

ewed. Analyzed the basic algorithm of auto-associative neural structures in the compression-decompression modes of images and contents of the compressed data archive. The following options to improve the basic neural network method by applying additional compression software that can be used for image files, voice and text data.

Keywords: neural colour image compression, image-pattern, neurolike Geometrical Transformation Machine structure.

УДК 621.086.065

Проф. Б.М. Гевко, д-р техн. наук; доц. О.Л. Ляшук, канд. техн. наук – Тернопільський НТУ; проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук; доц. О.М. Удовиський, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКИХ КАНАТНИХ КОНВЕЄРІВ

Запропоновано математичну модель гнучких канатних конвеєрів для транспортування контейнерів зі сипкими матеріалами. Отримано залежності для вибору натягу канату. На основі аналізу наведених залежностей побудовано графіки зміни зусиль залежно від умов роботи конвеєра, що дає змогу вибрати його оптимальні параметри. Встановлено, що при транспортуванні контейнерів та їхньої зупинки для навантаження і розвантаження в ланцюгових конвеєрах важко забезпечити плавність руху. При зупинках і початку руху, внаслідок зазорів між ланками ланцюга та зірочками, виникають ударні динамічні навантаження, що призводить до руйнування ланок ланцюгів та зірочок, а також до розсипання сипких матеріалів з контейнерів.

Для транспортування сипких матеріалів широко використовують конвеєри з гнучким тяговим елементом [1-4]. У відомих конвеєрах таким гнучким елементом слугують ланцюги. Однак під час транспортування контейнерів та їхньої зупинки для навантаження і розвантаження в ланцюгових конвеєрах важко забезпечити плавність руху. При зупинках і початку руху, внаслідок зазорів між ланками ланцюга та зірочками, виникають ударні динамічні навантаження, що призводить до руйнування ланок ланцюгів та зірочок, а також розсипання сипких матеріалів з контейнерів.

Тому доцільно як тяговий елемент використати канати [5, 6]. Розрахункову схему контейнера з канатною тягою представлено на рис. 1.

Контейнери, які переміщує конвеєр, опира-

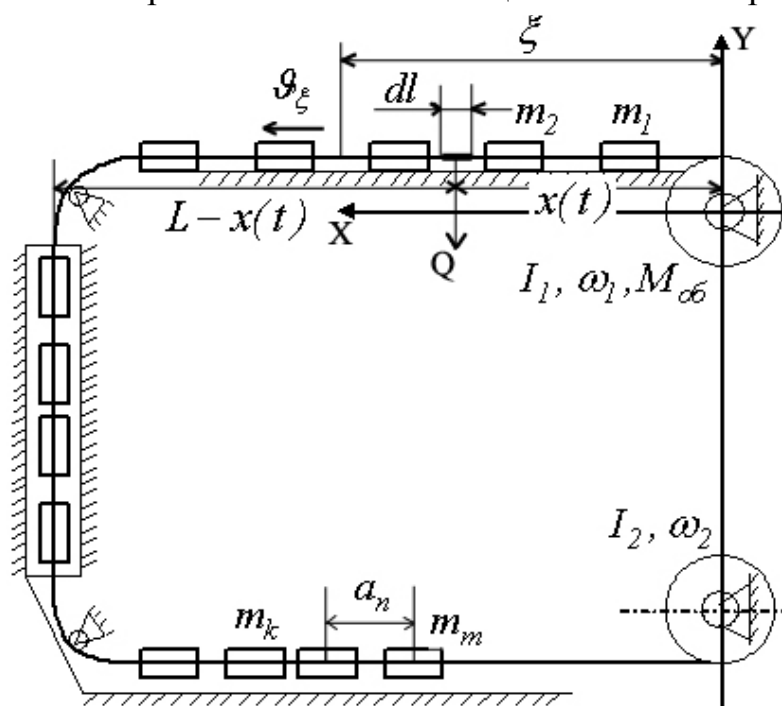


Рис. 1. Розрахункова схема гнучкого канатного конвеєра

ються на направляючі, тому канат сприймає тягові зусилля.

Рівняння руху системи можна отримати на основі рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

де: T, Π – відповідно, кінетична та потенціальна енергії системи; q_i – узагальнені координати ($q_1 = \varphi$; $q_2 = x$; відповідно φ – кут закручування напрямних блоків; x – горизонтальна координата тягового елемента); Q_i – узагальнена зовнішня сила; Φ – дисипативна функція Релея.

Кінетичну енергію системи можна визначити з такої залежності:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n I_i \omega_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k x_k^2 + W_{TO}, \quad (2)$$

де: n – кількість обертових мас системи; I_i – моменти інерції обертових мас (привод, напрямні блоки, муфти, передачі); k – кількість контейнерів, які переміщує транспортер; m_k – маса окремого контейнера; W_{TO} – кінетична енергія тягового канату [7].

Нехай канат здійснює поступальний рух зі швидкістю $x(t)$. Тоді його кінетичну енергію можна знайти з виразу

$$d\omega = \frac{dm \cdot \dot{x}^2}{2}, \quad (3)$$

де: $d\omega = q \cdot dl$, q – маса погонного метра канату; dl – довжина ділянки канату.

Тоді кінетична енергія всього канату буде дорівнювати

$$W_{TO} = \int_l d\omega = \int_l \frac{q \dot{x}^2 \cdot dl}{2}. \quad (4)$$

Виходячи із гіпотези про лінійний розподіл швидкостей канату, кінетичну енергію всього канату можна представити в такому вигляді:

$$\begin{aligned} W_{TO} &= \int_0^{x(t)} \frac{q}{2} \xi^2 \sqrt{1 + (x')^2} d\xi + \int_{x(t)}^L \frac{q}{2} (\xi - L)^2 \sqrt{1 + (x')^2} d\xi = \\ &= \frac{q}{2} \int_0^{x(t)} \xi^2 \sqrt{1 + (x')^2} d\xi + \frac{q}{2} \int_{x(t)}^L (\xi - L)^2 \sqrt{1 + (x')^2} d\xi, \end{aligned} \quad (5)$$

де $x' = \frac{dx}{dt}$.

Потенціальна енергія системи має такий вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n C_i (\varphi_i - \varphi_{(i+1)})^2 + \frac{1}{2} C_t \cdot (\varphi_n \cdot r_n - x)^2, \quad (6)$$

де: C_i – жорсткість i -го елемента системи; φ_i – кут повороту i -го елемента системи; φ_n – кут повороту n -го блоку системи; C_t – жорсткість тягового канату.

У загальному вигляді можна записати

$$C_t = \frac{E_t \cdot A_t}{l_t} = \frac{E_t \cdot A_t}{l_{0t} + \varphi_n \cdot r_n}, \quad (7)$$

де: E_t, A_t – відповідно модуль пружності та площа поперечного перерізу тягового канату; l_t – довжина тягового канату, яку можна прийняти лінійною функцією від кута повороту блока; $l_t = l_{0t} + \varphi_n \cdot r_n$ – початкове значення довжини тягового канату; r_n – радіус напрямного блока.

Дисипативну функцію можна визначити із залежності:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n v_i (\omega_i - \omega_{(i+1)})^2 + \sum_{k=1}^m (m_k + q_i \cdot l_i) \eta_k, \quad (8)$$

де v_i, ω_i – відповідно коефіцієнти лінійного опору та кутові швидкості руху окремих елементів; η_k – коефіцієнт тертя трансмісії вітки та напрямників.

Узагальнена зовнішня сила складається з ваги вантажів, що транспортуються, і ваги канату.

$$Q_i = \sum_{k=1}^m m_k \left(g + \frac{d\mathcal{G}_t}{dt} \right) + g l_t \cdot \frac{d\mathcal{G}_t}{dt}, \quad (9)$$

де $\mathcal{G}_t$ – швидкість руху тягового канату.

Рівняння [2, 6, 8, 9] потрібно продиференціювати за узагальненими координатами, вибравши початкові та граничні умови, що залежать від умов експлуатації конвеєра. Для визначення динамічних зусиль, що виникають в тяговому канаті, розглянемо залежність

$$M_{об} = Q_i \cdot r_n \cdot f_{on} + I_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}, \quad (10)$$

де: f_{on} – зведений коефіцієнт опору системи; I_i – загальний момент інерції обертових мас двигуна; φ_i – кут закручування ведучого шківа конвеєра; $M_{об}$ – обертовий момент на валі електродвигуна.

Момент асинхронного обертання можна визначити з диференціального рівняння

$$\frac{dM_{об}}{dt} + \frac{1}{d\tau} M_{об} + \frac{1}{\mathcal{G} \cdot \omega_0 d\tau} \cdot \varphi_i = \frac{1}{\nu d\tau}, \quad (11)$$

де: $d\tau$ – складова часу, що враховує перехідні процеси в двигуні; ν – коефіцієнт крутизни статичної характеристики; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу.

Натяг тягового канату складається з монтажного канату t_0 , опору пересування контейнерів і опору обертання напрямних блоків.

Монтажний натяг канату визначається з умов:

а) щоб стрілка прогину канату між контейнерами не перевищувала 0,2 % від відстані між опорами, тобто:

$$f = \frac{q \cdot a_n^2 \cdot g}{8t_0} \leq 0,2a_n, \quad (12)$$

де: f – прогин тягового канату; q – маса погонного метра канату; t_0 – монтажний натяг канату; a_n – віддаль між опорами; g – прискорення вільного падіння ($9,81 \text{ м/с}^2$).

$$t_0 \geq \frac{q \cdot g \cdot a_n}{1,6}; \quad (13)$$

б) щоб виконувалася умова:

$$1,25 \frac{t_{\max}}{t_0} \leq e^{\mu \alpha}; \quad (14)$$

$$\text{в)} \quad (t_{\max} - t_0) \cdot r_n = M_{об}, \quad (15)$$

де: α – кут охоплення канатом ведучого шківів, рад; μ – коефіцієнт тертя канату по шківів.

Скориставшись наведеною методикою, залежно від умов роботи, можна вибрати тип привода, його потужність, а також назначити діаметр канату.

Для прикладу, покажемо графік зміни зусиль у вітках канату (рис. 2). Початковими умовами прийнято:

$$x(0) = 0; \mathcal{G}(0) = \mathcal{G}_0; \dot{\phi}_1 = \omega_1; \dot{\phi}_2 = \omega_2; \dot{x} = \mathcal{G}; \frac{d\mathcal{G}}{dt} = \frac{t_{\max} - t_0}{q \cdot l_t};$$

параметри конвеєра: $L_{от} = 25 \text{ м}$; $\mathcal{G}_0 = 0,5 \text{ м/с}$; $q_k = 5 \text{ кг/м}$; $m_k = 20 \text{ кг}$; $a_n = 2 \text{ м}$, електродвигун 4А132М2У3, потужністю $P = 11 \text{ кВт}$, $r_n = 0,25 \text{ м}$.

Розрахунок виконано з допомогою ПЕОМ із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

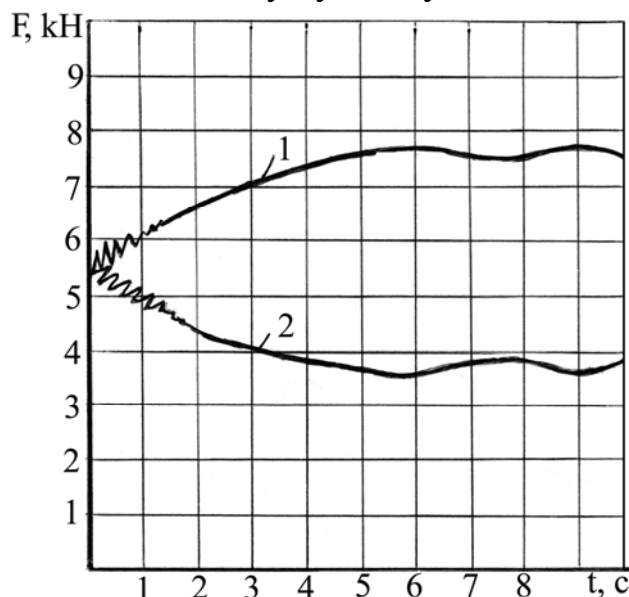


Рис. 2. Часові залежності зміни зусиль у вітках конвеєра:
1 – робоча вітка; 2 – холоста вітка

Із графіків видно, що зусилля у вітках конвеєра в момент пуску коливається і збільшується від номінального на 40-50 %, це необхідно врахувати у виборі діаметра канату.

Література

1. **Иванченко Ф.К.** Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин / Ф.К. Иванченко. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1988. – 424 с.
2. **Спиваковский А.О.** Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 487 с.
3. **Карамышев В.Р.** Расчет конвейеров / В.Р. Карамышев. – Воронеж : Гос. лесотех. акад., 1998. – 199 с.
4. **Лютый Є.М.** Підйимально-транспортувальні машини і пневмотранспорт підприємств лісового комплексу. – Ч. 1. Транспортувальні машини / Є.М. Лютый, П.П. Нахаєв, Й.С. Бадера, О.М. Удовиський. – Львів : НЛТУ України, 2006. – 154 с.
5. **Малащенко В.О.** дослідження перехідних процесів роботи приводів транспортуючих і вантажопідйимальних машин із канатною тягою / В.О. Малащенко, М.П. Малащенко, Мартинців, В.В. Баріляк // Науково-технічний та виробничий журнал "Підйомно-транспортна техніка". – Дніпропетровськ, 2004. – № 4. – С. 41-48.
6. **Мартинців М.Й.** Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів / М.Й. Мартинців, О.М. Удовиський, Б.В. Сологуб // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2009. – Вип. 19.7. – С. 90-97.
7. **Тисовський Л.О.** Про визначення кінетичної енергії канату підвісної канатної лісотransпортної установки / Л.О. Тисовський, М.П. Мартинців // Науковий вісник УкрДЛТУ : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ УкрДЛТУ. – 2002. – Вип. 12.2. – С. 136-140.

Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Мартинців М.П., Удовиський А.М. Разработка математической модели и обоснование параметров гибких канатных конвейеров

Предложена математическая модель гибких канатных конвейеров для транспортировки контейнеров с сыпучими материалами. Получены зависимости для выбора натяга каната. На основании анализа приведенных зависимостей построены графики изменения усилий в зависимости от условий работы конвейера, который дает возможность выбрать его оптимальные параметры. Установлено, что при транспортировке контейнеров и их остановки для загрузки и разгрузки в цепных конвейерах трудно обеспечить плавность движения. При остановках и начале движения, в результате зазоров между звеньями цепи и звездочками, возникают ударные динамические нагрузки, что приводит к разрушению ланок цепей и звездочек, а также россыпи сыпучих материалов из контейнеров.

Gevko B.M., Lyashuk O.L., Martinciv M.P., Widowerhood A.M. Development of mathematical model and substantiation of flexible rope conveyor parameters

The mathematical model of flexible rope conveyers for transporting of containers with friable materials is offered. Dependences are got for the choice of pull of the rope. On the basis of analysis of the resulted dependences the graphs of efforts change are built depending on the terms of work of conveyer, that enables to choose its optimum parameters. It is set that at transporting of containers and their stop for loading and unloading in chain conveyers hardness to provide the smoothness of motion. At stops and moving-off, as a result of gaps between the links of chain and asterisks, there are the shock dynamic loadings, that results in destruction of lanocs of chains and asterisks, and also mineral deposit of friable materials from containers.

