

© Д.Л. Колосов¹, С.В. Онищенко¹

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

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДЙОМНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ РОЗРИВІВ ТРОСОВОЇ ОСНОВИ ТА КОМПЛЕКСУ ЧИННИКІВ

© D. Kolosov¹, S. Onyshchenko¹

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

JUSTIFICATION OF METHOD OF CALCULATION OF STRESS-STRAIN STATE OF HOISTING RUBBER-CABLE ROPE CONSIDERING INFLUENCE OF CABLE BASE BREAKAGES AND MULTIPLE FACTORS

Мета. Розробка та обґрунтування методу аналітичного визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням впливу комплексу зовнішніх чинників, включно таких, як технічний стан машини та напрямних посудини та втрати тягової спроможності каната, зумовленою розривами суцільності тросів.

Методика дослідження полягає в розробці математичної моделі напружено-деформованого стану гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням впливу комплексу чинників і розривів тросової основи та побудові аналітичних рішень для різних граничних умов деформування каната.

Результати дослідження. Встановлено напружено-деформований стан підйомного гумотросового каната при взаємодії із механічною системою «підйомна посудина – армування» у шахтних стволах з порушеною геометрією. Отримані в загальному вигляді, у замкненій формі аналітичні вирази дозволяють визначати додаткові внутрішні сили опору тросів каната, максимальні значення коефіцієнтів концентрації напружень в тросах каната, що знаходиться під впливом зовнішніх чинників, у разі розриву одного з тросів. Для можливості визначення величини втрати тягової спроможності плоского гумотросового каната побудовано аналітичне рішення для випадку сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского тягового органа та конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування ствола від проектних значень.

Наукова новизна полягає у встановленні та комплексному врахуванні залежностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану підйомного гумотросового каната з урахуванням сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского композитного тягового органа і конструктивних параметрів шахтної підйомної машини та відхилень армування ствола від вертикалі.

Практичне значення. Отримані алгоритми та метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната надають можливість до відомого стану каната підйомної установки додавати вплив розриву троса, визначати напружено-деформований стан каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як технічний стан машини та напрямних посудини. Можливість встановлення напружено-деформованого стану каната, зумовле-

ного розривами різних тросів, в різних перерізах, дозволяє обґрунтовано визначати можливість подальшої експлуатації підйомної установки в шахтних стволах з порушеною геометрією, включно і після аварій та техногенних катастроф.

Ключові слова: шахтна підйомна установка, плоский гумотросовий канат, математична модель, граничні умови, напружено-деформований стан, чинники впливу, розрив тросової основи, комплексне урахування, метод розрахунку.

Вступ. Гнучкі тягові органи широко використовуються на підйомно-транспортних машинах. В практиці експлуатації гнучких композитних тягових органів можливі розриви їхніх тягових елементів. Такі розриви впливають на розподіл сил в тяговому органі, відповідно на його міцність, тягову спроможність, реальний запас міцності. Перераховане супроводжується зменшенням витривалості більш навантажених тягових елементів, відповідно витривалості та надійності тягового органа в цілому. Причинами таких розривів можуть бути як взаємодія каната з елементами конструкції машини, з сировиною, що транспортується, так і експлуатація підйомної установки у шахтних стовбурах з порушеною геометрією. Природні ушкодження виникають поступово, як правило закономірно і їх можна передбачити. Передбачити ушкодження, що виникають внаслідок техногенних катастроф, практично неможливо. В окремих випадках виникає потреба експлуатації тягового органа навіть за умови його пошкодження.

Стан питання та постановка задачі дослідження. В плоскому тяговому органі зусилля передається системою тросів, що взаємодіють між собою. Відповідно розрив тросів не завжди може призвести до небезпечної втрати тягової спроможності каната. В окремих випадках, особливо в аварійних, єдино можливий терміновий підйом може бути здійснений канатом з ушкодженими тросами. Допустимість такого підйому має бути обґрунтована. Таке обґрунтування має максимально повно враховувати різноманітні чинники, що впливають на напружений стан каната. Відомі дослідження визначають основні чинники, пов'язані з розподілом напружень в плоскому гумотросовому канаті. Такими чинниками є конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского тягового органа та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів.

Вплив конструкції та технічний стан підйомної машини полягає в набутті канатом нециліндричної форми на барабані з криволінійною твірною, в нахилі перерізу взаємодії каната та барабана внаслідок відхилення осі барабана (шківа) від горизонталі. Вплив відхилення напрямних посудини може спричиняти як поворот перерізу приєднання каната до посудини навколо осі каната, так і в площині каната. Нерівномірний розподіл сил між тросами на криволінійному барабані призводить до нерівномірного розподілу сил тертя каната по поверхні барабана. Розриви тросів практично викликають локальну зміну конструкції каната, оскільки в перерізі їхнього ушкодження зменшується кількість тросів в перерізі каната.

Питання впливу розривів тросів в гумотросових канатах на розподіл сил по їхній ширині для різних умов розглядалося в багатьох роботах [1-16]. Водночас в цих роботах не розглядалося питання сумісного впливу пошкоджень тягових

елементів плоского тягового органа та конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування ствола від вертикалі. Відповідно не були побудовані математичні залежності для визначення рівня втрати тягової спроможності каната, зумовленого розривами суцільності тросів з урахуванням конструктивних особливостей підйомно-транспортних машин. Методи аналітичного визначення напружено-деформованого стану (НДС) плоского гумотросового каната відсутні. Розробка такого методу є *актуальною науково-технічною задачею*. Її розв'язання дозволить обґрунтовано визначати втрату тягової спроможності підйомного гумотросового каната з урахуванням конструктивних особливостей підйомної машини, відхилень напрямних арматури ствола.

Основний зміст роботи.

1 Побудова моделі гумотросового каната підйомної машини з урахуванням розриву тросової основи.

Для можливості визначення величини втрати тягової спроможності плоского гумотросового каната побудуємо аналітичне рішення для випадку сумісної дії двох чинників, включно й розриву його троса. Залежність НДС каната від конструкції, технічного стану підйомної машини, напрямних, вимагає або розробки окремих методик для різних машин та умов їх експлуатації, або розробки єдиного універсального методу розрахунку, або декількох методів для окремих випадків. Останній на першому етапі розробки таких методів більш раціональний. Можливість розробки методик для окремих випадків зумовлена тим, що конструкція та стан підйомної установки впливають на підйомний канат в двох перерізах. В перерізі взаємодії каната з барабаном (шківом) підйомної машини та в перерізі його приєднання до посудини.

Тягові елементи працюють в межах дії лінійного закону Гука. Це дозволяє окремо розв'язати задачу визначення НДС від впливу зовнішніх чинників та задачу визначення впливу розривів тягових елементів. Вплив зовнішніх чинників врахуємо в граничних умовах деформування каната.

Вказані вище чинники, зумовлені характером взаємодії каната з елементами машини або умовами деформування каната по його довжині, викликають нерівномірний НДС каната. В загальному випадку, внутрішні сили, що діють в різних тросах, різні. Розрив троса призводить до зменшення внутрішнього зусилля в ньому до нуля. Як наслідок, місце розташування розриву при заданих граничних умовах зумовлює величину зусилля, яке мають сприйняти суміжні цілі троси.

Відзначимо, складання двох напружено-деформованих станів без урахування того факту, що розрив тягового елемента змінює конструкцію каната в перерізі розриву, неможливо. Зміна конструкції каната в районі його ушкодження зумовлюється зменшенням кількості тросів в перерізі каната. Розрив троса вилучає його з системи тросів, що утворюють єдину механічну систему – гумотросовий канат. Зміна конструкції каната, навіть локальна, виключає можливість моделювання каната як єдиної механічної системи.

З урахуванням наведеного, будемо окремо розв'язувати задачу визначення сили, що діяла на трос в перерізі його розриву, але до руйнування. В другій задачі визначимо перерозподіл сил та деформацій, зумовлених зміною сили, що діяла

на трос до його руйнування. Таку зміну змодельюємо прикладанням сил, рівних та протилежно спрямованих силам, що діяли до розриву троса. При цьому граничні умови залишимо незмінними. Незмінними будемо вважати і сумарне зусилля, прикладене до каната. З урахуванням неприйнятності єдиної моделі взаємодії тросів в канаті з ушкодженим тросом, розділимо канат на два відрізки нормальним перерізом, що проходить крізь розрив.

Побудуємо алгоритм розв'язання задачі врахування розриву довільного тягового елемента каната, на яку діють зовнішні чинники.

Для визначення характеру взаємодії тросів в канаті, як в механічній системі, розглянемо навантаження окремого троса довжиною dx , вирізаного з каната (рис.).

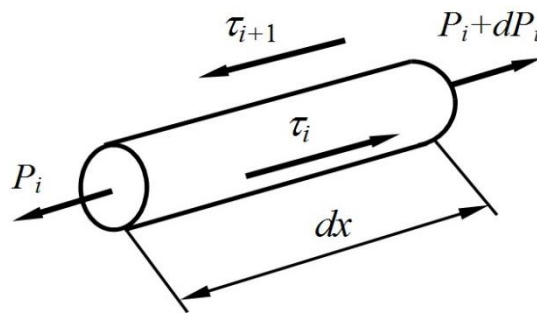


Рис. Відрізок троса елементарної довжини

Сформулюємо умову рівноваги відрізка троса довжиною dx

$$dP_i + d \cdot (\tau_{i+1} - \tau_i) dx = 0, \quad (1)$$

де d – діаметр троса;

$$\tau_i = \frac{G}{h-d} k_G [u_i - u_{i-1}], \quad (2)$$

де u_i – переміщення i -того троса вздовж каната (осі x); h – відстань поміж тросами; G – модуль зсуву матеріалу матриці; k_G – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тросами на жорсткість її зсуву.

Будемо користуватися поняттям «приведений модуль пружності на розтяг» для урахування відмінності дійсної конструкції троса від стрижня суцільного перерізу діаметром, що дорівнює діаметру троса.

Однорідне рівняння (3) запишемо у такому вигляді

Підставивши (2) у формулу (1), маємо

$$\frac{dP_i}{dx} + \frac{Gd}{h-d} k_G (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) = 0. \quad (3)$$

Відповідно до закону Гука

$$P_i = EF \cdot \frac{du_i}{dx},$$

де E, F – відповідно, приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса.

Рівняння (3) запишемо у такому вигляді

$$\frac{d^2 u_i}{dx^2} + \frac{G d k_G}{(h-d) E F} (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) = 0. \quad (4)$$

Відзначимо, отримане рівняння прийнятне для всіх тросів, за винятком крайніх, тобто за умови

$$1 < i < M,$$

де M – кількість тросів в канаті.

Для крайніх тросів відповідні однорідні рівняння мають вигляд

$$\frac{d^2 u_1}{dx^2} + K (-u_1 + u_2) = 0, \quad (5)$$

$$\frac{d^2 u_M}{dx^2} + K (u_{M-1} - u_M) = 0, \quad (6)$$

де $K = \frac{G d k_G}{(h-d) E F}$.

Будемо розглядати номер троса як дискретну координату. Розв'язки систем диференціальних рівнянь (4–6) будемо шукати у вигляді добутків двох функцій – функції координати x та функції номерів тросів

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + lx + \varepsilon, \quad (7)$$

де A_m, B_m, l, ε – невідомі сталі інтегрування; β_m – вектор характеристичних показників, визначений при розв'язанні однорідного (без правої частини) рівняння (4), $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G d k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; μ_m – вектор величин, що дозволяють забезпечити виконання рівності нулю правої частини у виразах (5) та (6).

Значення внутрішніх сил розтягу тросів з урахуванням закону Гука, відповідно до виразу (7)

$$P_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + EFx + \varepsilon. \quad (8)$$

2 Побудова рішень з розподілу сил та переміщень тросів в загальній формі для різних граничних умов його деформування.

Скористаємося отриманими рішеннями для визначення коефіцієнтів концентрації напружень для каната, зумовлених його навантаженням силою розтягу, створеною масою підвішеної посудини, з урахуванням розривів тросової основи для різних граничних умов його деформування.

З метою забезпечення прийнятності отриманого рішення для різних граничних умов, розглянемо канат довільної довжини з M тросів. Віднесемо його до поздовжньої осі координат. Перерізи початку та кінця каната позначимо L_1 та L_2 . Будемо вважати, що в перерізі $x = l$ ушкоджено Θ -тий трос.

В крайніх перерізах конструктивні особливості машини можуть створювати умови, за яких відомий або розподіл переміщень тягових елементів, або сил, які діють на них. Відповідно, в перерізі $x = L_1$ можлива реалізація однієї з двох граничних умов: відомий закон розподілу переміщень тросів (кінематичні умови) або закон розподілу сил їх внутрішнього розтягу (природні умови). Прийmemo, що вони задані дискретними законами $f_{1n}(i)$ та $f_{1c}(i)$. В перерізі $x = L_2$ також можуть мати місце дві умови: закон розподілу переміщень тросів або сил, що можуть бути описані законами $f_{2n}(i)$ та $f_{2c}(i)$. При цьому можливо завдання для протилежних країв кінематичних або природних умов, тобто можливі комбінації граничних умов.

Як вказано вище, для визначення додаткового НДС, в перерізі $x = l$ канат розділимо на два відрізка. Відрізкам надамо номери 1 та 2. Умови деформування та розподілу сил поміж тросами у відрізку залежать від граничних умов його деформування. Для позначення граничних умов, заданих для відрізка розподілом сил, застосуємо літеру c . Для позначення факту виконання кінематичних граничних умов використаємо літеру n .

З метою отримання компактної форми запису сил розтягу тросів, їх переміщень, розподілів дотичних сил, що виникають в гумових прошарках, позначенням вказаних чинників надамо спеціальні індекси. В них номери тросів позначимо літерою i ($1 \leq i \leq M$). Номер ділянки позначимо літерою ρ (приймає значення 1 та 2). Характер граничних умов позначимо ϖ (приймає значення c або n).

Окрім наведеного, врахуємо і те що доданий стан не повинен змінювати попередній стан на границях в перерізі $x = L_1$, в перерізі $x = L_2$. Відповідно не має другий стан змінювати і середні переміщення та сили розтягу тягових елементів (тросів) каната. З урахуванням наведеного, рішення для переміщень та сил на вказаних ділянках прийmemo у наступній формі

$$u_{i,\rho,\varpi} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)); \quad (9)$$

$$P_{i,\rho,\varpi} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)), \quad (10)$$

де $u_{i,\rho,\varpi}$, $P_{i,\rho,\varpi}$ – відповідно переміщення вздовж осі каната i -того троса та внутрішня сила опору його розтягуванню з індексами, що враховують належність параметру першій або другій ділянці та характер граничних умов на відповідній ділянці; $A_{m,\rho,\varpi}$, $B_{m,\rho,\varpi}$ – невідомі сталі інтегрування; $\rho = 1, 2$ – номер відрізка; ϖ – показник характеру граничних умов, приймає значення n та c відповідно для випадку завдання кінематичних умов або природних граничних умов.

Якщо в перерізі $x = l$ ушкоджено Θ -тий трос, то має бути забезпечена умова сумісності деформування двох ділянок

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = \begin{cases} 0, & i \neq \Theta, \\ U_0, & i = \Theta, \end{cases}$$

$$P_{i,1,\varpi} - P_{i,2,\varpi} = 0,$$

$$P_{\Theta,1,\varpi} = -P_{\Theta,I},$$
(11)

де U_0 – невідома величина зазору поміж кінцями пошкодженого розривом тягового елемента (троса); $P_{\Theta,I}$ – внутрішнє зусилля навантаження Θ -того троса до його ушкодження в перерізі $x = l$.

Різницю переміщень Θ -того тросу першої та другої ділянок задамо розривною дискретною функцією

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m(i - 0,5)).$$
(12)

Прийнята функція різниці переміщень, умови рівності сил розтягування каната на обох її ділянках, умови сумісності їхніх деформацій (11) призводять до двох $M-1$ співвідношення чотирьох m -тих сталих та однієї невідомої величини – зазору. Вираз для останньої замикає систему рівнянь

$$A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} + B_{m,1,\varpi} e^{-\beta_m l} - A_{m,2,\varpi} e^{\beta_m l} - B_{m,2,\varpi} e^{-\beta_m l} =$$

$$= 2 \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)),$$
(13)

$$A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} - A_{m,2,\varpi} e^{\beta_m l} = \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)).$$
(14)

Умова рівності нулю сили розтягнення ушкодженого троса (11)

$$EF \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} - B_{m,1,\varpi} e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) + P_{\Theta,I} = 0.$$
(15)

Додамо до вказаних співвідношень і закономірності навантаження (деформування) каната в перерізах $x = L_1$ та $x = L_2$ – крайові умови. Отримаємо ще пару $M-1$ -го співвідношень чотирьох m -тих сталих. Граничні умови враховують особливості підйомної установки та відхилення напрямних посудини від проектних значень. Таким чином отримаємо математичну модель НДС каната підйомної машини. Кількість рівнянь буде дорівнювати кількості $4(M-1)+1$ невідомих сталих деформування. Система рівнянь буде достатньою для її розв’язання та отримання єдиного для кожної пари прийнятих граничних умов.

2.1 Граничні умови, завдані законами розподілу переміщень тягових елементів.

Розглянемо більш конкретний випадок. Нехай відомий закон розподілу переміщень тягових елементів $f_{pn}(j)$ з номерами j , що становлять множину J . В такому випадку переміщення на відрізьку мають наступний вигляд

$$\begin{aligned}
 u_{i,\rho,n} &= \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,n} e^{\beta_m L \rho} + B_{m,\rho,n} e^{-\beta_m L \rho} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) = \\
 &= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{m,\rho,n} \cos(\mu_m (i - 0,5)),
 \end{aligned} \tag{16}$$

$$\text{де } \Lambda_{m,\rho,n} = \sum_{j \in J} f_{\rho n}(j) \cos(\mu_m (j - 0,5)).$$

Звідки, врахувавши форму заданої функції розподілу переміщень, маємо два (для випадків ρ відповідає одиниці та двійці) $M-1$ співвідношення двох m -тих сталих

$$B_{m,\rho,n} = \frac{2 e^{\beta_m L \rho}}{M} \Lambda_{m,\rho,n} - A_{m,\rho,n} e^{2\beta_m L \rho}. \tag{17}$$

Підставивши значення невідомих сталих $B_{m,\rho,n}$ з (17) в (15) та (16) отримаємо дві $M-1$ системи алгебраїчних рівнянь та визначимо невідому величину зазору поміж кінцями пошкодженого розривом Θ -того тягового елемента

$$U_0 = - \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \left[\chi_{m,n} - e^{\beta_m (L_1 - l)} \Lambda_{m,1,n} \right] \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) + \frac{P_{\Theta, I}}{M E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \beta_m \left(e^{2\beta_m (L_1 - l)} + 1 \right) \left(1 + \frac{e^{2\beta_m l} + e^{2\beta_m L_1}}{e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1}} \right)}, \tag{18}$$

$$\text{де } \chi_{m,n} = \frac{\left(e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} - e^{\beta_m L_1} \Lambda_{m,1,n} \right) \left(e^{\beta_m (2L_1 - l)} + e^{\beta_m l} \right)}{\left(e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1} \right)},$$

$$\begin{aligned}
 A_{m,2,n} &= \frac{2}{M} \frac{e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} - e^{\beta_m L_1} \Lambda_{m,1,n}}{e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1}} + \\
 &+ \frac{U_0 \left(e^{2\beta_m l} + e^{2\beta_m L_1} \right)}{M \left(e^{\beta_m (2L_2 + l)} - e^{\beta_m (2L_1 + l)} \right)} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)),
 \end{aligned} \tag{19}$$

$$B_{m,1,n} = 2 \frac{e^{\beta_m L_1}}{M} \Lambda_{m,1,n} - A_{m,1,n} e^{2\beta_m L_1}, \tag{20}$$

$$A_{m,1,n} = \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) + A_{m,2,n}, \tag{21}$$

$$B_{m,2,n} = 2 \frac{e^{\beta_m L_2}}{M} \Lambda_{m,2,n} - A_{m,2,n} e^{2\beta_m L_2}. \tag{22}$$

Значення невідомих сталих (19) – (22) та невідомий зазор поміж кінцями ушкодженого троса дозволяють визначати показники напружено-деформованого стану каната – переміщення тросів (9) та сили їх навантаження (10) для узагальненого випадку впливу конструкції машини (граничних умов взаємодії каната з елементами підйомної машини). Розглянемо окремі випадки.

2.2 Граничні умови, завдані законами розподілу сил розтягування тросів.

Для випадку, коли відомий закон розподілу сил розтягування тросів $f_{\rho c}(j)$ з номерами j , що становлять множину J , переміщення на відрізку з номером ρ мають наступний вигляд

$$p_{i,\rho,c} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,c} e^{\beta_m L \rho} - B_{m,\rho,c} e^{-\beta_m L \rho} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) = \\ = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{m,\rho,c} \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

де $\Lambda_{m,\rho,c} = \sum_{j \in J} f_{\rho c}(j) \cos(\mu_m(j-0,5))$.

Звідки, як і у попередньому випадку маємо два (для виразів ρ відповідає одиниці та двом) $M-1$ співвідношення двох m -тих сталих

$$B_{m,\rho,c} = A_{m,\rho,c} e^{2\beta_m L \rho} - \frac{2e^{\beta_m L \rho}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,\rho,c}.$$

$$A_{m,1,c} = \frac{U_0 \cos(\mu_m(\Theta-0,5))}{M \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)} \left(1 - e^{\beta_m(2L_2-l)} \right) + \frac{2 \left(\Lambda_{m,2,c} e^{\beta_m(L_2-l)} + \Lambda_{m,1,c} e^{\beta_m(L_1-l)} \right)}{M E F \beta_m \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)},$$

$$A_{m,1,c} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) = A_{m,2,c},$$

$$E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,1,c} \left(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)} \right) + \frac{2e^{\beta_m(L_1-l)}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,1,c} \right) \beta_m \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) + p_{\Theta,I} = 0.$$

Отримані співвідношення дозволяють знайти у замкненому вигляді вирази для визначення невідомих сталих інтегрування

$$U_0 = - \frac{M p_{\Theta,I} + \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) \left(\zeta_{m,2,c} \left(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)} \right) + \zeta_{m,1,c} \left(e^{\beta_m l} - e^{2\beta_m L_2} \right) \right)}{\left(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)} \\ \frac{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5))^2 \beta_m \left(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)} \right) \left(1 - e^{\beta_m(2L_2-l)} \right)}{\left(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)},$$

$$A_{m,1,c} = \frac{U_0 \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))}{M \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)} \left(1 - e^{\beta_m(2L_2-l)} \right) + \frac{2(\zeta_{m,2,c} + \zeta_{m,1,c})}{M E F \beta_m \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)},$$

$$A_{m,2,c} = A_{m,1,\varpi} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), B_{m,\rho,c} = A_{m,\rho,c} e^{2\beta_m L \rho} - \frac{2e^{\beta_m L \rho}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,\rho,c},$$

$$\text{де } \zeta_{m,2,c} = \Lambda_{m,2,c} e^{\beta_m(L_2-l)}; \zeta_{m,1,c} = \Lambda_{m,1,c} e^{\beta_m(L_1-l)}.$$

Вище розглянуто випадок, коли для обох кінців каната задані або закони переміщень, або закони розподілу сил поміж тросами.

2.3 Граничні умови, завдані законами розподілу переміщень на першому кінці каната та сил розтягування тросів на другому.

Будемо вважати, що задано переміщення на межі першої та сили на границі другої ділянки. В цьому випадку маємо систему рівнянь

$$u_{i,\rho,\varpi} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$p_{i,\rho,\varpi} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$p_{\Theta,1,\varpi} = -p_{\Theta,I}, A_{m,1,n} e^{\beta_m L_1} + B_{m,1,n} e^{-\beta_m L_1} = \frac{2}{M} \Lambda_{m,1,n},$$

$$A_{m,2,c} e^{\beta_m L_2} - B_{m,2,c} e^{-\beta_m L_2} = \frac{2}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,2,c}.$$

Після перетворень маємо вирази для визначення невідомих сталих інтегрування

$$U_0 = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) 2 \left(e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} \left(1 - \frac{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l}}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}} \right) \right) - \frac{M p_{\Theta,I}}{E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \frac{2 \left(e^{2\beta_m(L_2-l)} - 1 \right) \left(e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1 \right)}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}} - \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) 2 \frac{\left(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l} \right) e^{\beta_m(L_2-l)} \Lambda_{m,2,c}}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)} E F \beta_m} - \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \frac{2 \left(e^{2\beta_m(L_2-l)} - 1 \right) \left(e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1 \right)}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}}},$$

$$A_{m,1,\varpi} = \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \frac{\left(e^{\beta_m(2L_2-l)} - e^{\beta_m l} \right)}{\left(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)} \right)} +$$

$$+ \frac{2}{M \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)} \right)} \left(e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} + \frac{e^{\beta_m(L_2-l)}}{E F \beta_m} \Lambda_{m,2,c} \right),$$

$$A_{m,2,\varpi} = A_{m,1,\varpi} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)),$$

$$B_{m,1,n} = \frac{2e^{\beta_m L_1}}{M} \Lambda_{m,1,n} - A_{m,1,n} e^{2\beta_m L_1},$$

$$B_{m,2,c} = A_{m,2,c} e^{2\beta_m L_2} - \frac{2e^{\beta_m L_2}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,2,c}.$$

2.4 Граничні умови, завдані законами розподілу сил на першому та переміщенях на другому кінцях каната.

Для цього випадку маємо наступні співвідношення – систему рівнянь

$$u_{i,\rho,\varpi} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$p_{i,\rho,\varpi} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$p_{\Theta,1,\varpi} = -p_{\Theta,1},$$

$$u_{i,\rho,n} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,n} e^{\beta_m L_\rho} + B_{m,\rho,n} e^{-\beta_m L_\rho} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) =$$

$$= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{\rho nm} \cos(\mu_m(i-0,5)),$$

$$p_{i,\rho,c} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho,c} e^{\beta_m L_\rho} - B_{m,\rho,c} e^{-\beta_m L_\rho} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) =$$

$$= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{m,\rho,c} \cos(\mu_m(i-0,5)).$$

Після перетворень маємо аналітичне розв'язання математичної моделі НДС плоского гумотросового каната підйомного гірничого комплексу

$$U_0 = - \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) \left(\frac{e^{\beta_m (L_1 - l)}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,1,c} + \lambda_m \right) + \frac{M p_{\Theta, I}}{E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m (L_2 - l)}) (e^{\beta_m l} - e^{\beta_m (2L_1 - l)})}{(e^{\beta_m (2L_1 - l)} + e^{\beta_m (2L_2 - l)})}},$$

$$\text{де } \lambda_m = \frac{(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m (2L_1 - l)}) \left(e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} + \frac{e^{\beta_m L_1}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,1,c} \right)}{(e^{2\beta_m L_1} + e^{2\beta_m L_2})},$$

$$A_{m,1,\varpi} = \frac{2 \left(e^{\beta_m (L_2 - l)} \Lambda_{m,2,n} + \frac{e^{\beta_m (L_1 - l)}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,1,c} \right)}{M (e^{\beta_m (2L_1 - l)} + e^{\beta_m (2L_2 - l)})} +$$

$$+ \frac{U_0 (1 + e^{2\beta_m (L_2 - l)})}{M (e^{\beta_m (2L_1 - l)} + e^{\beta_m (2L_2 - l)})} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)),$$

$$A_{m,2,\varpi} = A_{m,1,\varpi} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)),$$

$$B_{m,1,c} = A_{m,1,c} e^{2\beta_m L_1} - \frac{2e^{\beta_m L_1}}{\beta_m M E F} \Lambda_{m,1,c},$$

$$B_{m,2,n} = \frac{2e^{\beta_m L_2}}{M} \Lambda_{m,2,n} - A_{m,\rho,n} e^{2\beta_m L_2}.$$

Отримані залежності дозволяють для відомої конструкції каната, за відомим місцем розташування ушкодженого троса, зусиллям, що сприймалося цим тросом до його руйнування, визначати напружено-деформований стан каната підйомної машини з ушкодженим тросом. Зусилля розтягування тросів каната, зумовлені відхиленнями та поворотами посудини в стволі шахти з відхиленням армування, визначені в роботі вище.

Механіка деформування та отримані залежності показують, що основним наслідком руйнування троса є утворення зазору поміж створеними кінцями троса в перерізі його руйнування. Його величина залежить від граничних умов (параметрів $\Lambda_{m,1,\varpi}$) та від відстаней від перерізу розриву до кінців каната. Величини

утворених зазорів зменшуються зі зростанням відстані від перерізу руйнування тросів до границь тягового органа, що розглядається.

Лінійний закон деформування гумотросового каната дозволяє часткове ушкодження троса, наприклад розрив його стренги, розглядати як суму двох станів. Одним станом є стан каната, в якому трос в перерізі розриву зруйновано, другим – стан з цілим тросом. Перший забезпечує передачу частини навантаження, що відповідає частці втрати його тягової спроможності, другий – решту навантаження.

2.5 Особливі випадки граничних умов деформування каната.

В загальному випадку переміщення тросів, внутрішні сили їх навантажень, можуть приймати безліч значень. Безмежна кількість значень зумовлює безліч можливих граничних умов. Розглянемо деякі особливі їх випадки. Такими випадками будемо вважати випадки, коли троси не навантажені або відсутнє викривлення перерізу каната. Відповідно маємо два варіанти значень невідомих сталих у виразах (1) для значень сил та переміщень тягових елементів армування. У разі відсутності зусиль на границях ділянок каната маємо

$$U_0 = - \frac{Mp_{\Theta, I}}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 - e^{2\beta_m(L_1-l)})(1 - e^{2\beta_m(L_2-l)})}{e^{2\beta_m(L_1-l)} - e^{2\beta_m(L_2-l)}}},$$

$$A_{m,1} = \frac{U_0 \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))}{Me^{\beta_m l} \left(1 - \frac{e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)}}{e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_2-l)}} \right)}, \quad A_{m,2} = A_{m,1} \left(\frac{1 - e^{2\beta_m(L_1-l)}}{1 - e^{2\beta_m(L_2-l)}} \right),$$

$$B_{m,\rho} = A_{m,\rho} e^{2\beta_m L_\rho}.$$

У випадку відсутності викривлень або поворотів границь ділянок каната, маємо отримані вище залежності. Відповідно до принципу Сен-Венана, локальні збурення призводять до локального НДС каната. За умови значних відстаней між перерізом ушкодження троса та границями ділянок, відповідні ділянки можна вважати безмежно довгими. У разі безмежно довгої першої ділянки слід приймати $B_{m,1,\varpi} = 0$. За безмежно довгої другої – $A_{m,2,\varpi} = 0$.

У випадку безмежно довгих обох ділянок величина l (координата перерізу з ушкодженням тросу) мала. Її можна прийняти рівною нулю, а переріз розриву – площиною симетрії. Симетричність напружено-деформованого стану дозволяє розв'язок задачі шукати лише для однієї ділянки в наступній формі

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i - 0,5)) + \frac{P_{\Theta, I}}{E F} x + \varepsilon,$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} -B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) E F + p_{\Theta, I},$$

$$\sum_{m=1}^{M-1} B_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \varepsilon =$$

$$= U_0 \left(\frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (i - 0,5)) \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) + \frac{1}{M} \right),$$

де $U_0 = \frac{p_{\Theta, I}}{2 E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \beta_m}$; $B_m = \frac{2}{M} U_0 \cos(\mu_m (\theta - 0,5))$; $\varepsilon = \frac{U_0}{M}$.

Висновки. Для можливості визначення величини втрати тягової спроможності плоского гумотросового каната побудовано узагальнене аналітичне рішення для випадку сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского тягового органа та конструктивних параметрів шахтної підйомної машини, відхилень армування ствола від проектних значень.

Отримані в загальному вигляді, у замкненій формі аналітичні вирази дозволяють визначати додаткові внутрішні сили навантаження тросів каната, максимальні значення коефіцієнтів концентрації напружень в тросах каната, що знаходиться під впливом зовнішніх чинників, у разі розриву одного з тросів.

Отримані алгоритми та метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната надають можливість за відомого стану каната підйомної установки враховувати вплив розриву троса, визначати напружено-деформований стан каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як технічний стан машини та напрямних посудини.

Можливість встановлення напружено-деформованого стану каната, зумовленого розривами різних тросів, в різних перерізах, дозволяє обґрунтовано визначати можливість подальшої експлуатації підйомної установки в шахтних стовбурах з порушеною геометрією, включно і після аварій та техногенних катастроф.

Перелік посилань

1. Бельмас, И.В., Колосов, Д.Л., Танцура, А.И., & Конох, Ю.В. (2009). Исследование влияния порыва тросовой основы на прочность каната ступенчатой конструкции. *Необратимые процессы в природе и технике: Материалы науч. конф. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2, 255-257.
2. Kolosov, D., Dolgov, O., Bilous, O., & Kolosov, A. (2015). The stress-strain state of the belt in the operating changes of the burdening conveyor parameters. *Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, 585-590.
3. Коханенко, Ю.В., Ясінський, В.В., & Царипа, І.М. (2001). Дослідження залежності протяжності крайового ефекту в шаруватому композиті з трансверсально-ізотропним наповнювачем від механічних характеристик. *Проблеми прочності*, (4), 127-137.

4. Колосов, Л.В., & Бельмас, И.В. (1981). Применение электрических моделей для исследования композитных материалов. *Механика композитных материалов*, (1), 115-119.
5. Дария, З.С. (2013). Численная методика определения эффективных характеристик однонаправленно армированных композитов. *Вісник Національного технічного університету ХПІ*. Сер.: Динаміка і міцність машин, (58), 71-77.
http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPIPress/8603/1/vestnik_NPI_2013_58_Dariya_Za_de_Chislennaya.pdf
6. Волоховский, В.Ю., Радин, В.П., & Рудяк, М.Б. (2010). Концентрация усилий в тросах и несущая способность резинотросовых конвейерных лент с повреждениями. *Вестник МЭИ*, (5), 5-12.
7. Бельмас, И.В. (1993). Напряженное состояние резинотросовой ленты при произвольном повреждении тросов. *Проблемы прочности и надежности машин*, (6), 45-48.
8. Колосов, Л.В., & Бельмас, И.В. (1990). Исследование прочностных характеристик образцов поврежденных резинотросовых лент. *Известия вузов. Горный журнал*, (8), 81-84.
9. Belmas, I., Kolosov, D., & 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. <http://eprints.oa.edu.ua/id/eprint/6346>
10. Колосов, Л.В., & Бельмас, И.В. (1990). Анализ схем стыковых соединений резинотросовых лент. *Известия вузов. Горный журнал*, (2), 83-85.
11. Левченя, Ж.Б. (2004). *Повышение надежности стыковых соединений конвейерных лент на горнодобывающих предприятиях: На примере РУП "ПО "Беларуськалий": (диссертация ... кандидата технических наук: 05.05.06)*.
12. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., Onyshchenko, S. (2018). Stress-strain state of a conveyor belt with cables of different rigidity and their breakages. *Fundamental and applied researches in practice of leading scientific schools*, 26(2), 231-238.
13. Бельмас, И.В., & Бобильова, И.Т. (2012). Вплив поривів елементів армування на міцність плоского тягового органу. *Les problemes contemporains de la technosphere et de la formation des cadres d'ingenieurs. Proceedings of the 6th International Scientific and Methodical Conference*, 88-91.
14. Бельмас, И.В., & Колосов, Д.Л. (2017). Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією барабана підйомної машини. *Збірник наукових праць Національного гірничого університету*, (50), 163-170.
<http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/151354>
15. Колосов, Д.Л., & Білоус, О.І. (2016). Напружено-деформований стан гумотросового каната трубчастої форми з ушкодженням тросом замка. *Гірничя електромеханіка та автоматика*, (97), 99-103.
16. Танцура, Г.І. (2010). *Гнучкі тягові органи в машинобудуванні. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок: монографія*. Дніпродзержинськ: ДДТУ.

АННОТАЦИЯ

Цель. Разработка и обоснование метода аналитического определения напряженно-деформированного состояния плоского резинотросового каната шахтной подъемной машины с учетом влияния комплекса внешних факторов, включая такие, как техническое состояние машины и направляющих сосуда и потеря тяговой способности каната, обусловленная разрывами целостности тросов.

Методика исследования заключается в разработке математической модели напряженно-деформированного состояния резинотросового каната шахтной подъемной машины с учетом влияния комплекса факторов и разрывов тросовой основы и построении аналитических решений для различных граничных условий деформирования каната.

Результаты исследования. Установлено напряженно-деформированное состояние подъемного резинотросового каната при взаимодействии с механической системой «подъемный сосуд – армировка» в шахтных стволах с нарушенной геометрией. Полученные в общем виде, в замкнутой форме аналитические выражения позволяют определять дополнительные внутренние силы сопротивления тросов каната, максимальные значения коэффициентов концентрации напряжений в тросах каната, который находится под влиянием внешних факторов, в случае разрыва одного из тросов. Для возможности определения величины потери тяговой способности плоского резинотросового каната построено аналитическое решение для случая совместного влияния повреждений тяговых элементов плоского тягового органа и конструктивных параметров подъемно-транспортной машины, отклонений армировки ствола от проектных значений.

Научная новизна заключается в установлении и комплексном учете зависимостей формирования, перераспределения и изменения напряженно-деформированного состояния подъемного резинотросового каната с учетом совместного влияния повреждений тяговых элементов плоского композитного тягового органа и конструктивных параметров шахтной подъемной машины и отклонений армировки ствола от вертикали.

Практическое значение. Полученные алгоритмы и метод определения напряженно-деформированного состояния плоского резинотросового каната дают возможность к известному состоянию каната подъемной установки добавлять влияние разрыва троса, определять напряженно-деформированное состояние каната под влиянием комплекса факторов, включая такие, как техническое состояние машины и направляющих сосуда. Возможность установления напряженно-деформированного состояния каната, обусловленного разрывами разных тросов, в разных сечениях, позволяет обоснованно определять возможность дальнейшей эксплуатации подъемной установки в шахтных стволах с нарушенной геометрией, включая и после аварий и техногенных катастроф.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, плоский резинотросовый канат, математическая модель, граничные условия, напряженно-деформированное состояние, факторы воздействия, разрыв тросовой основы, комплексный учет, метод расчета.

ABSTRACT

Purpose. Development and justification of a method of analytical determination of a stress-strain state of a flat rubber-cable rope of a mine hoisting machine considering the influence of multiple external factors, including such as technical condition of a machine and vessel guides, and loss of rope tractive capacity caused by cable breakages.

Methodology of research is to develop a mathematical model of a stress-strain state of a rubber-cable rope of a mine hoisting machine considering the influence of multiple factors and cable base breakages and construction of analytical solutions for different boundary conditions of rope deformation.

Findings. A stress-strain state of a hoisting rubber-cable rope during interaction with a mechanical system "hoisting vessel – reinforcement" in mine shafts with disturbed geometry is established. Analytical expressions, obtained in a general, closed form allow determining additional internal resistance forces in rope cables, maximum values of stress concentration coefficients in rope cables, for a rope under the influence of external factors, in a case of breakage of one of the cables. An analytical solution is constructed for a possibility to determine the magnitude of tractive capacity loss by the flat rubber-cable rope for a case of joint influence of damage to tractive cables of the flat tractive

element and design parameters of a hoisting machine, and deviations of a shaft reinforcement from the design values.

Scientific novelty is in establishment and comprehensive consideration of dependencies of formation, redistribution and change of a stress-strain state of a hoisting rubber-cable rope, considering the joint influence of damage to tractive cables of a flat composite tractive element and design parameters of a mine hoisting machine, and deviations of a mine shaft from the vertical.

Practical significance. The obtained algorithms and the method of determining a stress-strain state of a flat rubber-cable rope provide a possibility to add the influence of a cable breakage to the known condition of a hoisting installation rope. They also provide a possibility to determine a stress-strain state of a rope under the influence of multiple factors, including technical condition of a hoist and vessel guides. A possibility to establish a stress-strain state of a rope due to breakages of different cables in different cross-sections allows reasonable determination of a possibility of further operation of a hoisting installation in mine shafts with disturbed geometry, including after accidents and technogenic disasters.

Keywords: *mine hoisting machine, flat rubber-cable rope, mathematical model, boundary conditions, stress-strain state, factors of influence, cable base breakage, comprehensive consideration, calculation method.*