

УДК 621.867.2

Суглобов В.В.¹, Ракша С.В.², Гринько П.А.³

Приазовський державний технічний університет

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка

В. Лазаряна

ООО «Метінвест Холдинг»

БАРАБАН СПЕЦІАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ДЛЯ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Вступ. Під час переміщення по роликкоопорах конвеєрна стрічка може сходити в сторону від прямолінійного напрямку руху. Таке бокове зміщення стрічки відбувається внаслідок ряду причин, основними серед них є: відхилення геометричних осей барабанів і опорних роликів від проектного положення, пов'язані з неточностями виготовлення і монтажу.

Зміщення стрічки від центральної подовжньої осі траси є суттєвою проблемою і однією із причин простоїв конвеєрного обладнання, втрат транспортованого вантажу, зменшення термінів служби стрічки і, як наслідок, приводить до зниження ефективності транспортних комплексів. На практиці більше третини простоїв конвеєрів є наслідком саме бокового сходу стрічки [1-5].

Відомі технічні засоби попередження зміщення конвеєрної стрічки і відновлення її прямолінійного руху не завжди можуть бути реалізованими при деяких видах транспортованого вантажу. Для забезпечення центрального переміщення стрічки розроблено нову конструкцію барабана для стрічкового конвеєра, яка захищена патентом України [6].

Метою даного дослідження є обґрунтування центруючої здатності запропонованого барабана і визначення раціональних співвідношень його геометричних параметрів. Для досягнення мети необхідно: 1) розробити математичну модель взаємодії стрічки з поверхнею барабана спеціального профілю, що обґрунтовує умови центрування стрічки; 2) розробити методику визначення раціональних конструктивних параметрів барабана в залежності від технічних характеристик стрічкового конвеєра; 3) провести експериментальні дослідження у виробничих умовах.

Основна частина. Профіль барабана (рис. 1) стрічкового конвеєра складається з горизонтальної ділянки 1, яка безпосередньо служить робочою поверхнею і, відповідно, забезпечує експлуатаційну стійкість щодо зношення стрічки. Біля торців барабана ділянка 1 переходить у криволінійні ділянки 2, які, власне, і виконують функцію центрування стрічки.

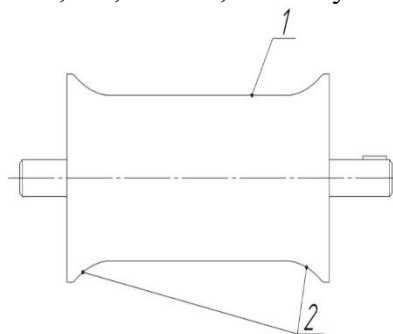


Рис. 3. Барабан спеціального профілю

Математичне моделювання взаємодії стрічки з поверхнею барабана полягає у формуванні диференціального рівняння руху стрічки з урахуванням динамічної складової і відновлювальної сили.

Враховуються наступні параметри і вводяться позначення (рис. 2): ρ_s, ρ_c – щільність стрічки і вантажу, кг/м³; v_d – подовжня швидкість стрічки, м/с; $\sigma(x)$ – натяг стрічки, віднесений

до одиниці площі поперечного перерізу, МПа; A_n, A_p – площа поперечного перерізу стрічки і вантажу, м²; $\delta(t)$ – поперечне зміщення стрічки, м; l – довжина конвеєра, м. Вісь x направлена від натяжного барабана до приводного вздовж конвеєра, вісь δ - перпендикулярна до осі x (рис. 2, а).

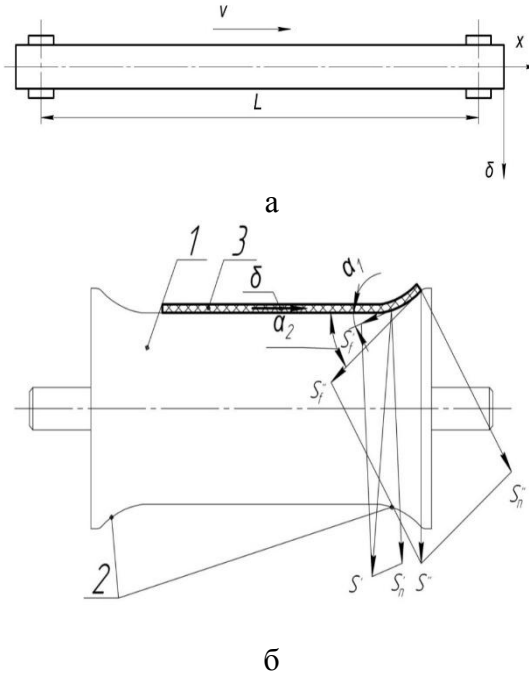


Рис. 2. Схема поперечного зміщення конвеєрної стрічки (а) і відновлювальних сил, що діють на стрічку (б)

Виходячи з припущення, що боковий схід стрічки у напрямі δ відбувається за відсутності відновлювальної сили, отримано рівняння

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \left(\frac{S(x) + W_d(x)}{\rho A} - v_{nl}^2 \right) \frac{d^2\delta}{dx^2} - 2v_{nl} \frac{d^2\delta}{dxdt} + \frac{k}{\rho A} \frac{d\delta}{dx}, \quad (1)$$

де $k = (q_n + q_z + q_p)\gamma$, Н/м; $W_d(x)$ – додаткові динамічні навантаження, Н; q_n, q_z, q_p – лінійні сили тяжіння, відповідно, стрічки, вантажу і роликів, Н/м; γ – коефіцієнт опору руху.

Конструкція барабана спеціального профілю виконана з торцевими криволінійними центруючими ділянками у вигляді кривої другого порядку, на яких виникає відновлювальна сила S_t , що направлена по осі δ (рис. 2, а) в сторону подовжньої осі барабана [6].

Сила S_t пропорційна синусу кута α між дотичною до радіусу твірної криволінійної ділянки барабана і горизонтальною ділянкою барабана (рис. 2, б). Тому, для малих α ,

$$\sin\alpha \approx \tan\alpha = \frac{d\delta}{dx}, \text{ і, відповідно, } S_t' = \frac{d\delta}{dx}.$$

Таким чином, з урахуванням центруючої сили S_t , рівняння (1), має вигляд

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \left(\frac{S(x) + W_d(x)}{\rho A} - v_{nl}^2 \right) \frac{d^2\delta}{dx^2} - 2v_{nl} \frac{d^2\delta}{dxdt} + \frac{k}{\rho A} \frac{d\delta}{dx} - S_t'' \quad (2)$$

Для прийнятих координат (рис. 2, б) сила S_t є центруючою, що враховано знаком сили в рівнянні (2).

Методикою розрахунку і визначення раціональних параметрів барабана передбачається:

- визначення товщини стінки барабана;
- визначення довжини горизонтальної ділянки барабана;
- визначення оптимального радіуса криволінійних центруючих ділянок;

- перевірка конструкції барабана на міцність.

Геометричні розрахункові параметри барабана наведені на рис. 3.

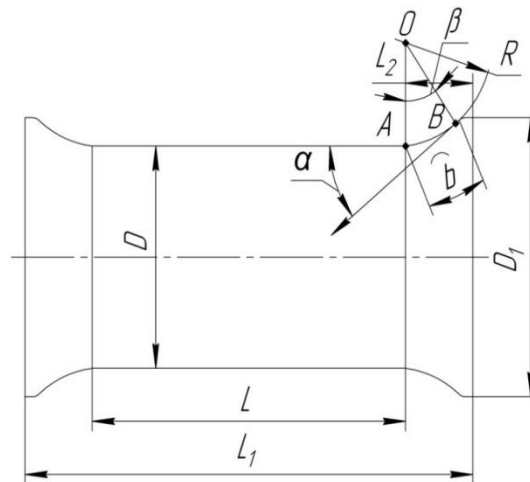


Рис. 3. Геометричні параметри конструкції барабана:

L_1 – довжина барабана; L – довжина горизонтальної ділянки; L_2 – довжина ділянки барабана від початку криволінійної ділянки до торцевої частини; D_1 – діаметр барабана на торцевих ділянках; D – діаметр барабана на горизонтальній ділянці; R – радіус твірної криволінійної ділянки; b – довжина дуги криволінійних торцевих ділянок (A – точка початку дуги, B – точка закінчення дуги); β – центральний кут дуги

Товщина стінки барабана визначається за емпіричною формулою і повинні бути не менше $\delta = 0,005D + (4 \dots 6) \text{ мм}$.

Довжина горизонтальної ділянки визначається з урахуванням ширини B призначеної стрічки

$$L = B + 10 \text{ мм}.$$

Визначення оптимального радіуса R криволінійних ділянок барабана залежить від механічних властивостей матеріалу стрічки і параметрів її поперечного перерізу. Тому, з урахуванням циліндричної жорсткості стрічки, раціональні значення радіусу криволінійних ділянок барабана визначається з умови

$$R \geq R_1,$$

де R_1 – радіус циліндричної жорсткості стрічки, мм; R – радіус барабана, мм.

Довжина дуги криволінійної ділянки барабана визначається за наступним алгоритмом:

1) Визначаються додаткові динамічні навантаження, які діють на стрічку під час роботи конвеєра;

2) Визначаються сумарні зусилля у стрічці з урахуванням додаткових динамічних навантажень;

3) Виходячи із сумарних зусиль у стрічці, визначається кут α між дотичною до радіусу твірної криволінійної ділянки барабана і горизонтальною ділянкою барабана з умови $S_t = S \cdot \text{tg} \alpha$.

4) Довжина дуги b криволінійних торцевих ділянок визначається як відстань від точки B (спільної точки діаметра барабана на торцевих ділянках і дотичної до радіусу твірної криволінійної ділянки) до точки A - початку горизонтальної ділянки барабана.

Умова забезпечення необхідного рівня центруючої сили

$$S_t \geq (S + W_d) \mu,$$

де S – зусилля у стрічці, Н; S_t – тангенціальна центруюча сила, Н; W_d – додаткові динамічні навагнтаження, Н; μ – коефіцієнт тертя між стрічкою і барабаном.

Значення довжини дуги b пропорційне її радіусу, величині центрального кута і визначається за виразом

$$b = \frac{\pi \cdot r \cdot \beta}{180} \text{ мм},$$

де r – радіус твірної криволінійної ділянки барабана, мм (визначається з умови $R \geq R_f$); β – центральний кут дуги, град (визначається з умови $S_t = S \cdot \operatorname{tg} \alpha$).

Додаткові динамічні зусилля визначаються з урахуванням параметрів стрічкового конвеєра і умов його експлуатації. Розраховуються також геометричні параметри барабана, що забезпечує стійкий рух стрічки вздовж осі.

Висновки. Шляхом математичного моделювання науково обґрунтовано ефект центрування конвеєрної стрічки за допомогою барабана спеціального профілю, який забезпечує самоцентрування стрічки без застосування автоматизованих центруючих пристроїв. Запропоновано методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів барабана спеціального профілю, яка дозволяє урахувувати фактори, що впливають на поперечні зміщення стрічки.

Запропонована конструкція барабанів, а також методика розрахунку конструктивних параметрів може використовуватися при проектуванні нових і модернізації існуючих стрічкових конвеєрів, що дозволить під час експлуатації підвищити довговічність конвеєрної стрічки і мінімізувати час позапланових простоїв обладнання.

Список літератури

1. Покушалов М.П. Исследование и выбор способов центрирования конвейерных лент – В кн.: Горнорудные машины и автоматика. М.: Недра, 1967, с. 58 - 63.
2. Спиваковский А.О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М.: Наука, 1977. – 152 с.
3. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский В.К. Дьячков – М.: Машиностроение, 1983. – 488 с.
4. Барышев А.И. Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А.И. Барышев, В.А. Будишевский, Н.А. Скляров и др. – Донецк, 2005.– 736 с.
5. Галкин В.И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко, И.В. Запенин. – М.: Издательство МГТУ, 2005. – 543 с.
6. Патент № 45062 Украины / МПК В65G 15/00. Барабан стрічкового конвеєра / Щеглов О.М., Суглобов В.В., Гринько П.А. (Украина) // № u200904862. – Заявл. 18.05.2009; опубл. 26.10.2009, Бюл. №20. – 4 с.
7. Дмитриев В.Г. Анализ поперечного движения ленты на ставе конвейера / В.Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1974. Вып. 1. – С. 102 – 109.
8. Волотковский В.С. Износ и долговечность конвейерных лент / В.С. Волотковский, А.Г. Нохрин, М.Ф. Герасимова. – М.: Недра, 1976. – 176с.
9. Смирнов В.К. Взаимодействие движущейся конвейерной ленты с перекошенным роликом / В.К. Смирнов, Е.М. Высочин, В.Я. Пошивайло, В.Ф. Монастырский // Вопросы рудничного транспорта. – К.: Наукова думка, 1972. – Вып. 12. – С. 32 – 45.
10. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров // Учеб. для машиностроит. спец. вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1985. – 520с.
11. Шахмейстер Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336с.
12. Щеглов О.М. Усовершенствованный привод ленточного конвейера / О.М. Щеглов, П.А. Гринько // Захист металургійних машин від поломок. Міжвузівських тематичний збірник наукових праць. – Маріуполь, 2009. – Вип. 11. – С. 172-175.