

© Д.Л. Колосов<sup>1</sup>, О.І. Білоус<sup>2</sup>, Г.І. Танцура<sup>2</sup>, С.В. Онищенко<sup>1</sup>, О.М. Черниш<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

<sup>2</sup> Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна

## **ВПЛИВ ВІДХИЛЕНЬ РОЗТАШУВАННЯ ПОСУДИНИ ШАХТНОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН ГОЛОВНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА**

© D. Kolosov<sup>1</sup>, O. Bilous<sup>2</sup>, H. Tantsura<sup>2</sup>, S. Onyshchenko<sup>1</sup>, O. Chernysh<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dnipro University of Technology, Ukraine

<sup>2</sup> Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Dnipro, Ukraine

## **INFLUENCE OF DEVIATIONS OF LOCATION OF MINING HOIST VESSEL ON STRESSED STATE OF HEAD RUBBER-CABLE ROPE**

**Мета.** Встановлення закономірностей впливу відхилень розташування посудини шахтної підйомної установки на напружений стан головного гумотросового тягового органа.

**Методика дослідження** полягає у використанні методів механіки шаруватих конструкцій з жорсткими та м'якими шарами для побудовання аналітичних моделей взаємодії сталевих тросів, розташованих паралельно у одній площині в гумотросовому тяговому органі як композитній структурі, які взаємодіють між собою через шар гуми, та математичному моделюванні напружено-деформованого стану гумотросового тягового органа з урахуванням відхилень розташування посудини шахтної підйомної машини від проектного положення.

**Результати дослідження.** Встановлено аналітичні залежності внутрішніх сил навантаження тросів, їх переміщень та кутів зсуву еластичного матеріалу, розташованого поміж тросами гумотросового тягового органа, що зумовлені впливом відхилень розташування посудини шахтної підйомної машини від проектного положення. Сформульовані умови міцності каната в замкненій аналітичній формі. Визначено допустимі відхилення вузла приєднання каната до посудини.

**Наукова новизна** полягає у встановленні аналітичних залежностей параметрів напружено-деформованого стану гумотросового тягового органа, що зумовлені впливом відхилень розташування посудини шахтної підйомної машини від проектного положення.

**Практичне значення.** Отримані залежності дозволяють визначати внутрішні силові фактори у тросах та гумовому прошарку як елементах композитного тягового органа, що приєднаний та знаходиться у взаємодії з посудиною шахтної підйомної установки, яка має відхилення від проектного положення. Уточнено механізм впливу схеми приєднання каната до елементів машини або споруди, що дозволяє більш обґрунтовано обирати параметри каната та підйомної машини. Усунена одна з проблем, пов'язаних із застосуванням плоских гумотросових канатів як головних канатів підйомних машин та ліфтів, що забезпечує умову міцності та безпеки використання плоских гумотросових канатів як головних канатів підйомної машини.

**Ключові слова:** шахтна підйомна установка, відхилення розташування посудини, гумотросовий тяговий орган, механіка шаруватих композитних структур, математична модель, аналітичне розв'язання, напружено-деформований стан.

**Вступ.** В Україні вперше у світовій практиці застосовано плоскі гумотросові канати як канати зрівноважування шахтних підйомних машин та налагоджено

виготовлення таких канатів. Практика їх використання показала значне зростання терміну експлуатації канатів – у шість та більше разів. Вказане показує доцільність розширення області використання таких канатів в шахтному підйомі, зокрема їх використання як головних канатів.

Умови використання головних канатів та канатів зрівноваження відмінні. Головні канати взаємодіють зі шківом тертя та посудинами. Посудини – з системою армування ствола. Відхилення системи армування від проектних значень впливає на зміщення посудини разом з приєднаним канатом відносно шківа та до додаткових напружень в плоскому канаті. Відносне зміщення ділянок взаємодії плоского каната зі шківом та з посудиною супроводжується виникненням в канаті додаткових напружень. Відсутність методу урахування цих напружень унеможливорює застосування плоских гумотросових канатів як головних канатів шахтних підйомних машин та ліфтів.

**Стан питання та постановка задачі дослідження.** При експлуатації підйомної установки можливі зміщення перерізу приєднання каната до посудини вздовж та нормально до його осі, поворот навколо осі каната (скручування), деформування в площині каната. Зміщення посудини вздовж осі каната враховано проектом машини. Поворот посудини навколо осі каната призводить до рівномірно розподілених по довжині каната деформацій. Довжини канатів значно перевищують переміщення перерізу приєднання каната і, практично, не впливають на його напружено-деформований стан.

Зміщення перерізу приєднання каната в напрямку, нормальному до його осі, поворот перерізу плоского каната в його площині супроводжуються взаємними зміщеннями тросів у канаті. Згідно принципу Сен-Венана, такі переміщення призводять до локального збурення напружено-деформованого стану каната. Визначення допустимих відхилень вузла приєднання каната до посудини є **актуальною науково-технічною задачею**. Її розв’язання дозволить забезпечити умову міцності та безпеки використання плоских гумотросових канатів як головних канатів підйомної машини.

Дослідженню гумотросових тягових органів з ушкодженнями тросів присвячена робота [1]. Вплив характеру взаємодії гумотросового каната з барабаном, причіпним пристроєм досліджено в роботах [2-5]. Зміщення посудини відносно шківа не розглядалося.

**Основний зміст роботи.** Співвіднесемо канат з віссю  $x$ . Спрямуємо її вздовж каната під прямим кутом до осі шківа циліндричної форми. З умови рівноваги тросів гумотросового каната отримаємо вирази внутрішніх сил навантаження тросів та їх переміщень [1]

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (1)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P x}{E F} + \chi, \quad (2)$$

де  $A_m, B_m, \chi$  – сталі величини;  $u_i$  – переміщення  $i$ -того троса вздовж осі  $x$ ;

$E, F$  – відповідно приведений модуль пружності та площа перерізу троса каната;  $G$  – модуль зсуву матеріалу оболонки;  $M$  – кількість тросів у канаті;  $P_i$  – внутрішня сила навантаження  $i$ -того троса;  $\mu_m = \pi \frac{m}{M}$ ;

$\beta_m = \sqrt{2 \frac{G k_G b}{E F (t-d)} (1 - \cos \mu_m)}$ ;  $k_G$  – коефіцієнт впливу форми на жорсткість матеріалу, що з'єднує троси в канаті.

Довжину каната (відстань від твірної шківів, по якій канат взаємодіє з ним, до причіпного пристрою посудини) приймемо рівною  $L$ . Початок осі розташуємо по середині каната. Приймемо, що кінці тросів шарнірно приєднані та, внаслідок відхилення посудини в площині каната, розташовані на прямій, нахилений до осі  $x$  під кутом, відмінним від прямого. Кути нахилу обох країв за абсолютними значеннями рівні. Тангенс кута нахилу лінії приєднання кінців тросів відносно нормалі до осі  $x$  позначимо, як  $\psi$ . Гранична (кінематична) умова

$$\text{коли } x = \pm \frac{L}{2}, u_i = \pm \psi \left( i - \frac{M}{2} \right) (h + d). \quad (3)$$

Задамо (3) як функцію переміщень кінців тросів на дискретній осі їх номерів

$$u_i = \pm \psi (h + d) \frac{2}{M-1} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) \cos(\mu_m (i-0,5)). \quad (4)$$

Підставимо (4) в (2). Отримаємо вирази для визначення частини сталих

$$A_m = \pm \psi (h + d) \frac{2e^{-\beta_m \frac{L}{2}}}{(M-1)} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) - B_m e^{-\beta_m L}, \quad \chi = -\frac{P L}{2E F}.$$

Скористаємося значеннями визначених сталих величин. Запишемо (1) та (2) у вигляді (5) та (6).

Характер деформування перерізу  $x = 0$  буде залежати від сполучення знаків напрямку кутів нахилу ліній розташування кінців тросів каната. Можливі два варіанти – кути мають протилежний або однаковий напрям. В першому випадку нормальний до навантаження переріз каната  $x = 0$  залишається плоским і після навантаження.

$$P_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left( \begin{array}{l} \left( \pm \psi (h + d) \frac{2e^{-\beta_m \frac{L}{2}}}{(M-1)} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m (j-0,5)) e^{\beta_m x} - \right. \\ \left. - B_m (e^{-\beta_m x} + e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x}) \right) \times \\ \left. \times \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) \right) + P, \quad (5)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left( \begin{array}{l} \left( \pm \psi(h+d) \frac{2 e^{\beta_m x}}{(M-1) e^{\beta_m \frac{L}{2}}} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) + \right. \\ \left. + B_m (e^{-\beta_m x} - e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x}) \right) \\ \times \cos(\mu_m(i-0,5)) \end{array} \right) \times \frac{P \left( x - \frac{L}{2} \right)}{E F}. \quad (6)$$

Відповідно коли  $x = 0$ ,  $u_i = const$ . (7)

У випадку однакових напрямів поворотів лінії розташування кінців тросів обох кінців каната маємо умову

коли  $x = 0$ ,  $p_i = const$ . (8)

Підставимо (6) у (7) та знайдемо

$$B_m = \mp \frac{2 \psi(h+d) \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5))}{(M-1)(1 - e^{-\beta_m L}) e^{\beta_m \frac{L}{2}}}. \quad (9)$$

Вирази (5) та (6) для протилежного повороту перерізів приєднання каната набувають наступних форм

$$p_i = \pm 2 \psi E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left( \begin{array}{l} \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \times \right. \\ \left. e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} + e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x})}{(1 - e^{-\beta_m L})} \right) \\ \times \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) \end{array} \right) \times + P, \quad (10)$$

$$u_i = \pm 2 \psi \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \left( \begin{array}{l} \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \times \right. \\ \left. e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} - e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x})}{(1 - e^{-\beta_m L})} \right) \\ \times \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P \left( x - \frac{L}{2} \right)}{E F} \end{array} \right) \quad (11)$$

Для однакового повороту перерізів приєднання каната вектор сталих

$$B_m = \mp \psi (h+d) \frac{2 \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5))}{(M-1)(1+e^{-\beta_m L}) e^{-\beta_m \frac{L}{2}}}. \quad (12)$$

Вирази (5) та (6) для протилежного повороту перерізів приєднання каната набувають наступних форм

$$p_i = \pm 2 \psi E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left( \begin{aligned} & \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \beta_m \times \right. \\ & \left. \times \left( e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} + e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x})}{(1+e^{-\beta_m L})} \right) \right) \times \end{aligned} \right) \times \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (13)$$

$$u_i = \pm 2 \psi \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \left( \begin{aligned} & \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \times \right. \\ & \left. \times \left( e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} - e^{-\beta_m L} e^{\beta_m x})}{(1+e^{-\beta_m L})} \right) \right) \times \end{aligned} \right) \times \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P \left( x - \frac{L}{2} \right)}{E F}. \quad (14)$$

Вирази (13) та (14) отримані для випадку умовного повороту обох кінців каната. На шків підйомної машини канат набігає під прямим кутом до проекції осі шківа на площину каната. В розглянутому випадку вказане має місце по середині каната прийнятої довжини  $L$ . З урахуванням наведеного, сили в тросах та їх переміщення у разі дійсного розташування вантажу на відстані  $L$  мають визначатися за виразами:

$$p_i = \pm 2 \psi E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left( \begin{aligned} & \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m L} \times \right. \\ & \left. \times \left( e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} + e^{-\beta_m 2L} e^{\beta_m x})}{(1-e^{-\beta_m 2L})} \right) \right) \times \end{aligned} \right) + P, \quad (15)$$

$$\left( \begin{aligned} & \times \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) \end{aligned} \right)$$

$$u_i = \pm 2\psi \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \left( \sum_{j=1}^M j \frac{\cos(\mu_m(j-0,5))}{e^{\beta_m L}} \times \left( e^{\beta_m x} + \frac{(e^{-\beta_m x} - e^{-\beta_m 2L} e^{\beta_m x})}{(1 - e^{-\beta_m 2L})} \right) \right) \times \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P(x-L)}{E F}. \quad (16)$$

Максимальні внутрішні сили навантаження тросів та кути зсуву еластичного матеріалу, розташованого поміж тросами, виникають в першому та останньому тросі та в гумовому прошарку. За абсолютними значеннями вони дорівнюють:

$$p_{\max} = 2 \psi E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m L} \times \left( e^{\beta_m L} + \frac{2e^{-\beta_m L}}{(1 - e^{-\beta_m 2L})} \right) \beta_m \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) \right) + P, \quad (17)$$

$$\gamma_{\max} = 2\psi \frac{(h+d)}{(M-1)h} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) \left( \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) - \cos\left(\frac{3\mu_m}{2}\right) \right). \quad (18)$$

Як і для випадку протилежних напрямів повороту кінців каната, врахуємо, що він набігає на барабан під прямим кутом до проекції осі барабана на площину самого каната. Вказане забезпечимо тим, що умовно повернемо канат на кут нахилу лінії приєднання кінців тросів до посудини:

$$p_{\max} = 2 \psi E F \frac{(h+d)}{(M-1)} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \beta_m \times \left( e^{\beta_m L} + \frac{(e^{-\beta_m L} + 1)}{(1 + e^{-\beta_m L})} \right) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) \right) + P, \quad (19)$$

$$\gamma_{\max} = 2\psi \frac{(h+d)}{(M-1)h} \sum_{m=1}^{M-1} \left( \sum_{j=1}^M j \frac{\cos(\mu_m(j-0,5))}{e^{\beta_m \frac{L}{2}}} \left( e^{\beta_m L} + \frac{(e^{-\beta_m L} - 1)}{(1 + e^{-\beta_m L})} \right) \times \left( \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) - \cos\left(\frac{3\mu_m}{2}\right) \right) \right). \quad (20)$$

Кут повороту та довжина каната дозволяють знайти відхилення посудини від осі підйому:

$$\Delta = \psi L. \quad (21)$$

Враховуючи (17) – (21), складемо умови міцності плоского гумотросового каната з відхиленнями приєднаної посудини від проектного розташування

$$[P] \geq 2E F \frac{h+d}{M-1} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{j=1}^M \left[ \begin{aligned} & \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) \beta_m \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) \times \right. \\ & \left. \psi \left( 1 + \frac{2e^{-2\beta_m L}}{(1-e^{-\beta_m 2L})} \right) + \frac{\Delta}{L} e^{-\beta_m \frac{L}{2}} \right) \\ & \times \left( e^{\beta_m L} + \frac{(e^{-\beta_m L} + 1)}{(1 + e^{-\beta_m L})} \right) \end{aligned} \right] + P, \quad (22)$$

$$[\gamma] \geq \frac{2}{h} \frac{h+d}{M-1} \sum_{m=1}^{M-1} \left[ \begin{aligned} & \left( \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)) \left( \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) - \cos\left(\frac{3\mu_m}{2}\right) \right) \times \right. \\ & \left. \times \left( \psi + \frac{\Delta}{L e^{\beta_m \frac{L}{2}}} \left( e^{\beta_m L} + \frac{(e^{-\beta_m L} - 1)}{(1 + e^{-\beta_m L})} \right) \right) \right) \end{aligned} \right]. \quad (23)$$

**Основні висновки та рекомендації.** Методом механіки шаруватих композитних структур в замкненій аналітичній формі сформульовані умови міцності каната з урахуванням відхилення розташування посудини від проектного. Уточнено механізм впливу схеми приєднання каната до елементів машини або споруди, що дозволяє більш обґрунтовано обирати параметри каната та підйомної машини. Усунена одна з проблем, пов'язаних із застосуванням плоских гумотросових канатів як головних канатів підйомних машин та ліфтів, що забезпечує умову міцності та безпеки використання плоских гумотросових канатів як головних на підйомних установках нового технічного рівня.

#### Перелік посилань

1. Бельмас, И.В. (1993). Напряженное состояние резиновтросовой ленты при произвольном повреждении тросов. *Проблемы прочности и надежности машин*, (6), 45-48.
2. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., & Білоус, О.І. (2018). Взаємодія гумотросового каната з приводним барабаном. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки). Тематичний випуск. Машини і пластична деформація металу*, 168-173.
3. Бельмас, І.В., & Колосов, Д.Л. (2008). Розподіл зусиль в причіпному пристрої плоского тягового органу. *Математичне моделювання. Науковий журнал*, 1(18), 33-35.
4. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., Данияров, Н.А., Танцура, А.І., & Карсакова, А.Ж. (2013).

Напряженное состояние плоской резиновой ленты на барабане подъемно-транспортной машины. *Університет енекттері. Труды Карагандинского технического университета*, (3), 75-77.

5. Belmas, I., Kolosov, D., & Tantsura, G. (2017). The stress-strain state of the flat rope of hoisting engine with considering their technical state. *Technical Sciences, Construction and Architecture*, 191-196. <http://eprints.oa.edu.ua/id/eprint/6346>

### АННОТАЦИЯ

**Цель.** Установление зависимостей влияния отклонений расположения сосуда шахтной подъемной установки на напряженное состояние головного резиноватросового тягового органа.

**Методика исследования** заключается в использовании методов механики слоистых конструкций с жесткими и мягкими слоями для построения аналитических моделей взаимодействия стальных тросов, расположенных параллельно в одной плоскости в резиноватросовом тяговом органе как композитной структуре, которые взаимодействуют между собой через слой резины, и математическом моделировании напряженно-деформированного состояния резиноватросового тягового органа с учетом отклонений расположения сосуда шахтной подъемной машины от проектного положения.

**Результаты исследования.** Установлены аналитические зависимости внутренних сил нагружения тросов, их перемещений и углов сдвига эластичного материала, расположенного между тросами резиноватросового тягового органа, обусловленных влиянием отклонений расположения сосуда шахтной подъемной машины от проектного положения. Сформулированы условия прочности каната в замкнутой аналитической форме. Определены допустимые отклонения узла присоединения каната к сосуду.

**Научная новизна** заключается в установлении аналитических зависимостей параметров напряженно-деформированного состояния резиноватросового тягового органа, обусловленных влиянием отклонений расположения сосуда шахтной подъемной машины от проектного положения.

**Практическое значение.** Полученные зависимости позволяют определять внутренние силовые факторы в тросах и резиновой прослойке как элементах композитного тягового органа, который присоединен и находится во взаимодействии с сосудом шахтной подъемной установки, который имеет отклонения от проектного положения. Уточнен механизм влияния схемы присоединения каната к элементам машины или сооружения, что позволяет более обоснованно выбирать параметры каната и подъемной машины. Устранена одна из проблем, связанных с применением плоских резиноватросовых канатов как головных канатов подъемных машин и лифтов, что обеспечивает условие прочности и безопасности использования плоских резиноватросовых канатов как головных канатов подъемной машины.

**Ключевые слова:** шахтная подъемная установка, отклонения расположения сосудов, резиноватросовый тяговый орган, механика слоистых композитных структур, математическая модель, аналитическое решение, напряженно-деформированное состояние.

### ABSTRACT

**Purpose.** Establishment of dependencies caused by the influence of deviations of a mine hoist vessel location on a stress-strain state of head rubber-cable tractive element.

**Methodology of research** is in using the methods of mechanics of layered structures with hard and soft layers to construct analytical models of interaction of steel cables, which are arranged parallel in

one plane within a rubber-cable tractive element as a composite structure, that interact through a layer of rubber. Also, in mathematical modelling of a stress-strain state of a rubber-cable tractive element considering the deviations of a mine hoist vessel location from the design position.

**Findings.** Analytical dependencies of internal loading forces on cables, cable displacements and shear angles of elastic material located between the cables of a rubber-cable tractive element, which are caused by the influence of deviations of a mine hoist vessel location from the design position, are established. The conditions of rope strength in a closed analytical form are formulated. The permissible deviations of a rope connection device to a vessel are determined.

**Scientific novelty** is in establishment of analytical dependencies of parameters of a stress-strain state of a rubber-cable tractive element caused by the influence of deviations of a mine hoist vessel location from the design position.

**Practical significance.** Obtained dependencies allow determining the internal force factors in cables and a rubber layer as elements of a composite tractive element that is connected and interacts with a vessel of a mine hoist, which is deviated from the design position. The mechanism of influence of a scheme of rope connection to elements of a machine or structure is specified, what allows selecting the parameters of a rope and a lifting machine more reasonably. One of the problems associated with the usage of flat rubber-cable ropes as the head ropes of mine hoists and elevators is fixed. This provides a condition of strength and usage safety of flat rubber-cable ropes as the head ropes of a hoisting machine.

**Keywords:** *mining hoist, deviation of vessel location, rubber-cable tractive element, mechanics of layered composite structures, mathematical model, analytical solution, stress-strain state.*