

*Tolerances and fit*. Reference book. In 2 parts / V.D. Miagkov, M.A. Paley, A.B. Romanov, V.A. Bragin-skiy. 6th publ. processed and complemented L.: Mashynostroyeniye, Leningrad Department. 1983. Part 2. 448 p.

5. <http://www.koda.ua/products/desc.html?id=675>

6. *А.И. Якушев*. Учебник для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Во-ронцов, Н.М. Федотов. – 6-е изд., перераб. и дополн. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.: ил.

*A.I. Yakushev*. Higher school textbook / A.I. Yakushev, L.N. Vorontsov, N.M. Fedotov. – 6th publ. processed and complemented – M.: Mashynostroyeniye, 1987. – 352 p.: illustrated.

Дана оцінка методичних невизначеностей виміру відхилення від округлості вала. Використовується імітаційне моделювання. У програмному середовищі КОМПАС-3D моделюється контур перетину й проводиться контроль поточного розміру. У рядках і стовпцях електронної таблиці вносяться отримані відхилення й розраховуються відхилення від округлості вала в

перетині. Методика призначена для навчання магістрів (технологів і метрологів), а також для досліджень.

**Ключові слова:** вал, перетин, невизначеність, погіршеність, відхилення, ексцентриситет, огранювання, овальність

Estimation of the methodological uncertainties in measuring the deviation from the roundness of the shaft is carried out. Simulation technique is used. In the software environment of KOMPAS-3D outline of section is simulated and size now is examined. In the rows and columns of the spreadsheet obtained deviations are filled in and the deviations from the roundness of the shaft at the section are calculated. The method is designed to teach students (speciality of technology and metrology), and for research.

**Keywords:** shaft, cross section, uncertainty, error, deviation, eccentricity, cut, oval

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук Р.П. Дідиком. Дата надходження рукопису 27.01.11

УДК 622.673.1

**К.С. Заболотний, д-р. техн. наук, проф.,  
О.В. Панченко, канд. техн. наук,  
О.Л. Жупієв**

Державний вищий навчальний заклад  
„Національний гірничий університет“, м. Дніпропетровськ,  
Україна, e-mail: helean\_@ua.fm

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ НА КРУЧЕННЯ ГУМОТРОСОВИХ КАНАТІВ БОБІННИХ ПІДЙОМНИКІВ

**K.S. Zabolotnyi, Dr. Sci. (Tech.), Professor,  
O.V. Panchenko, Cand. Sci. (Tech.),  
O.L. Zhupiev**

State Higher Educational Institution “National Mining  
University”, Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: helean\_@ua.fm

## SCIENTIFIC RESEARCH OF TORSIONAL HARDNESS OF RUBBER-ROPE CABLE OF BOBBIN HOIST

Викладено методику наукових досліджень, спрямованих на вдосконалення методу розрахунку силових факторів у витках багатошарової намотки гумотросових канатів бобінних підйомників, в якому враховано відсутність поздовжнього стиснення каната та залежність жорсткісних характеристик шарів від параметрів багатошарової намотки. Показано, що жорсткість на крутіння для заданих геометричних параметрів гумотросового каната може бути визначено за допомогою апроксимуючого полінома.

**Ключові слова:** гумотросовий канат, багатошарова намотка, тіло намотки, жорсткість каната на крутіння, бобінна піднімальна машина

**Стан питання і постановка завдання.** У роботах Л.В. Колосова і М.В. Полушиної [1–2] досліджувалася крутильна жорсткість бобінної намотки гумотросового каната (ГТК) в припущенні плоско-напруженого стану методом скінченних елементів з урахуванням спіральності намотки та припущеннями:

1) шари каната працюють спільно без проковзування;

2) реальна конструкція тіла намотки представлена у вигляді послідовності спіральних шарів постійної товщини відповідних за жорсткісними характеристиками тросам і гумовій матриці;

3) гумова матриця працює в області лінійної деформації;

4) поведінка гумової матриці аналогічна поведінці гуми в стикових з'єднаннях ГТК.

У результаті чисельних експериментів для невеликого числа шарів тіла намотки (до 20) було виявлено два типи його поведінки. Для жорсткості троса, порівнянного із жорсткістю гумової матриці, деформації локалізовані в області сходу каната з бобіни. При цьому окружні та радіальні переміщення одного порядку. В області реальних значень жорсткості троса тіло намотки працює як суцільне пружне тіло зі збільшеним модулем зсуву в порівнянні з модулем зсуву гуми на коефіцієнт, що залежить від  $t/d$  і  $h/d$  (тут  $d$  – діаметр троса,  $t$  – крок троса,  $h$  – товщина каната), при навантаженні його скручуючим моментом.

На підставі аналізу цих експериментів була запропонована аналітична модель зсуву тіла намотки при припущеннях:

- жорсткі шари нескінченно тонкі, працюють тільки на розтягання-стиснення і не мають жорсткості на вигин;
- із усіх компонентів переміщення точок у м'яких шарах ураховується тільки кутове переміщення;
- для м'якого шару приймається лінійний закон зміни кута жорстких шарів.

Для характеристики змінюваності напружено-деформованого стану тіла намотки по окружній координаті введено параметр

$$Z = \sqrt{\frac{E \cdot F_{\delta\delta} \cdot j}{G \cdot t \cdot r_0 \cdot \pi}},$$

де  $E$  – модуль пружності троса на розтягання;  $F_{\delta\delta}$  – площа поперечного перерізу троса;  $j$  – число витків;  $G$  – приведений модуль зрушення тіла намотки;  $r_0$  – радіус обичайки.

На підставі чисельного дослідження моделі показано, що для реальних параметрів ГТК і початкового радіуса бобіни, при критерії  $Z \geq 20$ , тіло намотки поводить як однорідне циліндричне тіло при крутінні із жорсткістю

$$C = \frac{4\pi \cdot G \cdot b}{\rho_j^2 - 1}, \quad (1)$$

де  $\rho_j = r_j(2\pi)/r_0$ ;  $b$  – ширина тіла намотки.

Проектні параметри бобінних піднімальних установок із ГТК для глибин понад 2000м і вантажопідйомністю до 400 т. істотно відрізняються від параметрів бобінних підйомників, досліджених у наведених вище роботах, що викликає необхідність більш глибокого аналізу напружено-деформованого стану тіла намотки при зміні натягу підйомального каната.

**Ціль роботи** – дослідження напружено-деформованого стану тіла намотки гумотросового каната бобінних підйомників.

**Дослідження напружено-деформованого стану тіла намотки методом скінчених елементів.** При створенні скінчено-елементної моделі тіла намотки (рис. 1) прийняті наступні припущення:

1. Гумотросовий канат моделюється послідовністю не взаємодіючих один з одним обгумованих тросів.
2. Трос моделюється плоским спіралевидним тілом із круглим поперечним перерізом, рівним діаметру каната.
3. Гумова матриця моделюється порожнім циліндром з діаметрами, відповідними діаметру обичайки та зовнішньому діаметру тіла намотки, в якому прорізаний спіралевидний отвір, відповідний моделі троса.
4. Трос і гумова матриця взаємодіють без проковзування.
5. Гумова матриця жорстко пов'язана з обичайкою.
6. З міркувань симетрії розглядається половина тіла намотки.

7. Через малість співвідношення  $h/r_0$  використовується лінійний тетраїдальний скінчений елемент.

8. Навантаження прикладається до лінійної ділянки троса, гладко сполученої зі спіралевидним тросом.

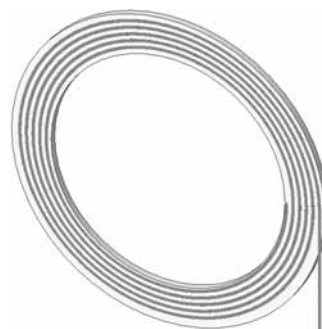


Рис. 1. Розрахункова модель тіла намотки

З аналізу робіт попередників видно, що, у загальному випадку, жорсткість тіла намотки на крутіння можна представити як жорсткість двох послідовно з'єднаних пружин. Одна з них відповідає крутильній жорсткості однорідного тіла, а інша – локальній деформації, зосередженій в околиці точки сходу троса. Як критерій внеску однорідної деформації в загальну картину деформування  $\chi$  запропоновано співвідношення

$$\chi = V(\varphi)/V(0),$$

де  $V(\varphi)$  – окружне переміщення зовнішньої поверхні тіла намотування;  $\varphi$  – окружна координата, початок, який відповідає точці сходу каната.

Як критерій оцінки погрішності формули для однорідного тіла  $\xi$  оберемо співвідношення

$$\xi = V(0)/V_0,$$

де  $V_0$  – окружне переміщення зовнішньої поверхні однорідного тіла, що відповідає жорсткості (1).

Для аналізу поведінки тіла намотки при великій долі локальних переміщень у загальному окружному переміщенні досліджувалася залежність критеріїв  $\chi$  і

$\xi$  від  $\sqrt{\rho_j}$  (рис. 2 і 3) для параметрів ГТК  $d = 4,2$ мм,  $t = 20$ мм,  $h = 10$ мм і намотки  $r_0 = 400$ мм. Розрахунок проводився для 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 і 15 витків. З рисунків видно, що в тому випадку, якщо доля однорідних переміщень складає 0,375 – 0,55 максимальних окружних переміщень тіла намотки, погрішність обчислення жорсткості по (1) складає 75 – 180 %. Критерій  $Z$  при цьому змінювався в діапазоні 33 – 65.

При підводному видобутку для збільшення плавуучості можуть застосовуватися стрічки підвищеної товщини. Для чисельного експерименту в якості базового був прийнятий канат ГТЛ-5000, 5 витків намотування та  $r_0 = 420$ мм. У порівнянні з базовою 25,5 мм, товщина каната змінювалася в діапазоні 15 – 40мм (рис. 4). З аналізу графіка видно, що залежність критерію  $\chi$  від  $\sqrt{h}$  близька до лінійної.

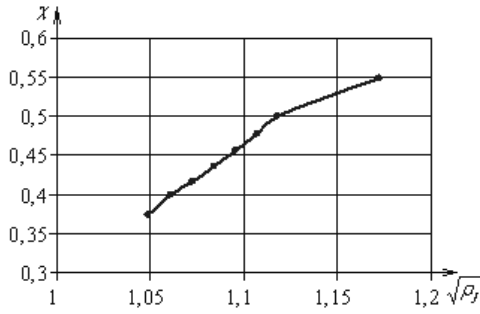


Рис. 2. Оцінка внеску однорідності деформації

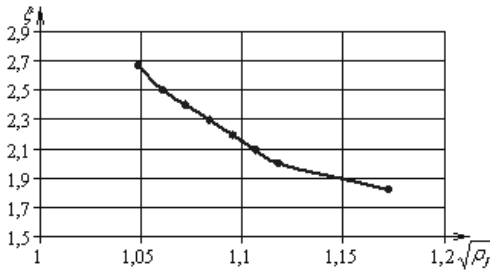


Рис. 3. Оцінка погрешності формули для жорсткості однорідного тіла

Для аналізу поведінки тіла намотування, близького до однорідного тіла, розглянута бобінна намотка ГТЛ-5000 для  $r_0 = 150$  мм. У задачі число витків змінювалося в діапазоні 1 – 20 (рис. 5).

З аналізу рисунка витікає, що при малих значеннях  $r_0/d$ , навіть при невеликому числі витків, тіло намотки при крутінні поводить подібно однорідному тілу.

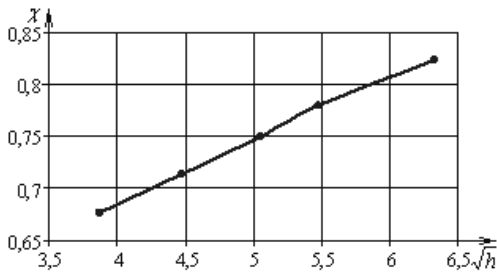


Рис. 4. Оцінка внеску однорідності деформації залежно від товщини стрічки

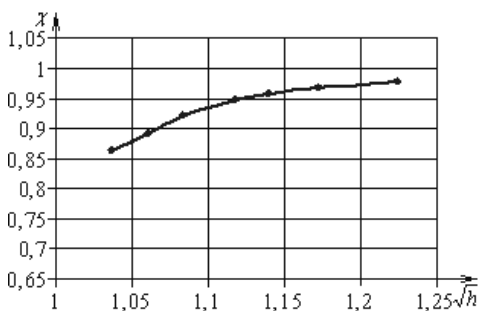


Рис. 5. Оцінка внеску однорідності деформації залежно від числа витків

Рис. 6 ілюструє два крайніх випадки деформування тіла намотки: близьке до однорідного  $\chi = 0,81$  і локальне деформування  $\chi = 0,23$ . На рисунку позначено  $UY(mm)$  – вертикальні переміщення тіла намотки. Відповідно до формули (1), жорсткість тіла намотки квадратично залежить від зовнішнього діаметра тіла намотки, а локальна жорсткість слабо залежить від значення діаметра. Тому при малому числі витків жорсткість однорідного тіла перевищує локальну жорсткість, що приводить до великої погрешності формули (1) (рис. 3). Однак у цьому випадку сумарна піддатливість має той же порядок, що й піддатливість однорідного тіла, тобто досить мала. Небезпека динамічної поведінки бобінного підйомника при аварійному і робочому гальмуванні виникає при великій кількості витків, коли жорсткість однорідного тіла набагато менше локальної жорсткості, а загальну крутильну жорсткість тіла намотки можна визначати за формулою (1) з точністю, достатньою для динамічного аналізу.

При проведенні серії чисельних експериментів зі скінченно-елементною моделлю тіла намотки виявилося, що запропонований у роботах [1 – 2] критерій  $Z = 20$  не завжди корелював із переважним типом деформованого стану. Для уточнення цього критерію було розроблено аналітичну модель, урахувуючу зсув і обгиснення м'яких гумових шарів. У цій моделі трос представляється у вигляді нескінченно тонкої спіралі з жорсткісними характеристиками, які відповідають реальному тросу. Усе тіло намотки моделюється циліндричним тілом з приведеними характеристиками, армованим спіральним тросом. У наступному підрозділі розглянуто алгоритм обчислення цих приведених характеристик.

**Визначення приведених жорсткісних характеристик тіла намотки.** На рис. 7 надано результат вирішення задачі поперечного стиснення пакета ГТК. З малюнка видно, що на розширення тіла намотки впливає розширення гуми поблизу вільної поверхні. При роботі тіла намотки на крутіння, жорсткість визначається роботою центральної частини пакета, що складає 80 % від усього тіла намотки. Тому для визначення жорсткості на крутіння припустимо замінити гумотросовий канат сукупністю не взаємодіючих обгумованих тросів із жорсткісними характеристиками відповідної центральної частини тіла намотки [3]

$$B(\eta, \tau, i, j) = [0,660 + 0,520 \cdot \eta + 0,210 \cdot \tau - 0,160 \cdot \eta^2 + 0,240 \cdot \eta \cdot \tau + 0,001 \cdot \tau^2] \cdot [1 + 3,120 \cdot 1,900^{-(i-1)^{0,630}} \times (1 - 1,290^{i-j}) + 5,110 \cdot 1,570^{-(i-1)^{0,810}} \cdot 1,290^{i-j}],$$

де

$$\eta = 1 / \left( \frac{h}{d} - 1 \right), \quad \tau = 1 / \left( \frac{t}{d} - 1 \right);$$

$i$  – номер шару в пакеті;  $j$  – загальна кількість шарів.

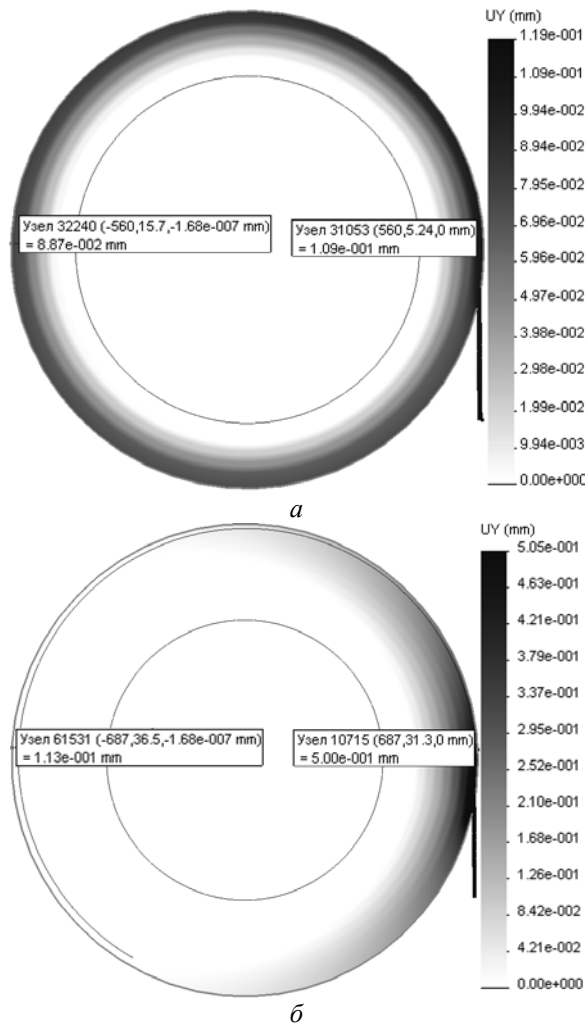


Рис. 6. Характер деформованого стану тіла намотки при: а)  $\chi = 0,81$ ; б)  $\chi = 0,23$

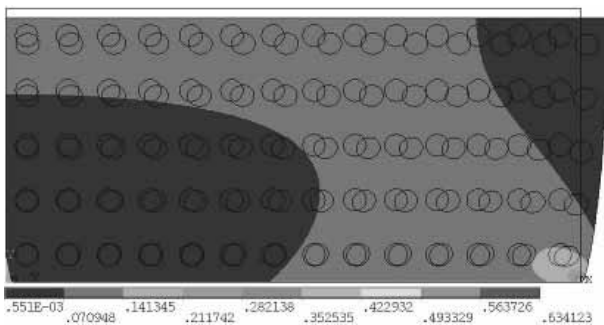


Рис. 7. Поперечне стиснення пакета гумотросового каната

Для вирішення задачі по визначенню жорсткості на крутіння тіла намотки ГТК використаємо метод комп'ютерного скінчено-елементного моделювання.

Введемо безрозмірну інтегральну характеристику шару пакета ГТК – коефіцієнт жорсткості на крутіння

$$G' = \frac{P_z}{w_y \cdot G_{\text{двс}}}$$

Визначимо значення коефіцієнта  $G'$  залежно від параметрів намотки ГТК:  $t/d, h/d, G_{\text{рез}}, G_{\text{мрз}}, i, j$ .

Прийнемо припущення: коефіцієнт жорсткості на крутіння шару намотки ГТК представимо у вигляді добутку двох коефіцієнтів

$$G' = G'' \cdot k_G,$$

де  $G''$  – коефіцієнт жорсткості на крутіння намотки, що враховує тільки геометрію конструкції та фізико-механічні властивості компонентів;  $k_G$  – коефіцієнт жорсткості шару намотки ГТК, що враховує крайовий ефект при контакті каната з поверхнею органу намотки.

Для вирішення поставленої задачі на розробленій скінчено-елементній моделі пакета ГТК [3] проведемо обчислювальний експеримент. Для скінчено-елементної моделі задані граничні умови (рис. 8) і визначено напружено-деформований стан пакета. При встановленні  $G''$  прийняті наступні граничні умови: по лівій кромці прямокутника – умова симетрії, по нижній – заборона вертикальних переміщень, а по верхній у подовжньому напрямку задана сила  $P$ , що дорівнює 500Н. Крайовий ефект, що виникає при контакті шару стрічки з поверхнею органу намотки, для скінчено-елементної моделі змодельований у граничних умовах шляхом заборони вертикальних і горизонтальних переміщень нижньої кромки шару ГТК.

**Визначення  $G''$ .** Для скінчено-елементної моделі задані граничні умови та визначено НДС шару каната. Результати оброблені з використанням формули (1). Варіювалися геометричні параметри ГТК. Результати обчислювальних експериментів зведені в таблицю.

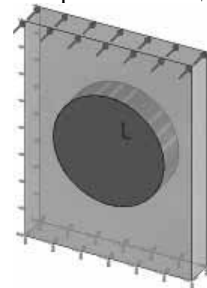


Рис. 8. Граничні умови скінченно-елементної моделі

Таблиця

Значення залежності коефіцієнту жорсткості на крутіння намотки від геометричних параметрів гумотросових канатів

h/d	t/d					
	1,200	1,300	1,400	1,600	1,800	2,000
1,700	4,172	3,151	2,642	2,144	1,895	1,740
1,900	3,725	2,827	2,369	1,926	1,702	1,567
2,100	3,388	2,591	2,182	1,781	1,525	1,456
2,300	3,117	2,405	2,038	1,675	1,490	1,377
2,500	2,893	2,254	1,920	1,596	1,421	1,316
2,700	2,702	2,126	1,821	1,520	1,363	1,266

Взявши  $t/d$  і  $h/d$  за перемінні, знайдемо наближену функцію, що їх зв'язує. Апроксимуючий поліном для визначення коефіцієнта жорсткості тіла намотки ГТК на крутіння прийемо у вигляді

$$G''(\eta, \tau) = s_1 + s_2 \cdot \eta + s_3 \cdot \tau + s_4 \cdot \eta^2 + s_5 \cdot \eta \cdot \tau + s_6 \cdot \tau^2. \quad (2)$$

Тут  $\{s\}^T = \{s_1 \ s_2 \ s_3 \ s_4 \ s_5 \ s_6\}$  – вектор невідомих, установлений методом найменших квадратів, мінімізувавши квадрати відхилень полінома  $G'(\eta, \tau)$

$$\Delta = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \left( -G'_{i,j} + s_1 + s_2 \cdot \eta_i + s_3 \cdot \tau_j + s_4 \cdot \eta_i^2 + s_5 \cdot \tau_j \cdot \eta_i + s_6 \cdot \tau_j^2 \right)^2,$$

де  $m, n$  – кількість рядків і колонок у табл. 3.1.

Знайдемо частки, похідні від величини  $\Delta$ . Дорівнявши їх нулю, отримаємо систему рівнянь для визначення коефіцієнтів вектора  $\{s\}$ , яку перетворимо до стандартного вигляду  $[A] \cdot \{s\} = \{C\}$ . Тут  $\{s\}$  – вектор-стовпець невідомих;  $[A]$  – основна матриця системи;  $\{C\}$  – вектор-стовпець вільних членів. Використавши метод виключення Гауса, одержимо рішення системи рівнянь із трьома знаками точності

$$s^T = \{0,664 \ 0,518 \ 0,211 \ -0,156 \ 0,252 \ 0,002\}.$$

Отже, коефіцієнти полінома (2) визначені.

$$G''(\eta, \tau) = (0,664 + 0,518 \cdot \eta + 0,211 \cdot \tau - 0,156 \cdot \eta^2 + 0,252 \cdot \eta \cdot \tau + 0,002 \cdot \tau^2). \quad (3)$$

Коефіцієнт поперечної жорсткості  $G''$  в (3) визначено для співвідношень  $t/d$  і  $h/d$ , наведених у таблиці. Таким чином, рівняння справедливе для типорозмірів стрічок, що випускаються серійно – РТЛ-2500 – РТЛ-6000.

**Визначення  $k_G$ .** Для визначення коефіцієнта  $k_G$  у чисельному експерименті досліджено напружено-деформований стан пакета зі стрічки ГТЛ-3150: змінювали кількість шарів стрічки в пакеті та визначали по формулі (1) коефіцієнт жорсткості на крутіння кожного шару пакета ГТК. Позначимо:  $G'_{i,j}$  – коефіцієнт поперечної наведеної жорсткості  $i$ -го шару в пакеті із загальною кількістю шарів  $j$ . У результаті обчислень отримана матриця  $[G]$ .

Виходячи з припущення (2), визначимо коефіцієнт жорсткості на крутіння

$$k_{G_{i,j}} = \frac{G'_{i,j}}{G''} \quad (4)$$

і отримаємо матрицю  $[k_{G_{i,j}}]$ . Щоб узагальнити результати для елементів матриці  $[k_{G_{i,j}}]$ , знайдемо апроксимуючу функцію вигляду

$$k_G(i, j) = 1 + k_1 \cdot k_2^{-(i-1)k_3} \cdot (1 - k_4^{i-j}) + k_5 \cdot k_6^{-(i-1)k_7} \cdot k_4^{i-j}. \quad (5)$$

Значення вектора  $\{k\}$  визначено методом найменших квадратів

$$k = \{3,279 \ 1,964 \ 0,651 \ 1,318 \ 5,617 \ 1,556 \ 0,791\}. \quad (6)$$

З урахуванням (4), (5) і (6), остаточно маємо вираз для коефіцієнта жорсткості на крутіння  $i$  шару пакета ГТК із загальною кількістю шарів  $j$

$$G'(i, j) = [0,664 + 0,518 \cdot \eta + 0,211 \cdot \tau - 0,156 \cdot \eta^2 + 0,252 \cdot \eta \cdot \tau + 0,002 \cdot \tau^2] \cdot [1 + 3,279 \cdot 1,964^{-(i-1)0,651} \times (1 - 1,318^{i-j}) + 5,617 \cdot 1,556^{-(i-1)0,791} \cdot 1,318^{i-j}]. \quad (7)$$

Аналітичний вираз для коефіцієнта жорсткості на крутіння  $i$  шару пакета ГТК із загальною кількістю шарів  $j$  справедливо для типорозмірів стрічок, що випускаються серійно, РТЛ-2500 – РТЛ-6000 (таблиця).

**Аналітична модель тіла намотки ГТК.** Багатшарову намотку представимо у вигляді порожнього циліндра з однорідного ортотропного матеріалу, армованого нескінченно тонкою спіраллю із кроком, рівним товщині каната, і жорсткісними характеристиками, відповідними характеристикам троса. Будемо вважати, що в радіальному напрямку тіло намотки зазнає необмежене стиснення, що характеризується змінним по радіусу модулем пружності

$$E_i = E_{\text{d}ac} \cdot B(\eta, \tau, i, j).$$

Аналогічно для модуля зсуву

$$G_i = G_{\text{d}ac} \cdot G'(\eta, \tau, i, j).$$

Оскільки жорсткість троса в багато разів вище жорсткості відповідного шару гуми, припустимо, при визначенні потенційної енергії деформування тіла намотки при крутінні, обмежитися трьома складовими загальної потенційної енергії

$$P = P_c + P_r + P_\gamma,$$

де  $P_c$  – сумарна потенційна енергія розтягання тросів;  $P_r$  і  $P_\gamma$  – сумарні потенційні енергії стиснення та зсуву витків.

У полярній системі координат зручно переміщення характеризувати кутом повороту

$$\theta = \frac{V}{r},$$

де  $V$  – окружне переміщення;  $r$  – радіус спіралі.

Деформація троса при розтяганні

$$\varepsilon_\varphi = \theta' + \frac{u}{r}, \quad (8)$$

де  $\theta'$  – похідна від  $\theta$  по окружній координаті  $\varphi$ ;  $u$  – радіальне переміщення троса.

Позначимо через  $N$  зусилля розтягання троса

$$N = B_c \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (9)$$

де  $B_c$  – жорсткість троса на розтягання.

Трос має форму Архімедової спіралі

$$r(\varphi) = r(0) + \frac{h \cdot \varphi}{2 \cdot \pi}.$$

Оскільки  $h/r_0 \ll 1$ , то похідною  $r(\varphi)$  можна знехтувати. Будемо вважати

$$r_i(\varphi) = r_i(0) = r_0 + h \cdot (i - 0,5) \text{ для } i = 1, \dots, j + 1.$$

Варіація сумарної потенційної енергії розтягання тросів

$$\begin{aligned} \delta \Pi_c &= \sum_{i=1}^j \int_0^{2\pi} N_i \cdot r_i \cdot \delta \varepsilon_{\varphi i} d\varphi = \sum_{i=1}^j \int_0^{2\pi} (N_i \cdot r_i) \cdot \left( \delta \theta_i + \frac{\delta u_i}{r_i} \right) d\varphi = \\ &= \sum_{i=1}^j \left( \int_0^{2\pi} N_i \cdot r_i \cdot \delta \theta_i d\varphi - \int_0^{2\pi} N_i \cdot r_i \cdot \delta \theta_i d\varphi + \int_0^{2\pi} N_i \cdot \delta u_i d\varphi \right). \end{aligned}$$

Будемо вважати, що деформації матриці анізотропного матеріалу постійні в просторі між витками тросів і дорівнюють

$$\varepsilon_{r_i} = \frac{2u_i}{h}; \quad \varepsilon_{\theta_i} = \frac{u_i - u_{i-1}}{h} \text{ при } i = 2, \dots, j; \quad (10)$$

$$\gamma_i = \frac{u'_i}{R_i} + R_i \cdot \frac{2 \cdot \theta_i}{h}; \quad \gamma_i = \frac{u'_i + u'_{i-1}}{2 \cdot R_i} + R_i \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{h} \text{ при } i = 2, \dots, j,$$

де  $R_i = r_0 + (i - 1) \cdot h$ .

Їм відповідають напруги

$$\sigma_{r_i} = E_i \cdot \varepsilon_{r_i}; \quad \tau_i = G_i \cdot \gamma_i. \quad (11)$$

Варіація потенційної енергії матриці на стиснення

$$\begin{aligned} \delta \Pi_r &= t \cdot h \cdot \int_0^{2\pi} \left( 0,5 \cdot R_1 \cdot \sigma_{r_1} \cdot \delta \varepsilon_{r_1} + \sum_{i=2}^j R_i \cdot \sigma_{r_i} \cdot \delta \varepsilon_{r_i} \right) d\varphi = \\ &= t \cdot \int_0^{2\pi} \left( R_1 \cdot \sigma_{r_1} \cdot \delta u_1 + \sum_{i=2}^j R_i \cdot \sigma_{r_i} \cdot (\delta u_i - \delta u_{i-1}) \right) d\varphi. \end{aligned}$$

Варіація потенційної енергії матриці на зсув

$$\begin{aligned} \delta \Pi_\gamma &= t \cdot h \cdot \int_0^{2\pi} \left( 0,5 \cdot R_1 \cdot \tau_1 \cdot \delta \gamma_1 + \sum_{i=2}^j R_i \cdot \tau_i \cdot \delta \gamma_i \right) d\varphi = \\ &= t \cdot \int_0^{2\pi} \left( R_1 \cdot \tau_1 \cdot \delta \left( \frac{u'_1 \cdot h}{2 \cdot R_1} + R_1 \cdot \theta_1 \right) + \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=2}^j R_i \cdot \tau_i \cdot \delta \left( \frac{h \cdot (u'_i + u'_{i-1})}{2 \cdot R_i} + R_i \cdot (\theta_i - \theta_{i-1}) \right) \right) d\varphi + \\ &\quad + t \cdot \int_0^{2\pi} \left( -\tau'_i \cdot \delta \frac{u_i \cdot h}{2} + R_i^2 \cdot \tau_i \cdot \delta \theta_i + \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=2}^j \left( -\tau'_i \cdot \delta \frac{h \cdot (u_i + u_{i-1})}{2} + \tau_i \cdot R_i^2 \cdot \delta (\theta_i - \theta_{i-1}) \right) \right) d\varphi. \end{aligned}$$

З отриманих рівнянь випливають рівняння рівноваги

$$N'_i \cdot r_i - t \cdot R_i^2 \cdot \tau_i + t \cdot R_{i+1}^2 \cdot \tau_{i+1} = 0 \text{ при } i = 1, \dots, j - 1, \quad (12)$$

$$N'_j \cdot r_j - t \cdot R_j^2 \cdot \tau_j = 0;$$

$$N_i + t \cdot R_i \cdot \sigma_{r_i} - t \cdot R_{i+1} \cdot \sigma_{r_{i+1}} - 0,5 \cdot t \cdot h \cdot (\tau'_i + \tau'_{i+1}) = 0, \quad (13)$$

$$N_i + t \cdot R_i \cdot \sigma_{r_i} - 0,5 \cdot t \cdot h \cdot \tau'_i = 0.$$

Граничні умови

$$\theta_1(0) = 0; \quad u_1(0) = 0; \quad N_j(2\pi) = P;$$

$$\theta_i(0) = \theta_{i-1}(2\pi) \text{ при } i = 2, \dots, j;$$

$$N_i(0) = N_{i-1}(2\pi) \text{ при } i = 2, \dots, j;$$

$$u_i(0) = u_{i-1}(2\pi) \text{ при } i = 2, \dots, j;$$

$$\tau_i(0) = \tau_{i-1}(2\pi) \text{ при } i = 2, \dots, j,$$

де  $P$  – додаткове зусилля натягу каната.

Підставивши в (12), (13) вирази (8) – (11), одержимо систему лінійних рівнянь із постійними коефіцієнтами при  $i = 2, \dots, j - 1$

$$\begin{cases} B_c \cdot (\theta''_i \cdot r_i + u'_i) - t \cdot R_i^2 \cdot G_i \cdot \left( \frac{u'_i}{R_i} + R_i \cdot \frac{2 \cdot \theta_i}{h} \right) + \\ + t \cdot R_{i+1}^2 \cdot G_{i+1} \cdot \left( \frac{u'_i + u'_{i+1}}{2 \cdot R_{i+1}} + R_{i+1} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i+1}}{h} \right) = 0; \\ B_c \cdot (\theta''_i \cdot r_i + u'_i) - t \cdot R_i^2 \cdot G_i \cdot \left( \frac{u'_i + u'_{i-1}}{2 \cdot R_i} + R_i \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{h} \right) + \\ + t \cdot R_{i+1}^2 \cdot G_{i+1} \cdot \left( \frac{u'_{i+1} + u'_i}{2 \cdot R_{i+1}} + R_{i+1} \cdot \frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{h} \right) = 0; \\ B_c \cdot (\theta''_j \cdot r_j + u'_j) - \\ - t \cdot R_j^2 \cdot G_j \cdot \left( \frac{u'_j + u'_{j-1}}{2 \cdot R_j} + R_j \cdot \frac{\theta_j - \theta_{j-1}}{h} \right) = 0. \end{cases} \quad (14)$$

$$\left\{ \begin{aligned} & B_c \cdot \left( \theta_i + \frac{u_i}{r_i} \right) + t \cdot R_i \cdot E_i \cdot \frac{2u_i}{h} - t \cdot R_2 \cdot E_2 \cdot \frac{u_2 - u_1}{h} - 0,5 \cdot t \cdot h \times \\ & \times \left( G_i \cdot \left( \frac{u'_i}{R_i} + R_i \cdot \frac{2\theta_i}{h} \right) + G_2 \cdot \left( \frac{u'_2 + u'_1}{2R_2} + R_2 \cdot \frac{\theta_2 - \theta_1}{h} \right) \right) = 0; \\ & B_c \cdot \left( \theta_i + \frac{u_i}{r_i} \right) + t \cdot R_i \cdot E_i \cdot \frac{u_i - u_{i-1}}{h} - t \cdot R_{i+1} \cdot E_{i+1} \cdot \frac{u_{i+1} - u_i}{h} - \\ & - 0,5 \cdot t \cdot h \cdot \left[ G_i \cdot \left( \frac{u'_i + u'_{i-1}}{2R_i} + R_i \cdot \frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{h} \right) + \right. \\ & \left. + G_{i+1} \cdot \left( \frac{u'_{i+1} + u'_i}{2R_{i+1}} + R_{i+1} \cdot \frac{\theta_{i+1} - \theta_i}{h} \right) \right] = 0; \\ & B_c \cdot \left( \theta_j + \frac{u_j}{r_j} \right) + t \cdot R_j \cdot E_j \cdot \frac{u_j - u_{j-1}}{h} - \\ & - 0,5 \cdot t \cdot h \cdot G_j \cdot \left( \frac{u'_j + u'_{j-1}}{2R_j} + R_j \cdot \frac{\theta_j - \theta_{j-1}}{h} \right) = 0. \end{aligned} \right. \quad (15)$$

Загальне вирішення систем рівнянь (12) і (13)

$$\begin{aligned} \theta_i(\varphi) &= \sum_{k=1}^j C_{\theta j} \cdot a_{kj} \cdot e^{\lambda_k \varphi} + \sum_{k=1}^j D_{\theta j} \cdot a_{kj} \cdot e^{-\lambda_k \varphi}; \\ u_i(\varphi) &= \sum_{k=1}^j C_{uj} \cdot b_{kj} \cdot e^{\lambda_k \varphi} + \sum_{k=1}^j D_{uj} \cdot b_{kj} \cdot e^{-\lambda_k \varphi}, \end{aligned} \quad (16)$$

де  $\lambda_k$ ,  $a_{kj}$ ,  $b_{kj}$  – корінь і елементи матриці функцій форм характеристичних рівнянь систем (14) і (15);  $C_{\theta j}$ ,  $D_{\theta j}$ ,  $C_{uj}$ ,  $D_{uj}$  – постійні інтегрування, які визначаються із граничних умов.

Проаналізуємо структуру систем рівнянь (14) і (15). Рівняння (14) містять параметр – коефіцієнт пропорційності при других похідних

$$\kappa^2 = B_c \cdot R_j \cdot h / t \cdot r_0^3 \cdot G_j. \quad (17)$$

Тому швидкість загасання рішення в околиці точки сходу каната пропорційна  $e^{\kappa \varphi}$ . У системі (15) аналогічний великий параметр визначає зв'язок між  $\theta$  і  $u$ . Параметри при других похідних мають порядок одиниці. Звідси випливає, що припустимо вирішувати системи (14) і (15) ітераційним методом. На першому етапі в системі (14) вважаємо, що радіальні переміщення дорівнюють нулю. На другому етапі із системи (15) по знайдених окружних переміщеннях знайдемо відповідні їм радіальні. Похибка ітераційного методу для реальних діапазонів ГТК і бобінній намотці не перевищує 10 %. Результати чисельних експериментів, охоплюючих зміну параметрів  $h/d$ ,  $t/d$ ,  $r_0/d$ ,  $r_j/r_0$ ,  $B_c/G \cdot t \cdot r_0$ , наведено на рис. 9.

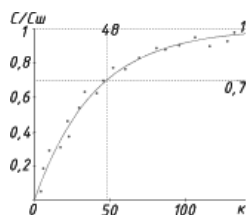


Рис. 9. Залежність відносної крутильної жорсткості тіла намотки від коефіцієнта пропорційності

### Висновки:

1. Коефіцієнт жорсткості на крутіння  $G''$  для заданих геометричних параметрів ГТК може бути визначено за допомогою апроксимуючого полінома (3).

2. Нелінійний характер зміни наведених жорсткісних характеристик шарів пакета ГТК викликано особливістю взаємодії першого шару пакета з поверхнею бобіни. Цю взаємодію можна врахувати коефіцієнтом жорсткості на крутіння, для якого отримано аналітичний вираз (4) шляхом обробки результатів чисельного експерименту. Рівняння справедливі для типорозмірів серійних стрічок РТЛ-2500 – РТЛ-6000.

3. Розроблено аналітичну модель, що враховує зсув і обтиснення м'яких гумових шарів. У цій моделі трос представляється у вигляді нескінченно тонкої спіралі з жорсткісними характеристиками, що відповідають реальному тросу. Усе тіло намотки моделюється циліндричним тілом, з наведеними жорсткісними характеристиками, армованим спіральним тросом.

4. Жорсткість тіла намотки квадратично залежить від зовнішнього діаметра тіла намотки, а локальна жорсткість слабо залежить від значеного діаметра. Тому при малому числі витків жорсткість однорідного тіла перевищує локальну жорсткість, що приводить до великої похибки формули (1). Однак при цьому сумарна піддатливість має той же порядок, що й однорідного тіла, тобто досить мала. Небезпека динамічної поведінки бобінного підйомника при аварійному та робочому гальмуванні виникає при великій кількості витків, коли жорсткість однорідного тіла набагато менше локальної жорсткості та загальну крутильну жорсткість тіла намотки можна визначити за формулою (1).

5. Для розмежування локального й однорідного механізму поведінки тіла намотки запропоновано критерій  $\kappa$  прямо пропорційний корінням квадратним з поздовжньої жорсткості троса, зовнішнього радіуса намотки і товщини каната та зворотно пропорційна корінням квадратним із кроку укладання тросів у канаті, куба радіуса обичайки та наведеної жорсткості на крутіння матриці тіла намотки. У якості характерного значення, поділяючого обидва типи поведінки намотки, можна вибрати коефіцієнт пропорційності  $\kappa = 48$ .

### Список літератури / References

1. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников: автореф. дис. на соискание научн. степени д-ра техн. наук: спец. 05.05.06. „Горные машины“ / Колосов Леонид Викторович; Нац. горн. ун-т. – Д., 1987. – 20 с.: ил., табл. – Библиогр.: с. 17–18.

Kolosov L.V. Scientific bases of rubber-rope cable of deep-mine hoist design and use: Abstract of the thesis on receiving of Dr. Sci. (Tech.) degree: speciality 05.05.06. “Mining machinery” / Kolosov Leonid Viktorovich; NGU. – D., 1987. – 20 p.: – bibliogr.: p. 17–18.

2. Полушина М.В. Исследование и обоснование рациональных параметров бобинной подъемной машины с ведущими шкивами трения и резинотросовым тяговым органом: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06. „Горные ма-

шины“ / Полушина Марина Витальевна; Нац. горн. ун-т. – Д., 1990. – 20 с.: ил., тбл. – Библиогр.: с. 17–18.

*Polushyna M.V.* study and substantiation of rational parameters of bobbin hoist with driving pulleys and hauling rubber-rope cable: Abstract of the thesis on receiving of Cand. Sci. (Tech.) degree: speciality 05.05.06. “Mining machinery” / Polushyna Marina Vitalyevna; NGU. – D., 1990. – 20 p.: illustrated, tables. – bibliogr.: p. 17–18

3. *Панченко Е.В.* Результаты исследования напряженно-деформированного состояния многослойной намотки резинотросового каната в бобинном подъеме / Панченко Е.В. // Геотехн. механика: Межвед. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. – 2006. – Вып. 64. – С. 221 – 230.

*Panchenko Ye.V.* Results of research of multilayer winding of bobbin hoist rubber-rope cable in deflected mode / Panchenko Ye.V. // Geotekhn. mekhanika: Mezhdved. sb. nauch. tr. IGTM NAN Ukrainy. – 2006. – Issue. 64. – P. 221–230.

Изложена методика научных исследований, направленных на усовершенствование метода расчета силовых факторов в витках многослойной намотки резинотросовых канатов бобинных подъемников, в

которой учтено отсутствие продольного сжатия каната и зависимость жесткостных характеристик слоев от параметров многослойной намотки. Показано, что крутильная жесткость для заданных геометрических параметров резинотросового каната может быть определена при помощи аппроксимирующего полинома.

**Ключевые слова:** *резинотросовый канат, многослойная намотка, тело намотки, крутильная жесткость каната, бобинная подъемная машина*

Scientific-research recommendations aiming development of rating methods of forcing factors in spires of multilayer rubber-rope cable of bobbin hoist is given. This method takes into account the absence of longitudinal cable pressure and dependence of characteristics of hard layers upon parameters of multilayer winding. Torsional hardness for given geometrical parameters of rubber-rope cable can be determined also by means of polynomial.

**Keywords:** *rubber-rope cable, multilayer winding, winding body, torsional cable hardness, bobbin hoisting machine*

*Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Франчуком. Дата надходження рукопису 26.01.11*

УДК 621.695.622.276

**Е.А. Кириченко, д-р. техн. наук, проф.,**

**В.Е. Кириченко, канд. техн. наук,**

**В.Г. Шворак, канд. техн. наук, доц.,**

**А.А. Татуревич, Н.Н. Хворостяной**

Государственное высшее учебное заведение

„Национальный горный университет“

г. Днепропетровск, Украина,

e-mail: kirichenko@front.ru

## УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ГЛУБОКОВОДНЫХ ГИДРОПОДЪЕМОВ И ПРОГРАММНО- ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС

**Ye.A. Kirichenko, Dr. Sci. (Tech.), Professor,**

**V.Ye. Kirichenko, Cand. Sci. (Tech.),**

**V.G. Shvorak, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,**

**A.A. Taturevich, N.N. Khvorostyanov**

State Higher Educational Institution

“National Mining University”,

Dnipropetrovsk, Ukraine,

e-mail: kirichenko@front.ru

## ADVANCED METHOD OF CALCULATION OF DEEP-WATER HYDRAULIC HOISTS AND THE SOFTWARE

Разработан усовершенствованный метод расчета глубоководных эрлифтных гидроподъемов, наиболее полно учитывающий специфику транспортирования твердого материала потоком водовоздушной смеси в подъемной трубе эрлифта. Для реализации предложенного метода разработана программа „Exact Calculation“. С ее использованием установлены закономерности влияния конструктивных и расходных параметров на энергоемкость процесса гидроподъема и определены их рациональные значения для базового варианта экспериментальной установки при глубине разработки месторождения 6000 м.

**Ключевые слова:** *гидротранспорт, эрлифт, гидроподъем, твердые полезные ископаемые, глубоководная добыча*

На протяжении нескольких последних десятилетий мировое сообщество проявляет все больший интерес к освоению месторождений полезных ископаемых Мирового океана, где находятся богатейшие залежи полиметаллических руд, количество которых многократно превышает аналогичные запасы на суше. На сегодняш-

ний день наиболее перспективными, в плане промышленного освоения, являются месторождения полиметаллических конкреций, полиметаллических сульфидных руд, кобальто-марганцевых корок, газогидратов и фосфоритов [1]. Крупнейшие компании США, Великобритании, Канады, Германии ведут активные работы по разработке технических способов и средств добычи полиметаллических руд со дна океана. Интенсивные работы в этом направлении ведутся также: Националь-