

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОВОРОТУ ОСІ БАРАБАНА ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ НА РОЗПОДІЛ ЗУСИЛЬ В КАНАТІ

Д.Л. Колосов, Національний гірничий університет, Україна

Г.І. Таниура, Дніпродзержинський державний технічний університет, Україна

Одержані аналітичні залежності для визначення напружено-деформованого стану гумотросового каната, зумовленого поворотом осі барабана підйомної машини. Отримані результати мають бути використані в інженерній практиці при проектуванні та використанні підйомних машин з плоскими гумотросовими канатами.

Вступ. При підводному видобутку корисних копалин підйомна машина може встановлюватися на об'єктах, що плавають на поверхні води. В такому випадку можливе переміщення підйомної машини, включно і приводного барабана. Останнє може впливати на напружено-деформований стан (НДС) каната та має бути враховано в подальшому при проектуванні підйомних систем.

Стан питання і постановка задачі дослідження. Плоскі гумотросові канати широко використовуються в шахтному підйомі [1, 2]. Такі канати мають ряд переваг і при видобутку корисних копалин підводним способом [3]. В окремих випадках канатам доцільно надавати трубчасту форму для використання порожнини в технологічних цілях, наприклад, для розміщення в ній засобів комунікації [4]. Надання трубчастої форми плоскому канату супроводжується його деформуванням та зміною напружено-деформованого стану каната [5]. Також на вказаний стан каната може впливати і поворот вантажу [6].

Питанням просторового деформування гумотросових стрічок присвячена робота [7]. Вплив нахилу стрічки до осі барабана на розподіл сил поміж тросами в зазначеній роботі не розглядався.

Встановлення підйомної машини на плавучому засобі створює можливість поворотів осі барабана та вантажу відносно вертикальної осі каната при вертикальному переміщенні вантажу. Як наслідок, у загальному випадку вісь обертання барабана може переміщатися прямолінійно та повертатися в просторі довільним чином, скомбінованим з трьох поступових рухів вздовж ортогональних осей та з обертання навколо них (рис. 1).

Переміщення вздовж осі x , як і обертання навколо осі y , призводить до розглянутих [5] вертикальних переміщень каната і вантажу та виникнення відповідних навантажень каната. Переміщення вздовж осі y , при дії сил опору водного середовища руху каната, призводить до виникнення моменту згину каната, як і при повороті його верхнього перерізу навколо осі z . Вплив повороту перерізу, що збігається з перерізом набігання каната на барабан, розглянемо далі.

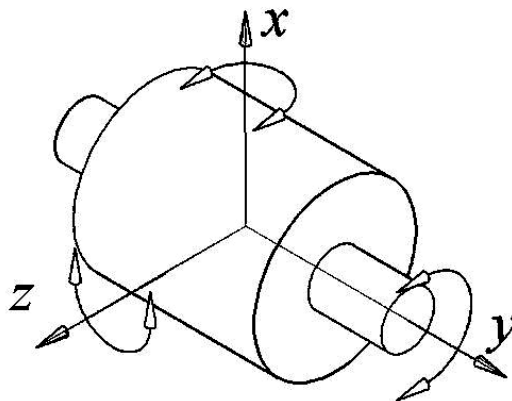


Рис. 1. Схема можливих переміщень барабана підйомної машини разом з плавзасобом

Переміщення осі барабана в напрямку осі z внаслідок дії сил опору руху канату, призводить до зміни кута охоплення барабана канатом і несуттєво впливає на напружений статичний стан каната. Поворот осі барабана навколо осі x призводить до його закручування. Аналогічно на канат впливають і переміщення вантажу. Тому визначення впливу відхилення кута набігання каната на барабан та його врахування – *актуальна науково-технічна задача* забезпечення працездатності та надійності підйомної машини. *Метою роботи* є дослідження впливу поворотів осі барабана підйомної машини на НДС гумотросового каната.

Основний зміст роботи. Деформований стан каната залежить від повороту барабана навколо осей x та z . Розглянемо ці впливи окремо. Поворот барабана навколо вертикальної осі x призводить до закручування каната. Воно супроводжується набуттям тросами каната криволінійної форми. За умови незмінності відстаней між тросами, останні набувають гвинтової форми. В плоскому канаті радіуси гвинтових різні – вони дорівнюють відстані троса від осі закручування, якою в нашому випадку є подовжня вісь каната. Троси мають різні кривизни, відповідно й різні відносні подовження. В канаті трубчатої форми усі троси мають однакову гвинтову форму, тому що гвинтові мають однакові радіуси. При однакових подовженнях та незмінному зовнішньому навантаженні сили розтягу тросів також не змінюються.

На підйомній машині на перехідній ділянці плоский канат набуває трубчатої форми. Найбільші зміни розподілу сил натягнення тросів мають місце в плоскому канаті. Довжина ділянки локалізації дії збурень мала порівняно з довжиною перехідної ділянки. Розглянемо випадок закручування плоского каната, як нескінченного.

Прийmemo, що троси відрізка плоского каната довжиною $L = 2Nt$ жорстко з'єднані на кінцях зразка. Один край відрізка повернуто на кут ρ . Визначимо відносні подовження тросів

$$\varepsilon_i = \sqrt{\left[\frac{(i-0,5)}{2N} \rho \right]^2} + 1 - 1. \quad (1)$$

Врахувавши малі значення відносних переміщень кінців тросів у порівнянні з довжиною каната при допустимих з умови міцності робочих навантаженнях тросів, спростимо отриманий вираз

$$\varepsilon_i = \left[\frac{(i-0,5)}{2N} \rho \right]^2. \quad (2)$$

Закручування каната при його статичному навантаженні не може змінити силу розтягу каната, як агрегату. З урахуванням останнього, відповідно до закону Гука, за наявності середнього навантаження p , внутрішні сили розтягу тросів визначаються залежністю

$$p_i = \left\{ \left[\frac{(i-0,5)}{2N} \rho \right]^2 - \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \left[\frac{(k-0,5)}{2N} \rho \right]^2 \right\} E F + p. \quad (3)$$

Відповідно до отриманої залежності в частині тросів за окремих умов можливе виникнення сил стискання. Троси практично не опираються стисканню. Найменше значення сили розтягу сприймає ближній до середини каната трос. Отриманий розподіл внутрішніх сил розтягу тросів буде виконуватися за умови, що в найменш навантаженому тросі сила розтягу не менша нуля, тобто за умови

$$\left[\frac{1}{2} - \sum_{k=2}^N (k-0,5)^2 \right] + \frac{4p}{E F} \left[\frac{2N}{\rho} \right]^2 \geq 0. \quad (4)$$

Максимальне зусилля діє в крайньому тросі. Його значення становить

$$p_{\max} = \left(\frac{\rho}{2N} \right)^2 \left\{ (N-0,5)^2 - \sum_{k=1}^{N-1} (k-0,5)^2 \right\} \frac{E F}{2} + p. \quad (5)$$

Отримані залежності дозволяють визначати умови використання та максимальні навантаження на троси в канаті при його закручуванні на кут ρ на довжині, що дорівнює ширині каната.

Поворот барабана навколо горизонтальної осі z призводить до повороту перерізу набігання каната на барабан. В цьому перерізі усі троси каната розташовані в одній площині. Розподіл сил поміж тросами за такого характеру деформування залежатиме не тільки від властивостей каната, а від дожини ділянки взаємодії каната з барабаном та від розподілу сил тертя каната та барабана, або попереднього шару каната, намотаного на барабан. Останні залежать від коефіцієнту тертя поміж канатом та барабаном, або шарами каната.

Значення коефіцієнтів тертя для вказаних пар тертя мають значну різницю. При використанні каната на плавзасобі його поверхня може бути зволожена, що також впливає на коефіцієнт тертя. Жорстке закріплення можна розглядати, як взаємодія каната та барабана при безмежно великих силах зчеплення. Розподіл сил за такої умови найбільш нерівномірний, відповідно, найнебезпечніший.

Розглянемо випадок повороту на кут φ нормального перерізу плоского напівбезмежного каната навколо нерухомої середини перерізу. Масу вантажу враховувати не будемо. З урахуванням принципу Сен-Венана про локальність перерозподілу сил внаслідок дії локальних збурень, значення переміщень та зусиль визначаються залежностями [8]

$$u_i = \sum_{m=1}^N B_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i-0,5)) + c, \quad (6)$$

$$p_i = -E F \sum_{m=1}^N B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)). \quad (7)$$

Будемо вважати, що канат містить N тросів. Відповідно до прийнятих умов деформування переріз каната з координатою $x = 0$ повертається на кут φ .

Тоді кінець i -того троса переміститься на величину

$$\delta_i = \left(\frac{N}{2} - i + 0,5 \right) t \sin(\varphi). \quad (8)$$

Отриману залежність (8) розкладемо в ряд Фур'є за косинусами

$$f_i = D_0 + \sum_{m=1}^{\infty} D_m \cos(\mu_m (i-0,5)),$$

де $D_0 = \sum_{k=1}^N \frac{\delta_k}{N}$; $D_m = \sum_{k=1}^N \frac{2}{N} \delta_k \cos(\mu_m (k-0,5))$.

Враховуючи останнє, граничну умову деформування тросів каната в перерізі $x = 0$, із залежності (6) маємо

$$\sum_{m=1}^N B_m \cos(\mu_m (i-0,5)) + c = D_0 + \sum_{m=1}^{\infty} D_m \cos(\mu_m (i-0,5)).$$

Звідки

$$B_m = D_m, \quad c = D_0,$$

або

$$B_m = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N \left(\frac{N}{2} - k + 0,5 \right) t \sin(\varphi) \cos(\mu_m (k-0,5)), \quad c = 0.$$

Для каната з параметрами тросів та кроком укладання, що відповідають канату типа ГТК-3150, виконані розрахунки деформацій та зусиль для випадку, коли переріз закріплення повернуто на кут $\varphi = 1^0$. На рис. 2-3 наведено графіки переміщень тросів u та сили натягнення тросів каната P . З рис. 2 видно, що значні зміни зусиль відбуваються на ділянці каната шириною 1,6 м на довжині до 10 м. Зімни зусиль по ширині каната мають кососиметричний характер, зумовлений кососиметричним характером деформування плоского каната. Наведене вказує на недоцільність встановлення осі обертання барабана підйомної машини на плавзасобі паралельно напрямку, в якому можливі максимальні коливання плавзасобу. Рис. 3 відтворює прямолінійний кососиметричний характер переміщень тросів в перерізі приєднання до барабану та не демонструє значних викривлень перерізу каната.

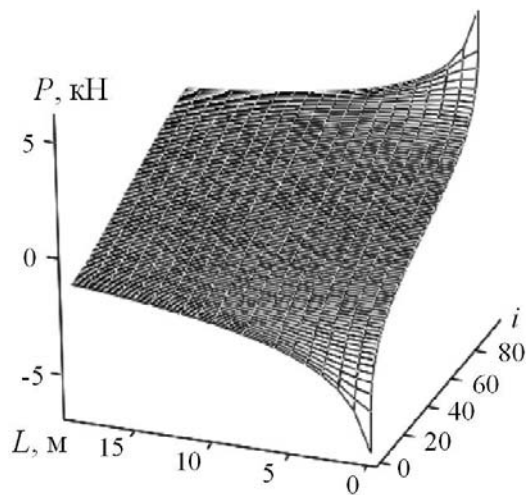


Рис. 2. Розподіл сил поміж тросами, зумовлений зміною кута між осями каната та барабана

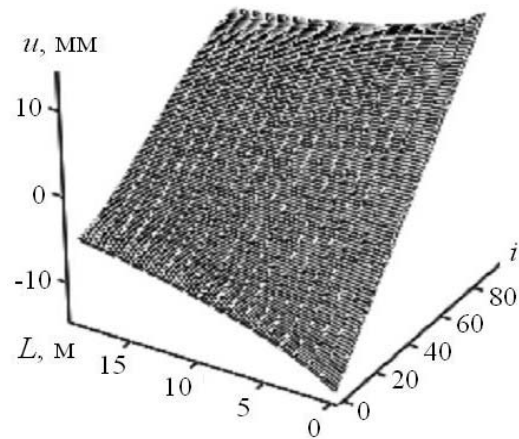


Рис. 3. Поверхня, що описує переміщення точок тросів, зумовлених поворотом барабана

Висновки. Як і зусилля розтягу тросів, так і їх деформації мають значну різницю лише на довжині каната до 10 м. Максимальні деформації та зусилля реалізуються для крайніх тросів. Значення максимального зусилля, що виникає в крайньому тросі при малих кутах відхилення осі каната від прямого кута до осі барабана становить

$$P_{\max} = \left| \frac{t \varphi \sqrt{8GE F}}{N} \sum_{m=1}^N \sqrt{1 - \cos \frac{\pi m}{N}} \cos \left(\pi m \left(1 - \frac{1}{2N} \right) \right) \sum_{k=1}^N \left(\frac{N+1}{2} - k \right) \cos \left(\frac{\pi m}{N} (k - 0,5) \right) \right|.$$

Визначене додаткове зусилля, що виникає в крайньому тросі має бути враховане в інженерній практиці при проектуванні та використанні підйомних машин з плоскими гумотросовими канатами.

Список літератури

1. Онищенко В.И. О создании подъемных установок большой грузоподъемности с несущими резиотросовыми лентами / В.И. Онищенко, Л.В. Колосов, К.С. Заболотный, В.В. Беспалько, В.П. Мартыненко, И.П. Ковалевский // Горн. журн. – 1980. – № 5. – С. 36-39.
2. Заболотный К.С. Об использовании плоской резиотросовой ленты в качестве тягового органа шахтных подъемных машин с бобинной намоткой / К.С. Заболотный, Н.Г. Гаркуша, Л.В. Колосов и др. // Горная электромеханика и автоматика. – 1976. – Вып. 29. – С. 3-9.
3. Колосов Л.В. Перспективы и технические возможности использования резиотросовых канатов для глубоководного подъема / Л.В. Колосов, Ю.Л. Сафонов // Горная электромеханика и автоматика – 1999. – № 11-12. – С. 67-71.
4. Патент на корисну модель № 75145 Україна, В65G 43/02 (2006.01). Пристрій для захисту доквілля від протікання обсадних труб у товщі води / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, І.Т. Бобильова (Україна); заявник і патентовласник Дніпродзерж. держ. техн. ун-т – u201204874; заяв. 18.04.2012, опубл. 26.11.2012, Бюл. № 22.
5. Бельмас И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния резиотросового каната на участке перехода к трубчатой форме / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 9. – С. 32-37.
6. Блохин С.Е. Влияние наклона груза на распределение усилий в тяговом органе трубчатой формы / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, Е.И. Белоус // Необратимые процессы в природе и технике: Материалы науч. конф. – Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана.–2013.–Ч.II.–С. 153-156.
7. Бельмас И.В. Основы теории и расчета резиотросовой конвейерной ленты с учетом его пространственной формы.–Дис.. докт. наук: 05.05.06, 01.02.06.–Днепропетровск, 1993.–312 с.
8. Танцура Г.І. Математична модель гумотканинної стрічки та побудова її рішення / Г.І. Танцура // Математичне моделювання. – 1994. – №1. – С. 69-72.