

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ НАСОСНИХ ШТАНГ ЗА ШВИДКІСТЮ РОСТУ ТРІЩИН В ДОКРИТИЧНОМУ ПЕРІОДІ

Б.В.Копей, І.І.Стеліза, В.Б.Копей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,

e-mail: koreyb@nimg.edu.ua

При добыче нефти штанговыми скважинными насосами насосные штанги часто обрываются и это наносит значительный вред нефтедобывающим предприятиям. В связи с этим разработка методов оценки ресурса насосных штанг на основе современных достижений в отрасли механики разрушения, теории надежности, имеет актуальное значение. Авторы данной статьи основное внимание акцентируют на исследовании роста трещин коррозионной усталости в докритическом периоде и в определении величины остаточного ресурса штанг. На примере расчета ресурса насосной штанги Ø22 показано, что методом индивидуального прогнозирования ресурса насосных штанг можно более точно определить вероятность отказа колонны насосных штанг, которая имеет большое значение при проведении дефектоскопии насосных штанг.

Колона насосних штанг є однією із найлабших ланок штангових свердловинних насосних установок. Саме насосні штанги різко обмежують її надійність і довговічність. Це пов'язано із надзвичайно важкими умовами роботи насосних штанг. Змінні навантаження розтягу та згину, вплив корозійно-активного середовища, тертя об колону насосно-компресорних труб, особливо в похило-спрямованих свердловинах та інші експлуатаційні фактори призводять до появи корозійно-втомних тріщин. Тріщина в тілі штанги зароджується в інкубаційному періоді, далі росте і досягає критичного розміру, після чого відбувається руйнування насосної штанги. В зв'язку з цим важливе значення для вирішення цієї проблеми має розробка методу прогнозування ресурсу насосних штанг за швидкістю росту тріщин в докритичному періоді, який дозволить більш точно визначити ймовірність відмови колони насосної штанги.

Технічними показниками ресурсу насосних штанг є повний технічний ресурс T_{II} , фактичний відроблений ресурс T_{ϕ} та залишковий ресурс T_3 .

Якщо проаналізувати криві росту корозійно-втомних тріщин в насосних штангах з моменту виявлення першої тріщини, то можна вважати, що на ділянці її підростання до критичної, коли глибина тріщини досягне 5-8 мм, приріст довжини L в першому наближенні буде прямо пропорційний наробітку. В експлуатаційних умовах тріщина росте повільніше ніж в лабораторних і досягає більшої глибини [1]. Причиною такої різниці є різниця між амплітудними σ_a і приведеними напруженнями $\sigma_{пр}$, які виникають в насосних штангах, а також різни-

Pumping oil with the help rod pump sucker rods are often damage and this damage greatly influences oil industry enterprise. That's why development of method as for assessment of sucker rod fatigue life on the base of modern of achievement in the field of mechanical damage, theory of reliability has actual meaning. The authors of this article make an accent to the research of the crack growth in precritical state and to the determination of the value residual of sucker rod fatigue life. Taking into consideration calculation of sucker rods with the Ø22 we make the conclusion that with the help of the method of individual prediction of sucker rods we can determine exactly probability of column sucker rods refusal and this fact is of great importance while making defectoscopy of sucker rods

ми частотами навантаження в лабораторних ($f_{л} = 15,2$ Гц) та промислових ($f_{п} = 0,1-0,2$ Гц) умовах.

Повний технічний ресурс штанги визначається за формулою

$$T_{II} = T_i + T_P = T_i + \frac{L_{ГР} - L_{II}}{V_{ШТ}}, \quad (1)$$

де T_i – інкубаційний період розвитку втомної тріщини, який розраховується згідно [3] за формулами:

при симетричному циклі навантаження

$$T_i = C^I \cdot \left[\frac{(\sigma_{\phi} - \sigma_{max}) \cdot E}{(\sigma_{max} - \sigma_{-1})^2} \right]^n, \quad (2)$$

тут: σ_{ϕ} – границя міцності матеріалу штанги,
 σ_{max} – максимальне напруження циклу,
 σ_{-1} – границя витривалості штанги або напруження, що відповідає точці перелому кривої втоми,

E – модуль пружності,

C^I, n – експериментальні параметри;

при асиметричному циклі навантаження

$$T_i = C^I \cdot \left[\frac{(\sigma_{\phi} - \sigma_{max}) \cdot (\sigma_{\phi} - (1-R) \cdot \sigma_{max})}{(\sigma_{max} - \sigma_{-1}) \cdot (1-R) \cdot \sigma_{max}} \right]^{\frac{n}{2}}, \quad (3)$$

де R – коефіцієнт асиметрії циклу.

Ця залежність справедлива при

$$(1-R) \cdot \sigma_{max} < \sigma_{max} - \sigma_{-1},$$

інакше кількість циклів до зародження втомної тріщини визначається за формулою

$$T_i = C^I \cdot \left[\frac{(\sigma_{\phi} - \sigma_{max}) \cdot (\sigma_{\phi} - (1-R) \cdot \sigma_{max})}{(\sigma_{max} - \sigma_{-1})} \right]^{\frac{n}{2}}, \quad (4)$$

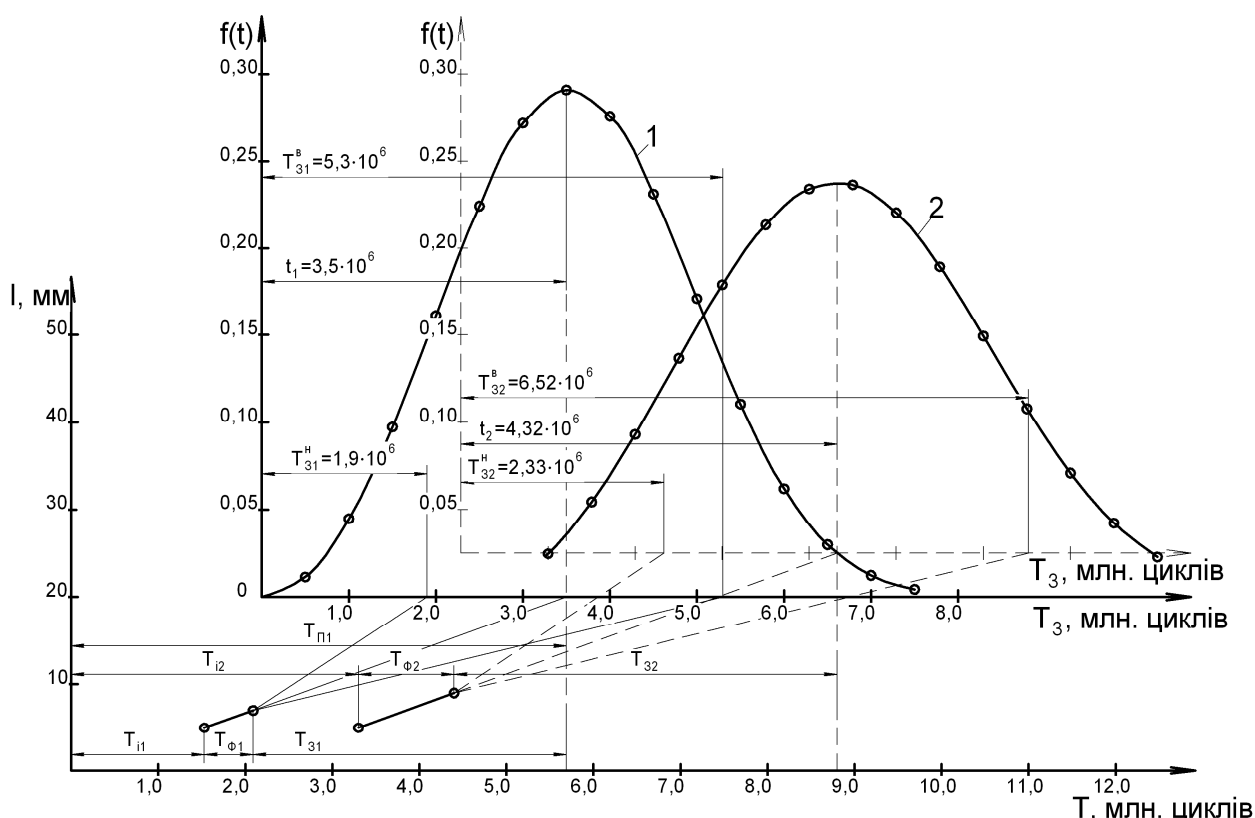


Рисунок 1 – Графічна побудова параметрів ресурсу насосних штанг Ø 22 мм зі сталі 20Н2М при змінному напруженні $\sigma=100$ МПа в лабораторних (1) та експлуатаційних умовах (2)

T_p – період росту тріщини від початкової довжини L_n , ($T_p = T_\Phi + T_3$)

$L_{ГР}$ і $L_{П}$ – гранична і початкова довжини тріщин ($L_{ГР} = 15-20$ мм, $L_{П} = 7-8$ мм – для лабораторних умов; $L_{ГР} = 20-25$ мм, $L_{П} = 8-9$ мм – для промислових умов);

$V_{шт}$ – середня швидкість росту тріщини в докритичному періоді в тілі штанги ($V_{шт} = 3,6 \cdot 10^{-9}$ м/ц).

Під час дефектоскопії визначають параметри тріщин (довжину, глибину, орієнтацію, їх кількість, локалізацію найбільшої тріщини) і при цьому часто виникає необхідність визначити можливість подальшого використання штанг, тобто визначити величину залишкового ресурсу штанг.

Залишковий ресурс насосної штанги з моменту контролю тріщини до її граничного значення визначають з рівняння:

$$T_3 = \frac{L_{ГР} - L_B}{V_{шт}}, \quad (5)$$

де L_B – довжина тріщини в тілі штанги під час вимірювання методами неруйнівного контролю (наприклад, ультразвуковим) $L_B = 7-25$ мм.

Якщо при індивідуальному прогнозуванні величини T_Φ і L_B прийняти за постійні, то T_3 необхідно розглядати як випадкову величину, значення якої визначаються ймовірнісним методом з врахуванням можливої величини його розсіювання. Величина можливого розсіювання залишкового ресурсу характеризується нижньою T_3^H та верхньою T_3^G границями довіри при вибраній величині ймовірності довіри α

(рис. 1). Таким чином, знаючи, або припускаючи закон розподілу ресурсних показників і ймовірність довіри α , визначають нижню T_3^H і верхню T_3^G границі довіри – величини можливого розсіювання.

При законі розподілу Вейбула і коефіцієнті варіації ν границі довіри розсіювання залишкового ресурсу можна визначити за допомогою формул

$$T_3^H = \frac{H_K}{\alpha} (\alpha_n) \eta, \quad (6)$$

$$T_3^G = \frac{H_K}{\alpha} (\alpha_g) \eta, \quad (7)$$

де: $\frac{H_K}{\alpha}$ – квантиль розподілу закону Вейбула;

α_n, α_g – прийнята ймовірність довіри для границь розсіювання залишкового ресурсу.

Враховуючи, що

$$\eta = \frac{\sigma}{C_B} = \frac{\nu \cdot T_3}{C_B},$$

де $C_B = \sqrt{\Gamma\left(1 + \frac{\eta}{\beta}\right) - K_B^2}$,

тут $K_B = \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right)$, (Γ – гамма функція, β –

параметр форми, η – параметр масштабу, σ – середньоквадратичне відхилення, ν – коефіцієнт варіації), можемо остаточно записати

$$T_3^H = \frac{H_K}{\alpha} (\alpha_H) \eta \cdot \frac{v \cdot T_3}{C_B}; \quad (8)$$

$$T_3^e = \frac{H_K}{\alpha} (\alpha_e) \eta \cdot \frac{v \cdot T_3}{C_B}. \quad (9)$$

Оскільки $T_\Phi = \text{const}$, то границі довіри повного ресурсу при індивідуальному методі прогнозування складуться

$$T_{II}^H = T_i + T_\Phi + T_3^H; \quad (10)$$

$$T_{II}^e = T_i + T_\Phi + T_3^e. \quad (11)$$

Величина наробітку екстремуму густини розподілу залишкового ресурсу може бути знайдена, якщо першу похідну функції розподілу $f(t)$ прирівняти до нуля. При законі розподілу Вейбула вона складе

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \cdot \left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta}.$$

Якщо $\frac{t}{\eta} = x$, тоді

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \cdot x^{\beta-1} \cdot e^{-x^\beta};$$

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} x$$

$$\times \left[(\beta-1) \cdot x^{\beta-2} \cdot e^{-x^\beta} - x^{\beta-1} \cdot e^{-x^\beta} \cdot \beta \cdot x^{\beta-1} \right] = \\ = \frac{\beta}{\eta} \cdot x^{\beta-2} \cdot e^{-x^\beta} (\beta-1-x^\beta \cdot \beta) = 0,$$

звідки

$$\beta-1-x^\beta \cdot \beta = 0 \Rightarrow x = \sqrt[\beta]{\frac{\beta-1}{\beta}}.$$

Проводячи заміну $x = \frac{t}{\eta}$, отримаємо

$$t = \sqrt[\beta]{\frac{\beta-1}{\beta}} \cdot \eta. \quad (12)$$

Наведемо приклад розрахунку ресурсу насосної штанги.

Нехай штанга при дії змінного напруження $\sigma=100$ МПа відпрацювала в лабораторних умовах 2,2 млн. циклів, а в свердловині 4,5 млн. циклів і при проведенні дефектоскопії методом УЗК (ультразвукового контролю) в ній виявили втомну тріщину довжиною $L_B=5-7$ мм. Необхідно визначити залишковий і повний ресурс штанги та їх інтервали довіри при $\alpha=0,8$ і $v = 0,365$ за параметром, який розглядається, якщо з експериментальних досліджень відомо, що швидкість росту тріщин в докритичному періоді описується рівнянням лінійної регресії

$$V_{ШТ} = 5,6 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{N}{N_K} - 8,47 \cdot 10^{-10}, \text{ м/ц.}$$

при середній швидкості $V_{ШТ.ср} = 3,6 \cdot 10^{-9}$ м/ц.

Залишковий ресурс штанги до моменту розвитку критичної тріщини довжиною $L_{ГР} = 20$ мм буде рівним в лабораторних умовах:

$$T_{31} = \frac{L_{ГР1} - L_{B1}}{V_{ШТ.СЕР}} = \frac{0,020 - 0,007}{3,6 \cdot 10^{-9}} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Залишковий ресурс штанги до моменту розвитку критичної тріщини довжиною $L_{ГР} = 25$ мм буде рівним в промислових умовах:

$$T_{32} = \frac{L_{ГР2} - L_{B2}}{V_{ШТ.СЕР}} = \frac{0,025 - 0,009}{3,6 \cdot 10^{-9}} = 4,4 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

При законі розподілу Вейбула параметри довжин втомних тріщин визначаються через табульовані значення [4,5]: $\beta=3,0$, $C_B = 0,325$.

Користуючись таблицею квантилів [5], визначаємо величини $\frac{H_K}{\alpha}$.

$$\text{При } \alpha = 0,1 \quad \beta = 3,0 \quad \frac{H_K}{\alpha} = 0,472;$$

$$\alpha = 0,9 \quad \beta = 3,0 \quad \frac{H_K}{\alpha} = 1,320.$$

Тоді в лабораторних умовах:

$$T_{31}^H = 0,472 \frac{0,365 \cdot 3,6 \cdot 10^6}{0,325} = 1,9 \cdot 10^6 \text{ циклів,}$$

$$T_{31}^e = 1,320 \frac{0,365 \cdot 3,6 \cdot 10^6}{0,325} = 5,3 \cdot 10^6 \text{ циклів;}$$

в промислових умовах:

$$T_{32}^H = 0,472 \frac{0,365 \cdot 4,4 \cdot 10^6}{0,325} = 2,33 \cdot 10^6 \text{ циклів,}$$

$$T_{32}^e = 1,320 \frac{0,365 \cdot 4,4 \cdot 10^6}{0,325} = 6,52 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Ресурс штанги в інкубаційному періоді T_i при параметрах $\sigma_B = 520$ МПа, $\sigma_{\max} = 150$ МПа, $\sigma_{-1} = 40$ МПа, $C^1 = 200$, $n = 1,02$ складає $1,53 \cdot 10^6$ для лабораторних умов. Можна оцінити, що інкубаційний період в експлуатаційних умовах складає $3,3 \cdot 10^6$ циклів. В періоді росту тріщини від початкової довжини $L_{II} = 5$ мм до визначеної методом УЗК $L_B = 7$ мм наробіток T_Φ склав в лабораторних умовах

$$T_{\Phi 1} = \frac{L_B - L_{II}}{V_{ШТ}} = \frac{0,007 - 0,005}{3,6 \cdot 10^{-9}} = 5,6 \cdot 10^5 \text{ циклів.}$$

в промислових умовах

$$T_{\Phi 2} = \frac{L_B - L_{II}}{V_{ШТ}} = \frac{0,009 - 0,005}{3,6 \cdot 10^{-9}} = 1,1 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Визначаємо границі довіри повного ресурсу штанг:

для лабораторних умов

$$T_{II1}^H = T_{i1} + T_{\Phi 1} + T_{31}^H = \\ = (1,53 + 0,56 + 1,9) \cdot 10^6 = 3,99 \cdot 10^6 \text{ циклів}$$

$$T_{II1}^e = T_{i1} + T_{\Phi 1} + T_{31}^e = \\ = (1,53 + 0,56 + 5,3) \cdot 10^6 = 7,39 \cdot 10^6 \text{ циклів}$$

Таблиця 1 – Вихідні дані для визначення щільності розподілу залишкового ресурсу T_{31} насосних штанг в лабораторних умовах при $\sigma = 100$ МПа

t_i , млн. ц.	$\frac{t_i}{\eta}$	$\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta-1}$	$\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}$	$e^{-\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}}$	$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \cdot \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}}$
0,5	0,1238	0,0153	0,0019	0,9981	0,0114
1,0	0,2475	0,0613	0,0152	0,9849	0,0448
1,5	0,3713	0,1379	0,0512	0,9501	0,0973
2,0	0,4950	0,2451	0,1213	0,8857	0,1612
2,5	0,6188	0,3829	0,2370	0,7890	0,2244
3,0	0,7426	0,5514	0,4095	0,6640	0,2719
3,5	0,8663	0,7505	0,6502	0,5219	0,2909
4,0	0,9901	0,9803	0,9706	0,3789	0,2758
4,5	1,1139	1,2407	1,3820	0,2511	0,2313
5,0	1,2376	1,5317	1,8957	0,1502	0,1709
5,5	1,3614	1,8534	2,5232	0,0802	0,1104
6,0	1,4851	2,2057	3,2757	0,0378	0,0619
6,5	1,6089	2,5886	4,1648	0,0155	0,0299
7,0	1,7327	3,0022	5,2018	0,0055	0,0123
7,5	1,8564	3,4464	6,3979	0,0017	0,0043
8,0	1,9802	3,9212	7,7647	0,0004	0,0012

Таблиця 2 – Вихідні дані для визначення щільності розподілу залишкового ресурсу T_{32} насосних штанг в промислових умовах при $\sigma = 100$ МПа

t_i , млн. ц.	$\frac{t_i}{\eta}$	$\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta-1}$	$\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}$	$e^{-\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}}$	$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \cdot \left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{t_i}{\eta}\right)^{\beta}}$
1,0	0,2024	0,0410	0,0083	0,9917	0,0247
1,5	0,3036	0,0922	0,0280	0,9724	0,0544
2,0	0,4049	0,1639	0,0664	0,9358	0,0931
2,5	0,5061	0,2561	0,1296	0,8784	0,1366
3,0	0,6073	0,3688	0,2240	0,7993	0,1790
3,5	0,7085	0,5020	0,3557	0,7007	0,2136
4,0	0,8097	0,6556	0,5309	0,5881	0,2342
4,5	0,9109	0,8298	0,7559	0,4696	0,2366
5,0	1,0121	1,0244	1,0369	0,3546	0,2206
5,5	1,1134	1,2396	1,3801	0,2516	0,1894
6,0	1,2146	1,4752	1,7917	0,1667	0,1493
6,5	1,3158	1,7313	2,2780	0,1025	0,1078
7,0	1,4170	2,0079	2,8452	0,0581	0,0709
7,5	1,5182	2,3050	3,4995	0,0302	0,0423
8,0	1,6194	2,6226	4,2471	0,0143	0,0228

для промислових умов

$$T_{II2}^H = T_{i2} + T_{\phi 2} + T_{32}^H = (3.3 + 1.1 + 2.33) \cdot 10^6 = 6.73 \cdot 10^6 \text{ циклів}$$

$$T_{II2}^G = T_{i2} + T_{\phi 2} + T_{32}^G = (3.3 + 1.1 + 6.52) \cdot 10^6 = 10.92 \cdot 10^6 \text{ циклів}$$

Величина наробітку при екстремумі щільності розподілу залишкового ресурсу складе:

для лабораторних умов

$$t_1 = \eta_1 \cdot \beta \sqrt[\beta]{\frac{\beta-1}{\beta}} = 4.04 \cdot 10^6 \cdot 3 \sqrt[3]{\frac{3-1}{3}} = 3.5 \cdot 10^6 \text{ циклів,}$$

тут $\eta_1 = \frac{v \cdot T_{31}}{C_B} = \frac{0.365 \cdot 3.6 \cdot 10^6}{0.325} = 4.04 \cdot 10^6;$

для промислових умов

$$t_2 = \eta_2 \cdot \beta \sqrt[\beta]{\frac{\beta-1}{\beta}} = 4.94 \cdot 10^6 \cdot 3 \sqrt[3]{\frac{3-1}{3}} = 4.32 \cdot 10^6 \text{ циклів,}$$

тут $\eta_2 = \frac{v \cdot T_{32}}{C_B} = \frac{0.365 \cdot 4.4 \cdot 10^6}{0.325} = 4.94 \cdot 10^6.$

В таблицях 1 і 2 наведені дані для визначення значень функції густини розподілу залишкового ресурсу при різних напруженнях.

Наведений приклад свідчить, що методом індивідуального прогнозування ресурсу насосних штанг можна більш точно визначити ймовірність відмови, ніж за кривою втоми, що має велике значення при проведенні дефектоскопії насосних штанг.

Література

1 Копей Б.В. Научно-технологические методы комплексного повышения ресурса деталей свердловинного нефтегазового оборудования: Дисс.... докт. тех. наук. – Ивано-Франківськ, 1996. – 478 с.

2 Прейсман В.И. Основы надежности сельскохозяйственной техники. – К.: Вища шк., 1988. – 247 с.

3 Бабюк И.С. Повышение эксплуатационных характеристик замковых резьбовых соединений УБТ: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук – Ивано-Франковск: ИФИНГ, 1990. – 25 с.

4 Ликеш И., Ляга И. Основные таблицы математической статистики. – М.: Финансы и статистика, 1985. – 356 с.

5 Большев Л.Н. Таблицы математической статистики. – М.: Наука, 1983. – 419 с.

УДК 62.592.113

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТОРЯДНИХ СТІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Д.О. Вольченко, Д.Ю. Журавльов, А.В. Лецишин

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,
e-mail: public@nuing.edu.ua

Рассматриваются экспериментальные исследования многорядных (два бандаж с накладками на шкиве и над ними тормозная лента) ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.

The even experimental researches of multiple-row (two trusses with units on the pulley and over the brake band) of band-shoe brakes of drilling winches are shown.

Відомо, що в деталях машин використовують багаторядні підшипники, в передавальних пристроях – багатодискові муфти. Широко використовують у техніці багаторядні ланцюгові та поліклінові передачі. Використання багаторядних підшипників пов'язано, в першу чергу, зі зниженням питомих навантажень, які діють на елементи кочення, незважаючи на те, що збільшуються втрати на тертя кочення. Мета зниження питомих навантажень поліклінових та багаторядних ланцюгових передачах при взаємодії їхніх елементів супроводжується ще зростанням несучої здатності, тобто передаванням збільшеного обертового моменту. У багатодискових муфтах, які забезпечують з'єднання та роз'єднання валів механічної системи має місце не тільки зменшення питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях дисків, але й передача великих обертових моментів. Крім того, вирішується проблема плавного вмикання у роботу пристроїв механічної системи.

Скористаємося рекомендацією І.В.Крагельського для багаторядного вузла тертя модельного стрічково-колодкового гальма щодо реального зниження жорсткості внутрішньої фрикційної накладки, яка досягається шляхом поділу загальної контурної площі A_k на два окремі самостійно навантажені елементи. Утворені дві поверхні у фрикційному вузлі гальма, навантажені кожна нормальною силою N , мають при однакових умовах більшу поверхню взаємодії за рахунок того, що кожна з їхніх робочих

поверхонь самопідлаштовується під робочу поверхню гальмівного шківа [1].

Особливістю конструкції багаторядних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма, згідно рис. 1 є те, що на гумотросовому кільці 4 за допомогою болтового з'єднання 11 прикріплені зовнішні 6 та внутрішні 7 фрикційні накладки, які, відповідно, мають зовнішню 2 та внутрішню 3 робочі поверхні. При цьому бандаж з фрикційних елементів 1 посажено з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа 10. В даній конструкції багаторядних вузлів тертя використано два бандажі.

Багаторядні вузли тертя гальма працюють на двох стадіях гальмування. Перша стадія – при зтягуванні гальмівної стрічки 5 відбувається взаємодія її внутрішньої поверхні з зовнішніми поверхнями 2 накладок 6 бандажів доки не буде зірвано натяг між внутрішніми поверхнями 3 накладок 7 та робочою поверхнею гальмівного шківа 10. Після цього настає друга стадія гальмування. Її характерним є те, що гальмівна стрічка 5 затискає на кути її охоплення бандажі і вони внутрішніми поверхнями 3 накладок 7 взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа 10. При цьому рух шківа 10 сповільнюється і він зупиняється.

Багаторядні вузли тертя стрічково-колодкового гальма проходили випробування у лабораторних умовах на стенді.

Махова маса стенду складала 1,9 кН, швидкість ковзання для усіх модельних випробувань була сталою і змінювалася в інтервалах від 1,0