

Выводы. Изменение температурных условий и состава подземных вод оказывает существенное влияние на величину ζ - потенциала минералов и горных пород, а, значит, и на условия фильтрации подземных вод в горных породах, на прочность и устойчивость горных массивов. При изучении свойств горных массивов можно рекомендовать производить измерения потенциала течения в горных породах с применением стандартного вспомогательного электролита и использовать эти данные для характеристики горных массивов и их оценки с точки зрения прочности и особенностей фильтрации. При расчете скорости фильтрации подземных вод в горных массивах и грунтах и оценке их прочности следует учитывать существенное различие в скорости течения воды и растворов электролитов в микрокапиллярах. Для характеристики и сравнения вод различного состава можно рекомендовать производить измерения потенциала их течения через стандартные стеклянные капилляры. При расчете скорости фильтрации подземных вод в горных породах следует также учитывать возникновение потенциала течения и сопровождающий его электровязкостный эффект, замедляющий фильтрацию. При расчете требуемой мощности для перекачивания электролитов через пористую среду следует предусматривать необходимость дополнительного напора насосов для преодоления эффекта электровязкостного торможения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. T. Ishido, H. Mizutani. Experimental and theoretical basis of electrokinetic phenomena in rock-water systems and its applications to geophysics / Journal of Geophysical Research.—Vol. 86, No. B3, 1981. — P. 1763 – 1775.
2. Воюцкий С.С. Курс коллоидной химии. Изд. 2-е, перераб. и доп.— М., «Химия», 1976.— 512 с.
3. Фролов Ю.Г. Курс коллоидной химии (Поверхностные явления и дисперсные системы): учебн. [для студ. хим.-техн. спец. вузов]. — М.: Химия, 1982. — 400 с.
4. Somasundaran P., Kulkarni R.D. A new streaming potential apparatus and study of temperature effects using it / Journal of Colloid and Interface Science. — Vol. 45, 1973. — P. 591 – 600.
5. S. Levine, J.R. Marriott, G. Neale, N. Epstein. Theory of electrokinetic flow in fine cylindrical capillaries at high zeta-potentials / Journal of Colloid and Interface Science. — Vol. 52, No. 1, 1975. — P. 136 – 149.
6. Rice C.L, Whitehead R.J. Electrokinetic Flow in a Narrow Cylindrical Capillary. / Journal of Physical Chemistry, 1965. — Vol. 69, No. 11. — P. 4017-4024.
7. Henniker J.C. Retardation of flow in narrow capillaries / Journal of Colloid Science. — Vol. 7, 1952. — P. 443 – 446.

УДК 622.673.1:621.778.27

К.С. Заболотный, д.т.н.,
О.В. Панченко, к.т.н.,
М.В. Полушина, к.т.н.
(Державний ВНЗ «НГУ»)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРУЧЕННЯ ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА ПРИ БАГАТОШАРОВОМУ НАМОТУВАННІ

В статье приведены экспериментальные исследования кручения резинометаллического каната при многослойной намотке, подтверждающие результаты достоверности теоретических исследований резинометаллического шарнира при расчете жесткости тела намотки

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF TORSION RUBBEROPE CABLE OF MULTILAYERED WINDING

In article experimental researches of torsion rubberope cable are resulted of multilayered winding, confirming results of reliability of theoretical researches rubbermetal the hinge at calculation of rigidity of a body of winding

Стан питання і постановка завдання. У роботах Л.В. Колосова і М.В. Полушини [1 – 2] досліджувалася крутильна жорсткість бобінної намотки гумотросового каната (ГТК) в припущенні плоского напруженого стану методом скінченних елементів з урахуванням спіральності намотки та припущеннями: шари каната працюють спільно без проковзування; реальна конструкція тіла намотки представлена у вигляді послідовності спіральних шарів постійної товщини відповідних по жорсткісним характеристиках тросам і гумовій матриці; гумова матриця працює в області лінійної деформації; поведінка гумової матриці аналогічно 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 згинаючої жорсткості; із всіх компонентів переміщення точок у м'яких шарах урахується тільки кутове переміщення; для м'якого шару приймається лінійний закон зміни кута жорстких шарів. На підставі чисельного дослідження моделі показано, що для реальних параметрів ГТК і початкового радіуса бобіни при критерії, що характеризує змінюваність напружено-деформованого стану тіла намотки по окружній координаті, $Z \geq 20$ тіло намотки поводить як однорідне циліндричне тіло при крутінні із жорсткістю

$$C = 4\pi \cdot G \cdot b / \rho_j^2 - 1,$$

де G – приведений модуль зрушення тіла намотки; $\rho_j = r_j(2\pi)/r_0$; r_0 – радіус обичайки; j – число витків; b – ширина тіла намотки.

Перевірка адекватності теоретичних досліджень підіймальної машини проводилися на розробленій за допомогою теорії подоби експериментальній моделі бобінного підйомника. Тяговий орган моделі являє собою гумометалеву стрічку, виготовлену з п'яти сталевих смуг товщиною 0,05 мм і шириною 6 мм, обклеєних по обидва боки гумовими обкладками шириною 50 мм. Прокольна жорсткість

стрічки – $2,25 \cdot 10^5$. Зведений модуль зсуву стрічки – 0,32 МПа. Максимально припустима вантажопідйомність стрічки – 100 Н. Кількість витків у намотці – 4. Експерименти показали, що: тіло намотування можна вважати цілісним лінійно пружним тілом; підтверджені два механізми деформації тіла – окружний і локальний; підтверджена вірогідність результатів теоретичних досліджень про модель гумометалевого шарніра при розрахунку жорсткості тіла намотування.

Проектні параметри бобінних піднімальних установок із ГТК для глибин понад 2000 м 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 піднімального каната.

Метою даних експериментів є перевірка результатів теоретичного дослідження про вплив поздовжньої жорсткості каната на механізм деформації тіла намотування, визначення статичної жорсткості.

У результаті аналітичного дослідження напружено-деформованого стану тіла намотки ГТК установлені два механізми деформації – рівномірний і локальний, котрий залежить від значення параметра $\kappa^2 = (B_c \cdot R_j \cdot h) / (t \cdot r_0^3 \cdot G_j)$. Як характерне значення поділяючого обидва типи поведінки намотки можна вибрати $\kappa = 48$.

Дослідження жорсткісних характеристик гумотросового каната. Перевірка адекватності теоретичних досліджень тіла намотки бобінної підйомної машини проводилися на розробленій моделі бобінного підйомника. Тяговий орган моделі являє собою експериментальний зразок гумотросового каната ГТК-1300 із тросом $d = 4,2$ мм.

Визначимо поздовжні жорсткісні характеристики експериментального зразка гумотросового каната ГТК-1300 із тросом $d = 4,2$ мм (загальна товщина $h = 10$ мм, крок тросів $t = 27$ мм, припустимий питомий тиск тросів $[q_0] = 4,057$ МПа) на розривній машині (рис. 1, а). У ГТК-1300 використаний трос конструкції $6 \times 19(1+6+12)+1 \times 19(1+6+12)$, виготовлений за ДСТ ТУ В 28.00191046-011-2003.

Для кожного експерименту обчислимо значення величини поздовжнього модуля пружності E_{mpz} . Отриманий набір значень, перевіримо їх на грубі погрішності. Середньоквадратичне відхилення для величини E_{mpz} склало $2,492 \cdot 10^9$, а математичне очікування – $1,454 \cdot 10^{11}$. Доведено однорідність дисперсій і вплив фактора на відгук. Виявлено, що розкид значень поздовжнього модуля пружності троса розподілений за нормальним законом і при довірчій імовірності 95 % відхилення границь довірчого інтервалу від математичного очікування становить 3,5 % $E_{mpz} = (145,4 \pm 5,0)$ ГПа, а коефіцієнт поздовжньої жорсткості шару пакета ГТК-1300 становить $B_{mp} = 6,658 \cdot 10^3$ з відхиленням границь довірчого інтервалу від математичного очікування до 10 %.

Визначимо поперечні жорсткісні характеристики експериментального зразка гумотросового каната ГТК-1300. Відповідно до програми випробувань, із

ГТК-1300 виготовляли пакети із двох, чотирьох, шести й восьми шарів, які встановлювали між плитами 5-тонної іспитової машини УМ-5А (рис. 1, б), потім стискали в діапазоні від 0,4 до 3,52 МПа із кроком 0,26 МПа, виходячи з робочих навантажень гумотросових стрічок [3]. У процесі навантаження вимірювали деформації пакетів за допомогою індикатора годинникового типу (точність показання 0,01 мм). Поверхні плит преса були сухими або змазували солідолом, що відповідало стиснутому й необмеженому стану пакетів. У ході випробувань визначали деформації пакета uy^j .

Характерна риса деформування пакета зі змащенням (рис. 1, в) – зміна бочкообразної форми через горизонтальне прослизання шарів, що обумовлено меншим тертям між шарами в пакеті.

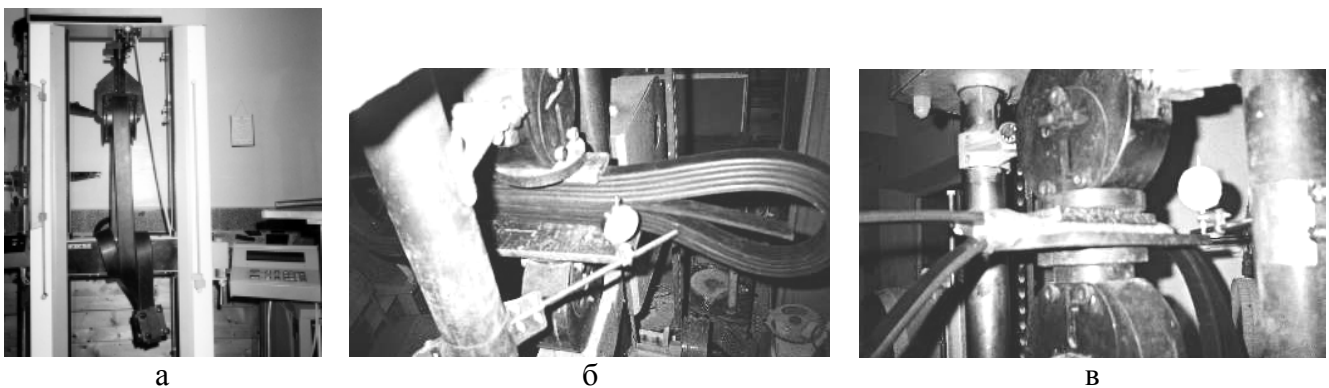


Рис. 1 – Випробування троса: а – на розривній машині; б, в – у 5-тонній машині УМ-5А

Крім того, пакети ГТК практично не деформуються в поздовжньому напрямку (уздовж тросів), тобто розширення пакетів стрічок відбувається без збільшення довжини. Інакше кажучи, задаючись відносним стиском і формою деформування пакета, можна визначити абсолютне розширення.

Стиснутий стан пакетів. Для визначення залежності жорсткості пакета на стиснення від тиску в діапазоні робочих навантажень використовуємо дані експерименту і формулу для коефіцієнта поперечної жорсткості пакета $B^j = P \cdot t / (uy^j \cdot E_{pez})$. Результати обчислень статистично обробляються. Виявлено, що розподіл коефіцієнта поперечної жорсткості B^j пакета гумотросового каната у вибірці підпорядковане нормальному закону й при довірчій імовірності 95 % відхилення границь довірчого інтервалу від математичного очікування складе: при двох шарах – 1,4 % ($B^{(2)} = 9,944 \pm 0,136$), при чотирьох – 1,13 % ($B^{(4)} = 6,994 \pm 0,079$), при шести – 2,3 % ($B^{(6)} = 6,331 \pm 0,145$), при вісьмох – 1,9 % ($B^{(8)} = 5,999 \pm 0,116$).

Необмежений стан пакета. Для визначення залежності твердості пакета на стиск від напруги стиснення в діапазоні робочих навантажень використовуємо дані експерименту і формули $B_n = P \cdot t / (uy \cdot E_{pez})$. Результати обчислень перевірили на грубі погрішності. Показано, що розподіл коефіцієнтів поперечної твердості B_n пакета ГТК у вибірці підкоряється нормальному закону й при дові-

рчій імовірності 95 % відхилення границь довірчого інтервалу від математичного очікування становить 0,9 % $B_n = 5,127 \pm 0,045$.

У необмеженому стані коефіцієнт поперечної жорсткості $B_n = 5,127 \pm 0,045$, а в стиснутому зведений у табл. 1. Робимо висновок: для обраної стрічки граничні умови істотно впливають на пакет із двох – чотирьох шарів, при збільшенні ж товщини пакета вплив крайових ефектів несуттєво.

Визначимо жорсткісні характеристики на зсув експериментального зразка гумотросового каната ГТК-1300 на розривній машині (рис. 1). Відповідно до програми випробувань, із ГТК-1300 виготовляли зразки довжиною 500 мм. Один трос каната затіснявали у верхньому плунжері, а другий – у нижньому, потім розтягували в діапазоні від 2035 до 14250 МПа. У процесі навантаження вимірювали деформації зразка.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта поперечної жорсткості пакета гумотросового каната в стиснутому стані

Кількість шарів	Коефіцієнт поперечної жорсткості	Коефіцієнт скрутності	Кількість шарів	Коефіцієнт поперечної жорсткості	Коефіцієнт скрутності
2	$B^2 = 9,944 \pm 0,136$	1,94	6	$B^6 = 6,331 \pm 0,145$	1,24
4	$B^4 = 6,994 \pm 0,079$	1,36	8	$B^8 = 5,999 \pm 0,116$	1,17

Для кожного експерименту обчислимо значення величини модуля зсуву гумової матриці каната G . Отримавши набір значень, перевіримо їх на грубі погрішності. Середньоквадратичне відхилення σ^* для величини G склало $1 \cdot 10^6$ Па. Як і для попередніх експериментів, доведені однорідність дисперсій і вплив фактора на відгук. Показано, що розподіл модуля зсуву каната у вибірці підкоряється нормальному закону й при довірчій імовірності 95 % відхилення границь довірчого інтервалу від математичного очікування становить 0,9 % $G = (1 \pm 0,009)$ МПа.

Дослідження жорсткісних характеристик багат шарової намотки ГТК. На рис. 2 наведена схема експериментальної установки для визначення жорсткості зсуву тіла намотування гумотросового каната з наступними параметрами тіла намотування: коефіцієнт поздовжньої жорсткості шару $B_{mp} = 6,658 \cdot 10^3$; модуль зсуву каната $G = 1 \cdot 10^6$ Па; товщина каната $h = 10$ мм; ширина каната $b = 43$ мм; кількість тросів у канаті – 2; початковий радіус бобіни $R_i = 500$ мм; кількість витків у намотці – 20.

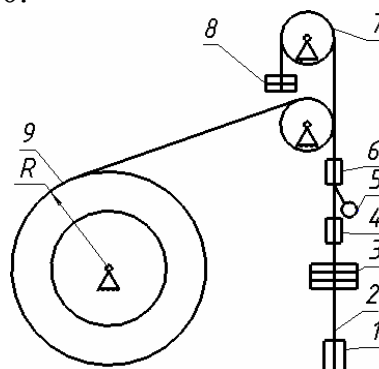


Рис. 2 – Схема експериментальної установки

Жорсткість визначали шляхом вимірювання деформації тіла намотування після навантаження й розвантаження його. На бобіну 9 під дією вантажу 1 вагою Q намотували до необхідного радіуса R канат 2 і робили довантаження каната до 500 Н. Додаткові вантажі 3 підвішували до жимка 4 у наступному порядку: 100 Н, 100 Н, 200 Н, 100 Н. При цьому індикатором годинникового типу 5 вимірювали лінійне переміщення каната, що набігав на бобіну. Індикатор пов'язаний з канатом тонким дротом, що прикріплений до жимка 6. Жимки перемішалися уздовж канатних напрямних. Потім вантажі у зворотному порядку знімали й робили розвантаження намотування. Через шків 7 перекидали нитку, на яку навішували вантажі у вагою по 100 Н до 300 Н. Цикл навантаження-розвантаження повторювали 5–6 разів. Експеримент здійснювали при різному значенні натягу каната Q , під дією якого здійснювалося намотування. Тому що експериментальна установка включає послідовне сполучення двох ланок з різними жорсткостями – бобінний орган намотування ГТК і струна каната, то значення жорсткості тіла намотування ГТК розраховується по формулі

$$C = (C_{ст} \cdot C_{экв}) / (C_{ст} - C_{экв}),$$

де $C_{ст}$ – еквівалентне значення жорсткості розрахункової схеми, обумовлене по показниках індикатора, $C_{экв} = B_{тр} / L = 14,5$ МН/мН – жорсткість струни каната при $L = 10$ м.

Як і в попередніх випадках для результатів випробувань доведені однорідність дисперсій і вплив фактора на відгук. Установлено аналітичну залежність жорсткості тіла намотування ГТК та виявлено закон розподілу за критерієм Пірсона.

На рис. 3 приведені графічні залежності навантаження-переміщення верхнього перетину каната при циклічному нагрюженні й розгрюженні тіла намотування першого типу. Для кривих циклічної деформації характерно наступне: відносно невелика площа петлі гістерезису; близьке повторення форми петлі при послідовних циклах нагрюження; приблизно однакова залежність переміщення-сила при навантаженні та розвантаженні. Ці факти свідчать про відсутність прослизання витків намотування й про те, що досліджуваний об'єкт є лінійно пружним суцільним тілом.

На рис. 4 побудовані графіки залежностей жорсткості тіла намотування від параметра $\rho = R_i / R_{\max}$ при різних значеннях критерію k . На малюнку також наведена теоретична залежність $C_m = f(\rho)$, побудована по розрахунковій формулі для параметрів каната РТЛ-1300. Графіки ілюструють два різних механізми деформації тіла намотки залежно від значення критерію k , що збігається з висновками, підученими теоретичним шляхом. При $k \geq 48$ експериментальна й теоретична залежності жорсткості від параметра ρ досить близько збігаються. Максимальне відхилення має місце при малому числі витків і складає 16 %.

Висновки.

1. Тіло намотки можна вважати суцільним лінійно пружним тілом.

2. Підтверджено два механізми деформації тіла намотування – окружний і локальний, які обумовлені значенням критерію κ .

3. Підтверджено вірогідність результатів теоретичних досліджень про модель гумометалевого шарніра при розрахунку жорсткості тіла намотки ГТК.

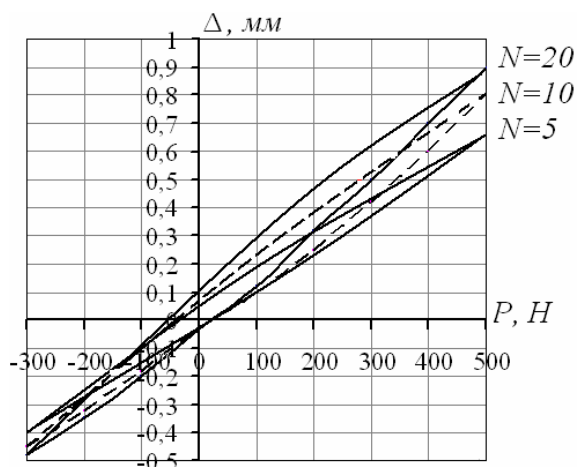


Рис. 3 – Залежність переміщень канату від загрузки

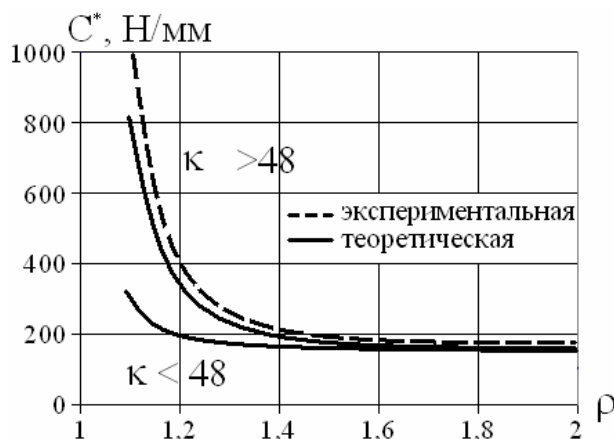


Рис. 4 – Залежність жорсткості намотки каната від приведенного радіуса намотки

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резиноросовых 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., тбл. – Библиогр.: с. 17–18.

2. Полушина М.В. Исследование и обоснование рациональных параметров бобинной подъемной машины с ведущими шкивами трения и резиноросовым тяговым органом: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06. «Горные машины» / Полушина Марина Витальевна; Нац. горн. ун-т. – Д., 1990. – 20 с.: ил., тбл. – Библиогр.: с. 17–18.

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

УДК 622.74: 621.928.235

В.П. Надутый, д.т.н.,
В.В. Сухарев, к.т.н.,
В.П. Левченко, асп.
(ИГТМ НАН Украины)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕЛЕВЫХ ФУНКЦИЙ И ВАРЬИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ГРОХОЧЕНИЯ НА ВЕРТИКАЛЬНОМ ВИБРАЦИОННОМ ГРОХОТЕ

Визначено цільові функції у виді технологічних показників роботи грохоту, а також змінні параметри, що впливають на процес просівання. Методом планування експерименту визначена мінімально необхідна повторюваність досвідів, при яких експерименти є відтворними