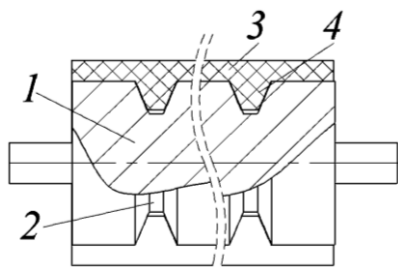


## ВЗАЄМОДІЯ ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З ПРИВОДНИМ БАРАБАНОМ

**Вступ.** Виробничі умови видобутку корисних копалин постійно ускладнюються. Зростають глибини та обсяги видобутку сировини, вимоги до енергозбереження, металомісткості шахтного підйому. Одним зі шляхів підвищення ефективності потужних підйомних машин є використання плоских гумотросових канатів. Такі канати захищені від агресивних ґрунтових вод та від безпосереднього контакту сталевих тросів каната з барабаном. Вони завулканізовані у гумову оболонку. Останнє зумовлює особливий характер взаємодії гумотросового каната, як композитного виробу, з елементами шахтної підйомної установки. Найскладніший характер навантаження каната має місце на ділянках його взаємодії з барабаном підйомної машини. Особливо важливим на цій ділянці є утримання канату від його зміщення вздовж осі барабана. Утримати канат від такого зміщення можливо виконавши кільцеві канавки на барабані та поздовжні виступи на канаті. Вказане технічне рішення призведе до перерозподілу сили розтягу каната по його ширині. Визначення розподілу сил по ширині канату з виступом – актуальна задача, розв'язання якої дозволить забезпечити надійність та безпеку використання гумотросового канату на підйомних машинах.

**Постановка задачі.** Гумотросової стрічки використовуються на конвеєрах, різного призначення [1]. В роботі досліджено міцність з'єднань стрічок [2]. В статті [3] розроблено метод електричного моделювання напружено-деформованого стану матеріалу з системою паралельних елементів армування. Напружений стан стрічки з поривами досліджено в роботі [4]. Питанню визначення приведених механічних характеристик композитних матеріалів присвячена стаття [5]. Напружено-деформований стан плоского каната з поривами та з урахуванням конструкції підйомної машини досліджено в роботі [6]. Вплив властивостей матеріалу, на умови експлуатації конвеєрної стрічки розглянуто в [7]. Вплив розривів елементів армування стрічки проаналізовано в публікації [8]. В роботі [9] обґрунтовано методика визначення величини безпечного навантаження стрічки з розривами. Виконаний аналіз літературних джерел показав, що результати відомих досліджень на дозволяють встановити вплив канавок на барабані та виступів на канаті на напружено-деформований стан (НДС) гумотросового канату (рис. 1)



1 – барабан; 2 – кільцеві канавки;  
3 – плоский канат; 4 – виступи канату  
Рисунок 1 – Схема взаємодії з барабаном канату, що має виступи

**Результати роботи.** На приводному барабані поміж виступами канату та канавками на барабані діють сили тертя. Прийmemo, що сили тертя діють лише поміж канавками на барабані та виступами на канаті. Таке припущення надає можливість визначити максимальний вплив наявності виступів на канаті та канавок на барабані на НДС канату. Побудуємо модель їх взаємодії. Рівняння рівноваги тросів в переміщеннях.

$$\begin{cases} \frac{d^2 u_i}{dx^2} EF + \chi(-u_1 + u_2) = T_1, \\ \frac{d^2 u_i}{dx^2} EF + \chi(u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) = T_i, & 1 < i < M, \\ \frac{d^2 u_N}{dx^2} EF + \chi(u_{M-1} - u_M) = T_M. \end{cases} \quad (1)$$

де  $u_i$  – переміщення  $i$ -го троса вздовж власної осі (осі  $x$ );  $E, F$  – приведений модуль пружності та площа перерізу троса канату;  $\chi$  – жорсткість на взаємний зсув тросів;  $T_i$  – інтенсивність розподіленої вздовж осі  $x$  сили тертя;  $M$  – кількість тросів в канаті.

Сили тертя по ширині канату змінюються дискретно. Дискретно набуває значення відмінного від нуля і по довжині канату. Розподіл сил тертя може бути заданий розривна функцією залежною від номера троса та координати  $x$ . Наявність розривної функції в моделі ускладнює аналітичний її розв’язок. Аналітичне рішення задачі дозволяє отримати результати, які більш достовірно відтворюють механізм взаємодії канату з барабаном. Для розв’язку задачі в замкненій аналітичній формі розділимо її на два етапи.

Спочатку визначимо напружений стан канату, навантаженого дискретно прикладеними силами на ділянці безмежно малої довжини. Потім виконаємо інтегрування отриманих результатів на ділянці навантаження  $L$  канату дотичною силою.

Розглянемо канат, що має  $M$  тросів. Прийmemo, що до множини тросів  $K$  прикладені рівні сили тертя. Сума сил дорівнює одиниці. На відстані  $s$  від початку відліку координат прикладемо розподілене навантаження до тросів множини  $K$  ( $k_1$  та  $k_2$ ) (рис. 2).

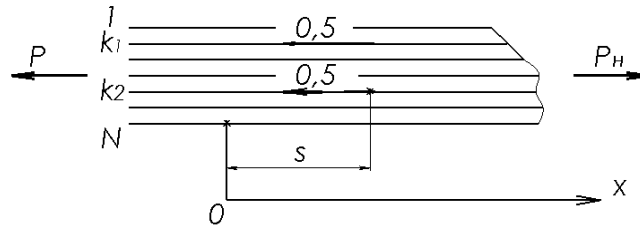


Рисунок 2 – Розрахункова схема навантаження канату

Заданому навантаженню відповідають наступні граничні умови

$$x \rightarrow -\infty \quad P_i \rightarrow 1, \quad (2)$$

$$x \rightarrow \infty \quad P_i - P_{i+1} = 0$$

$$u_i(x=s) - u_i(x=s+\varepsilon) = 0, \quad (3)$$

$$P_i(x=s) - P_i(x=s+\varepsilon) = \begin{cases} 0 & (i \notin K), \\ -1 & (i \in K), \end{cases} \quad \varepsilon \rightarrow 0, \quad (4)$$

де  $P_i$  – внутрішня сила навантаження  $i$ -го троса;

Умову (4) задамо рядом Фур’є

$$P_i(x=s) - P_i(x=s+\varepsilon) = \sum_{m=1}^M \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \frac{2}{M} + \frac{1}{M}, \quad \varepsilon \rightarrow 0,$$

де  $\mu_m = \pi \frac{m}{M}$ .

Перерізом  $x = s$  розділимо канат на дві напівнескінчених частини. В межах кожної з частини відсутнє зовнішнє навантаження. Рівновага тросів кожної частини канату описується однорідною системою рівнянь. Враховуємо умови (2) і (3) та те, що канат в перерізі збігання канату з барабану навантажено зусиллям, що врівноважує прикладені сили. Рішення системи рівнянь рівноваги (1) тросів канату в переміщеннях.

$$u_i = \begin{cases} -\sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{Px}{EF} & x < s \\ -\sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{-\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{x-s}{EFM} + \frac{P}{EF} & x \geq s, \end{cases}$$

$$\text{де } \beta_m = \sqrt{2 \frac{\chi}{EF} (1 - \cos \mu_m)}.$$

За законом Гука внутрішні сили в тросах.

$$p_i = \begin{cases} \sum_{m=1}^M \frac{-1}{M} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + P & x < s; \\ \sum_{m=1}^M \frac{1}{M} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{-\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{1}{M} + P & x \geq s. \end{cases}$$

На цьому перший етап розв'язання задачі завершено. На другому етапі знайдемо переміщення та внутрішні зусилля в тросах спричинені розподіленими силами. Для цього виконаємо інтегрування. Визначимо переміщення та сили розтягу тросів. Відомі переміщення тросів канату дозволяють визначати максимальні значення кутів зсуву еластичної оболонки, що розташована поперек тросами. Навантаження частин різні. Вказані параметри визначимо для кожної з частин.

На першій частині ( $x < 0$ )

$$u_i = -\sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{\beta_m(x-s)} ds \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{Px}{EF},$$

$$p_i = -\sum_{m=1}^M \frac{1}{M} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{\beta_m(x-s)} ds + \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{P}{N},$$

$$\gamma_i = -\sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{\beta_m(x-s)} ds C_m,$$

$$(1 \leq i \leq M-1).$$

$$\text{де } C_m = \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) - \cos\left(\mu_m\left(i + \frac{1}{2}\right)\right).$$

На другій ( $0 \leq x \leq L$ )

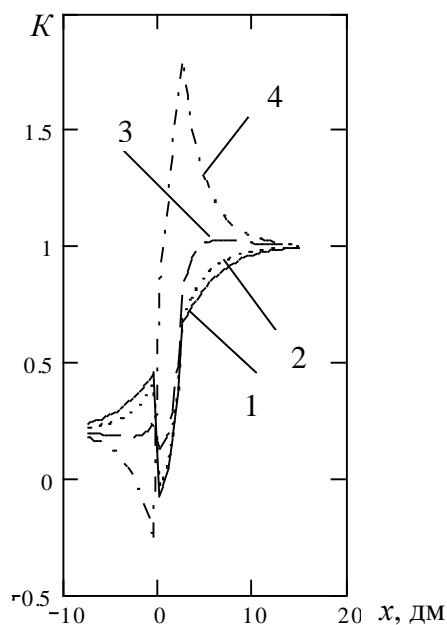
$$\begin{aligned}
 u_i &= \sum_{m=1}^M \frac{-1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \left[ \int_x^L T e^{\beta_m(x-s)} ds + \int_0^x T e^{-\beta_m(x-s)} ds \right] \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \\
 &+ \frac{\left(\frac{P}{M} + \int_0^x T(x-s) ds\right) x}{EF}; \\
 p_i &= \sum_{m=1}^M \frac{-1}{M} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \left[ \int_x^L T e^{\beta_m(x-s)} ds + \int_0^x T e^{-\beta_m(x-s)} ds \right] \cdot \\
 &\cdot \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \int_0^x T(x-s) ds \Bigg\} + \frac{P}{M}, \\
 \gamma_i &= - \sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \left[ \int_x^L T e^{\beta_m(x-s)} ds + \int_0^x T e^{-\beta_m(x-s)} ds \right] C_m, \quad (6) \\
 &(1 \leq i \leq M-1).
 \end{aligned}$$

На третій ( $x > L$ )

$$\begin{aligned}
 u_i &= - \sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{-\beta_m(x-s)} ds \cdot \\
 &\cdot \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \left( \int_0^L T ds + \frac{P}{M} \right) \frac{x}{EF}, \\
 p_i &= \sum_{m=1}^M \frac{1}{M} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{-\beta_m(x-s)} ds \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \int_0^L T ds + \frac{P}{M}, \\
 \gamma_i &= - \sum_{m=1}^M \frac{1}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{-\beta_m(x-s)} ds C_m, \quad (1 \leq i \leq M-1).
 \end{aligned}$$

Отримані залежності дозволяють визначати НДС канату з виступами для його утримання від зсуву вздовж осі барабана. Прийнемо, що дотичні сили розподілені за експонентою  $T_{(x)} = \frac{f}{R} P e^{\frac{fx}{R}}$ . Визначено розподіл внутрішніх сил розтягу тросів в канаті типу ГТК-1350, що має вісім тросів, взаємодіє з барабаном діаметром 1,6 м на куті  $\pi$ . Коефіцієнт тертя 0,5. Виступ розташований над четвертим та п'ятим тросами. Для характеристики розподілу сил поміж тросами використовуємо коефіцієнт концентрації розподілу сил  $K$ . Пад таким коефіцієнтом будемо розуміти відношення сили, що сприймає трос, до середнього навантаження тросів канату. На рис. 3 криві 1, 2, 3, 4 відповідають розподілу вздовж осі  $x$  коефіцієнтів концентрації сил  $K$  в тросах канату – з першого до четвертого.

Відповідно до отриманих результатів прикладення сил тертя до окремих тягових елементів суттєво впливає перерозподілу сил на ділянці взаємодії каната з барабаном. Амплітуда коефіцієнтів концентрації сил в тросах зростає від першого (крива 1) до



1 – перший, 2 – другий, 3 – третій,  
4 – четвертий троси

Рисунок 3 – Коефіцієнти концентрації сил в тросах  $K$  вздовж осі  $x$

армування канату, дотичні напруження розподілені нерівномірно. На розподіл дотичних напружень в значно впливає схема розташування тросів до яких прикладені та не прикладені дотичні навантаження. Менш нерівномірно розподілені навантаження коли дотичні сили прикладені до не крайніх тросів та коли навантажені та не навантажені дотичними силами троси розташовані через один.

Визначений розподіл сил навантаження тросів та максимальних тангенсів кутів зсуву матеріалу еластичної оболонки, що розташована поміж тросами, дозволяє сформулювати умови міцності.

$$\frac{P}{M} - \sum_{m=1}^M \frac{1}{M} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{-\beta_m s} ds + \cos\left(\mu_m\left(i - \frac{1}{2}\right)\right) \leq [P].$$

$$\sum_{m=1}^M \frac{G}{EFM\beta_m} \sum_{k \in K} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \int_0^L T e^{-\beta_m s} ds \left( \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) - \cos\left(\mu_m\left(X \mp \frac{1}{2}\right)\right) \right) \leq [\tau],$$

$$(1 \leq i \leq M-1), k \in K \wedge X = k \pm 1.$$

де  $[P]$  – максимальна величина навантаження тягового елемента, дія якої не чинить негативного впливу на експлуатаційну міцність канату;  $[\tau]$  – максимальна величина дотичного напруження, що не призведе до негативного впливу на експлуатаційні якості канату.

**Висновки.** Визначено напружено-деформований стан канату з виступами на приводному барабані підйомної машини. Встановлено наступне. Передача сил від барабана до канату з виступами призводить до нерівномірного розподілу сил поміж тросами канату. Зростання кількості тросів веде до зростання максимальних зусиль їх навантаження. Зменшення коефіцієнту тертя, радіусу барабана веде до більш рівномірного розподілу сил поміж тросами. Визначення розподілу сил по ширині канату з виступом дозволить забезпечити надійність та безпеку використання гумотросового канату на підйомних машинах.

четвертого (крива 4) тросів. Сила розтягнення троса, що розташований над виступом, зростає на ділянці набігання на барабан. На ділянці збігання канату з нього сили розтягу цих тросів зменшуються, теоретично можуть змінювати знак. Найбільше відхиляються внутрішні сили навантаження тросів від середніх значень в переїзі  $x = 0$ . В цьому ж перерізі максимально відхиляються від середніх значень і переміщення тросів. Зростання кількості тросів в канаті веде до зростання максимальних значень коефіцієнтів концентрації сил. Зменшення коефіцієнту тертя, радіусу шківів суттєво призводить до його зменшення.

На надійність роботи гумотросових канатів впливають і дотичні напруження, що виникають поміж тросами. За законом Гука значення напружень пропорційне модулю зсуву  $G$  та визначається залежністю

$$\tau_i = \frac{G}{h}(u_{i+1} - u_i), \quad (i = 1 \dots M-1).$$

Як і внутрішні сили навантаження тросів

# ЛІТЕРАТУРА

1. Бельмас І. В. Исследование напряженно-деформированного состояния резиноматросового каната на участке перехода к трубчатой форме / І. В. Бельмас, Д. Л. Колосов, О. Л. Колосов // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – № 12. – С. 48–55.
2. Прушак В. Я. Численная оценка долговечности соединений резиноматросовых конвейерных лент / В. Я. Прушак // Вестник Белорусского национального технического университета. – 2008. – № 1. – С. 35–38
3. Колосов Л. В. Применение электрических моделей для исследования композитных материалов / Колосов Л. В., Бельмас И. В. // Механика композитных материалов. – 1981. – № 1. – С. 115–117.
4. Бельмас И. В. Напряженное состояние резиноматросовой ленты при произвольном повреждении тросов / Бельмас И. В. // Проблемы прочности и надежности машин. – 1993. – № 6. – С. 45–48.
5. Дарія Заде С. Численная методика определения эффективных характеристик однонаправлено армированных композитов / С. Дарія Заде // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 58. – С. 71–77.
6. Бельмас І. В., Колосов Д. Л. Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією підйомної машини / І. В. Бельмас, Д. Л. Колосов // Збірник наукових праць національного гірничого університету. – 2017. – № 50. – С. 163–170.
7. Bajda M. Impact of Selected Parameters on the Fatigue Strength of Splices on Multiply Textile Conveyor Belts / M. Bajda, R. Błazej, M. Hardygóra // International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management. – 2017. – SGEM 17(13). – С. 495–502.
8. Танцура Г. І. Гнучкі тягові органи. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок / Г. І. Танцура. – Дніпродзержинськ : ДДТУ. – 2010. – 127 с.
9. Волоховский В. Ю. Концентрация усилий в тросах и несущая способность резиноматросовых конвейерных лент с повреждениями / Волоховский В. Ю., Радин В. П., Рудяк М. Б. // Вестник МЭИ. – 2010. – № 5. – С. 5–12.

УДК 621.787:621.438

КАЧАН А. Я., д.т.н, профессор  
УЛАНОВ С. А., аспирант

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

## УПРОЧНЯЮЩАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ РОТОРА ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГТД

**Введение.** По конструктивному исполнению роторы осевых компрессоров подразделяют на следующие типы: барабанный, дисковый и смешанный (барабанный-дисковый).

Роторы осевых компрессоров включают в себя: валы, диски (барабаны) и лопатки.

К качеству изготовления деталей ротора осевого компрессора ГТД предъявляют высокие требования, поскольку они определяют несущую способность, ресурс и надежность ГТД в целом.

Для повышения эксплуатационных характеристик деталей ротора осевого компрессора ГТД наибольшее распространение получают методы упрочняющей обработки, связанные с поверхностным пластическим деформированием (ППД).