

Технічні науки

УДК 621.87

Коробко Микола Миколайович

Національний університет біоресурсів

і природокористування України

Кандидат технічних наук, доцент

Доцент кафедри конструювання машин і обладнання

Дригота Антон Андрійович

Національний університет біоресурсів

і природокористування України

Студент факультету конструювання машин та дизайну

Коробко Николай Николаевич

Национальный университет биоресурсов

и природопользования Украины

Кандидат экономических наук, доцент

Доцент кафедры конструирования машин и оборудования

Дрыгота Антон Андреевич

Национальный университет биоресурсов

и природопользования Украины

Студент факультета конструирования машин и дизайна

Korobko Nikolai

National University of Life

Ukraine and Nature

Ph.D., associate professor

Associate Professor of construction machinery and equipment

Drygota Anton

National University of Life

Ukraine and Nature

Student of department machine design and design

АНАЛІЗ РЕЖИМІВ ПУСКУ ЛАНЦЮГОВИХ КОНВЕЄРІВ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ПУСКА ЦЕПНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

THE USE OF AUTOMATIC TENSION STATIONS IN THE CONVEYOR

BELTS

Анотація. В статті подано результати теоретичного обґрунтування режиму пуску ланцюгового конвеєра з мінімальним динамічним зусиллям у ланцюгу.

Ключові слова: ланцюг, конвеєр, рух, пуск, зусилля, маса, опір.

Аннотация. В статье представлены результаты теоретического обоснования режима пуска цепного конвейера с минимальным динамическим усилием в цепи.

Ключевые слова: цепь, конвейер, движение, пуск, усилие, масса, сопротивление.

Annotation: The article presents the results of theoretical justification mode start-chain conveyor with minimal dynamic efforts in the chain.

Key words: chain conveyor, motion, starting, effort, weight, resistance.

Робота ланцюгових конвеєрів характеризується наявністю динамічних зусиль, що виникають в результаті пульсуючого руху ланцюга при усталеному обертанні приводної зірочки. На ділянці пуску до цих зусиль додаються динамічні зусилля від зростання швидкості з нульового значення до певної усталеної величини. Повне зусилля F , що діє на тяговий ланцюг конвеєра, складається зі статичної складової F_c , яка є незмінною величиною і не залежить від режиму руху конвеєра та динамічної складової F_d , яка є змінною функцією і залежить від параметрів зірочки та ланцюга і режиму руху приводного механізму [1].

$$F = F_c + F_d \quad (1)$$

Статична складова F_c включає в себе: 1) опір на підтримуючих роликах; 2) опір від сил тертя в опорах зірочок; 3) опір від жорсткості ланцюга під час перегинань. Ці складові опору визначаються за відомими методиками [2] і при практичних розрахунках не викликають сумніву.

Динамічна складова тим більша, чим більша довжина ланки ланцюга та швидкість його руху, чим менша кількість зубців приводної зірочки і чим

більша рухома маса вантажу та самого конвеєра. Ці динамічні зусилля не тільки збільшують зусилля в тяговому органі, але і в наслідок багаторазового прикладення викликають в ланцюгах втомні явища. Динамічну складову зусилля в тяговому органі можна визначити залежністю

$$F_d = mW_L, \quad (2)$$

де m – зведена маса рухомих елементів конвеєра та вантажу; W_L – лінійне прискорення ланцюга.

Для визначення прискорення ланцюга a розглянемо схему взаємодії останнього з зірочкою (рис. 1, а). Зірочка 5 повертається з кутовою швидкістю ω , а її колова швидкість визначається відомою залежністю:

$$V = \omega R,$$

де R – початковий радіус зірочки; ω – кутова швидкість зірочки.

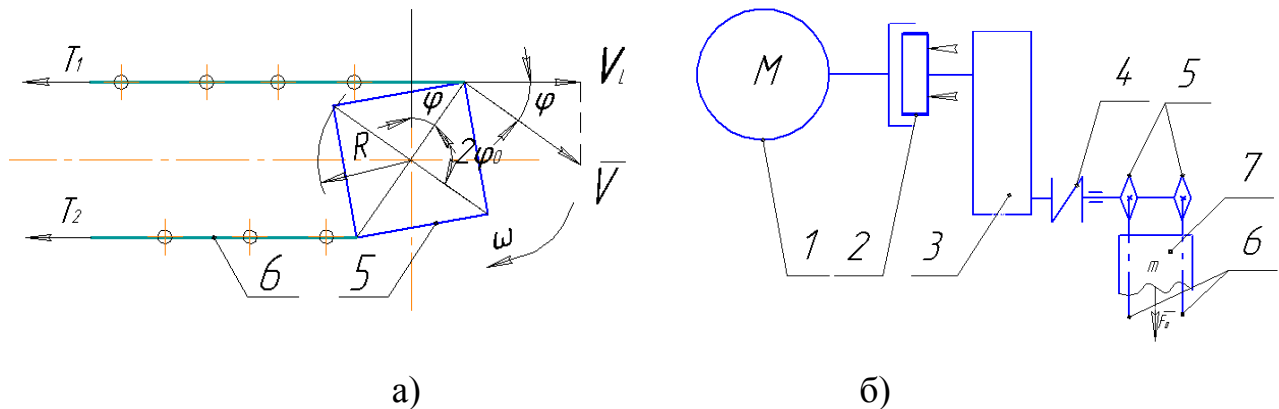


Рис. 1. Двигун 1, муфта зчеплення 2, редуктор 3 з передаточним числом i , пружна запобіжна муфта 4, зірочки 5 з приводним валом, тягові ланцюги 6 та прутковий настил 7 з вантажем.

Тоді горизонтальна складова швидкості ланцюга змінюється за законом

$$V_L = V \cos \varphi = \omega R \cos \varphi \quad (3)$$

де φ – кутова координата повороту зірочки між сусідніми зубцями, яка відраховується від бісектриси кута між зубцями і змінюється в межах від $-\varphi_0$ до φ_0 , тобто $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. Центральний кут між зубцями можна визначити залежністю $2\varphi_0 = 2\pi/z$, де z – кількість зубців приводної зірочки. Тоді $\varphi_0 = \pi/z$.

Кутова координата зірочки α розділяється на n ділянок. На нульовій ділянці $0 \leq \alpha \leq 2\varphi_0$. При цьому $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. На першій ділянці $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$, а $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$. На k -ій ділянці кутові координати α і φ змінюються в таких межах:

$$2k\varphi_0 \leq \alpha \leq 2(k+1)\varphi_0; -\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0, k=0, 1, 2, \dots, n \quad (4)$$

Взявши похідну за часом від залежності (3), визначимо закон зміни лінійного прискорення ланцюга:

$$W_L = \frac{dV_L}{dt} = \frac{d\omega}{dt} R \cos \varphi - \omega \frac{d\varphi}{dt} R \sin \varphi$$

Оскільки $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, то останню залежність можна записати наступним чином:

$$W_L = R \left(\frac{d\omega}{dt} \cos \varphi - \omega^2 \sin \varphi \right) \quad (5)$$

Аналіз залежності показує, що для визначення прискорення ланцюга необхідно знати закон руху ведучої зірочки 5 (рис. 1, б) на всіх ділянках руху в процесі пуску конвеєра.

Для визначення цього закону руху необхідно розв'язати другу задачу динаміки руху конвеєра. Для цього в першому наближенні конвеєр розглянемо як динамічну модель з нелінійною функцією положення (зв'язок кінематичних характеристик приводної зірочки і ланцюга є нелінійним) і одним ступенем вільності. За узагальнену координату приймемо координату повороту зірочки між сусідніми зубцями на k -ій ($k=0, 1, 2, \dots, n$) ділянці повороту зірочки.

В моделі не враховано пружність та провисання ланцюга, оскільки вони опосередковано враховані коефіцієнтом ψ у зведеній масі рухомих частин конвеєра, яка визначається залежністю.

Складемо рівняння руху такої динамічної моделі конвеєра для кожної ділянки руху за допомогою теореми про зміну кінетичної енергії

$$T - T_0 = A_p - A_0, \quad (6)$$

де T_0 , T – функції кінетичної енергії системи на початку руху та в певний момент часу; A_p , A_0 – робота рушійних сил приводу та сил опору переміщенню конвеєра на розглянутій ділянці руху.

Функції залежності (7) мають такий вигляд:

$$T_0 = \frac{1}{2} I_p(-\varphi_0) \omega_0^2; \quad T = \frac{1}{2} I_p(\varphi) \omega^2, \quad (7)$$

$$A_p = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} M d\varphi; \quad A_0 = \int_{-\varphi_0}^{\varphi} F_0 R \cos \varphi d\varphi, \quad (8)$$

де $I_p(-\varphi_0)$, $I_p(\varphi)$ – зведені до осі повороту приводної зірочки моменти інерції рухомих частин конвеєра в початковому положенні та в довільний момент часу; ω_0 – кутова швидкість зірочки в початковому положенні; M – рушійний момент приводу, зведений до осі повороту приводної зірочки; F_0 – сумарний опір статичних сил опору переміщенню полотна.

Підставивши залежності (7) і (8) в рівняння (9) і взявши від лівої та правої частин такої рівності похідні по координаті φ , отримаємо закон руху конвеєра у формі диференціальних рівнянь:

$$I_p \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2} \omega \frac{dI_p(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} (M - F_0 R \cos \varphi). \quad (9)$$

В цьому рівнянні:

$$I_p = I_0 + mR^2 \cos^2 \varphi, \quad (10)$$

де I_0 – зведений до осі повороту зірочки момент інерції ротора двигуна 1, муфти зчеплення 2, редуктора 3, пружної муфти 4 та приводного вала з зірочками 5 (рис.1, б).

Рівняння (9) з урахуванням залежності (10) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку зі змінними коефіцієнтами і складною правою частиною. Такі рівняння не вдається аналітично проінтегрувати, тому для їхнього розв'язку необхідно використовувати чисельні методи. Для використання методу кінцевих різниць рівняння (9) представимо в наступному вигляді:

$$I_p(\varphi)d\omega + \frac{1}{2}\omega dI_p(\varphi) = \frac{1}{\omega}(M - F_0R\cos\varphi)d\varphi \quad (11)$$

Розіб'ємо інтервал руху конвеєра $-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0$ на n частин і припустимо, що на кожній частині $-d\varphi_0 \approx \Delta\varphi = 2\varphi_0/n$. Тоді координата $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta\varphi$. Тут i – номер положення приводної зірочки, який змінюється від 0 до n . Для будь-якого положення конвеєра $\varphi = \varphi_i$, $I_p(\varphi) = I_p(\varphi_i)$, $\omega = \omega_i$, $M = M_i$, $-dI_p(\varphi) \approx I_p(\varphi_{i+1}) - I_p(\varphi_i)$. Підставивши ці заміни в рівняння (12), отримаємо:

$$\omega_{i+1} = \frac{1}{I_p(\varphi_i)} \left[\frac{1}{\omega_i} (M_i - F_0R\cos\varphi_i) \Delta\varphi + \frac{1}{2} [3I_p(\varphi_i) - I_p(\varphi_{i+1})] \cdot \omega_i \right] \quad (12)$$

Рух конвеєра в процесі пуску починається з положення $\varphi_i = -\varphi_0$. В цьому положенні $\omega_i = \omega_0 = 0$. Для цього положення визначається $I_p(\varphi_i)$, $I_p(\varphi_{i+1})$, M_i і підставляються в залежність (12), з якої визначаються ω_{i+1} . Розрахунки ω_{i+1} проводяться до тих пір, поки φ_i не стане рівною φ_0 . Після чого розрахунки здійснюються для наступної ділянки руху $2\varphi_0 \leq \alpha \leq 4\varphi_0$ з повтором усіх процедур, що здійснювались на попередній ділянці. При чому за початкове значення швидкості ω_0 на цій ділянці приймається значення швидкості, що було знайдене в кінцевій точці попередньої ділянки, тобто $\omega_0 = \omega_n$.

Висновки. Аналіз динамічних навантажень, що виникають в тяговому органі ланцюгових конвеєрів, дозволяє обґрунтувати режими руху і параметри конвеєрів при яких сумарні динамічні навантаження були б мінімальними.

Список використаної літератури:

1. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту. – Львів, 1999.
2. Вяч. А. Зиновьев., А.П. Бессонов. Основы динамики машинных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239с.