

Рис. 2. Зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дросселя.

Выводы

Результаты теоретических исследований динамики пневмопружинного привода тормоза позволили сделать вывод о необходимости увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов пневмосистемы до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели к тормозному цилиндру. Одним эффективных путей из путей повышения быстродействия тормоза и реализации двухступенчатой характеристики приложения тормозного усилия является применение новых конструкций ускоряющих клапанов, что позволит обеспечить выполнение требований Правил безопасности в части холостого хода тормоза и допустимых замедлений при рабочем и предохранительном торможении.

Список литературы

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 – 1.01–05). – К.: Відлуння, 2005. – 398 с.
2. Правила технічної експлуатації вугільних шахт (СОУ 10.1 – 00185790 – 002 – 2005). – Київ: Мінвуглепром України. – 2005. – 353 с.
3. Самуся С.В. Анализ результатов экспериментальных исследований динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки / С.В. Самуся // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 83. – С. 118–126.
4. Ільїн С.Р. Дослідження взаємодії коливальних процесів в струні та виску каната при гальмуванні мобільної підйомної установки / С.Р. Ільїн, С.В. Самуся // Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2007. – №27. – С. 94–98.
5. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, В.Г. Калинин, В.Д. Коноплянов, Е.М. Курченко. – Донецк: Донеччина, 2009. – 672 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, доц. Колосовим Д.Л.

УДК 622.647.21:539.4

І.В. Бельмас, д-р техн. наук, І.Т. Бобильова

(Україна, Кам'янське, Дніпровський державний технічний університет)

Д.Л. Колосов, д-р техн. наук

(Україна, Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)

БЕЗСТИКОВА СТРІЧКА КОНВЕЄРНОГО ЖИВИЛЬНИКА

Анотація. Встановлено закономірності напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника та обґрунтовано метод її розрахунку. Отримані результати можуть бути використані в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.

Ключові слова: конвеєрний живильник, безстикового стрічка, еластична оболонка, жорсткий елемент армування, напружено-деформований стан, аналітичні залежності.

Анотація. Установлені закономірності напружено-деформованого стану безстыковой ленты конвейерного питателя и обоснован метод ее расчета. Полученные результаты могут быть использованы в инженерной практике при проектировании и эксплуатации подъемно-транспортных машин с гибкими тягово-несущими органами.

Ключевые слова: конвейерный питатель, безстыковая лента, эластичная оболочка, жесткий элемент армровки, напружено-деформованное состояние, аналитические зависимости.

Annotation. Obtained analytical dependences for determining the stress-strain state of the jointless belt of the conveyor feeder and justified the method of its calculation. The results may be taken into account in engineering practice when designing and operating lifting and transport machines with flexible pulling bodies.

Keywords: conveyor feeder, jointless belt, elastic shell, rigid reinforcement element, stress-strain state, and analytical dependences.

Вступ. В гірничо-металургійному виробництві використовують стрічкові живильники. Їх застосовують для безперервного і рівномірного вивантаження матеріалів з бункерів і завантаження машин безперервної дії або технологічного обладнання. Крім того, живильники застосовують у розвантажувальних і перевантажувальних вузлах конвеєрів. Робочий орган таких машин виконано у вигляді стрічки замкненої форми. Замкнену форму забезпечують шляхом з'єднання кінців відрізка стрічки. Термін роботи з'єднань, їх надійність значно менші за термін роботи та надійність стрічки [1, 2]. Використання стрічки живильника без стикового з'єднання дозволить уникнути зазначеного недоліку.

В загальному випадку живильники можуть бути обладнані гумотканиною або гумотросовою стрічкою. Гумотросові стрічки мають більшу жорсткість на розтяг. Пристрій натягнення гумотросової стрічки простіший. Створення стрічки живильника без стикового з'єднання вимагає розробки методу її розрахунку.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Стиконе з'єднання уявляє собою частину стрічки, в якій мають місце початки та кінці тросів стрічки, краї якої з'єднані. Кожен початок (кінець) троса, відповідно до принципу Сен-Венана, є джерелом локального збурення напружень. Зростання кількості таких джерел веде до зростання максимальних напружень в стрічці. Питанню визначення приведених механічних характеристик композитних матеріалів з системою паралельних елементів армування присвячена робота [3]. В публікаціях [4, 5] запропоновано алгоритм визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната з розірваним тросом на барабані з криволінійною твірною.

Аналіз відомих досліджень показав, що зменшення кількості перерізів закінчення (початку) тросів зменшує кількість джерел збурення напружено-деформованого стану стрічки. Конструкція стрічки з мінімальною кількістю кінців тросів та метод її розрахунку не розроблені. Мінімізувати кількість кінців тросів армування в стрічці можливо скороченням їх кількості до одного. Для забезпечення достатньої тягової спроможності стрічки без стикового з'єднання доцільно трос укласти у формі спіралі. Кількість кінців тросів буде мінімальною та становитиме два. Відповідно, встановлення закономірностей напружено-деформованого стану безстыковой стрічки конвеєрного живильника для обґрунтування методу її розрахунку, є **актуальною науково-технічною задачею**. Для розробки методу розрахунку такої конструкції стрічки живильника побудуємо та дослідимо модель взаємодії витків троса в ній.

Основний зміст роботи. Троси в стрічці укладені в еластичну оболонку. Розглянемо взаємодію витків троса в еластичній оболонці. Під дією сили, що передається від барабана стрічці, трос укладений по спіралі, деформується – подовжується. В межах робочих навантажень деформації стрічки будемо вважати прямо пропорційними напруженням.

Деформації троса змінні по його довжині. На кінцях тросу вони дорівнюють нулю. Змінні деформації троса зумовлюють різні переміщення суміжних витків спіралі. В еластичній оболонці виникають напруження зсуву.

Міцність стрічки визначається міцністю троса, кількістю витків його укладання в стрічку та характером розподілу сил поміж витками. Для зменшення жорсткості стрічки на згин доцільно використання тросів зменшеного діаметра. Достатню міцність стрічки заданої ширини можна забезпечити збільшенням витків (зменшенням кроку укладання) троса.

Крок укладання троса по гвинтовій лінії значно менший за діаметр витку. Малі значення кроку гвинтової лінії дозволяють розглядати витки як окремі незамкнені кільця, з'єднані поміж собою в перерізах розривів кілець. Деформації кілець з площини малі. Малі і різниці деформацій суміжних кілець зі своїх площин. Знехтуємо цими різницями. Прийемо, що еластична оболонка стрічки передає лише напруження зсуву, залежні від взаємного зміщення витків троса. Стрічку розглянемо як шарувату конструкцію з жорсткими та м'якими шарами.

З урахуванням прийнятих припущень, прийемо наступну фізичну модель стрічки. Система гнучких, лінійно пружних, регулярно розташованих в паралельних площинах кругових незамкнених елементів армування. Перерізи розриву кілець розташовані в одній радіальній площині. Два кінці кожного незамкненого, не крайнього кільця з'єднані з кінцями двох суміжних кілець. Кожен кінець кільця з'єднано лише з одним суміжним кільцем. З'єднання кінців кілець забезпечують рівність переміщень та рівність сил, що діють в кільцях. Кінці крайніх кілець, що не приєднані до суміжних, не навантажені. Їхні переміщення не обмежені. Під дією зовнішнього навантаження однаково змінюється радіус усіх кілець. Сума сил, які сприймають з'єднані кільця, дорівнює силі розтягу стрічки. Змінність внутрішньої сили, що виникає в тросах стрічки, призводить до взаємного зсуву кілець.

Віднесемо модель стрічки до кутової системи координат. Початок осі розташуємо в перерізі розриву кілець тросів стрічки. Кутову координату помножимо на радіус кілець армування та виразимо її через лінійну. Довжину стрічки будемо вважати більшою, ніж довжина ділянки локального збурення напружено-деформованого стану в області закінчення (початку) троса.

На живильнику стрічка взаємодіє з барабанами. На привідному барабані на неї діє сила з боку приводного барабана. Приймемо, що частина стрічки, з більшою кількістю витків тросу, навантажена силами розтягу. Інша приклеєна до барабана. Така схема навантаження дозволяє вважати стрічку плоскою, не враховувати її згин та тиск стрічки на барабан. Номери частин покажемо у вигляді верхніх індексів. Вздовж стрічки спрямуємо вісь x . Початок осі розташуємо в перерізі зміни кількості витків троса. Витки в першій частині позначимо номерами від 1 до $M + 1$. В другій – від 1 до M . Дослідимо вплив зміни конструкції стрічки та характеру її навантаження. Приймемо, що частини стрічки безмежні. На значній відстані від перерізу $x = 0$ зусилля розтягу та переміщення тросів стрічки ($1 \leq i \leq M$) мають бути рівними

$$x \rightarrow -\infty \quad P_i^{[1]} = P_{i\pm 1}^{[1]} \quad u_i^{[1]} = u_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad P_i^{[2]} = P_{i\pm 1}^{[2]} \quad u_i^{[2]} = u_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (1)$$

На межі частин ($x = 0$) мають місце умови сумісності деформування:

а) зусилля розтягу крайнього ($M + 1$) троса першої частини стрічки

$$P_{M+1}^{[1]} = 0; \quad (2)$$

б) зусилля розтягу тросів суміжних частин та їх переміщення попарно збігаються

$$P_i^{[1]} = P_i^{[2]}, \quad u_i^{[1]} = u_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M). \quad (3)$$

З першої частини виріжмо виток стрічки довжиною dx (рис. 1).

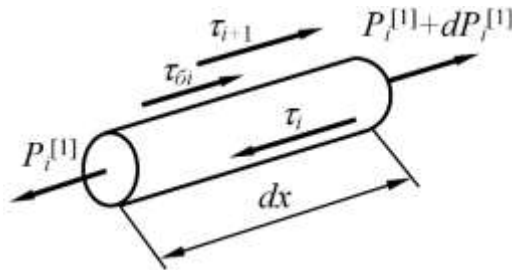


Рис. 1. Відрізок витка троса стрічки

Сформулюємо умову рівноваги відрізка троса довжиною dx

$$dP_i^{[1]} + d \cdot (\tau_{i+1} - \tau_i - \tau_{oi}) dx = 0, \quad (4)$$

де

$$\tau_i = \frac{G}{h} k_h [u_i - u_{i-1}]; \quad (5)$$

$$\tau_{oi} = \frac{G}{z} k_z [u_i - b]; \quad (6)$$

z – товщина гумової обкладинки стрічки; G – модуль зсуву матеріалу оболонки; h – відстань між витками троса; k_h, k_z – коефіцієнти, що враховують форму гуми між витками троса та між тросом й по-

верхню барабана; b – переміщення поверхні барабана як жорсткого тіла, його значення прийемо рівним нулю.

Підставивши (5) та (6) у формулу (4), маємо наступну залежність

$$\frac{dP_i^{[1]}}{dx} + \frac{Gd}{h} k_h (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) - \frac{Gd}{z} k_z u_i = 0. \quad (7)$$

Отримане рівняння прийнятне для всіх тросів за винятком крайніх. Для них рівняння має вигляд

$$\frac{dP_2^{[1]}}{dx} + \frac{Gd k_h}{h} (u_2^I - u_1^I) - \frac{Gd k_z}{z} u_2^I = 0, \quad (8)$$

$$\frac{dP_M^{[1]}}{dx} + \frac{Gd k_h}{h} (u_M^I - u_{M+1}^I) - \frac{Gd k_z}{z} u_M^I = 0. \quad (9)$$

Врахуємо характер деформування крайніх витків троса (8) – (9) та граничну умову (1). Прийемо наступну форму розв'язку системи рівнянь

$$u_i^{[1]} = \sum_{m=1}^M A_m^{[1]} e^{\beta_m^{[1]} x} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) + a^{[1]} x + b^{[1]}, \quad (10)$$

де $A_m^{[1]}$, $a^{[1]}$, $b^{[1]}$ – вектор невідомих та сталі диференціювання; $\beta_m^{[1]} = \sqrt{2 \frac{Gd k_h}{h E F} (1 - \cos(\mu_m^{[1]})) + \frac{Gd k_z}{z E F}}$.

$\mu_m^{[1]} = \frac{\pi m}{M+1}$; $E F$ – приведена жорсткість троса на розтяг.

Відповідно, зусилля розтягу троса

$$P_i^{[1]} = \left\{ \sum_{m=1}^M A_m^{[1]} e^{\beta_m^{[1]} x} \beta_m^{[1]} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) + a^{[1]} \right\} E F. \quad (11)$$

Друга ділянка стрічки не навантажена дотичними зусиллями, кількість тросів в ній менша. Вирази для деформацій та внутрішніх зусиль в тросах для цієї ділянки

$$u_i^{[2]} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + a^{[2]} x + b^{[2]}, \quad (12)$$

$$P_i^{[2]} = \left\{ - \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} e^{-\beta_m^{[2]} x} \beta_m^{[2]} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + a^{[2]} \right\} E F, \quad (13)$$

де $B_m^{[2]}$, $a^{[2]}$, $b^{[2]}$ – вектор невідомих та сталі диференціювання; $\beta_m^{[2]} = \sqrt{2 \frac{Gd}{h E F} k_h (1 - \cos(\mu_m^{[2]}))}$;

$\mu_m^{[2]} = \frac{\pi m}{M}$.

Прийемо, що до вільного кінця другої частини стрічки прикладена сила P . Вона врівноважена силами взаємодії стрічки з барабаном. Врахуємо умови (1). Прийемо, що загальне переміщення стрічки як твердого тіла відсутнє. Підставимо (10) – (13) в (1) та (2). Отримаємо значення окремих сталих деформування

$$b^{[1]} = b^{[2]} = a^{[1]} = 0, \quad a^{[2]} = \frac{P}{M E F}$$

та систему алгебраїчних рівнянь для визначення векторів сталих величин

$$\left\{ \begin{aligned} & \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{II} \cos\left(\frac{\pi m}{M}(i-0.5)\right) + \\ & + \sum_{m=1}^{M-1} A_m^I \left[\frac{\beta_m^I \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(M+0.5)\right)}{\beta_M^I \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(M+0.5)\right)} \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(i-0.5)\right) - \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(i-0.5)\right) \right] = 0, \\ & \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m^{II} B_m^{II} \cos\left(\frac{\pi m}{M}(i-0.5)\right) - \\ & - \sum_{m=1}^{M-1} A_m^I \beta_m^I \left[\frac{\cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(M+0.5)\right)}{\cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(M+0.5)\right)} \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(i-0.5)\right) - \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(i-0.5)\right) \right] = -\frac{P}{M E F}, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

де $A_M^I = -\sum_{m=1}^{M-1} A_m^I \frac{\beta_m^I \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(M+0.5)\right)}{\beta_M^I \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(M+0.5)\right)}$.

Система рівнянь (14) дозволяє визначити вектори невідомих та напружено-деформований стан стрічки. Для стрічки з параметрами, що відповідають стрічці типу ГТС-3150 виконані розрахунки переміщень витків троса з номерами i вздовж осі x в області взаємодії стрічки з барабаном та зміни кількості витків троса з чотирьох до трьох (рис. 2, а). Для порівняння на рисунку 2, б наведено графік деформацій аналогічного зразка стрічки, навантаженого силою розтягу P . На рисунках показані лише деформації, зумовлені перерозподілом зусиль поміж витками троса – без урахування значень останнього доданку в залежності (11) та (13).

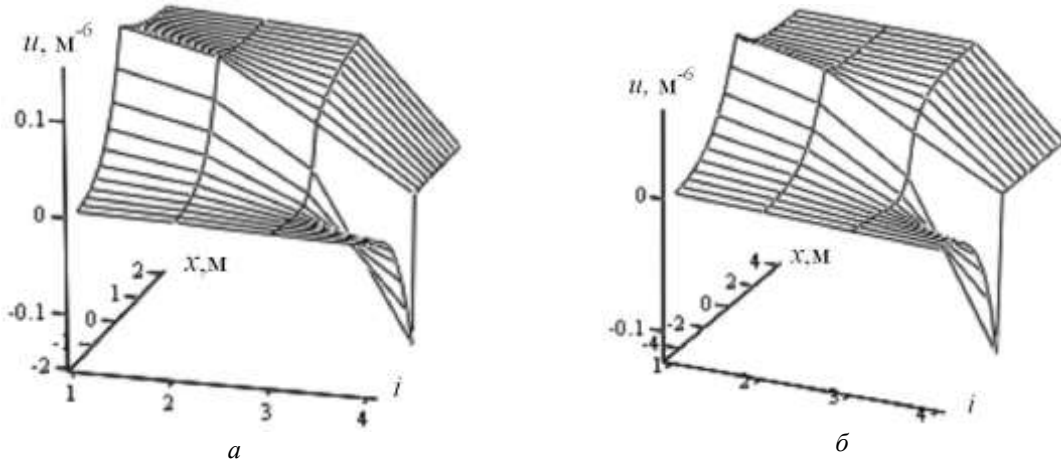


Рис. 2. Графіки переміщень u витків троса i вздовж осі x в області зміни кількості тросів в перерізі від чотирьох до трьох: a – з урахуванням взаємодії з барабаном; b – без урахуванням взаємодії з барабаном

З наведених рисунків видно незначну відмінність в характері деформування перерізів стрічки. Вказане свідчить про те, що передача тягового зусилля стрічці барабаном несуттєво впливає на її напружено-деформований стан. Переміщення витків троса на незначній відстані від перерізу $x = 0$ практично збігаються – виконуються умови рівності переміщень при безмежній довжині стрічки. Вказане показує допустимість прийнятого вище припущення про безмежну довжину стрічки. Вираз (13) дозволяє сформулювати умову міцності стрічки

$$P_{max} = \frac{P}{M} - \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} \beta_m^{[2]} \cos\left(\pi m \left(1 - \frac{1}{2M}\right)\right) E F \leq [P],$$

де $[P]$ – допустима сила розтягу троса армування стрічки.

Відома умова міцності дозволяє підбрати стрічку для живильника.

Висновки. Встановлено закономірності напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника, що дозволило обґрунтувати метод її розрахунку. Безстикова стрічка конвеєрного живильника повинна мати елемент армування гвинтової форми, укладений в еластичну оболонку. Сформульована умова міцності троса армування стрічки дозволяє обґрунтовано підбрати її конструкцію для живильника.

Отримані результати можуть бути використані в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.

Список літератури

1. Прушак В.Я. Численная оценка долговечности соединений резинотросовых конвейерных лент / В.Я. Прушак, О.Л. Миранович // Вестник БНТУ. – 2008. – № 1. – С. 35-38.
2. [Волоховский В.Ю.](#) Концентрация усилий в тросах и несущая способность резинотросовых конвейерных лент с повреждениями / В.Ю. [Волоховский](#), В.П. [Радин](#), М.Б. Рудяк // [Вестник МЭИ](#). – 2010. – № 5. – С. 5-12.
3. Дария заде С. Численная методика определения эффективных характеристик однонаправленно армированных композитов / С. Дария заде // Вісник НТУ «ХП». – 2013. – № 58. – С. 71-77.
4. Бельмас І.В. Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією барабана підйомної машини / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов // Збірник наукових праць НГУ. – 2017. – № 50. – С. 163-170.
5. Бельмас І.В. Вплив поривів елементів армування на міцність плоского тягового органу / І.В. Бельмас, І.Т. Бобильова // [Les problemes contemporains de la technosphere et de la formation des cadres d'ingenieurs](#). VI Conference internationale scientifique et methodique – Donetsk, 2012. – P. 88-91.

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