

УДК 622.673+539.4

© Д.Л. Колосов, О.Г. Науменко, О.І. Білоус

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОВОРОТУ ПОСУДИНИ НА РОЗПОДІЛ НАПРУЖЕНЬ В ПЛОСКОМУ КАНАТІ ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ

© D. Kolosov, O. Naumenko, O. Bilous

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF A TURN OF THE VESSEL ON THE STRESS DISTRIBUTION IN A FLAT ROPE OF A HOISTING ENGINE

Встановлено аналітичні залежності з визначення напружено-деформованого стану плоского головного каната шахтної підйомної машини з урахуванням повороту посудини внаслідок відхилень геометричних параметрів армування ствола від проектних значень. Отримані результати мають бути враховані при аналізі допустимості безпечного підняття сировини в шахтних стволах з порушенням розташування напрямних підйомної посудини.

Установлены аналитические зависимости для определения напряженно-деформированного состояния плоского головного каната шахтной подъемной машины с учетом поворота сосуда из-за отклонений геометрических параметров армировки ствола от проектных значений. Полученные результаты должны быть учтены при анализе допустимости безопасного поднятия сырья в шахтных стволах с нарушенным расположением направляющих подъемного сосуда.

Вступ. Технічний стан армування стволів шахт в процесі експлуатації шахтної підйомної машини змінюється. Зміна стану армування призводить до відхилення траєкторії руху посудини від проектної. Поворот посудини у вертикальній площині, яка проходить через вісь обертання барабана призводить до зміни напруженого стану плоского головного каната, що має бути врахованим при проектуванні та експлуатації підйомних машин з плоскими головними канатами.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Відомі дослідження напружено-деформованого стану (НДС) гумотросових канатів [1-5] не стосуються питань впливу повороту посудини на розподіл сили розтягу каната поміж його тросами. В них не досліджено вплив технічного стану армування ствола шахти на деформування тросів каната в його площині та розподіл сил поміж тросами. Тому визначення впливу та розробка методу врахування такого повороту на напружено-деформований стан каната підйомної машини – *актуальна науково-технічна задача*.

Основний зміст роботи. Гумотросовий канат має регулярну композитну побудову. В ньому система сталевих тросів завулканізована в гумову оболонку. Зв'язок тросів з гумою в єдину конструкцію забезпечує перерозподіл сил поміж його тросами, що впливає на НДС каната. Жорсткість тросів на розтяг значно перевищує відповідний показник для гумової оболонки. Канат підйомної машини експлуатується зі значними запасами міцності – до п'яти. Деформації складових елементів каната можна вважати пропорційними напруженням в

них. Це дозволяє розглядати гумотросовий канат, як багатошарову композитну конструкцію з жорсткими та м'якими шарами. А його НДС визначати в лінійній постановці.

Напружено-деформований стан шаруватих композитних матеріалів досліджено в роботі [6]. Відповідно до рекомендацій вказаної роботи, з урахуванням особливостей конструкції гумотросового каната, його напружено-деформований стан, зумовлений згином в площині каната можна описати наступними залежностями

$$A \frac{d^2 u_i}{dx^2} + B [u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}] = 0;$$

$$A \frac{d^2 u_1}{dx^2} + B \left[u_2 - u_1 + 2C_0 \frac{dw}{dx} \right] = 0; \quad (1)$$

$$A \frac{d^2 u_M}{dx^2} + B \left[u_{M-1} - u_M - 2C_0 \frac{dw}{dx} \right] = 0;$$

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_{i+1}}{dx} - \frac{du_{i-1}}{dx} + 4C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0;$$

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_2}{dx} - \frac{du_1}{dx} + 2C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0; \quad (2)$$

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[\frac{du_M}{dx} - \frac{du_{M-1}}{dx} + 2C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0,$$

де $A = EF$; $B = \frac{G}{t}b$; $C_0 = \frac{d+t}{2}$; $D = EI$; b – товщина каната; d – діаметр троса; F – площа перерізу троса; I – приведений момент інерції перерізу троса.

В роботі [7] було показано, що при зростанні сили натягнення жорсткість троса наближається до жорсткості суцільного стрижня. Тому приймемо

$I = \left(\frac{\pi d^4}{32} \right)$. В гумотросовому канаті троси сприймають розтяжні зусилля, відстань між тросами незначна. Будемо вважати деформації тросів в площині каната однакові. Як рекомендовано в роботі [6], складемо вирази деформацій тросів в площині каната. Врахуємо, що канат має парну кількість тросів M . Розподіл деформацій будемо шукати у формі, що відповідає умові відсутності зовнішніх навантажень, а троси каната не набувають форми синусоїди за будь-якої довжини

$$u_i = \sum_{m=1}^M \left[\left(A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} \right) + \left(A_{2m} e^{\beta_{2m} x} + B_{2m} e^{-\beta_{2m} x} \right) \right] \cos(\mu_m i);$$

$$w_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} \right) W_{1m} + \left(A_{2m} e^{\beta_{2m} x} + B_{2m} e^{-\beta_{2m} x} \right) W_{2m} \right], \quad (3)$$

де β_m – характеристичні показники; $\mu_m = \frac{\pi(2m-1)}{M+1}$; W_{1m} , W_{2m} – коефіцієнти пропорційності.

Характеристичні показники β_m системи рівнянь (3)

$$\beta_m = \pm \sqrt{-\frac{b_m}{2a_m} \pm \sqrt{\left(\frac{b_m}{2a_m}\right)^2 - \frac{c_m}{a_m}}}, \quad (4)$$

де $a_m = -M E F D t^2 \cos(\mu_m)$,

$$b_m = G b t M \left[\left(E F (d+t)^2 + D \right) \cos(\mu_m M) - D (\mu_m (M-1)) \right],$$

$$c_m = G^2 (d+t)^2 b^2 \left[M \cos(\mu_m (M-1)) - (M-1) \cos(\mu_m M) - \cos(\mu_m) \right].$$

Серед отриманих коренів для кожного значення m існує по дві пари коренів. По два дійсних та по два уявних. Попарно, за абсолютними значеннями, вони збігаються. Дійсні корені позначимо як β_{1m} та β_{2m} . Їх значення використаємо при розв'язанні задачі.

Коефіцієнти пропорційності

$$W_{1m} = \left[\frac{E F t \beta_{1m}}{G b (t+d)} - \frac{1}{(t+d) \beta_{1m}} \right] \cos(\mu_m M) + \frac{\cos(\mu_m (M-1))}{(t+d) \beta_{1m}},$$

$$W_{2m} = \left[\frac{E F t \beta_{2m}}{G b (t+d)} - \frac{1}{(t+d) \beta_{2m}} \right] \cos(\mu_m M) + \frac{\cos(\mu_m (M-1))}{(t+d) \beta_{2m}}.$$

Отримані форми рішень використаємо для дослідження впливу повороту посудини в площині каната. Початок осі координат, спрямованої вздовж каната (x), розташуємо в перерізі набігання каната на барабан. Відстань від бічної твірної барабана підйомної машини позначимо, як L . Визначимо напружено-деформований стан підйомного каната.

Задачу будемо розглядати як лінійну. Будемо вважати, що на канат не діє сила розтягу. Відповідно до прийнятої схеми в перерізі набігання каната на барабан для умовно не навантаженого силами розтягу каната, переміщення тросів вздовж осі та в площині каната відсутні (переріз каната, нормальний до його осі, не деформується)

$$x = 0 \quad u_i = w = 0. \quad (5)$$

Переріз приєднання каната до посудини, під дією зовнішнього моменту, повертається з посудиною на кут Θ . Прикладений момент врівноважується додатковими силами, що виникають в тросах каната. Ці сили, внаслідок нерухомого приєднання каната до причіпного пристрою посудини, розподіляються за лінійним законом

$$x = L \quad \frac{dw_i}{dx} = \Theta, \quad (6)$$

$$\sum_{i=1}^M p_i i(t+d) + 3D \frac{d^2 w_i}{dx^2} = 0.$$

З використанням приведених граничних умов маємо залежності для визначення невідомих сталих

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 0,$$

та наступні M систем лінійних алгебраїчних рівнянь четвертого порядку

$$A_{1m} + B_{1m} + A_{2m} + B_{2m} = 0;$$

$$A_{1m} w_1 + B_{1m} w_1 + A_{2m} w_2 + B_{2m} w_2 = 0;$$

$$A_{1m} (s + w_1 \beta_{1m} M D) e^{\beta_{1m} L} \beta_{1m} - B_{1m} (s - w_1 \beta_{1m} M D) e^{-\beta_{1m} L} \beta_{1m} +$$

$$+ A_{2m} (s + w_2 \beta_{2m} M D) e^{\beta_{2m} L} \beta_{2m} - B_{2m} (s - w_2 \beta_{2m} M D) e^{-\beta_{2m} L} \beta_{2m} = 0;$$

$$\left(A_{1m} e^{\beta_{1m} L} - B_{1m} e^{-\beta_{1m} L} \right) \beta_{1m} w_1 + \left(A_{2m} e^{\beta_{2m} L} - B_{2m} e^{-\beta_{2m} L} \right) \beta_{2m} w_2 = Q_m, \quad (7)$$

$$\text{де } Q_m = \Theta \frac{\sum_{j=1}^M j(t+d) \cos(\mu_m j)}{\sum_{m=1}^M \left(\sum_{j=1}^M j(t+d) \cos(\mu_m j) \right) \cos(\mu_m M)}; \quad s = (t+d) E F \sum_{i=1}^M i \cos(\mu_m i).$$

Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити усі чинники, що впливають на силову взаємодію посудини та напрямних, вздовж яких вона рухається. Результати розрахунків з визначення деформацій, сил розтягу тросів в гумотросовому канаті типу ГТК-3150 з шести тросів довжиною 5 м при повороті посудини в горизонтальній площині на один градус, наведено на рисунках 1 та 2. На них показана залежність переміщень u та сил розтягнення P тросів з номерами i вздовж осі каната x .

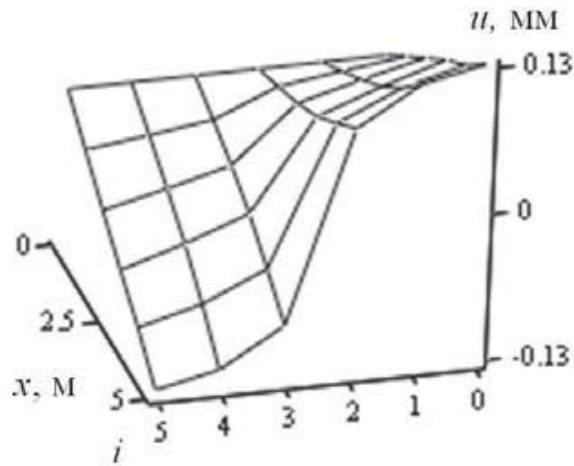


Рис. 1. Переміщення u перерізів тросів з номерами i вздовж осі каната x

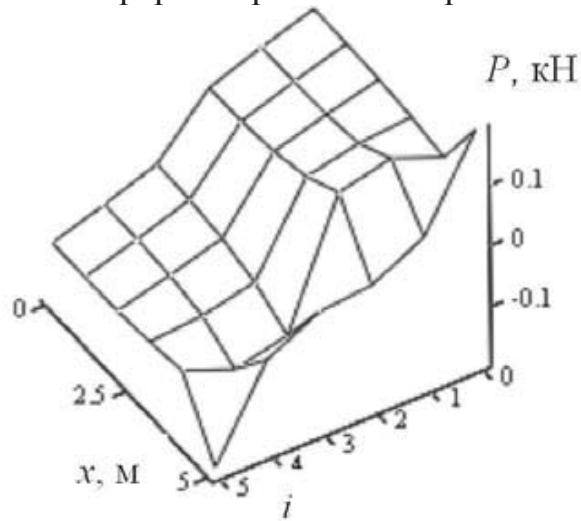


Рис. 2. Розподіл внутрішніх сил P розтягнення тросів з номерами i вздовж осі каната x

Наведені рисунки демонструють вплив повороту посудини на нерівномірність деформацій та внутрішніх сил розтягнення тросів. Переміщення та зусилля вздовж каната змінюються локально. При цьому, зміни переміщень та додаткових сил розтягу відбуваються косиметрично по ширині каната. На рисунках 3 та 4 показані нормальні переміщення та кути повороту каната.

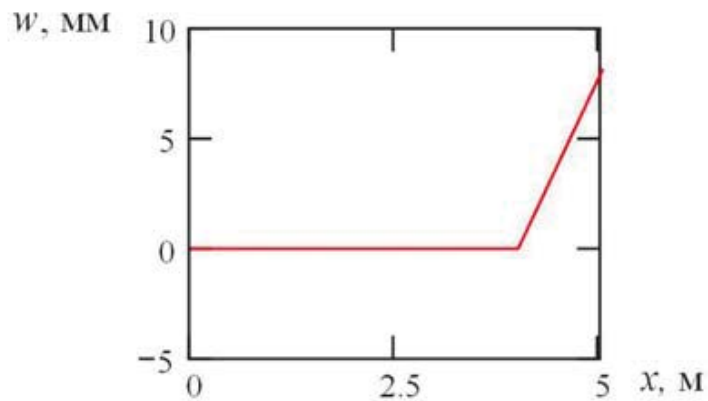


Рис. 3. Горизонтальні переміщення тросів по довжині каната x

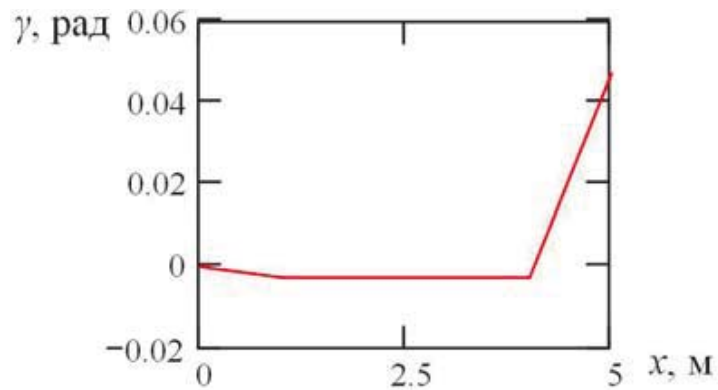


Рис. 4. Залежність кута нахилу осі каната

Відповідно до рисунку 3, зміщення каната відносно осі підйому практично відсутнє на ділянці біля пристрою приєднання посудини. Вказане свідчить про локальне зменшення жорсткості каната композитної конструкції в області його закріплення у пристрої приєднання каната до барабана.

На рисунках 5 та 6 наведені залежності моментів згину та горизонтальних сил (сил, що перерізають) канат.

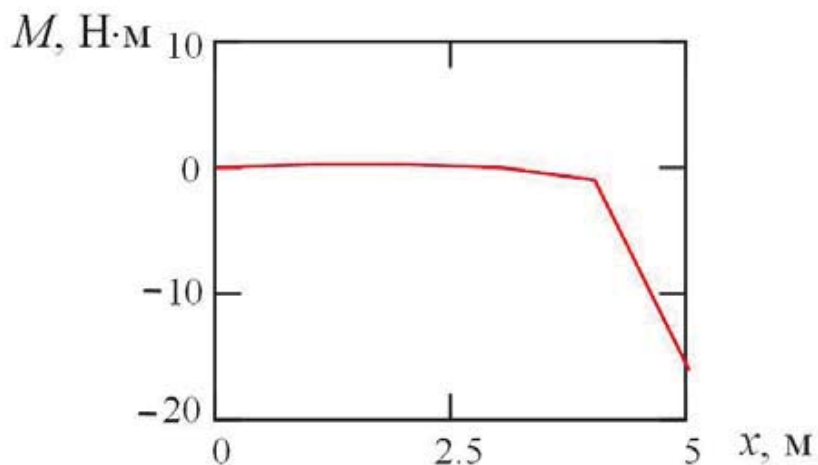


Рис. 5. Моменти згину каната вздовж його осі x

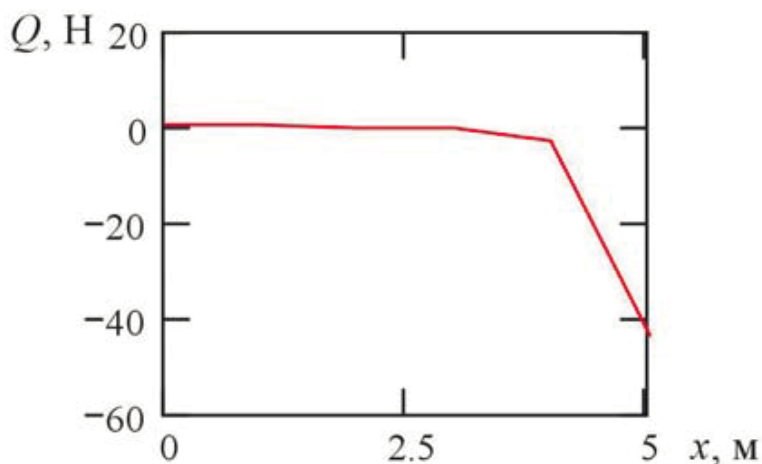


Рис. 6. Розподіл сили, що перерізає канат

Як і в попередніх випадках, моменти та горизонтальні сили суттєво змінюються лише біля пристрою приєднання каната до посудини. Отримані залежності та побудовані рисунки відтворюють механізм деформування гумотросового каната. Вони відповідають загальному уявленню стосовно реалізації цього механізму. А отримані математичні вирази дозволяють визначати залежність напружено-деформованого стану головного гумотросового каната підйомної машини у разі повороту посудини в площині каната, зумовленого відхиленнями арматури ствола від проектного розташування.

Виконані дослідження показують, що довжина каната практично не впливає на горизонтальне зусилля та максимальне додаткове зусилля в крайніх тросах каната в системі «канат – посудина – армування» при повороті посудини в площині каната. Суттєво зростають ці величини при довжинах каната до одного-двох метрів, які в практиці гірничого підйому не використовуються.

Висновки. Отримані результати можна вважати достатньо достовірними, оскільки вони отримані шляхом аналітичного розв'язання моделі каната, побудованої на основі класичних методів лінійної теорії розрахунку напружено-деформованого стану шаруватих композитних матеріалів. Граничні умови достатньо точно відтворюють механізм взаємодії каната з барабаном та посудиною підйомної машини. Таким чином, отримані аналітичні залежності, що дозволяють визначати напружено-деформованого стан каната, є достатньо достовірними для умов експлуатації підйомного (головного) гумотросового каната.

Кути повороту посудини в горизонтальній площині, зумовлені станом її напрямних, мають бути найменшими у верхній частині ствола. Їх значення в залежності від довжини каната мають регламентуватися допустимими силами розтягу крайніх тросів каната та умовою їх нестискування.

Довжина ділянки каната, на якій реалізуються крайові ефекти, пов'язані з нерівномірним розподілом сил поміж тросами та їх переміщенням в площині каната, нормальної до його осі, зростає зі зростанням жорсткості тросів на згин та розтяг і зменшується зі зростанням модуля пружності гуми на зсув та товщини каната. За межами ділянки дії крайового збурення поздовжні деформації тросів по ширині каната практично збігаються. Відповідно вісь каната за межами дії крайового ефекту практично не викривляється.

Додаткові зусилля розтягу тросів каната, сили тиску посудини на напрямні зі зростанням діаметрів тросів зростають повільніше, ніж сумарна жорсткість тросів на згин за умови незмінності кількості тросів в канаті та відношення кроку укладання тросів до їх діаметрів.

Максимальне зміщення каната відносно осі підйому, зумовлене поворотом посудини в його площині, практично лінійно зростає від барабана до пристрою приєднання посудини. За декілька метрів до посудини характер змінюється – кут повороту каната зростає. Це свідчить про локальне зменшення жорсткості каната композитної конструкції в області його закріплення на пристрої приєднання каната до барабана.

Сили тиску посудини на викривленні напрямні, розраховані за отриманими залежностями, мають бути враховані при визначенні можливості експлуатації

шахтної підйомної установки із встановленими дефектами.

Отримані результати уточнюють відомий механізм деформування гумотросового каната та відповідають загальному уявленню стосовно реалізації цього механізму. Отримані математичні залежності дозволяють визначати залежність напружено-деформованого стану головного гумотросового каната підйомної машини у разі відхилення посудини від вертикальної осі підйому, зумовленого відхиленнями арматури ствола від розташування, передбаченого проектом. Вони мають бути враховані при проектуванні та експлуатації шахтних підйомних установок з плоскими головними канатами.

Перелік посилань

1. Заболотный К.С. Теория многослойной намотки резинотросового каната: монография / К.С. Заболотный, Е.В. Панченко, А.Л. Жупишев. – Д.: НГУ, 2011. – 150 с.
2. Ропай В.А. Шахтные уравнивающие канаты: монография / В.А. Ропай. – Д.: НГУ, 2016. – 263 с.
3. Бережинский В.И. Канаты шахтных подъемных установок: монография / В.И. Бережинский, А.Н. Шатило. – М.: Университетская книга, 2015. – 232 с.
4. Колосов Д.Л. Развитие теории шахтных подъемных установок с головными гумотросовыми канатами / Д.Л. Колосов. – Дис...докт. техн. наук: 05.05.06. – Д.: 2015. – 471 с.
5. Mining Transport: Monograph / D.L. Kolosov, E.I. Belous, A.I. Tantsura, N.A. Daniarov, O.T. Balabaev. Karaganda state technical university. – Karaganda: Publisher KSTU, 2017. – 129 p.
6. Болотин В.В. Механика многослойных конструкций / В.В. Болотин, Ю.Н. Новичков. – М.: Машиностроение, 1980. – 327 с.
7. Бельмас И.В. Экспериментальное определение изгибной жесткости троса в зависимости от осевого натяжения / И.В. Бельмас, В.А. Ропай // Известия Вузов. Горный журнал. – 1988. – №12. – С. 75-76.

ABSTRACT

Purpose. To determine the stress-strain state of the flat head rope of hoisting engine, taking into account variations of geometrical parameters of the trunk reinforcement from the design values.

The method of research is an analytical solution of equations describing the stress-strain state of layered structure.

Findings. Obtained analytical dependences for determining the stress-strain state of the flat head rope of hoisting engine, taking into account variations of geometrical parameters of the trunk reinforcement from the design values.

The originality is to establish the previously unknown mathematical dependencies of a stress-strain state of the flat head rope of mine hoist.

Practical implications. The results may be taken into account when analyzing the admissibility of safe hoisting of raw materials in the mine shafts with impaired arrangement of the hoisting vessel guides.

Keywords: *hoisting engine, trunk reinforcement, geometrical parameters, turn of the vessel, flat rope, stress-strain state, analytical dependences, and operational safety*