

УДК 622.673.1:621.778.27

Заболотний К. С., Панченко Е. В., Жупієв О. Л.

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ВИТКАХ БАГАТОШАРОВОЇ НАМОТКИ ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА

Напрацювання щодо процесів намотування гнучких матеріалів, основи механіки яких розроблені А. П. Мінаковим, А. Ф. Прошковим, В. А. Сухаревим, широко використовуються в різних сферах техніки. Поява нових стрічкоподібних композитних матеріалів, яким притаманна ціла низка корисних фізико-механічних властивостей, відкриває неабиякі перспективи для реалізації новітніх конструктивних рішень. Так, в Україні, зокрема на Криворізькому залізорудному комбінаті, з 1996 р. випускаються гумотросові стрічки (ГТС) та канати (ГТК), що являють собою композит із армованих елементів – металевих тросів і гумової матриці для забезпечення їх злагодженої роботи. На сьогодні тут розпочато виробництво стрічок ГТС-5000 з підвищеними міцнісними характеристиками. Як відзначено в наукових працях А. Ю. Дриженка, В. П. Мартиненка, Л. В. Колосова, І. В. Бельмаса, К. С. Заболотного, О. Л. Жупієва, О. М. Черниша, В. В. Джур, В. В. Ройзена, І. П. Ковалевського, М. М. Шидо, використання гумотросових стрічок і канатів з такими високими міцнісними характеристиками як тяговий канат великовантажних бобінних підйомників дає можливість переключитися на вирішення транспортних проблем глибоких шахт, кар'єрів і глибоководного підйому.

Особливість бобінного підйому – у багатошаровій намотці гумотросового каната, що може викликати руйнування самого каната, бобіни або інших елементів шахтної піднімальної машини. К. С. Заболотний, Л. В. Колосов [1] та М. В. Полушина визначили раціональні параметри бобінних підйомників. Для встановлення радіальних навантажень використовувалися лінійні математичні моделі Б. С. Ковальського та Ю. М. Тарнопольського [2, 3]. Справа в тому, що при моделюванні в тілі намотки ГТК допускалося поздовжнє стиснення тросів у канаті та при взаємодії каната з поверхнею бобіни не враховувався вплив на його поперечну жорсткість. У результаті неправильно визначалися розрахункові радіальні навантаження в намотці та її конструктивні параметри (ширина каната, початковий радіус бобіни). Аналіз фізичних експериментів засвідчив, що задачу необхідно вирішувати у плані нелінійної постановки: урахувати нелінійність жорсткісних характеристик шару в пакеті ГТК.

Отже, метою дослідження є визначення розрахункових навантажень у витках багатошарової намотки гумотросового каната на основі вдосконаленого методу розрахунку силових факторів та інженерної методики з урахуванням відсутності поздовжнього стиснення каната в багатошаровій намотці та залежності жорсткісних характеристик шарів від параметрів багатошарової намотки.

При удосконаленні методу розрахунку силових факторів у витках багатошарової намотки за прототип узято метод пошарового підсумовування напруг [2, 3]. Додатково враховано: внутрішня поверхня першого шару каната жорстко зафіксована на бобіні (крайовий ефект); поздовжня жорсткість на стиснення каната еквівалентна жорсткості гумової матриці. За показники методу прийняті навантаження та деформації каната в тілі намотки. Під час оцінювання точності методу автор орієнтується на відповідність розрахункових і експериментальних радіальних деформацій каната в намотці. При моделюванні ГТК розглядається однорідним анізотропним середовищем з узагальненими жорсткісними характеристиками шару пакета ГТК, для яких після інтерполяції результатів фізичного і обчислювального експериментів отримані аналітичні вирази. Потім записані рівняння рівноваги кілець тіла намотки, надітих з попереднім натягом, до числа параметрів яких увійшли узагальнені жорсткісні характеристики. У результаті розв'язку цих рівнянь в тілі намотки визначені переміщення витків, натяг, тиск. Задача вирішувалася в такій послідовності:

1. Визначення жорсткісних характеристик шарів ГТК у багатошаровій намотці. Інтегральні характеристики:

$$B_{mp} = \frac{P}{4} \cdot \frac{E_{mpz}}{E_{pez}} \cdot \frac{1}{t_{\partial} \cdot h_{\partial}} - \text{коефіцієнт поздовжньої жорсткості шару пакета ГТК};$$

де $t_{\partial} = t/d$, $h_{\partial} = h/d$;

t – крок між тросами каната;

d – діаметр троса;

h – загальна товщина каната;

E_{pez} – модуль пружності гуми;

E_{mpz} – модуль пружності ортотропного матеріалу, моделюючого трос.

Випробувавши канат ГТК-1300 на розтяг, отримали

$$E_{mpz} = (145,4 \pm 5,0) \text{ ГПа} \quad \text{і} \quad B_{mp} = 6,658 \cdot 10^3;$$

$$B_{i,j} = \frac{P \cdot t}{u_{y,i,j} \cdot E_{pez}} - \text{коефіцієнт поперечної жорсткості } i\text{-го шару пакета ГТК із загальним}$$

числом шарів j ,

де P – тиск на шар пакета ГТК;

$u_{y,i,j}$ – вертикальне середнє стиснення i -го шару із загальним числом шарів j ;

$$K_{i,j} = \frac{u_{x,i,j} \cdot h}{u_{y,i,j} \cdot b} - \text{коефіцієнт розширення } i\text{-го шару пакета ГТК},$$

де $u_{x,i,j}$ – горизонтальне середнє розширення i -го шару наведеного пакета;

b – ширина каната.

Обчислювальний експеримент. З використанням комп'ютерної скінченноелементної моделі необхідно знайти $B_{i,j}$ та $K_{i,j}$ для i -го шару пакета ГТК із загальною кількістю шарів j .

Прийнято:

$$B_{i,j} = B_n \cdot f_{i,j}; \quad K_{i,j} = K_n \cdot w_{i,j},$$

де $B_n = B_n(t_{\partial}, h_{\partial})$; $K_n = K_n(t_{\partial}, h_{\partial})$ – коефіцієнти поперечної жорсткості та розширення шару ГТК відповідно, які враховують тільки механічні властивості композиту, не беручи до уваги крайовий ефект;

$f_{i,j}$, $w_{i,j}$ – коефіцієнти стиснення шару ГТК у поперечному напрямку з урахуванням крайового ефекту.

Обчислювальний експеримент проведено у такій послідовності: розробка комп'ютерної математичної моделі ГТК, оцінка її адекватності, аналіз результатів.

Комп'ютерна модель ГТК реалізована мовою програмного комплексу ANSYS/ED 6.1 з використанням параболічного скінченного елемента PLANE82. Граничні умови: по лівій кромці прямокутника (рис. 1) – умова симетрії, по верхній – приписаний тиск P , а по нижній – заборона вертикальних переміщень.

Крайовий ефект моделюється за допомогою заборони горизонтальних переміщень по нижній кромці. У результаті вирішення визначалися горизонтальні та вертикальні переміщення точок пакета. Значення переміщень у вигляді текстових файлів передавалися в математичну модель, реалізовану мовою MathCad 14, де визначалися коефіцієнти $B_{i,j}$ та $K_{i,j}$.

Для обмеження розміру задачі при заданій точності обчислення порівняно з результатами розв'язку (рис. 1, а, б) при плоскій деформації та об'ємному НДС (похибка менша 2 %) визначено максимальний крок скінченноелементної сітки – 1 мм (рис. 1, в, г), мінімальну кількість тростиків у шарі ГТК – 8 (рис. 1, д, е) та шарів у пакеті – один (рис. 1, к, и). Вплив крайового ефекту – вигин бокової поверхні на рис. 1, ж.

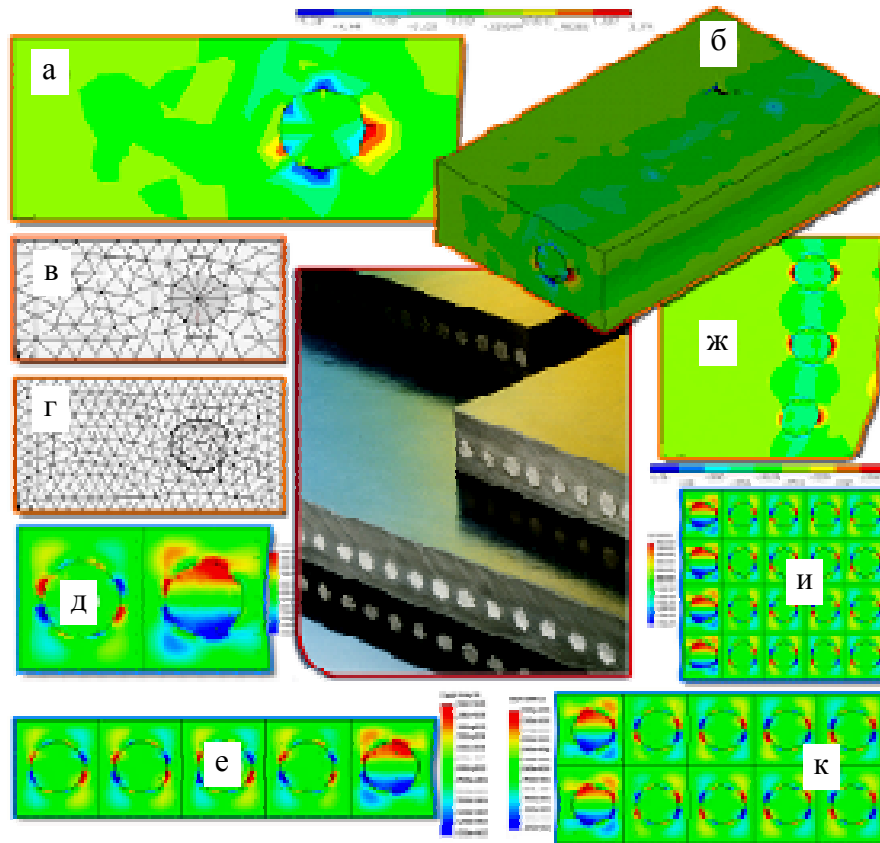


Рис. 1. Результати обчислювального експерименту

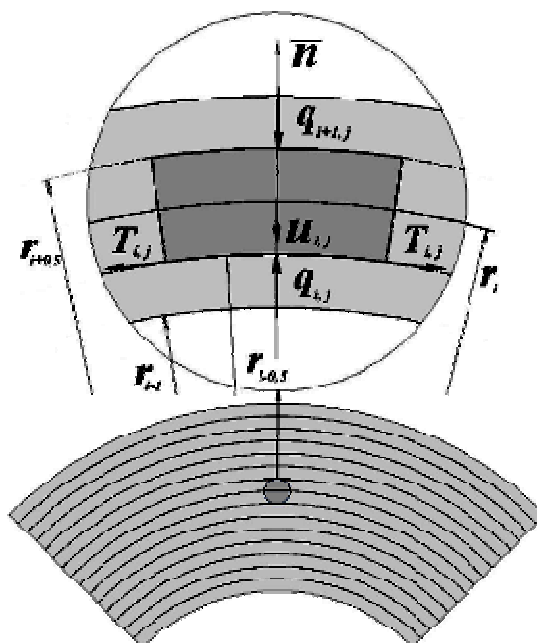


Рис. 2. Розрахункова схема тіла намотки

Оцінка адекватності скінченноелементної моделі. Порівнянні значення коефіцієнтів поперечної жорсткості пакета ГТК-1300 отримано з використанням комп'ютерної моделі ГТК та результатів фізичного експерименту. Із зазначеного типу каната були виготовлені пакети (2, 4, 6 і 8 шарів), які встановлювалися між плитами 5-тонної випробувальної машини УМ-5А, а потім стискалися в діапазоні від 0,4 до 3,52 МПа, що відповідає робочим навантаженням. У процесі навантаження деформації пакетів виміряні за допомогою індикатора годинникового типу. Поверхні плит УМ-5А залишалися сухими або змащувалися солідолом, що відповідало стиснутому і нестиснутому стану пакетів. Під час випробування виміряні деформації та обчислені коефіцієнти поперечної жорсткості пакета ГТК. Виявлено: похибка при визначенні величини коефіцієнта поперечної жорсткості методом скінченних елементів – до 11 %.

Аналіз результатів обчислювального експерименту.

1.1. Визначення B_n , K_n . У комп'ютерній моделі ГТК змінювали геометричні параметри відповідно до параметрів гумотросового каната, що перебувають у діапазонах $2 \leq t_\partial \leq 2,0$ і $1,7 \leq h_\partial \leq 2,7$, а також дозволяли горизонтальні переміщення по нижній кромці пакета. Отримані горизонтальні та вертикальні переміщення точок пакета використали для визначення B_n , K_n . Завдяки апроксимації встановлено, що $K_n = 0,951$, а:

$$B_n = s_1 + s_2 \cdot h + s_3 \cdot t + s_4 \cdot h^2 + s_5 \cdot h \cdot t + s_6 \cdot t^2,$$

де $h = 1/(h_\partial - 1)$; $t = 1/(t_\partial - 1)$;

$\{s\}$ – вектор коефіцієнтів, значення яких установлені методом найменших квадратів (похибка менша 3 %).

1.2. Визначення $B_{i,j}$, $K_{i,j}$. У комп'ютерній моделі взято геометричні параметри стрічки з вищезгаданого діапазону, заборонено горизонтальні переміщення по нижній кромці пакета та змінено кількість шарів у пакеті. Отримані горизонтальні та вертикальні переміщення точок пакета використовуються для визначення $B_{i,j}$, $K_{i,j}$. У результаті сформовані матриці $[B]$ і $[K]$. Далі визначені $f_{i,j} = B_{i,j}/B_n$ і $w_{i,j} = K_{i,j}/K_n$, а також апроксимуючі функції $f(i,j)$ та $w(i,j)$.

З урахуванням установлених значень остаточно виведені вирази:

$$B = (s_1 + s_2 \cdot h + s_3 \cdot t + s_4 \cdot h^2 + s_5 \cdot h \cdot t + s_6 \cdot t^2) \times \left(1 + k_1 \cdot k_2^{-(i-1)k_3} \cdot (1 - k_4^{i-j}) + k_5 \cdot k_6^{-(i-1)k_7} \cdot k_4^{i-j} \right);$$

$$K = K_n \cdot \left(1 + k_1 \cdot k_2^{-(i-1)k_3} \cdot (1 - k_4^{i-j}) + k_5 \cdot k_6^{-(i-1)k_7} \cdot k_4^{i-j} \right),$$

де $\{k\}$, $\{k\}$ – вектори коефіцієнтів, значення яких установлені методом найменших квадратів (похибка до 2 %). Вирази перевірялися за числовим експериментом з пакетами ГТС зазначеного діапазону – похибка не перевищила 6 %.

2. Визначення навантажень і деформацій каната при багатошаровій намотці. На розрахунковій схемі тіла намотки (рис. 2) позначено: r_i , $u_{i,j}$, $q_{i,j}$, $T_{i,j}$ – радіус, переміщення, тиск і натяг i -го шару при намотуванні j -го. Вихідні припущення:

При розтягуванні канат підлягає закону Гука, тобто:

$$T_{i,j} = B_{mp} \cdot E_{pez} \cdot h \cdot t \cdot m \cdot (u_{i,j} + U_i) / r_{i-0,5},$$

де U_i – початкове переміщення i -го шару;

m – загальна кількість тросів.

При надіванні першого кільця за законом Гука виконується умова:

$$q_{1,j} = -\frac{u_{1,j} \cdot B_{i,j} \cdot E_{pez}}{0,5 \cdot t}.$$

Для решти кілець тіла намотки :

$$q_{i,j} = B_{i,j} \cdot E_{pez} \cdot \frac{u_{i-1,j} - u_{i,j}}{t}.$$

Рівняння рівноваги для кілець тіла намотки:

$$T_{j,j} / m \cdot t = q_{j,j} \cdot r_{j-0,5} \text{ при } i = j; \quad T_{i,j} / m \cdot t = q_{i,j} \cdot r_{i-0,5} - q_{i+1,j} \cdot r_{i+0,5} \text{ при } i = 1, \mathbf{K}, j-1.$$

Рівняння рівноваги подані у вигляді:

$$[A] \cdot \{u\} = \{B\},$$

де $[A]$ – матриця жорсткості;

$\{B\}$ – вектор навантаження;

$\{u\}$ – вектор зведених переміщень шарів пакета ГТК.

$$A_{1,1} = 2 \cdot f_{1,j} \cdot r_{1-0,5} + f_{2,j} \cdot r_{1+0,5} + \frac{x(v)}{r_1};$$

$$\text{при } i = 2\mathbf{K}j-2 \quad A_{i,i} = f_{i,j} \cdot r_{i-0,5} + f_{i+1,j} \cdot r_{i+0,5} + \frac{x(v)}{r_i}, \quad A_{j-1,j-1} = f_{j-1,j} \cdot r_{j-1-0,5} + \frac{x(v)}{r_{j-1}};$$

$$\text{при } i = 1\mathbf{K}j-2 \quad A_{i,i+1} = -f_{i+1,j} \cdot r_{i+0,5}, \quad A_{i+1,i} = -f_{i+1,j} \cdot r_{i+0,5};$$

$$B_i = -\Pi_i \cdot \frac{x(v)}{r_i}; \quad B_{j-1} = -\Pi_{j-1} \cdot \frac{x(v)}{r_{j-1}} - q_{j,j} \cdot r_{j-0,5},$$

де r_i – радіус середньої лінії i -го шару, зведений до початкового радіуса бобіни;

$$x(v) = v^2 \cdot d^2;$$

Π_i – початкове переміщення i -го шару, зведене до деформації від натягу прямовисної частини каната;

$q_{i,j}$ – тиск в i -му шарі пакета ГТК із загальною кількістю шарів j , зведений до тиску від прямовисної частини каната.

За допомогою методу Гаусса отримане зведене переміщення тіла намотки $u_{i,j}$. Далі послідовно обчислені зведені величини: натяг, тиск і переміщення в останньому витку; початкове переміщення; розширення тіла намотки; натяг і тиск в i -му шарі пакета ГТК із загальною кількістю шарів j :

$$t_j = F(c, \kappa_j); \quad q_j = \frac{F(c, \kappa_j)}{r_{j-0,5}}; \quad u_j = u_{j-1} - \frac{q_j}{f_{j,j}}; \quad \Pi_j = \frac{t_{j,j} \cdot r_j}{x(v)} - u_{j,j}; \quad m_{i,j} = K(i,j) \cdot u_{i,j};$$

при $i = 1 \dots j-1$ $t_i = x(v) \cdot \frac{u_i + \Pi_i}{r_i}$ і $q_{1,j} = -2 \cdot f_{1,j} \cdot u_{1,j}$; при $i = 2 \dots j-1$ $q_i = f_{i,j} \cdot (u_{i-1} - u_i)$,

де χ – коефіцієнт граничної довжини каната;

κ_j – коефіцієнт виска каната.

Відсутність поздовжнього стиснення каната враховується за такої умови: на кожному кроці ітерації коефіцієнт анізотропії має вибиратися за знаком поздовжньої деформації даного шару або:

$$\text{якщо } T_{i,j} < 0, \text{ то } v = 1, \text{ інакше } v = \sqrt{B_{mp}/B_n}.$$

Отримані математичні моделі визначення переміщення шару пакета ГТК, коефіцієнтів поперечної жорсткості та розширення апроксимуючих поліномів, коефіцієнтів стиснення, навантажень і деформацій шарів каната при багатошаровій намотці ввійшли складовими у вигляді компонентів удосконаленого методу розрахунку [4], що дало можливість визначити навантаження і деформації в тілі намотки для каната довільної конструкції при заданому довільному законі натягу каната.

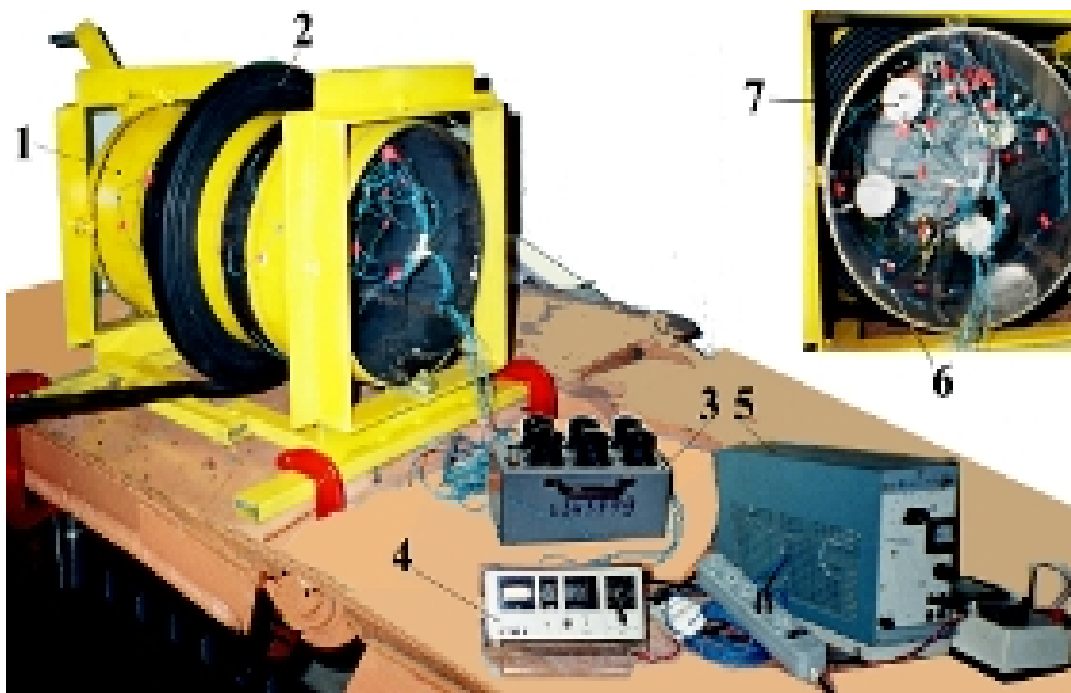


Рис. 3. Лабораторна установка для багатошарової намотки

3. Оцінка адекватності методу. Зроблено шляхом порівняння теоретичних результатів з отриманими на фізичній моделі. Фізичний експеримент проведено на лабораторній установці для багатошарової намотки ГТК-1300. На рис. 3 позначено: 1 – бобінна установка; 2 – канат ГТК-1300; 3 – магазин опору; 4 – цифровий тензометричний вимірник ЦТИ-1; 5 – блок живлення; 6 – тензодатчики; 7 – індикатор годинникового типу. Як основні показники для цього експерименту визначено радіальні деформації бобіни та деформації стиснення витка тертя каната на самій бобіні. Зіставлення теоретичної та експериментальних кривих розподілу тиску свідчить, що при довірчій імовірності 90 % розбіжність розрахункових значень деформацій стиснення першого шару і встановлених за фізичним експериментом – не вище 8 %. Зміни натягів гумотросового каната в бобіні, визначені за методиками Ю. М. Тарнопольського, Б. С. Ковальського й авторів, при однакових припущеннях якісно та кількісно ідентичні (розбіжність – близько 3 %).

Недолік удосконаленого методу розрахунку – складність використання інженерною практикою. Тому розроблено інженерну методику визначення параметрів тіла намотки гумотросового каната на основі використання вдосконаленого методу розрахунку силових факторів у витках багатошарової намотки бобінних підйомників. Показано [4], що напружено-деформований стан, для якого характерні зведені натяг $T_{i,j}$, тиск θ і розширення каната $m_{i,j}$, залежить від низки параметрів, зокрема від зведеної товщини шару, що вважається істотним фактором, оскільки під час збільшення цього параметра (0,008...0,075) зменшуються значення тиску першого шару θ_1 (від 4,2 до 1,2) і максимального розширення каната при багатошаровій намотці m_{\max} (від 15 до 27 %); зміна коефіцієнта анізотропії в діапазоні 50...65 призводить до зменшення навантаження в першому шару та максимальне розширення каната в намотці на 6–25 % і 3–10 % відповідно; із зміною загальної кількості витків навантаження на витки і розширення каната у намотці підвищується в 1,5 раза; унаслідок збільшення коефіцієнта граничної довжини каната максимальне значення тиску в першому витку зростає на 13 %, а значення максимального розширення каната у намотці – на 18 %. Практичну важливість становлять максимальні деформації та напруги в тілі намотки, за величиною яких можна визначати ширину та радіус тіла намотки, знаходити максимальне розширення каната і вибирати ширину бобіни. Отже, для зазначених діапазонів виконано чотирифакторний трирівневий обчислювальний експеримент, завдяки чому отримано математичні моделі у вигляді поліномів 2-го порядку, здатних описувати залежності максимальних силових навантажень:

$$q_1(d, v, j, c) = 12,220 - 183,190 \cdot d + 988,640 \cdot d^2 - 0,200 \cdot v + 0,001 \cdot v^2 + 1,130 \cdot d \cdot v + 0,002 \cdot j + 0,001 \cdot c ;$$

$$m_{\max}(d, v, j, c) = 76,07 - 668,14 \cdot d + 4588,51 \cdot d^2 + 5,2 \cdot d \cdot v - 1,7 \cdot v + 0,01 \cdot v^2 + 0,09 \cdot j - 0,006 \cdot c + 0,002 \cdot c^2.$$

Далі відображено ступінь ефективності вдосконаленого методу розрахунку та інженерної методики порівняно з методикою Л.В. Колосова на таких прикладах: 1) у проекті бобінного підйомника в комплексі технологічного обладнання для відбирання проб сапропелю Чорного моря (глибина підйому – 2150 м; довжина тягового органа – 3000 м; швидкість підйому – 2,5 м/с; зусилля при черпанні – 160 кН), де обґрунтовані параметри бобінної піднімальної машини на основі каната ГТС-6000; 2) у проекті допоміжного бобінного підйомника для кар'єру Південного гірничо-збагачувального комбінату за передбаченням вертикального ствола завглибшки 250 м спільно з доставковою штольнею. Підйомник має забезпечити підняття кінцевого вантажу до 1500 кН. Показано [5]: у першому проекті заниження визначених за методикою Л. В. Колосова ширини каната і бобіни на 24 та 28 % відповідно може спричинити руйнування елементів бобіни, а в другому – завищення на 50 та 53 % відповідно набагато збільшує вартість проекту.

ВИСНОВКИ

1. У відомих моделях напружено-деформованого стану багатошарової намотки гумотросового каната – необмежене поздовжнє стиснення тросів у канаті, а жорсткісні характеристики шарів каната залежно від їх кількості прийняті постійними. Нехтування цими факторами може зменшити розрахункову величину силових навантажень у 2–2,5 рази і викликати руйнування каната, бобіни й інших елементів шахтної піднімальної машини.

2. Удосконалений метод розрахунку силових факторів включає компоненти з визначення переміщень шару пакета ГТК, коефіцієнтів поперечної жорсткості та розширення, апроксимуючих поліномів коефіцієнтів стиснення, навантажень і деформацій шарів каната.

3. Новизна вдосконаленого методу в тім, що математична модель напружено-деформованого стану багатошарової намотки ГТК додатково враховує два суттєвих фактори: 1) стиснення троса в поздовжньому напрямку обмежене гумовою матрицею; 2) жорсткісні характеристики витків гумотросового каната залежать від їхньої загальної кількості та розташування в намотці.

4. Вірогідність запропонованого методу базується на високому ступені близькості розрахункових значень його основних показників до отриманих шляхом вимірювання у процесі фізичного експерименту. Похибка визначення деформації – не вище 11 %.

5. За результатами чотирифакторного трирівневого обчислювального експерименту щодо моделювання силових процесів багатошарової намотки каната підтверджено:

- напружено-деформований стан багатошарової намотки ГТК залежить від зведеної товщини шару, загальної кількості витків, коефіцієнтів анізотропії та міцної довжини каната;
- урахування додаткових факторів підвищує точність визначення розрахункових навантажень на 30 – 60 % і розширення каната – на 10–100 %;
- математичні моделі для максимального навантаження на бобіну та для деформації можна подати у вигляді поліномів 2-го порядку і використовувати в інженерній практиці, що дасть змогу істотно скорочувати час на обчислення навантажень з високим ступенем точності (похибка не перевищує 12 %).

ЛІТЕРАТУРА

1. Колосов Л. В. *Научные основы разработки и применения резиновых канатов подъемных установок глубоких рудников* : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 / Л. В. Колосов. – Днепропетровск, 1987. – 570 с.
2. Ковальський Б. С. *Теория многослойной навивки каната* / Б. С. Ковальський // Докл. АН СССР. – 1950. – Т. LXXIV. – № 3. – С. 429 – 32.
3. Тарнопольской Ю. М. *Особенности расчета деталей из армированных пластиков* / Ю. М. Тарнопольской, А. В. Розе. – Рига : Зинатне, 1969. – 274 с.
4. Панченко Е. В. *Развитие методики анализа напряженно-деформированного состояния многослойной намотки резиновых канатов бобинных подъемников*.
5. Франчук В. П. *Разработка 150-тонного бобинного подъемника с резиновым канатом для карьера ЮГОК с исследованием напряженно-деформированного состояния каната в многослойной намотке* / В. П. Франчук, К. С. Заболотный, Е. В. Панченко.
6. Шнюков Е. Ф. *Минеральные богатства Черного моря* / Е. Ф. Шнюков, А. П. Зиборов. – ННПМ, ОМГОР НАНУ, 2004. – 279 с.
7. *The Proceedings of The Fourth (2001) ISOPE OCEAN MINING SYMPOSIUM*. – Szczecin : Poland, 2001, 189 p.
8. *Технология машиностроения. В 2 т. Т. 2. Производство машин* / Под ред. Г. Н. Мельникова. – М. : МГТУ им. Баумана, 2001. – 640 с.
9. Петриков В. Г. *Прогрессивные крепежные изделия* / В. Г. Петриков. – М. : Недра, 1981. – 142 с.
10. Пегов А. С. *Самонарезающие винты* / А. С. Пегов. – М. : Машиностроение, 1969. – 61 с.
11. Заиров И. У. *Технологические процессы автоматической сборки соединений пластическим деформированием* / И. У. Заиров. – Ташкент : ФАН, 1984. – 136 с.