

© Д.Л. Колосов¹, О.І. Білоус², Г.І. Танцура², С.В. Онищенко¹,
Ю.В. Ковальова¹, П.В. Черниш¹

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

² Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна

НАПРУЖЕНИЙ СТАН КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА ЗІ ЗМІННОЮ ПО ДОВЖИНІ ЖОРСТКІСТЮ ТРОСА З УРАХУВАННЯМ ЗГИНУ НА БАРАБАНІ З КРИВОЛІНІЙНОЮ ТВІРНОЮ

© D. Kolosov¹, O. Bilous², H. Tantsura², S. Onyshchenko¹,
Y. Kovalova¹, P. Chernysh¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

² Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine

STRESS STATE OF A COMPOSITE TRACTIVE ELEMENT WITH CABLE RIGIDITY VARIABLE OVER LENGTH CONSIDERING BENDING ON A DRUM WITH CURVED GENERATRIX

Мета. Встановлення залежностей параметрів напружено-деформованого стану композитного тягового органа з урахуванням згину каната зі змінною по довжині жорсткістю троса на барабані з криволінійною твірною.

Методика дослідження. Розробка методу розрахунку впливу комплексу чинників на напружено-деформований стан каната шляхом побудови і розв'язання моделі напружено-деформованого стану композитного тягового органа з тросами змінної по довжині жорсткості при розтягу, розривами тросової основи та нециліндричною формою барабана методами механіки шаруватих композитних матеріалів з м'якими та жорсткими шарами.

Результати дослідження. Отримано в замкненому вигляді аналітичні залежності, що дозволяють визначати максимальні кількісні показники напружено-деформованого стану каната комбінованої конструкції з ушкодженням тросом, відмінної від основних тросів та змінної по його довжині жорсткості на прямолінійній ділянці та на ділянці взаємодії з криволінійними барабаном підйомної машини.

Встановлено аналітичні залежності для визначення максимальних кутів зсуву гуми поміж тросами, що дозволяє визначати небезпечні дотичні напруження у тяговому органі для випадків розтягу плоского каната, згину каната на барабані опуклої форми а також згину на опуклому барабані каната із тросом зменшеної жорсткості на розтяг.

Результати розв'язання задачі визначення розподілу сил в канаті з тросами різної жорсткості розробленим методом абсолютно збігається із єдино можливим розподілом сил в зразку з трьох тросів, що дозволяє вважати розроблений алгоритм таким, що достовірно описує механізм перерозподілу сил поміж тросами з різною жорсткістю на розтягування, включно і у випадку розриву троса, а отримані результати достовірними.

Наукова новизна. Розроблено метод розрахунку впливу комплексу чинників на напружено-деформований стан каната. Встановлено залежності параметрів напружено-деформованого стану композитного тягового органа з урахуванням згину каната, що має розриви тросової основи та змінну по довжині жорсткість троса, на барабані з криволінійною твірною.

Практичне значення. Розроблено метод визначення показників напружено-деформованого стану композитного тягового органа, що має розриви тросової основи та змінну по

довжині жорсткість троса, в тому числі для згину на нециліндричному барабані. Це дозволяє підвищити безпеку експлуатації композитних тягових органів на підйомно-транспортних машинах, зокрема за значних висот підйому, а також сприяє обґрунтуванню використання конструкції каната в якості вантового на капітальних спорудах.

Ключові слова: композитний тяговий орган, напружено-деформований стан, математична модель, змінна по довжині жорсткість, згин на барабані, криволінійна твірна барабана, переміщення тросів, коефіцієнт розподілу сил, кут зсуву гуми.

Вступ. Плоскі гумотросові канати застосовуються в якості тягових органів підйомних машин. Їх застосуванню в машинах для переміщення на значні висоти, включно і в глибоководному підйомі, може сприяти розробка каната змінної по його довжині міцності. Змінної міцності такої, що забезпечує рівність запасів міцності по усіх перерізах канату. Такій умові може задовольняти канат змінної ширини – зі змінною кількістю тросів однакового діаметру в ньому. Канат трубчатої форми повинен мати незмінну ширину.

Маса одиниці довжини каната зростає зі зростанням відстані перерізу каната до корисного вантажу. Змінність маси каната на одиничній його довжині можна досягти і за рахунок різної конструкції тросів його армування. Таку зміну конструкції можна здійснити наприклад наступним чином. В тросах центральну стренгу включити до конструкції каната на деякій довжині. В області закінчення стренги трос стиснути спеціальним затискувачем. Він унеможливить розкручування стренги троса. В канаті застосувати троси, перерізи зміни конструкції яких розташувати в різних перерізах каната. Таким чином, маса каната буде змінна по довжині.

У разі розташування кінців тросів з середньою стренгою в одному кінці каната його міцність в цій частині буде максимальна. Різні довжини частин тросів з середньою стренгою забезпечать зменшення питомої маси одиниці довжини каната в перерізах, більш близьких до перерізу приєднання до нього вантажу. Змінна по довжині конструкція тросів призводить до зміни їхніх механічних характеристик. Зміна жорсткості тросів на розтяг в різних перерізах гумотросового каната призводить до наявності в перерізі каната тросів з різними механічними характеристиками, що впливає на напружений стан каната.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Питання впливу розривів тросів в гумотросових канатах на розподіл сил по їх ширині для різних умов розглядалося в багатьох роботах [1–10]. В них не розглядалося питання сумісного впливу на тягову спроможність каната декількох чинників, таких як використання тросів змінної жорсткості, криволінійна форма твірної барабана підйомної машини, розриви тросів. Не розглядалося питання і скручування каната при розриві троса.

Тягові елементи працюють в межах дії лінійного закону Гука. Це дозволяє розділити задачу на дві – задачу визначення напружено-деформованого стану (НДС) від впливу зовнішніх чинників. Зовнішніми чинниками будемо вважати опуклу робочу поверхню барабана підйомної машини та наявність в конструкції гумотросового каната троса, жорсткість якого відмінна від жорсткості інших тросів.

Конструкція, технічний стан машини, умови експлуатації впливають на напружено-деформований стан їх елементів, включно розриви тросів тягових органів. В процесі руху каната з ушкодженим тросом поля напружень, зумовлені різними чинниками, можуть накладатися, відповідно, впливати на запас міцності каната.

Методи розрахунку впливу комплексу чинників на його напружено-деформований стан відсутні. Розробка такого методу – *актуальна науково-технічна задача*. Її розв’язання дозволить обґрунтовано визначати втрату тягової спроможності гумотросового каната з урахуванням технічного стану підйомного комплексу, обладнаного гумотросовим канатом з тросами різної жорсткості в перерізі каната.

Канат підйомної машини огинає барабан, шків, може бути намотаний на бобіну. Барабани, шків для передачі тягового зусилля плоскому канату можуть мати криволінійну (опуклу) форму. Нециліндрична форма барабана також впливає на напружений стан плоского тягового органа, зокрема і на гумотросовий канат зі змінною жорсткістю троса.

Основний зміст роботи. Застосування запропонованого алгоритму розглянемо на прикладі визначення НДС плоского каната з розривом троса та з тросом в канаті, жорсткість якого відмінна від жорсткості інших тросів при опуклому барабані підйомно-транспортної машини.

Канат підйомної машини має значну довжину та взаємодіє з опуклим барабаном. Цій частині каната надамо номер два. Суміжним, відповідно, один та три. Віднесемо канат до осі x , що спрямована вздовж каната. Надамо індекси позначенням коефіцієнтів шуканих змінних. До них занесемо номери ділянок, до яких вони відносяться, та номери тросів (i). Граничні умови

$$\begin{aligned} x \rightarrow -\infty \quad u_{1,i} = 0, \quad P_{1,1} = P_{1,2} = \dots = P_{1,N}, \\ x \rightarrow \infty \quad u_{3,1} = u_{3,2} = \dots = u_{3,N}, \quad P_{3,i} = P. \end{aligned} \quad (1)$$

Умови сумісності деформування ділянок каната

$$\begin{aligned} x = 0 \quad u_{1,i} = u_{2,i}, \quad P_{1,i} = P_{2,i}, \\ x = L \quad u_{2,i} = u_{3,i}, \quad P_{2,i} = P_{3,i}. \end{aligned} \quad (2)$$

Відзначимо, в наведених залежностях та далі, в нижніх індексах перші цифри відтворюють номери ділянок. Прийmemo, що закон деформування каната на барабані може бути заданий рядом Фур’є на дискретній осі координат – номерів тросів. Врахуємо деформування гумотросового каната, граничні умови та умови сумісності. Прийmemo наступні форми рішень для визначення напружено-деформованого стану гумотросового каната [10]

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^M A_{1,m} e^{\beta_m x} \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{Px}{EF}, \quad (3)$$

$$p_{1,i} = E F \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} e^{\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (4)$$

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

$$p_{2,i} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m x} - B_{2,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (6)$$

$$u_{3,i} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{3,m} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P}{E F} x, \quad (7)$$

$$p_{3,i} = -EF \sum_{m=1}^{M-1} B_{3,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (8)$$

де $A_{k,m}$, $B_{k,m}$ – сталі інтегрування; $k = 1, 2, 3$ – номер ділянки; i – номер троса; E, F – приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса, відповідно; $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{(h - d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; M – кількість тросів в канаті; D_m – коефіцієнти ряду Фур'є; h – відстань між тросами; b – товщина каната; d – діаметр троса; G – модуль зсуву матриці; k_G – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої між тросами, на жорсткість зсуву.

Скористаємося граничними умовами (1) та умовами сумісності деформування визначених ділянок. Опустимо проміжні перетворення. Маємо вирази для визначення невідомих сталих інтегрування

$$A_{1,m} = \frac{D_m}{2\beta_m} \left(1 - e^{-\beta_m L} \right); \quad A_{2,m} = -\frac{D_m}{2\beta_m e^{\beta_m L}}; \quad B_{2,m} = \frac{D_m}{2\beta_m}; \quad B_{3,m} = \frac{D_m}{2\beta_m} \left(1 - e^{\beta_m L} \right).$$

Прийmemo, що твірна барабана має форму параболи. На барабані відносні подовження тросів, що зумовлені формою його твірних

$$\varepsilon_i = 2 \left(\frac{R_{\max} - (R_{\max} - R_{\min}) \left(\frac{i}{M} \right)^2}{R_{\max} - R_{\min}} \right), \quad (9)$$

де R_{\min} , R_{\max} – мінімальний та максимальний радіуси згину тросів на барабані.
Середня довжина тросів

$$X = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} \alpha,$$

де α – кут, на якому канат огинає барабан.

Прийнята форма робочої поверхні барабана симетрична відносно середньої площини. Задамо відносні подовження тросів рядом косинусів

$$D_m = \frac{2}{M} \sum_{i=1}^M \varepsilon_i \cos(\mu_m(i-0,5)). \quad (10)$$

Напружений стан гумотросового каната характеризується і розподілом дотичних напружень у його гумовій оболонці. Дотичні напруження пропорційні кутам зсуву. Максимальні кути зсуву пропорційні різниці зсувів суміжних тросів та зворотно пропорційні мінімальній відстані поміж ними. Вказане дозволяє записати значення тангенсів максимальних кутів зсуву у наступній формі

$$\tan(a_{q,i}) = \frac{u_{q,i} - u_{q,i+1}}{h} \approx a_{q,i} \quad (1 \leq i < M, \quad q = 1, 2, 3).$$

Для каната, виготовленого на основі тросів діаметром 8,25 мм визначимо параметри його напружено-деформованого стану. При цьому мінімальний та максимальний радіуси барабана приймемо рівними 695 мм та 700 мм. Кількість тросів в канаті приймемо рівною сорока. Середнє навантаження на один трос одиниця. Прийнята величина навантаження забезпечує визначення сил розтягування тросів рівними коефіцієнтам розподілу сил поміж тросами.

На рисунках приведені коефіцієнти розподілу сил поміж тросами (рис. 1), їх переміщення (рис. 2) та розподіли максимальних кутів зсуву (рис. 3).

Згідно поставленої задачі, до складу каната має входити трос, жорсткість якого на розтягнення відмінна від інших. Вирази (3) – (8) відповідають гумотросовому канату з регулярним розташуванням тросів з однаковими геометричними та механічними параметрами. Геометричні характеристики перерізу троса з середньою стренгою та без неї практично однакові. Суттєвою є їхня жорсткість на розтягування – вона менша. Деформація таких тросів більша за рівних навантажень. Вони сприймають менші навантаження за однакових деформацій. Компенсуємо різницю деформацій умовною додатковою відносною деформацією. З урахуванням вказаного, функція відносних деформацій набуде форми

$$\varepsilon_i = 2 \left(\frac{R_{\max} - (R_{\max} - R_{\min}) \left(\frac{i}{M} \right)^2}{R_{\max} - R_{\min}} \right) - \Omega \sum_{i=1}^M \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)). \quad (11)$$

Скористаємося новим значенням відносних деформацій тросів. З виразу (10) знайдемо коефіцієнти ряду Фур'є. Визначимо показники напружено-деформованого стану каната, zdeформованого на барабані та з тросом відмінної жорсткості на відріжку каната, що взаємодіє з барабаном. Результати наведені на рисунках 4 – 6.

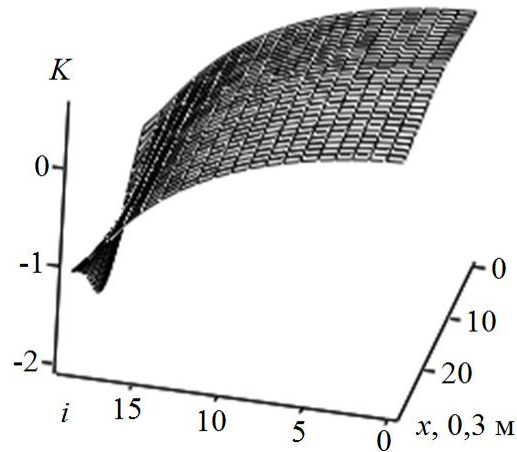


Рис. 1. Коефіцієнти розподілу сил поміж тросами з номерами i вздовж каната x , зігнутого на барабані опуклої форми

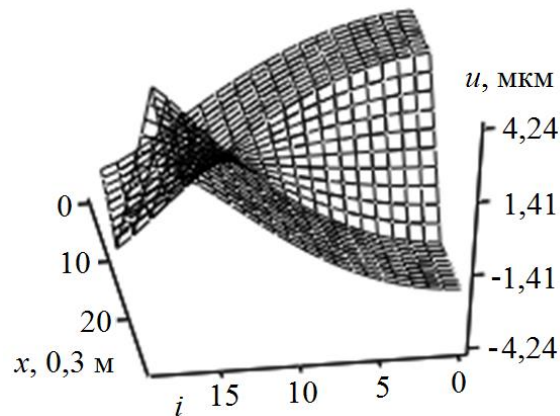


Рис. 2. Переміщення тросів з номерами i вздовж каната x , зігнутого на барабані опуклої форми

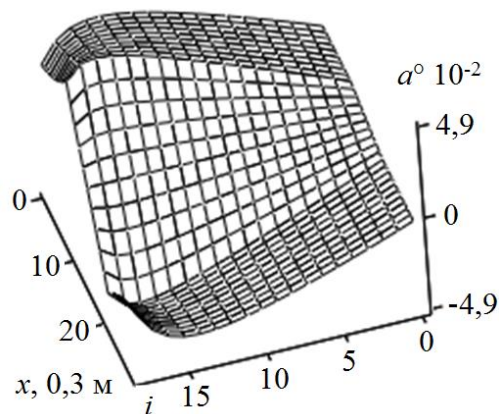


Рис. 3. Розподіл значень максимальних кутів зсуву гуми поміж тросами з номерами i вздовж каната x , зігнутого на барабані опуклої форми

Канат в процесі роботи машини рухається відносно барабана. Ділянка з тросом іншої жорсткості не буде мати просторової форми. Канат буде працювати лише на розтягування. Для вказаного випадку функція відносних деформацій (11) має наступний вигляд

$$\varepsilon_i = -\Omega \sum_{i=1}^M \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)). \quad (12)$$

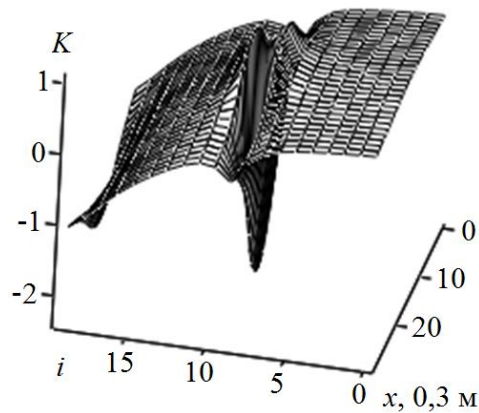


Рис. 4. Коефіцієнти розподілу сил поміж тросами з номерами i вздовж каната x , зігнутого на барабані опуклої форми з тросом зменшеної жорсткості на розтяг

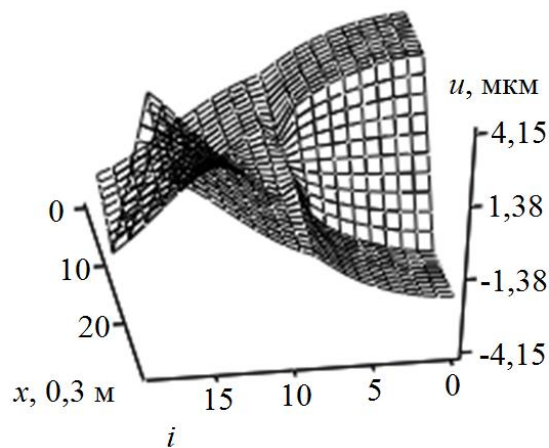


Рис. 5. Переміщення тросів з номерами i вздовж каната x , зігнутого на барабані опуклої форми з тросом зменшеної жорсткості на розтяг

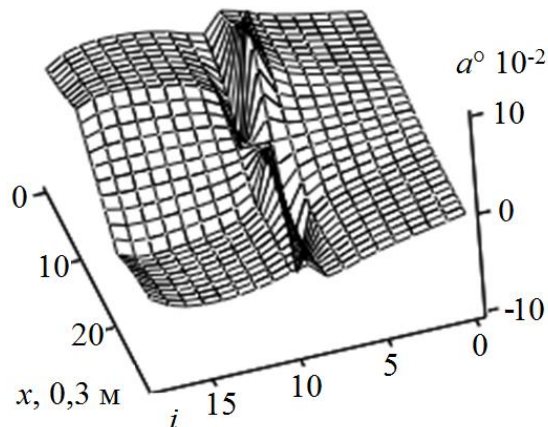


Рис. 6. Розподіл значень максимальних кутів зсуву гуми поміж тросами з номерами i вздовж каната x , зігнутого на барабані опуклої форми з тросом зменшеної жорсткості на розтяг

Як і вище, скористаємося отриманим значенням відносних деформації тросів. Знайдемо коефіцієнти ряду Фур'є. Визначимо показники напружено-деформованого стану каната з тросом відмінної жорсткості на відрізку каната. Результати наведені на рисунках 7 – 9.

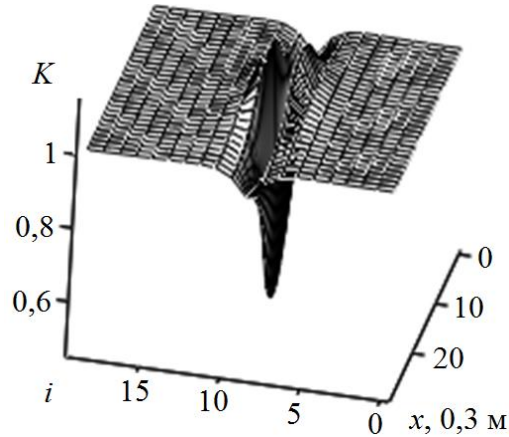


Рис. 7. Коефіцієнти розподілу сил поміж тросами з номерами i вздовж каната x з тросом зменшеної жорсткості на розтяг

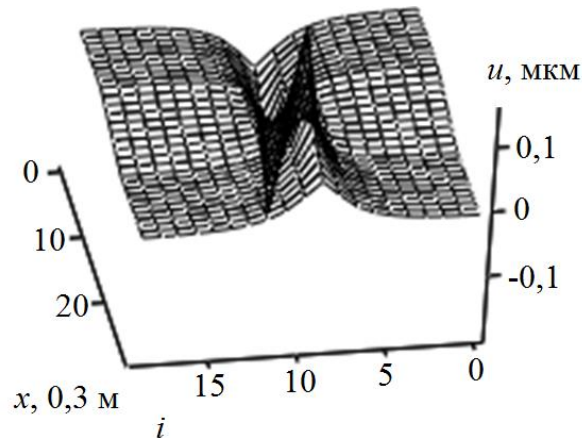


Рис. 8. Переміщення тросів з номерами i вздовж каната x з тросом зменшеної жорсткості на розтяг

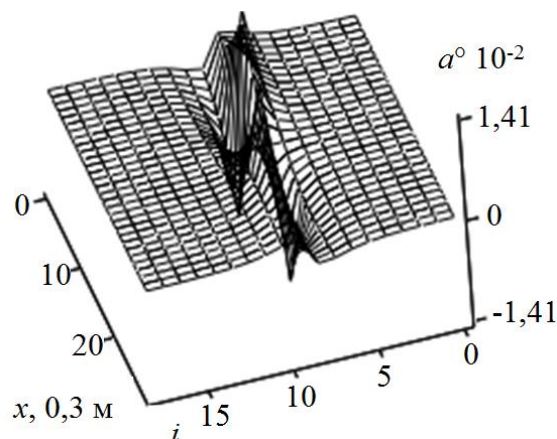


Рис. 9. Розподіл значень максимальних кутів зсуву гуми поміж тросами з номерами i вздовж каната x з тросом зменшеної жорсткості на розтяг

Переріз ушкодження каната в процесі його руху переміщається відносно барабана. Найбільше відхиляються внутрішні зусилля в перерізі симетрії дуги згину каната на барабані – в перерізі $x = \frac{L}{2}$. Сили розтягу Θ -того троса в цьому перерізі визначаються наступною залежністю

$$p_{2,\Theta} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) + P. \quad (13)$$

Максимальні зусилля діють в суміжних тросах в цьому ж перерізі

$$p_{1,\max} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m(\Theta - 1,5)) + P, \quad (14)$$

$$p_{2,\max} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m(\Theta + 0,5)) + P. \quad (15)$$

Максимальні кути зсуву залежать від двох чинників: кривизни твірної барабана та зміни жорсткості троса. Максимально проявляється перший чинник в перерізі, що відповідає площині симетрії барабана з симетричною формою твірної. Другий чинник суттєво впливає на напружений стан каната в перерізі зміни жорсткості троса. Це не дозволяє скласти вираз для визначення максимальних кутів зсуву. Їх можна визначати лише шляхом пошуку екстремумів наступних функцій

$$a_{1,\max} = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{2,m} e^{\beta_m x} + B_{2,m} e^{-\beta_m x} \right) \left(\cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) - \cos(\mu_m(\Theta + 0,5)) \right)}{h}, \quad (16)$$

$$a_{2,\max} = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{2,m} e^{\beta_m x} + B_{2,m} e^{-\beta_m x} \right) \left(\cos(\mu_m(\Theta + 1,5)) - \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \right)}{h}. \quad (17)$$

Отримані аналітичні залежності (14) – (17) дозволяють визначати напружено-деформований стан каната з тросом дискретно змінної жорсткості підйомної машини з урахуванням згину каната на барабані опуклої форми.

Висновки. Отримані в замкненому вигляді аналітичні залежності дозволяють визначати максимальні кількісні показники напружено-деформованого стану каната комбінованої конструкції з ушкодженим тросом, відмінної від основних тросів та змінної по його довжині жорсткості на прямолінійній ділянці та на ділянці взаємодії з криволінійними барабаном підйомної машини.

Отримані залежності, що визначають максимальні сили розтягу тросів та деформації гуми, не мають величин залежних від діаметру троса. Винятком є кут зсуву гуми, що розташована поміж тросами. У разі застосування тросів зменшеного діаметра зросте відстань поміж тросами (h). Зростання відстані може бути враховане в запропонованому алгоритмі. Неврахування вказаної відстані

приведе до дещо завищених результатів, що збільшить запас міцності каната при його експлуатації.

Зменшення жорсткості ушкодженого троса веде до зменшення як максимальних сил навантаження тросів, так і кутів зсуву гуми між ними. Зменшена жорсткість троса по усій довжині каната призводить до найменших значень максимальних сил та кутів зсуву.

Результати розв'язання задачі визначення розподілу сил в канаті з тросами різної жорсткості розробленим методом абсолютно збігається із єдиною можливим розподілом сил в зразку з трьох тросів, що дозволяє вважати розроблений алгоритм таким, що достовірно описує механізм перерозподілу сил поміж тросами з різною жорсткістю на розтягування, включно і у випадку розриву троса, а отримані результати достовірними.

Перелік посилань

1. Бельмас, І. В., Білоус, О. І., Нельга, А. Т., & Бельмас, О. Л. (2008). Контроль тросів гумотросового канату. *Матеріали четвертої міжнародної науково-практичної конференції «Наукові дослідження – теорія та експеримент – 2008»*, 8, 8–12.
2. Бельмас, І. В., Сабурова, І. Т., & Задорожна, І. М. (2008). Упередження руйнування тягового органу крутопохилого підіймача. *Збірник наукових праць Керченського морського технологічного інституту. Механізація виробничих процесів рибного господарства, промислових та аграрних підприємств*, 9, 132–136.
3. Блохін, С. Е., Колосов, Д. Л., & Колосов А. Л. (2009). Напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу на барабані. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна*, 30, 88–91.
4. Білоус, О. І., & Колосов, Д. Л. (2010). Напружений стан гумової оболонки канату на барабані конвеєра подачі шихти в доменну піч. *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promishlennost*, 4(262). 113–114.
5. Колосов, Д. Л., Білоус, О. І., & Танцура, Г. І. (2012). Модель та визначення НДС гумотросового канату, стиснутого жорсткими плоскими плитами. *Збірник наукових праць Керченського державного морського технологічного університету та дніпродзержинського державного технічного університету*, 13, 64–68.
6. Колосов, Л. В. (1987). *Nauchnie osnovi razrabotki i primeneniya rezinotrosovikh kanatov podemnikh ustanovok glubokikh rudnikov.* [Дис. докт. наук: 05.05.06, 01.02.06, Дніпропетровськ, Інститут геотехнічної механіки НАН України].
7. Belmas, I., Kolosov, D., Dolgov, O., & 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.
8. Blokhin, S. Ye., Kolosov, D. L., Matisina, N. V., & Shido, N. N. (2013). Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie ploskogo rezinotrosovogo tyagovogo organa v pritsepnom ustroistve. *Gornii informatsionno-analiticheskii byulleten*, 3, 256–261.
9. Колосов, Д. Л. (2002). *Обґрунтування параметрів та конструкцій двошарових гумотросових конвеєрних стрічок для гірничих підприємств.* [Дис. канд. наук: 05.05.06, Національний гірничий університет].
10. Бельмас, І. В., & Колосов, Д. Л. (2017). Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією барабана підйомної машини. *Збірник наукових праць НГУ*, 50, 163–170.

ABSTRACT

Purpose. Establishment of dependencies for parameters of a stress-strain state of a composite tractive element taking into account bending of a rope with cable rigidity variable over length on a drum with a curved generatrix.

Research methodology. Development of a method for calculating the influence of a complex of factors on a stress-strain state of a rope by constructing and solving a model of a stress-strain state of a composite tractive element with cable tensile rigidity variable over length, cable base breakages and a non-cylindrical drum shape, using the methods of mechanics of layered composite materials with soft and hard layers.

Findings. Analytical dependencies are obtained in a closed form and allow determining the maximum quantitative indicators of a stress-strain state of a rope of a combined structure with a broken cable, rigidity different from the main cables and variable along rope length in a straight rope part and in a part of interaction with a curved drum of a hoisting machine.

Analytical dependencies are established for determining the maximum angles of rubber shear between cables, which allows determining the dangerous tangential stresses in a tractive element for cases of flat rope tension, rope bending on a convex drum, and bending on a convex drum of a rope with cables of reduced tensile rigidity.

The results of solving the problem of determining the distribution of forces in a rope with cables of different rigidity by the developed method absolutely coincide with the only possible distribution of forces in a sample of three cables, which allows considering the developed algorithm reliable to describe the mechanism of redistribution of forces between cables with different tensile rigidity, including in the event of cable breakage, and the obtained results are reliable.

Scientific novelty. A method of calculating the influence of a complex of factors on a stress-strain state of a rope is developed. The dependencies of parameters of a stress-strain state of a composite tractive element are established, taking into account rope bending, which has cable base breakages and cable rigidity variable over length, on a drum with a curved generatrix.

Practical significance. A method for determining the indicators of a stress-strain state of a composite tractive element, which has cable base breakages and cable rigidity variable over length, including for bending on a non-cylindrical drum, is developed. This makes it possible to increase the operational safety of a composite tractive element in hoisting and transporting machines, in particular at significant hoisting heights, and also contributes to justifying the use of a rope design as a stay rope in capital structures.

Keywords: *composite tractive element, stress-strain state, mathematical model, rigidity variable over length, bending on drum, curved drum generatrix, cable displacement, force distribution coefficient, rubber shear angle.*