

УДК [622.673+622.647]:539.4

© Д.Л. Колосов, В.І. Самуся, О.І. Білоус, І.Т. Бобильова

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПЛОСКОГО ТЯГОВО-НЕСУЧОГО ОРГАНА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ КОМПЛЕКСУ ЧИННИКІВ

© D. Kolosov, V. Samusia, O. Bilous, I. Bobylova

STRESS-STRAIN STATE OF A FLAT TRACTIVE-BEARING ELEMENT OF LIFTING AND TRANSPORTING MACHINE CONSIDERING AN INFLUENCE OF A COMPLEX OF FACTORS

Мета. Розробка методу розрахунку плоского гумотросового тягово-несучого органа з урахуванням комплексу чинників, що впливають на його напружено-деформований стан.

Методика дослідження полягає у встановленні напружено-деформованого стану плоского гумотросового тягового-несучого органа підйомно-транспортної машини з урахуванням впливу різних чинників, який може бути визначений за принципом суперпозиції як сума окремих станів за умови забезпечення незмінності граничних умов при їх складанні.

Результати дослідження. Досліджено механізм локального впливу різноманітних чинників на напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органа. Отримані результати дозволяють визначати умови прийнятності гіпотези про незалежність дії різних чинників збурень напружено-деформованого стану гумотросового тягового органа з урахуванням його конструкції та механічних параметрів складових елементів. Розроблений метод комплексного урахування впливу різноманітних чинників, включно розривів елементів армування тягового органа, конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування ствола від вертикалі, дозволяє визначати втрату тягової спроможності гнучкого тягового органа в процесі його експлуатації.

Наукова новизна полягає у встановленні та комплексному врахуванні залежностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану плоских канатів та стрічок від їх конструктивних параметрів та параметрів робочих органів машин в процесі їх експлуатації для обґрунтування єдиної технології створення та інженерної підтримки експлуатації підйомно-транспортних машин з плоскими тягово-несучими органами.

Практичне значення. Відомі показники напружено-деформованого стану тягового-несучого органа в процесі його експлуатації та можливість прогнозування його змін внаслідок технічного зносу обладнання, дозволяють обґрунтовано підходити до планування ремонтів, визначення впливу запропонованих для реалізації під час ремонту технічних рішень, включно і реконструкції підйомно-транспортної машини. Наведені результати мають бути враховані при проектуванні і експлуатації підйомно-транспортних машин з плоскими тягово-несучими органами.

Ключові слова: підйомно-транспортна машина, плоский тягово-несучий орган, напружено-деформований стан, чинники впливу, комплексне урахування, принцип суперпозиції, метод розрахунку.

Вступ. Плоскі гумотросові канати та стрічки використовуються як тягово-несучі органи підйомно-транспортних машин. Їх напружений стан, запас міцності залежать від взаємодії з елементами машини. В процесі експлуатації ма-

шини характер взаємодії може змінюватися. Так, відхилення форми твірної барабана від прямої лінії, відхилення осі барабана (шків) від горизонталі, відхилення системи спрямовування руху кабіни ліфта або посудини шахтної підйомної машини від проектного, призводять до локального нерівномірного розподілу навантаження каната поміж його тросами.

При експлуатації підйомно-транспортної машини можливі пориви тросів каната (стрічки). Переріз каната з ушкодженим тросом рухається відносно машини. Зони перерозподілу напружень, зумовлені різними чинниками та поривами тросів, можуть накладатися одне на одне. Максимальні напруження, реальні запаси міцності змінюються. Встановлення значень максимальних напружень в канаті дозволяє об'єктивно визначати допустимі сумісні відхилення параметрів окремих вузлів машини від проектних, забезпечувати безпеку її використання.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Питання впливу на міцність гумотросового каната поривів його тросів, конструкції підйомно-транспортної машини, відхилень, включно і через знос, окремих параметрів вузлів підйомно-транспортних машин, розглядалося в багатьох роботах [1-10]. В них не розглядалася залежність напруженого стану гумотросового тягового органа від сумісної дії пошкоджень його тягових елементів та конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування ствола від вертикалі.

Методи розрахунку плоского гумотросового каната, на який діє комплекс чинників, що впливають на його напружено-деформований стан (НДС), відсутні. Розробка такого методу – *актуальна науково-технічна задача*. Її розв'язання дозволить визначати втрату тягової спроможності гумотросового каната з урахуванням конструктивних особливостей та технічного стану елементів підйомної установки.

Основний зміст роботи. Запаси міцності канатів, стрічок конвеєрів значні. Як правило, вони більші за п'ять. Тягові елементи деформуються в межах лінійного закону Гука. Це дозволяє окремо розв'язати задачі визначення напружено-деформованого стану, зумовленого конструкцією та технічним станом машини. Водночас, розрив тросу призведе не лише до часткової втрати тягової спроможності, а і до зміни конструкції каната. В перерізі пориву тросів їх кількість зменшується. Складати два напружено-деформованих стани каната, навіть з локально різною конструкцією, не коректно.

На розв'язання першої задачі зупинятися не будемо. Будемо вважати, що з неї нам відоме внутрішнє зусилля в ушкодженому тросі та граничні умови навантаження кінців каната. В другій задачі визначимо розподіл сил та деформацій, зумовлених зменшенням до нуля сили, що діяла на трос до його руйнування. Таку зміну змоделюємо прикладанням сил до країв троса, утворених його розривом. Сили приймемо рівними та протилежно спрямованими силі, що діяла на трос до розриву. Граничні умови залишимо незмінними. Незмінними будемо вважати і сумарне зусилля, прикладене до каната. Нормальним перерізом, що проходить крізь порив, розділимо канат на дві частини. В межах кожної з утво-

рених частин конструкція каната незмінна. Умову зменшення до нуля внутрішньої сили опору троса в перерізі його ушкодження відтворимо в умові сумісності деформування двох частин.

Побудуємо рішення в загальному вигляді. Розглянемо канат довільної довжини та складеним з M тросів. Віднесемо його до осі координат, паралельній канату. 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 відомі розподіли переміщень тягових елементів або сил, які на них діють. Відповідно, в перерізі $x = L_1$ можлива реалізація двох типів граничних умов: розподіл переміщень тросів (кінематичні умови) або розподіл сил їх розтягу (природні умови). Врахуємо дискретну конструкцію каната. Прийmemo, що закони розподілу переміщень або сил задані дискретними законами $f_{1n}(i)$ та $f_{1c}(i)$. Аналогічно, в перерізі $x = L_2$ вказані розподіли описані законами $f_{2n}(i)$ та $f_{2c}(i)$. При цьому можливо завдання для протилежних країв як кінематичних, так і природних умов. Тобто можливі комбінації граничних умов.

Врахуємо поділ каната на дві частини. Їм надамо номери 1 та 2. Умови деформування та розподілу сил поміж тросами у відрізьку залежать від граничних умов його деформування. Для позначення граничних умов заданих для відрізьку розподілом сил застосуємо літеру c . Для позначення дії кінематичних граничних умов використаємо літеру n .

Для компактності запису позначенням сил розтягування тросів, їх переміщень, дотичних розподілених сил, що виникають в гумових прошарках, 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 (другий) стан не повинен змінювати умови на границях $x = L_1$ та $x = L_2$. Рішення для вказаних ділянок прийmemo у наступній формі [1]

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

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

де $u_{i,\rho,\varpi}$, $P_{i,\rho,\varpi}$ – 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 відрізьку; ϖ – показчик характеру граничних умов, приймає значення n та c відповідно для випадку завдання кінематичних умов або природних граничних умов; де u_i – переміщення i -того тросу вздовж каната (осі x); 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 зсуву;

$\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; E, F – відповідно, приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса.

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

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

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

$$p_{\Theta,1,\varpi} = -p_{\Theta,I},$$
(3)

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

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

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m (i - 0,5)).$$
(4)

Умови сумісності деформування ділянок дозволяють отримати $2(M-1)$ співвідношень чотирьох сталих з однаковими індексами $1 \leq m < M$

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

$$A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} - A_{m,2,\varpi} e^{\beta_m l} = \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)).$$
(6)

Пара розподілів навантажень або переміщень тросів каната в перерізах $x = L_1$ та $x = L_2$ дозволяють отримати ще $2(M-1)$ співвідношень. Вказані співвідношення становлять $M-1$ систему четвертого порядку. Замикає ці системи рівнянь умова рівності нулю сил, прикладених до країв утворених розривом троса

$$E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} - B_{m,1,\varpi} e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) + p_{\Theta,I} = 0.$$
(7)

Різні форми граничних умов, призводять до різних значень шуканих невідомих сталих. Нехай відомий закон розподілу переміщень тягових елементів $f_{\rho n}(j)$ з номерами j , що становлять множину J . В такому випадку переміщення на відрізок мають наступний вигляд

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

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

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, коли ρ відповідає одиниці та двійці) $M-1$ співвідношення двох m -тих сталих

$$B_{m,\rho,n} = \frac{2e^{\beta_m L_\rho}}{M} \Lambda_{m,\rho,n} - A_{m,\rho,n} e^{2\beta_m L_\rho}. \quad (9)$$

Відповідно, рішення системи рівнянь

$$U_0 = - \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \left[\chi_{m,n} - e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} \right] \beta_m \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) + \frac{P\Theta, I}{M E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5))^2 \beta_m \left(e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1 \right) \left(1 + \frac{e^{2\beta_m l} + e^{2\beta_m L_1}}{e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1}} \right)}, \quad (10)$$

де $\chi_{m,n} = \frac{\left(e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} - e^{\beta_m L_1} \Lambda_{m,1,n} \right) \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l} \right)}{\left(e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1} \right)}, \quad (11)$

$$A_{m,2,n} = \frac{2}{M} \frac{e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} - e^{\beta_m L_1} \Lambda_{m,1,n}}{e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1}} +$$

$$+ \frac{U_0 \left(e^{2\beta_m l} + e^{2\beta_m L_1} \right)}{M \left(e^{\beta_m(2L_2+l)} - e^{\beta_m(2L_1+l)} \right)} \cos(\mu_m(\Theta-0,5)), \quad (12)$$

$$B_{m,1,n} = 2 \frac{e^{\beta_m L_1}}{M} \Lambda_{m,1,n} - A_{m,1,n} e^{2\beta_m L_1}, \quad (13)$$

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

$$B_{m,2,n} = 2 \frac{e^{\beta_m L_2}}{M} \Lambda_{m,2,n} - A_{m,2,n} e^{2\beta_m L_2}. \quad (15)$$

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

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

$$\text{де } \Lambda_{m,\rho,c} = \sum_{j \in J} f_{\rho c}(j) \cos(\mu_m (j - 0,5)). \tag{17}$$

Звідки, як і у попередньому випадку маємо співвідношення

$$B_{m,\rho,c} = A_{m,\rho,c} e^{2\beta_m L \rho} - \frac{2e^{\beta_m L \rho}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,\rho,c}. \tag{18}$$

Вирази для визначення невідомих сталих інтегрування

$$U_0 = - \frac{M p_{\Theta,I} + \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) \frac{2 \left(\zeta_{m,2,c} \left(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m (2L_1 - l)} \right) + \zeta_{m,1,c} \left(e^{\beta_m l} - e^{2\beta_m L_2} \right) \right)}{\left(e^{\beta_m (2L_1 - l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)}}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \beta_m \frac{\left(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m (2L_1 - l)} \right) \left(1 - e^{\beta_m (2L_2 - l)} \right)}{\left(e^{\beta_m (2L_1 - l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)}}, \tag{19}$$

$$\begin{aligned}
 A_{m,1,c} &= \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M \left(e^{\beta_m (2L_1 - l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)} \left(1 - e^{\beta_m (2L_2 - l)} \right) + \\
 &+ \frac{2 \left(\zeta_{m,2,c} + \zeta_{m,1,c} \right)}{M E F \beta_m \left(e^{\beta_m (2L_1 - l)} - e^{2\beta_m L_2} \right)},
 \end{aligned} \tag{20}$$

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

$$\text{де } \zeta_{m,2,c} = \Lambda_{m,2,c} e^{\beta_m (L_2 - l)}; \quad \zeta_{m,1,c} = \Lambda_{m,1,c} e^{\beta_m (L_1 - l)}. \tag{22}$$

Вище розглянуто випадок, коли для обох кінців каната задані або закони переміщень, або закони розподілу сил поміж тросами. Можлива і комбінація заданих граничних умов, наприклад задано переміщення на межі першої та сили на межі другої ділянки. В цьому випадку маємо

$$B_{m,1,n} = \frac{2e^{\beta_m L_1}}{M} \Lambda_{m,1,n} - A_{m,1,n} e^{2\beta_m L_1}, \tag{23}$$

$$B_{m,2,c} = A_{m,2,c} e^{2\beta_m L_2} - \frac{2e^{\beta_m L_2}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,2,c}. \tag{24}$$

Після розв'язання системи рівнянь маємо

$$U_0 = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) 2 \left(e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} \left(1 - \frac{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l}}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}} \right) \right) - \frac{M p_{\Theta, I}}{EF}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \frac{2 \left(e^{2\beta_m(L_2-l)} - 1 \right) \left(e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1 \right)}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}}}} \quad (25)$$

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

$$+ \frac{2}{M \left(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)} \right)} \left(e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} + \frac{e^{\beta_m(L_2-l)}}{EF \beta_m} \Lambda_{m,2,c} \right), \quad (26)$$

$$A_{m,2,\varpi} = A_{m,1,\varpi} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)). \quad (27)$$

Висновки. Отримані аналітичні рішення дозволяють визначати напружено-деформований стан гумотросового каната, зумовлений особливостями конструкції підйомної установки, її технічним станом, розривом тягових елементів каната. Відомий напружено-деформований стан каната підйомної машини створює умови для підвищення безпеки її експлуатації.

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, Ч. II, 255-257.
2. Zajczenko, W. (2013). Wpływ parametrów liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej na naprężenia i odkształcenia w powłoce gumowej na bębnie zawieszenia. *Bezpieczeństwo pracy urzędzeń transportowych w górnictwie: Materiały na konferencję.* Ustroń, Polska, 1-17.
3. Самуся, В.І., Колосов, Д.Л. (2014). Напружено-деформований стан каната з безмежною кількістю тросів при навантаженні розподіленим дотичним зусиллям. *Гірничі електромеханіка та автоматика*, (92), 104-109.
4. Бельмас, И. В., Перфильева, Ю. М., Данияров, Н. А., Карсакова А. Ж. (2013). Определение напряженно-деформированного состояния резиноканевоы ленты с отверстиями. *Труды Карагандинского гос. технич. ун-та*, (4), 60-64.

5. Zabolotny, K., Panchenko, Y. (2010). Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubber-rope cable. *New Techniques and technologies in Mining*, 223-229.
6. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., Білоус, О.І., Воробійова, О.М. (2017). Дослідження напруженого стану конвеєрної стрічки з тросами різної жорсткості. *Математичне моделювання*, 1(36), 73-77.
7. Блохин, С. Е., Колосов, Д. Л., Колосов, А. Л. (2009). Напряженно-деформированное состояние плоского резинотросового тягового органа на барабане. *Вісник ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна*, (30), 88-91.
8. 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. *New Developments in Mining Engineering: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining*, 585-590.
9. Колосов, Д. Л., Білоус, О. І. (2016). Напружено-деформований стан гумотросового каната трубчастій форми з ушкодженим тросом замка. *Гірнична електромеханіка та автоматика*, (97), 99-103.
10. 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.

АННОТАЦИЯ

Цель. Разработка метода расчета плоского резинотросового тягово-несущего органа с учетом комплекса факторов, влияющих на его напряженно-деформированное состояние.

Методика исследования заключается в установлении напряженно-деформированного состояния плоского резинотросового тягово-несущего органа подъемно-транспортной машины с учетом влияния различных факторов, которое может быть определено по принципу суперпозиции как сумма отдельных состояний при условии обеспечения неизменности граничных условий при их сложении.

Результаты исследования. Исследован механизм локального влияния различных факторов на напряженно-деформированное состояние плоского резинотросового тягового органа. Полученные результаты позволяют определять условия приемлемости гипотезы о независимости действия различных возмущающих факторов на напряженно-деформированное состояние резинотросового тягового органа с учетом его конструкции и механических параметров составных элементов. Разработанный метод комплексного учета влияния различных факторов, включительно разрывов элементов армирования тягового органа, конструктивных параметров подъемно-транспортной машины, отклонений армировки ствола от вертикали, позволяет определять потерю тяговой способности гибкого тягового органа в процессе его эксплуатации.

Научная новизна заключается в установлении и комплексном учете зависимостей формирования, перераспределения и изменения напряженно-деформированного состояния плоских канатов и лент от их конструктивных параметров и параметров рабочих органов машин в процессе их эксплуатации для обоснования единой технологии создания и инженерной поддержки эксплуатации подъемно-транспортных машин с плоскими тягово-несущими органами.

Практическое значение. Известные показатели напряженно-деформированного состояния тягово-несущего органа в процессе его эксплуатации и возможность прогнозирования его изменений вследствие технического износа оборудования, позволяют обоснованно подходить к планированию ремонтов, определению влияния предложенных для реализации во время ремонта технических решений, включительно и реконструкции подъемно-

транспортной машины. Приведенные результаты должны быть учтены при проектировании и эксплуатации подъемно-транспортных машин с плоскими тягово-несущими органами.

Ключевые слова: *подъемно-транспортная машина, плоский тягово-несущий орган, напряженно-деформированное состояние, факторы влияния, комплексный учет, принцип суперпозиции, метод расчета.*

ABSTRACT

Purpose. Development of a method of calculation of a flat rubber-cable tractive-bearing element, considering a complex of factors of influence that influences its stress-strain state.

Methodology is to establish a stress-strain state of a flat rubber-cable tractive-bearing element of a lifting and transporting machine, considering various factors of influence, which can be determined by the principle of superposition as a sum of individual states, in a case where boundary conditions remain unchanged when they are added up.

Findings. A mechanism of local influence of various factors on a stress-strain state of a flat rubber-cable tractive-bearing element is investigated. Obtained results allow determining acceptability conditions of a hypothesis of independence of action of various factors of perturbation of a stress-strain state of rubber-cable tractive element, considering its construction and mechanical parameters of constituent elements. The developed method of complex consideration of influence of various factors, including breakages of elements of reinforcement of a tractive element, the structural parameters of a lifting and transporting machine, deviations of a reinforcement of a shaft from vertical, allows determining the loss of tractive ability of a flexible tractive element during its operation.

Scientific novelty is in establishment and complex consideration of dependencies of formation, redistribution and change of a stress-strain state of flat ropes and belts from their structural parameters and parameters of executing elements of machines in a process of their operation, in order to justify the unified technology of creation and engineering support of operation of lifting and transporting machines with flat tractive-bearing elements.

Practical significance. Known indicators of a stress-strain state of a tractive-bearing element during its operation and a possibility of predicting its changes due to technical wear of the equipment allow reasonably approaching the planning of repairs, determining the influence of suggested solutions for implementation during repairs, including the reconstruction of a lifting and transporting machine. Given results should be considered when designing and operating lifting and transporting machines with flat tractive-bearing elements.

Keywords: *lifting and transporting machine, flat tractive-bearing element, stress-strain state, factors of influence, complex consideration, principle of superposition, method of calculation.*