

© І.В. Бельмас¹, Д.Л. Колосов², О.І. Білоус¹,
Г.І. Танцура¹, С.В. Онищенко², П.В. Черниш²

¹ Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна

² Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З ТРОСАМИ РІЗНОЇ ЖОРСТКОСТІ ПРИ РОЗТЯГУ

© I. Belmas¹, D. Kolosov², O. Bilous¹,
H. Tantsura¹, S. Onyshchenko², P. Chernysh²

¹ Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine

² Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

INVESTIGATION OF A STRESS-STRAIN STATE OF A RUBBER-CABLE ROPE WITH CABLES OF DIFFERENT TENSILE RIGIDITY

Мета. Встановлення залежностей параметрів напружено-деформованого стану гумотросового каната з тросами різної жорсткості при розтягу та розривом троса.

Методика дослідження. Побудова та розробка алгоритму розв'язання моделі напружено-деформованого стану гумотросового каната з тросами різної жорсткості при розтягу та розривом одного троса методами механіки шаруватих композитних матеріалів з м'якими та жорсткими шарами.

Результати дослідження. Побудовано аналітичні вирази, що дозволяють визначати основні показники напружено-деформованого стану каната, що має непарну кількість тросів, середній трос ушкоджено, жорсткість на розтяг середнього троса вдвічі менша за жорсткість інших тросів.

Встановлено аналітичні залежності для визначення екстремальних кутів зсуву гуми між тросами, що дозволяє визначати максимально небезпечні напружені стани каната з ушкодженим тросом, який має відмінну жорсткість від основних тросів.

Рівень достовірності розробленого алгоритму розв'язання моделі напружено-деформованого стану гумотросового каната з тросами різної жорсткості підтверджено шляхом визначення максимальних сил розтягу каната з трьох тросів, у якого середній трос має жорсткість на розтяг вдвічі меншу ніж два інших. Коефіцієнти розподілу сил між тросами, суміжними з ушкодженим дорівнюють 1,25 за одиничного навантаження на кожен трос, що відповідає єдино можливому випадку розподілу сил між паралельними елементами за представлених умов.

Наукова новизна. Встановлено характер впливу відмінної жорсткості та пошкодження тросів армування гумотросового каната на основні параметри його напружено-деформованого стану.

Практичне значення. Розроблено алгоритм визначення показників напружено-деформованого стану гумотросового каната, що має непарну кількість тросів армування, середній його трос ушкоджено, а жорсткість на розтяг середнього троса відмінна (менша) від жорсткості інших тросів. Це дозволяє підвищити безпеку експлуатації гумотросових канатів на підйомно-транспортних машинах, зокрема за експлуатації на значних висотах підйому, а також сприяє обґрунтуванню використання конструкції каната в якості вантового на капітальних спорудах.

Ключові слова: плоский гумотросовий канат, напружено-деформований стан, математична модель, троси різної жорсткості, розтяг троса, розрив троса, коефіцієнт розподілу сил, кут зсуву гуми.

Вступ. Плоскі гумотросові канати застосовуються як тягові органи підйомних машин. Їх застосуванню в машинах для переміщення на значні висоти, включно і в глибоководному підйомі, може сприяти розробка каната змінної за його довжиною міцністю. Змінної міцності такої, що забезпечує рівність запасів міцності по усіх перерізах каната. Такій умові може задовольняти канат змінної ширини – зі змінною кількістю тросів однакового діаметру в ньому.

Маса одиниці довжини каната зростає зі зростанням відстані перерізу каната до корисного вантажу. Змінність маси каната на його одиничній довжині можна досягти 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 районі 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 [1–7]. 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 загальну задачу на окремі з визначення напружено-деформованого стану (НДС) каната 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. Тому встановлення максимальних кількісних показників напружено-деформованого стану каната комбінованої конструкції з ушкодженим тросом відмінною від основних тросів та змінною за його довжиною жорсткістю на прямолінійній ділянці, є актуальною науково-технічною задачею.

Основний зміст роботи. Нормальні перерізи каната з тросами різної жорсткості, плоскі до подовжнього розтягу, залишаються плоскими і після нього. В гумі каната напруження зсуву не виникають. Сила розтягу каната розподіляється поміж тросами, як поміж паралельними стрижнями – пропорційно їх жорсткостям. Розрив троса призводить до викривлення перерізу каната. В гумовій оболонці гумотросового каната виникають дотичні напруження. Вони призводять до перерозподілу сил поміж тросами.

Показники напружено-деформованого стану гумотросового каната з однотипними тросами визначається за відомими залежностями. Так переміщення тросів u , сили їх навантаження p , максимальні кути зсуву гуми поміж тросами каната a безмежної довжини ($-\infty < x < \infty$) з одним тросом, що має розрив неперервності в перерізі ($x = 0$), можна визначити за наступними виразами

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

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

$$a_i = \frac{u_i - u_{i+1}}{h}, \quad (3)$$

де i – номер троса; E, F – відповідно, приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса; $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; M – кількість тросів в канаті; h – відстань поміж тросами; b – товщина каната; d – діаметр троса; G – модуль зсуву матриці; k_G – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тросами, на жорсткість її зсуву; j – номер ушкодженого троса.

Відзначимо, у виразі (3) фактично визначено тангенс кута зсуву гумової оболонки. Кути зсуву при цьому малі. Тангенси малих кутів, практично, дорівнюють самим кутам. Вираз (3) визначає кут зсуву.

Залежності (1) – (3) побудовані на основі математичної моделі взаємодії системи регулярно укладених тросів як жорстких шарів, розташованих поміж шарами гуми, в яких виникають лише напруження зсуву. Вони не можуть бути використані в інженерній практиці для визначення напружено-деформованого стану каната з тросами різної жорсткості. Моделі каната з жорсткими шарами різної жорсткості не дозволяють отримати вирази для визначення показників напруженого стану каната в замкненому вигляді, що ускладнює їх використання в інженерній практиці.

Візьмемо за основу модель каната як шаруватої конструкції з шарами, що мають однакові механічні характеристики. Шар, що відповідає тросу іншої жорсткості на розтягнення (в нашому випадку меншої), приймемо попередньо здеформованим – стиснутим незмінною по довжині троса силою. Величину сили приймемо рівній різниці сил, що призведуть до однакових подовжень тросів різної жорсткості при розтягу каната без ушкодження тросів розрахунковим зусиллям. В результаті навантаження каната розрахунковим зусиллям його перерізи будуть плоскими. Усі троси навантажені рівними зусиллями. Це дозволяє використати відому розрахункову модель гумотросового каната, як композитного матеріалу шаруватої побудови з жорсткими та м'якими шарами.

Розглянемо канат безмежної довжини ($-\infty < x < \infty$). Будемо вважати, що в ньому в перерізі ($x = 0$) ушкоджено трос меншої жорсткості. Надамо цьому тросу номер j . Опустимо проміжні перетворення. Остаточно маємо вирази для внутрішніх сил розтягу тросів та їх переміщень

$$p_i = \frac{P}{M} \left(\frac{\Omega \sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m \Omega \right) e^{-\beta_m x} \beta_m + D_m \Omega \right] \cos(\mu_m(i-0,5))}{\sum_{m=1}^{M-1} \left[\left(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m \Omega \right) \beta_m + D_m \Omega \right] \cos(\mu_m(j-0,5))} - \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \cos^2(\mu_m(j-0,5)) + \Omega \right), \quad (4)$$

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

де Ω – відношення меншої жорсткості троса до жорсткості основних тросів каната;

$$D_m = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \varepsilon_i \cos(\mu_m(i-0,5)); \quad \varepsilon_i - \text{відносна деформація троса меншої жорсткості.}$$

Відносна деформація троса меншої жорсткості визначається залежністю

$$\varepsilon_i = -\frac{2\Omega}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)). \quad (6)$$

Залежності (4) та (5) дозволяють визначати внутрішні (умовні) навантаження тросів та їх переміщення в канаті з ушкодженим тросом меншої жорсткості. Відомі переміщення та вираз (3) дозволяють визначати максимальні кути зсуву матеріалу гумової матриці.

З використанням отриманих залежностей визначили основні показники напружено-деформованого стану каната, що має дев'ять тросів, п'ятий трос ушкоджено, його жорсткість вдвічі менша за жорсткість на розтяг інших тросів. Канат безмежний ($-\infty < x < \infty$), трос розірвано в перерізі ($x = 0$).

Для каната з параметрами, що відповідають канату типу ГТК-3150 та в якому п'ятий трос має меншу жорсткість на розтяг, вдвічі меншу за жорсткість основних тросів, визначені показники напружено-деформованого стану. Результати розрахунків наведено далі. На рисунку 1 зображено графік переміщення перерізів тросів. Переміщення задані помноженими на жорсткість тобто. $u_{1i} = u_i EF$

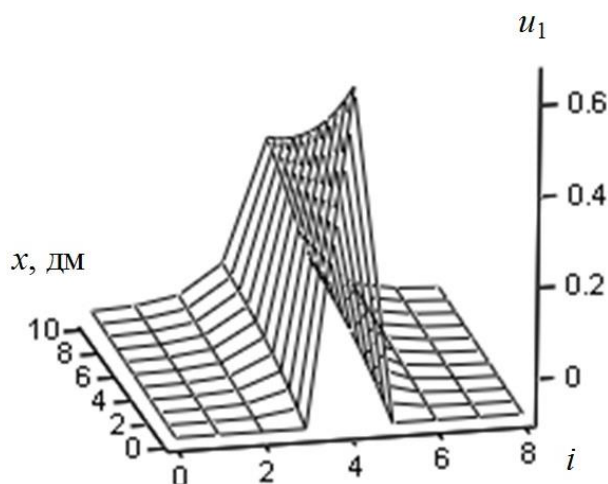


Рис. 1. Переміщення перерізів тросів в канаті з ушкодженим тросом меншої жорсткості

На рисунку 1 наведено розподіл переміщень на відрізку ($0 \leq x = 1$ м). Згідно наведеного рисунку в перерізі ($x = 0$) переміщення тросів, окрім ушкодженого, відсутні. Відсутність переміщень зумовлена симетричністю деформування каната відносно його середини. Переміщення перерізу, що збігається з перерізом ушкодження, максимальне. Фізично переміщення дорівнює половині зазору, що утворюються поміж краями троса в перерізі розриву його суцільності. Не показані на рисунку переміщення на відрізку ($0 \geq x = -1$ м) симетричні.

Зі збільшенням відстані від перерізу ушкодження троса пересуваються і інші троси каната. Більші переміщення отримують троси, що ближче розташовані до ушкодженого. З подальшим зростанням відстані від перерізу ушкодження троса зменшуються і переміщення інших тросів. Переміщення призводять до симетричних викривлень перерізу каната. Симетричність викривлень зумовлена тим, що ушкоджено середній трос – ушкодження симетричне. Зменшення викривлень зі зростанням відстані від перерізу ушкодження троса та зменшення переміщень тросів, більш віддалених від ушкодженого, зумовлено проявом локального розриву і є реалізацією принципу Сен-Венана.

Змінність переміщень тросів по ширині та довжині каната свідчить про нерівномірне їх деформування. Відмінність деформацій тросів свідчить про відмінність їх навантажень та про виникнення дотичних напружень в гумі, що

розташована поміж тросами. Розподіл поміж тросами внутрішнього зусилля опору каната його розтягу на відрізку ($0 \leq x = 1$ м), наведено на рисунку 2.

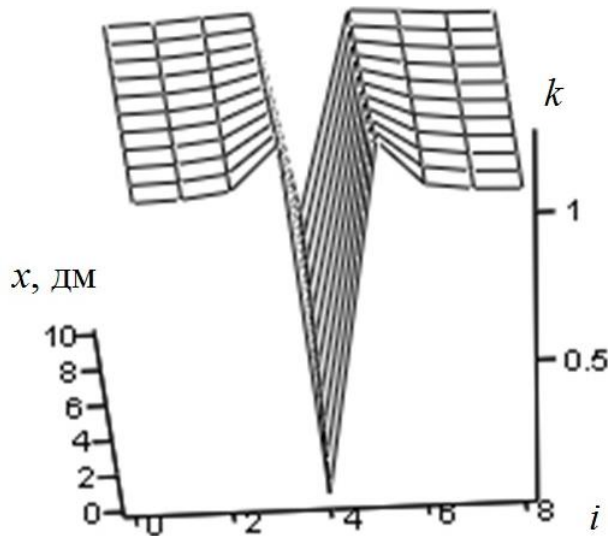


Рис. 2. Розподіл поміж тросами внутрішнього зусилля опору каната його розтягу

При розрахунках канат вважали навантаженим таким зовнішнім навантаженням, що середнє навантаження одного основного троса дорівнювало одиниці. Таким чином сили, що виникають в канаті внаслідок розриву троса, дорівнюють коефіцієнту їх навантаження. Графіки побудовані для коефіцієнта навантаження тросів.

Основні закономірності розподілу сил, як і переміщень тросів, відповідають принципу локалізації напружено-деформованого стану твердого тіла при його локальному навантаженні або локальній зміні форми. Навантаження тросів, розташованих ближче до ушкодженого, більші. Найменше навантажений в перерізі ($x = 0$) ушкоджений трос – його внутрішнє зусилля дорівнює нулю. Максимальні їх значення реалізуються в суміжних тросах, в перерізі ушкодження троса. У випадку симетричного розташування ушкодженого троса в канаті, величини екстремальних внутрішніх навантажень суміжних тросів збігаються. В загальному випадку вони різні.

В розрахунках на міцність враховують максимальні навантаження. З урахуванням можливих, не рівних поміж собою сил розтягу тросів, суміжних з ушкодженим j -тим тросом, максимальне значення має обиратися з двох можливих. Значення цих двох можливих величин знайдемо з виразу (4) для перерізу $x = 0$.

$$P_{j\pm 1} = \frac{P}{M} \left(\frac{\Omega \sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m \Omega) \beta_m + D_m \Omega \right] \cos(\mu_m(j \pm 1 - 0,5))}{\sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m \Omega) \beta_m + D_m \Omega \right] \cos(\mu_m(j-0,5))} - \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(j \pm 1 - 0,5)) + \cos^2(\mu_m(j-0,5)) + \Omega \right). \quad (7)$$

Залежність (7) дозволяє визначати максимальні сили, що діють на троси при ушкодженні троса меншої жорсткості. Умова міцності має бути забезпечена і для гумової оболонки каната. Її напружений стан залежить від кутів зсуву гуми поміж тросами. Значення кута можна визначити за відомими значеннями переміщень тросів (5) з використанням виразу (3). У випадку, що ми розглядаємо, вирази для визначення значень кутів зсуву мають наступний вигляд

$$a_i = \frac{P}{M E F h} \left(\frac{\Omega \sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m \Omega) e^{-\beta_m x} + D_m \Omega \right]}{\sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m \Omega) \beta_m + D_m \Omega \right] \cos(\mu_m(j-0,5))} \times \right. \\ \left. \times (\cos(\mu_m(i-0,5)) - \cos(\mu_m(i-1,5))) - \right. \\ \left. - \frac{x}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \left[\cos(\mu_m(j-0,5)) (\cos(\mu_m(i-0,5)) - \cos(\mu_m(i-1,5))) + \right. \right. \\ \left. \left. + \cos^2(\mu_m(j-0,5)) \right] + \Omega x \right) \quad (8)$$

Результати розрахунків кутів зсуву наведені на рисунку 3.

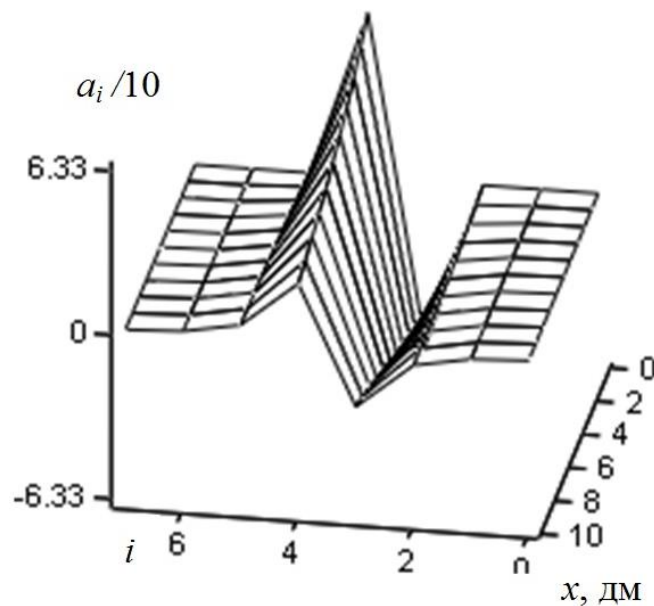


Рис. 3. Кути зсуву гуми, викликані подовжніми переміщеннями тросів в канаті з ушкодженим тросом меншої жорсткості

Закономірності кутів зсуву відповідають закономірностям подовжніх переміщень тросів. Максимальних значень кути зсуву набувають в перерізі ($x = 0$), в гумових прошарках прилеглих до ушкодженого троса. В загальному випадку таких прошарків два. Винятком є випадок ушкодження крайнього троса, коли з ушкодженим межує лише один. Екстремальні кути зсуву можуть бути знайдені з наступного виразу

$$a_j = \frac{P\Omega}{M E F h} \left(\frac{\sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m\Omega) + D_m\Omega \right]}{\sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m\Omega) \beta_m + D_m\Omega \right] \cos(\mu_m(j-0,5))} \times \right. \\ \left. \times (\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(j-1,5))) \right); \quad (9)$$

$$a_{j+1} = \frac{P\Omega}{M E F h} \left(\frac{\sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m\Omega) + D_m\Omega \right]}{\sum_{m=1}^{M-1} \left[(\cos(\mu_m(j-0,5)) + D_m\Omega) \beta_m + D_m\Omega \right] \cos(\mu_m(j-0,5))} \times \right. \\ \left. \times (\cos(\mu_m(j+0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5))) \right). \quad (10)$$

Залежності (8) – (10) дозволяють визначати максимально небезпечні напружені стани каната з ушкодженим тросом відмінної від основних тросів жорсткості.

З метою визначення рівня достовірності отриманих результатів з використанням залежності (8) визначали максимальні сили розтягу каната з трьох тросів ($M = 3$). Жорсткість середнього (ушкодженого) в перерізі ($x = 0$) троса безмежної довжини прийняли рівною половині жорсткості основних тросів каната ($\Omega = 0,5$). Канат навантажили одиничною силою $P = 1$. Максимальні значення сил розтягу тросів (коефіцієнти розподілу сил поміж тросами), суміжних з ушкодженим, відповідно до виразу (8) дорівнюють 1,25. Такий результат збігається з єдиною можливим розподілом сил розтягу поміж паралельними елементами, жорсткість двох з яких однакова, а жорсткість третього вдвічі менша. Симетричність розподілу коефіцієнтів нерівномірності відтворює симетричність навантаження та конструкції прийнятого зразка. Така відповідність результатів розрахунків, отриманих з використанням отриманих залежностей та фізично єдиною можливим розподілом сил, дозволяють 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.

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 за його довжиною жорсткістю на прямолінійній ділянці.

Результати розв'язання задачі визначення розподілу сил в канаті з тросами різної жорсткості розробленим методом абсолютно збігаються 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 достовірні.

Перелік посилань

1. Belmas, I.V., Kolosov, D.L., Tantsura, A.I., & Konokh, Yu.V. (2009). Issledovanie vliyaniya poriva trosovoi osnovi na prochnost kanata stupenchatoi konstruktsii. *Neobratimie protsessi v prirode i tekhnike: Materiali nauch. konf. Moskva: MGTU im. N.E. Baumana, Ch. II, 255–257.*
2. 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», том 8. Полтава, 19-21 травня 2008р, 8–12.*
3. Бельмас І.В., Сабурова І.Т., & Задорожна І.М. (2008). Упередження руйнування тягового органу крутопохилого підіймача. *Сборник научных трудов Керченского морского технологического института. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий, 9, 132–136.*
4. Blokhin S.E., Kolosov D.L., & Kolosov A.L. (2009). Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie ploskogo rezinotrosovogo tyagovogo organa na barabane. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akad. V. Lazariana, 30, 88–91.*
5. Білоус О.І. & Колосов Д.Л. (2010). Напружений стан гумової оболонки канату на барабані конвеєра подачі шихти в доменну піч. *Металлургическая и горнорудная промышленность, 4(262), 113-114.*
6. Колосов Д.Л., Білоус О.І. & Танцура Г.І. (2010). Модель та визначення НДС гумотросового канату, стиснутого жорсткими плоскими плитами. *Сборник научных трудов керченского государственного морского технологического университета и днепродзержинского государственного технического университета, 13, 64-68.*
7. Kolosov L.V. (1987). *Nauchnie osnovi razrabotki i primeneniya rezinotrosovikh kanatov podemnikh ustanovok glubokikh rudnikov.* (Dis. dokt. nauk: 05.05.06, 01.02.06.)

ABSTRACT

Purpose. Establishment of dependences for stress-strain state parameters in a rubber-cable rope with cables of different tensile rigidity and cable breakage.

Research methodology. Construction and development of an algorithm for solving a model of a stress-strain state of a rubber-cable rope with ropes of different tensile rigidity and breakage of one cable by using the methods of mechanics of layered composite materials with soft and hard layers.

Findings. Analytical expressions are constructed, which allow determining the main stress-strain state indicators in a rope with an odd number of cables, while the middle cable is damaged, and tensile rigidity of the middle cable is half the tensile rigidity of the other cables.

Analytical dependencies are established for determining the extreme angles of rubber shear between the cables, what allows determining the most dangerous tension states of a rope with a damaged cable, which has a different rigidity from the other cables.

The level of reliability of the developed algorithm for solving the model of a stress-strain state of a rubber-cable rope with cables of different rigidity is confirmed by determining the maximum tensile forces of a rope made of three cables, in which the middle cable has a tensile rigidity half that of the other two. The force distribution coefficients between cables adjacent to the damaged one are equal to 1.25 per unit load on each cable, which corresponds to the only possible case of force distribution between parallel elements under the presented conditions.

Scientific novelty. The character of influence of different rigidity and damage of the reinforcing cables on the main parameters of stress-strain state in a rubber-cable rope are established.

Practical significance. An algorithm for determining the stress-strain state indicators of a rubber-cable rope, which has an odd number of reinforcing cables, its middle cable is damaged, and the

tensile rigidity of the middle cable is different (lower) than the rigidity of the other cables, is developed. This makes it possible to increase the operational safety of rubber-cable ropes in hoisting and transporting machines, in particular when operating at significant lifting heights, and also contributes to justifying the use of a rope design as a stay rope in capital structures.

Keywords: *flat rubber-cable rope, stress-strain state, mathematical model, cables of different rigidity, cable tension, cable damage, force distribution coefficient, rubber shear angle.*