

ТРАНСПОРТ ТА ГІРНИЧА МЕХАНІКА

УДК 622.673:539.4

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОБОЛОНКИ КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА ВІД ДІЇ ДОТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Д.Л. Колосов¹, С.В. Онищенко², О.І. Білоус³, Г.І. Танцур⁴

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, evolyuta@gmail.com, ORCID 0000-0003-0585-5908

² Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, mkr32568@gmail.com, ORCID 0000-0002-5709-7021

³ Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна, bilouselena66@gmail.com, ORCID 0000-0001-6398-8843

⁴ Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна, gannaivan71@gmail.com, ORCID 0000-0002-8672-1153

INVESTIGATION OF STRESS-STRAIN STATE OF COMPOSITE TRACTIVE ELEMENT SHELL UNDER ACTION OF TANGENT LOADS

D. Kolosov¹, S. Onyshchenko², O. Bilous³, H. Tantsura⁴

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, evolyuta@gmail.com, ORCID 0000-0003-0585-5908

² Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, mkr32568@gmail.com, ORCID 0000-0002-5709-7021

³ Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine, bilouselena66@gmail.com, ORCID 0000-0001-6398-8843

⁴ Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine, gannaivan71@gmail.com, ORCID 0000-0002-8672-1153

Мета. Встановлення залежностей показників напружено-деформованого стану оболонки композитного тягового органа – плоского гумотросового каната від дії дотичного навантаження.

Методика дослідження полягає у побудові математичної моделі та визначенні методами лінійної теорії пружності напруженого стану еластичного матеріалу оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження.

Результати дослідження. Розроблено й досліджено математичну модель напружено-деформованого стану гумової оболонки композитного тягового органа під дією дотичних навантажень, що виникають при його взаємодії з поверхнею привідного барабана. Отримано залежності переміщень та напружень у гумовій оболонці, зумовлених дотичним навантаженням, від товщини тягового органа та кроку укладення тросів. Отримано залежності жорсткості зразка за умови рівності одиниці модуля зсуву гуми та коефіцієнта концентрації дотичних напружень від товщини тягового органа та кроку укладення тросів у ньому.

Наукова новизна. Встановлено аналітичні залежності для визначення характеру розподілу дотичних напружень в еластичній оболонці гумотросового каната, включно і під час передачі тягового зусилля від барабана підйомної машини.

Практичне значення. На основі встановлених показників напружено-деформованого стану оболонки композитного тягового органа обґрунтовано раціональні конструктивні параметри підйомного гумотросового каната за умови мінімізації коефіцієнта концентрації дотичних напружень у гумовій оболонці. Розроблено рекомендації щодо визначення товщини робочої та неробочої частини гумової оболонки плоских композитних тягових органів та кроку укладення тросів у них.

Ключові слова: підйомна машина, гумотросовий канат, напружено-деформований стан, дотичне навантаження, жорсткість гумової оболонки, конструктивні параметри.

Вступ. Плоскі композитні тягові органи – гумотросові канати мають ряд переваг над традиційними круглими [1-3]. Зокрема, можливість забезпечення значної тягової спроможності каната малої товщини дозволяє значно зменшити діаметр привідного барабана, спростити конструкцію привода [3]. Можливо навіть застосування безредукторних приводів у підйомних установках, наприклад, ліфтах. Мала товщина каната може бути забезпечена шляхом застосування в їхній конструкції тросів малих діаметрів. Зменшення

діаметра привідного барабана підйомної машини призводить до зменшення дуги, за якою канату передається тягове зусилля. Відповідно зростають вимоги до точності визначення дотичних напружень у гумовій оболонці гумотросового каната підйомної машини та вибору його конструкції. Відзначеним питанням присвячена робота.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Передача тягового зусилля від барабана тяговим елементам гумотросового каната – тросам відбувається за рахунок напружень зсуву, що виникають в гумовій оболонці каната під час її взаємодії з поверхнею барабана. Питанням визначення напруженого стану оболонки гумотросового каната присвячено багато робіт [4-11]. Однак у цих роботах не досліджувалося питання розподілу дотичних напружень, включно і по поверхні троса за умов передачі дотичного навантаження. Тому *актуальною науково-технічною задачею* є обґрунтування раціональних конструктивних параметрів підйомного гумотросового каната на основі встановлення показників напружено-деформованого стану оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження.

Основний зміст роботи. Канат утворений системою паралельних тросів, розташованих з постійним кроком. Виріжмо з каната частину гумової оболонки. Приймемо, що її сторона, яка взаємодіє з барабаном, нерухомо закріплена. Циліндричній поверхні, що взаємодіє з тросом, надамо одиничне переміщення, троси розташовані в площині симетрії каната (рис. 1).

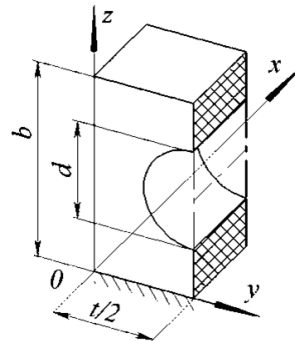


Рисунок 1 – Схема частини оболонки каната

Для наведеної схеми, з урахуванням одиничного переміщення, маємо наступні граничні умови

$$z = 0 \quad u_x = u_y = u_z = 0, \quad (1)$$

$$z = b \quad Z_z = X_z = Z_x = 0, \quad (2)$$

$$y = \frac{t}{2}, \quad 0 \leq z \leq \frac{b-d}{2} \wedge \frac{b-d}{2} + d \leq z \leq b \quad Y_x = X_y = Y_y = 0, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} (z - b/2)^2 + (y - t/2)^2 = (d/2)^2 \quad u_x = 1, u_y = u_z = 0, \\ y = 0 \quad Y_x = X_y = Y_y = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Характер навантаження гумового елемента відповідає зсувному. Задача є плоскою задачею теорії пружності. Переміщення в напрямку осі x задовольняють умові

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} = 0. \quad (5)$$

Рішення рівняння (5) будемо шукати у формі

$$u = \sum_{m=1}^M A_m \frac{\text{ch}(q_m y)}{\text{sh}(q_m t/2)} \sin\left(q_m z + \frac{\pi}{2}\right) + Tx + u_0, \quad (6)$$

де A_m – стала інтегрування, $q_m = \frac{\pi m}{b}$, T – рівномірно розподілене дотичне навантаження, u_0 – переміщення зразка як жорсткого тіла.

Прийнята форма рішення задовольняє усім граничним умовам, за винятком виразу (3). Виконання останньої умови забезпечимо, визначивши невідомі сталі із системи алгебраїчних рівнянь, прийнявши

значення величини M . Порядок системи рівнянь дорівнює кількості точок, що знаходяться на поверхні гумового зразка при поділі його за товщиною b на M частин

$$A = \beta^{-1}\gamma, \quad (7)$$

де

$$\beta_{i,j} = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \frac{\operatorname{ch} \left[q_m \left(\frac{t}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2} \right)^2 - \left(\frac{b}{2} - \frac{i+t_p}{M} b \right)^2} \right) M \right]}{\operatorname{sh} \left(q_m \frac{tM}{2b} \right) q_m} + \left(\frac{i+t_p}{M} \right)^2 T \sin \left(q_m \left(i+t_p \right) + \frac{\pi}{2} \right); \quad (8)$$

$\gamma_j = 1$, t_p – номер точки, що відповідає точці, розташованій на поверхні гумового зразка, яка взаємодіє з тросом, та для якої координата $y = \frac{t}{2}$.

Вираз для переміщень гумового зразка (6) та закон Гука дозволяють визначити дотичні напруження

$$x_z = G \sum_{m=1}^M A_m \frac{\operatorname{ch}(q_m y)}{\operatorname{sh}(q_m t/2)} \cos \left(q_m z + \frac{\pi}{2} \right) q_m + T, \quad (9)$$

$$y_z = G \sum_{m=1}^M A_m \frac{\operatorname{sh}(q_m y) q_m}{\operatorname{sh}(q_m t/2)} \sin \left(q_m z + \frac{\pi}{2} \right), \quad (10)$$

де G – модуль зсуву гуми.

Модуль зсуву гуми умовно прийняли рівним одиниці. На рис. 2-4 наведені переміщення та напруження зразка, зображеного на рис. 1. Переміщення частини поверхні, що відповідає перерізу троса, показане рівним одиниці – прийнятим при визначенні невідомих сталей у виразі (5). Дотичні напруження для тієї самої частини умовно показані рівними нулю, оскільки переріз троса ми вважаємо недеформованим.

Наведений рис. 2 свідчить про виконання граничних умов деформування зразка. У перерізі $z = 0$ відсутні переміщення. Переміщення точок контуру троса дорівнюють одиниці.

Відповідно до рис. 3 відносні зсуви по поверхнях $y = 0$ та $y = t/2$ дорівнюють нулю, що відповідає умовам симетрії, та які були використані під час вибору форми зразка гумового прошарку.

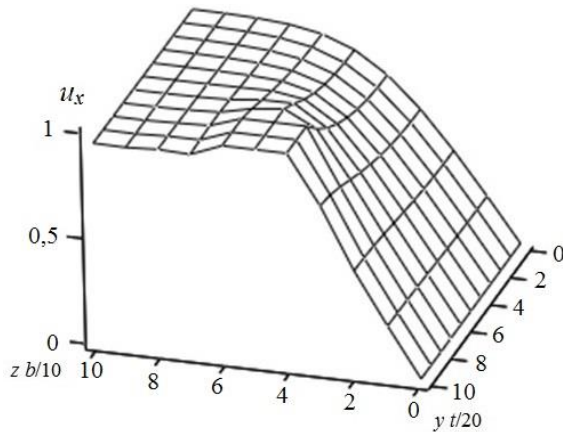


Рисунок 2 – Форма перерізу половини гумового прошарку, розташованого поміж тросами, набута ним внаслідок деформування

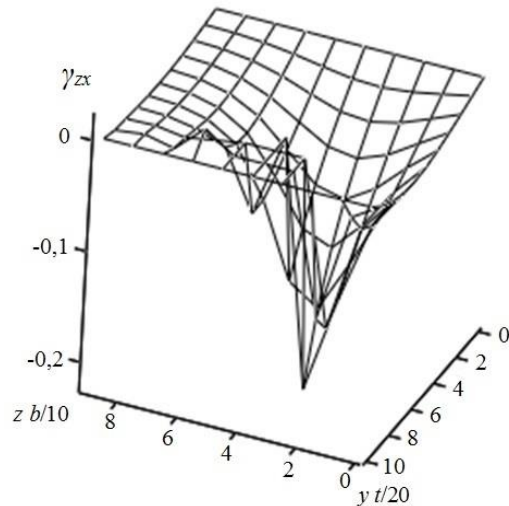


Рисунок 3 – Розподіл відносних зсувів γ_{zx} перерізу половини гумового прошарку, розташованого поміж тросами, зумовлених дотичним навантаженням

Зображений на рис. 4 розподіл відносних зсувів γ_{zy} перерізу половини гумового прошарку демонструє зменшення дотичного зусилля, що передається гумою в перерізі розташування троса. Кругла форма троса, яка зумовлює зміну відстаней від поверхні троса до поверхні $z = 0$, призводить до нерівномірного розподілу відносних зсувів і, відповідно, дотичних напружень в гумовому прошарку.

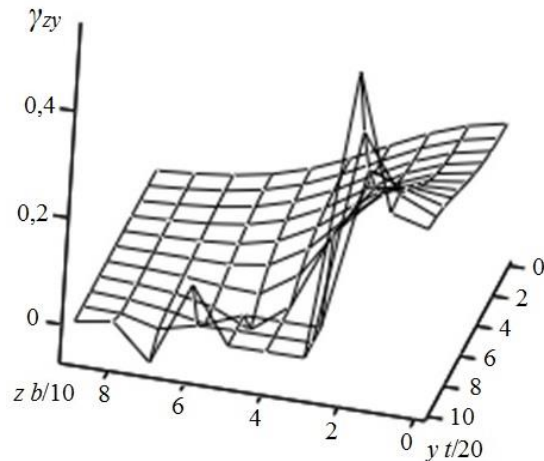


Рисунок 4 – Розподіл відносних зсувів γ_{zy} перерізу половини гумового прошарку, розташованого поміж тросами, зумовлених дотичним навантаженням

З використанням отриманих залежностей визначали жорсткість на зсув частини каната шириною, що становить половину кроку укладення тросів. На рис. 5 зображено залежність жорсткості зразка J_0 за умови, що модуль зсуву гуми дорівнює одиниці. Графік побудовано у координатах, що дорівнюють відношенню перевищень товщини каната та кроку укладення тросів над діаметром тросів до їх діаметрів.

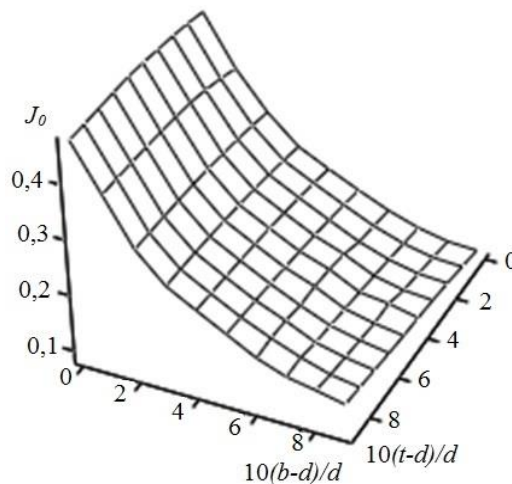


Рисунок 5 – Залежність відносної жорсткості каната J_0 від його товщини та кроку укладення тросів

Отримана графічна залежність (рис. 5) показує, що геометричні параметри каната впливають на його жорсткість. Більший нелінійний вплив спричиняє товщина каната. Зменшення товщини каната веде до зростання жорсткості. Вказане відповідає механізму взаємодії барабана з тросами через гумову оболонку. За умови, коли діаметр тросів дорівнює товщині каната, жорсткість їхнього зв'язку безмежно велика. Крок укладення тросів практично лінійно впливає на жорсткість каната на зсув. Зменшення кроку їх розташування в канаті веде до зменшення жорсткості. Вказане також відповідає механізму передачі зусилля від барабана тросам, за якого зменшення ширини ділянки передачі сил без зміни ортогонального розміру, веде до зростання жорсткості зразка.

Складна форма гумового елемента, що передає зусилля від барабана тросам, впливає на розподіл напружень у ньому. Розподіл напружень у гумовій оболонці каната, особливо в умовах малих дуг контакту барабана та каната, впливає на міцність оболонки каната. Нами було продемонстровано, що максимум дотичних напружень реалізується в точках матеріалу, максимально наближених до поверхні барабана та тих, що взаємодіють з тросами каната. Визначимо відношення напружень в цих точках до середніх напружень зсуву по поверхні взаємодії каната з барабаном. Відношення максимальних напружень до середніх, як правило, називають коефіцієнтом концентрації напружень. Результати розрахунків коефіцієнта концентрації напружень, визначених за виразом (9), наведені далі. На рис. 6 зображено залежність коефіцієнта концентрації напружень від кроку укладення тросів за товщини каната $b = 1,2d$. На рис. 7 – залежність коефіцієнта концентрації напружень від товщини каната за кроку укладення тросів каната $t = 1,2d$.

Відповідно до побудованого графіка (рис. 6), коефіцієнт концентрації напружень лінійно зростає зі збільшенням кроку укладення тросів.

З наведеного рис. 7 видно, що коефіцієнт концентрації напружень зі зростанням товщини каната зменшується. Відзначимо, що якісно зміни коефіцієнта концентрації напружень відбуваються аналогічно змінам жорсткості каната від його геометричних параметрів.

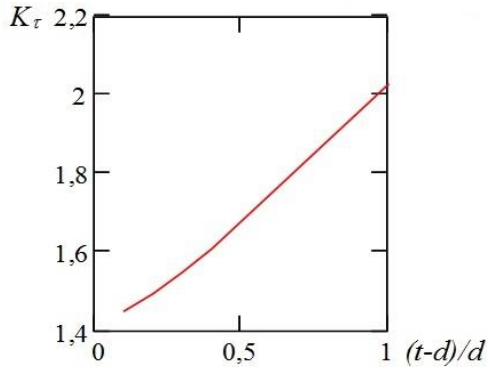


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта концентрації напружень від кроку укладення тросів за товщини каната $b = 1,2d$

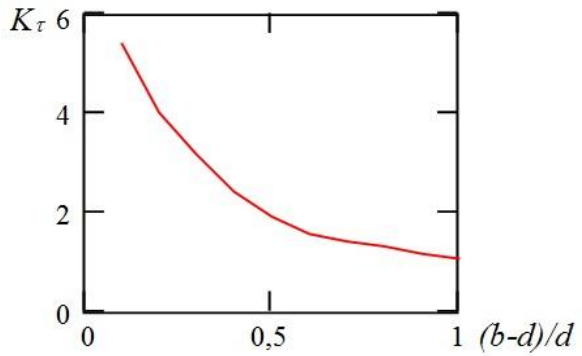


Рисунок 7 – Залежність коефіцієнта концентрації напружень від товщини каната за кроку укладення тросів каната $t = 1,2d$

Маса каната будь-якої конструкції впливає на технічні параметри машини. Для зменшення впливу маси гумотросового каната доцільно зменшувати товщину гумових обкладинок каната та крок укладення тросів у ньому. Зменшення товщини каната із симетричним розташуванням тросів призводить до суттєвого зростання коефіцієнта концентрації напружень (рис. 7). Зменшення кроку укладення тросів супроводжується зменшенням коефіцієнтів концентрації напружень. Вказане дозволяє зменшувати масу каната шляхом зменшення кроку укладення тросів та зменшення товщини неробочої обкладинки (протилежної до барабана).

На рис. 8 зображено деформування гумового зразка, у якого зовнішня обкладинка відсутня, а товщина каната становить 1,2 діаметра троса.

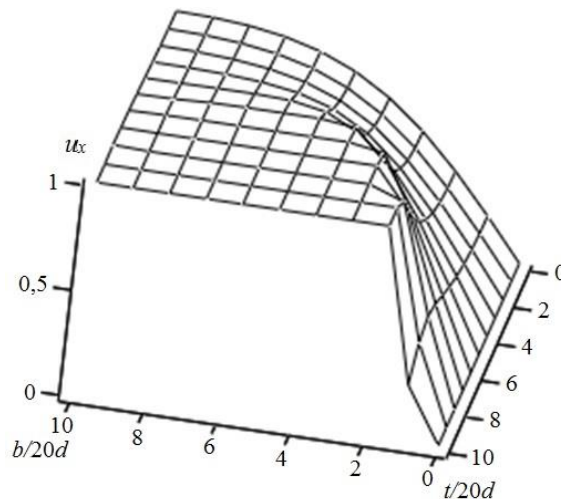


Рисунок 8 – Форма нормального перерізу половини гумового прошарку, розташованого поміж тросами, набутого ним в результаті деформування

Набута гумовим прошарком форма вказує, що гума в перерізі, розташованому ближче до поверхні каната без обкладинки, практично не змінюється, як і у випадку симетричного розташування тросів в канаті. Вказане свідчить про незначний вплив гуми неробочої обкладинки каната на передачу тросам каната тягового зусилля, і відповідно про можливість практичного використання та ефективності такого технічного рішення.

Нами було проаналізовано вплив відсутності зовнішньої обкладинки на характер розподілу дотичних напружень за поверхнею взаємодії гуми з тросами. Для цього встановили залежність коефіцієнта концентрації напружень в гумовій оболонці від кроку укладення тросів за товщини гумової обкладинки, що дорівнює 1,1 діаметра троса. Результати наведені на рис. 9.

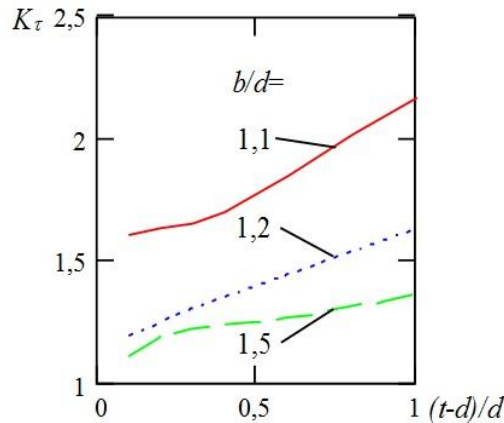


Рисунок 9 – Залежність коефіцієнта концентрації дотичних напружень K_τ від кроку укладення тросів t без неробочої обкладинки за різних відношень товщини каната b та діаметра тросів d в ньому

Порівнюємо графіки (рис. 6) та (рис. 9). За різних значень відношення товщини каната та діаметра троса коефіцієнти концентрації напружень зростають. Більше зростають вказані коефіцієнти за менших відносних товщин обкладинок. На наведеному на графіку інтервалі коефіцієнти концентрації напружень для $d/b = 1,1$ перевищують відповідні коефіцієнти для випадку $d/b = 1,2$ у середньому на 23 %, а для випадку $d/b = 1,5$ – на 31 %. Вказане дозволяє пропонувати для підйомних машин приймати товщину робочої обкладинки каната не меншою за 0,2 діаметра троса та крок укладення тросів у ньому не меншим за 1,2 діаметра троса.

Неробоча обкладинка виконує захисні протикорозійні функції. Виготовити канат з кроком меншим за одну цілу та дві десяті діаметра троса технологічно складно. Тому можна рекомендувати приймати товщину робочої обкладинки каната не меншою за дві десяті діаметра троса та крок укладення тросів в ньому не меншим за одну цілу та дві десяті діаметра троса. Товщину неробочої обкладинки слід приймати мінімальною за умовами технології виготовлення каната та більшою за нуль для забезпечення захисту тросів від впливу агресивних шахтних вод і захисту від механічної взаємодії з іншими об'єктами.

Висновки. У роботі виконано обґрунтування раціональних конструктивних параметрів підйомного гумотросового каната на основі встановлених показників напружено-деформованого стану оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження. Доведено, що в плоских гумотросових канатах підйомних машин слід приймати товщину робочої обкладинки не меншою за дві десяті діаметра троса та крок укладення тросів в них не меншим за одну цілу та дві десяті діаметра троса. Товщину неробочої обкладинки приймати мінімальною з умов технології виготовлення каната та більшою за нуль. Коефіцієнти концентрації дотичних напружень при цьому не перевищать 1,5.

Список літератури

1. Колосов, Л.В. (1987). Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников. Дис. докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины, Днепропетровск.
2. Ропай, В.А. (2016). *Шахтные уравновешивающие канаты: монография*. Днепропетровск: НГУ.
3. Колосов, Д.Л. (2015). Развитие теории шахтных подъемных установок с головными гумотросовыми канатами: Дис. докт. техн. наук: 05.05.06., НГУ, Дніпропетровськ.
4. Заболотный, К.С., Панченко, Е.В., & Жупиив, А.Л. (2011). *Теория многослойной намотки резинотросового каната: монография*. Днепропетровск: НГУ.
5. Carbogno, A., Żołnierz, M., Kawka, A., & Dyrda, J. (2015). *Badania współczynnika tarcia liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej: Monografia*. Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. Łędziny, Polska.
6. Ропай, В.А. (2017). Parametry sztywności lin wyciągowych w zależności od siły rozciągającej. Trwalosc Elementow i Wezlow Konstrukcyjnych Maszyn Gornicznych TEMAG 2017, XXV Miedzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Ustron, pp. 155–162.
7. Zabolotnyi, K.S., Panchenko, O.V., Zhupiiiev, O.L., & Polushyna, M.V. (2018). Influence of parameters of a rubber-rope cable on the torsional stiffness of the body of the winding. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. (5), 54–63. DOI: 10.29202/nvngu/2018-5/11.
8. Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura, H., & Onyshchenko, S. (2018). Stress-strain state of a flat tractive-bearing element of a lifting and transporting machine at operational changes of its parameters. *Solid State Phenomena*. (277), 188–201. DOI: doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.277.188
9. Belmas, I.V., Kolosov, D.L., Kolosov, A.L., & Onyshchenko, S.V. (2018). Stress-strain state of rubber-cable tractive element of tubular shape. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. (2), 60–69. DOI: 10.29202/nvngu/2018-2/5
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 Національного гірничого*

АННОТАЦИЯ

Цель. Установление зависимостей показателей напряженно-деформированного состояния оболочки композитного тягового органа – плоского резинотросового каната от действия касательной нагрузки.

Методика исследования заключается в построении математической модели и определении методами линейной теории упругости напряженного состояния эластичного материала оболочки композитного тягового органа от действия касательной нагрузки.

Результаты исследования. Разработана и исследована математическая модель напряженно-деформированного состояния резиновой оболочки композитного тягового органа под действием касательных нагрузок, возникающих при его взаимодействии с поверхностью приводного барабана. Получены зависимости перемещений и напряжений в резиновой оболочке, обусловленных касательной нагрузкой, от толщины тягового органа и шага укладки тросов. Получены зависимости жесткости образца при условии равенства единице модуля сдвига резины и коэффициента концентрации касательных напряжений от толщины тягового органа и шага укладки тросов в нем.

Научная новизна. Установлены аналитические зависимости для определения характера распределения касательных напряжений в эластичной оболочке резинотросового каната, включительно и при передаче тягового усилия от барабана подъемной машины.

Практическое значение. На основании установленных показателей напряженно-деформированного состояния оболочки композитного тягового органа, обоснованы рациональные конструктивные параметры подъемного резинотросового каната из условия минимизации коэффициента концентрации касательных напряжений в резиновой оболочке. Разработаны рекомендации по определению толщины рабочей и нерабочей части резиновой оболочки плоских композитных тяговых органов и шага укладки тросов в них.

Ключевые слова: *подъемная машина, резинотросовый канат, напряженно-деформированное состояние, касательная нагрузка, жесткость резиновой оболочки, конструктивные параметры.*

ABSTRACT

Purpose. Establishment of dependencies of indicators of a stress-strain state of a shell of composite tractive element – flat rubber-cable rope under the action of tangent loads.

Methodology of research is in a construction of a mathematical model and determining a stress-strain state of a shell of composite tractive element under the action of tangent loads using the methods of linear theory of elasticity.

Findings. A mathematical model of a stress-strain state of a rubber shell of composite tractive element under the action of tangent loads that occur during interaction with a surface of a driving drum is developed and investigated. Dependencies of displacements and stresses in a rubber shell caused by tangent loads on tractive element thickness and cable placement spacing are obtained. Dependencies of sample rigidity when rubber shear modulus is equal to one unit are established. Dependencies of concentration coefficient of tangent stresses on tractive element thickness and cable placement spacing are obtained.

Scientific novelty. Analytical dependencies are established to determine a character of distribution of tangent stresses in an elastic shell of rubber-cable rope, including the cases during a transfer of tractive force from a hoisting machine drum.

Practical significance. Rational design parameters of a hoisting rubber-cable rope are justified on a basis of established indicators of a stress-strain state of a shell of composite tractive element, while fulfilling a condition of minimization of a concentration coefficient of tangent stresses in a rubber shell. Recommendations for determining a thickness of operating and non-operating parts of a rubber shell of flat composite tractive elements and a cable placement spacing in them are developed.

Keywords: *hoisting machine, rubber-cable rope, stress-strain state, tangent load, rubber shell rigidity, design parameters.*

Рекомендовано до друку д-ром техн. наук, професором Самусею В.І.