

РОЗВИТОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ У РІЗНИХ ГАЛУЗЯХ ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.8

Бут С.А., к.т.н., доцент; Соколенко А.І., д.т.н., професор; Васильківський К.В., к.т.н., доцент
 Національний університет харчових технологій

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ В СИСТЕМАХ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖІВ КОНВЕЄРАМИ

Розглянуто особливості енергетичних витрат в системах транспортування вантажів з нестабілізованими швидкостями переміщення. Показано можливості взаємодії вантажів з опорними рухомими площинами в режимах перехідних процесів і використанням кінетичної енергії в режимах вибігу. Нестабільність швидкостей носіїв вантажів у ланцюгових конвеєрах, елеваторах та накопичувальних пристроях пов'язана з кінематикою взаємодії ведучих зірочок та ланцюгів. На існуючу динаміку переміщення опорних для вантажів площин накладається додаткова динаміка взаємодії у формі перехідних процесів під дією сил тертя. Внаслідок такої подвійної взаємодії є нестабільність енергетичних витрат. В дослідженні пропонується вибір методики оцінки параметрів механічних систем, визначення енергетичних витрат в системах транспортування вантажів конвеєрами, методики визначення енергетичних витрат на переміщення вантажів в перехідних процесах. Наведено результати досліджень динаміки систем «опорна площина-вантаж» за умови крокових переміщень і за різних заданих законів перехідних процесів. Встановлено, що обмеження прискорення рухомої системи величиною fg є напрямком обмеження енергетичних витрат.

Кінетична енергія, перехідні процеси, кінематичні параметри.

У сучасних транспортно-технологічних системах багатьох виробництв силові дії і взаємодії між окремими їх складовими мають відносно широке розповсюдження. Вони відносяться до процесів, що характеризують операції приймання вхідних сировинних потоків, їх транспортування, обробку, складування, переформування, забезпечення внутрішніх потоків, формування газових і рідинних потоків, забезпечення їх взаємодії з сировинними потоками, досягнення термодинамічних трансформацій з повітрям або газами спеціального призначення тощо. Певною особливістю силової взаємодії характеризуються механічні системи. Виконання силових дій в цих системах означає необхідність подолання факторів опору, що відповідає потребі введення в систему рушійних факторів. Співвідношення рушійних факторів (сил або моментів сил) і факторів опору визначає характер перебігу процесу, що супроводжує їх дію.

Нерівність рушійних факторів і факторів опору означає, що їх дія на окрему масу буде супроводжуватися перехідними процесами, наслідками яких є поява сил інерції і (або) моментів сил інерції [1, 2, 3].

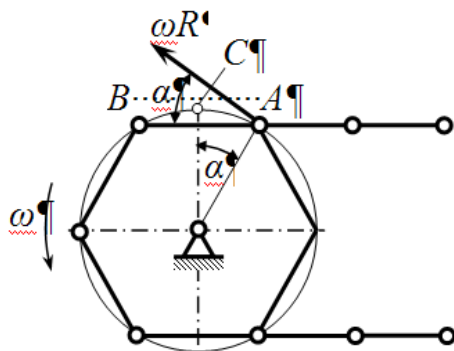


Рис. 1. Схема до визначення швидкості руху тягового елемента

До числа завдань дослідження віднесено наступне:
 – вибір методик оцінки параметрів механічних систем;
 – визначення енергетичних витрат в системах транспортування вантажів конвеєрами;
 – визначення енергетичних витрат на переміщення вантажів в перехідних процесах;

В системах транспортування одиничних виробів (банок, пляшок), їх групових упаковок та збільшених вантажних одиниць знаходять використання конвеєри, силовими елементами яких є тягові або спеціальні пластинчасті ланцюги. Завдяки особливостям їх взаємодії з ведучими зірочками ланцюги з їх опорними елементами переміщуються з несталими швидкостями (рис. 1).

Швидкість руху ланцюга у всякий момент часу визначається горизонтальною проекцією вектора ωR :

$$v_{\text{гор}} = \omega R \cos \alpha \quad (1)$$

і звідси витікає, що вона є функцією кута α .

При цьому маємо

$$\frac{\alpha}{2} = \frac{\pi}{z} - \omega t, \quad (2)$$

де z – число зубців ведучої зірочки; ω – кутова швидкість зірочки, с^{-1} ; t – час, с .

Звідси маємо

$$v_{\text{гор}} = \omega R \cos \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right). \quad (3)$$

Диференціюванням рівняння (3) визначимо прискорення в русі ланцюга

$$a_{\text{л}} = \omega^2 R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) \quad (4)$$

і тоді інерційне навантаження від маси ланцюга

$$P_{\text{i}} = m_{\text{л}} \omega^2 R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right). \quad (5)$$

З рівняння (3) та схеми на рис. 1 видно, що швидкість $v_{\text{гор}}$ змінюється в межах від

$$v_{\text{min}} = \omega R \cos \frac{\pi}{z}. \quad (6)$$

до

$$v_{\text{max}} = \omega R. \quad (7)$$

Якщо вважати, що розподілена маса ланцюга відгукується на зміну швидкості ведучої ланки як одне ціле, то приріст кінетичної енергії складе

$$\Delta E_{\text{кін}} = m_{\text{л}} \frac{(v_{\text{max}} - v_{\text{min}})^2}{2} = m_{\text{л}} \frac{\omega^2 R^2 \left(1 - \cos \frac{\pi}{z} \right)^2}{2}. \quad (8)$$

Разом з тим кінетичну енергію ланцюга на досліджуваній ділянці можливо визначити на основі рівняння (3):

$$E_{\text{кін}} = m_{\text{л}} \frac{\omega^2 R^2 \cos^2 \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right)}{2}. \quad (9)$$

Максимальному значенню кінетичної енергії ланцюга відповідає точка С на траєкторії переміщення шарнірів.

На ділянці переходу шарніра від точки С до точки В швидкість і кінетична енергія ланцюга зменшуються. У зв'язку з цим доречною буде спроба оцінки енергетичного балансу. На протязі перебігу процесів, що розглядаються, мають місце дія рушійної сили $P_{\text{р}}$ і сили опору $P_{\text{о}}$ переміщенню ланцюга, пов'язані співвідношенням:

$$m_{\text{л}} \omega^2 R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) = P_{\text{р}} - P_{\text{о}}. \quad (10)$$

Загальна величина переміщення за час циклу дорівнює кроку ланцюга Δ , а тому робота сил опору

$$A_{\text{о}} = P_{\text{о}} \Delta. \quad (11)$$

Нарощування кінетичної енергії на ділянці А–С переміщення шарніра здійснювалися за рахунок умови $P_{\text{р}} > P_{\text{о}}$, а на ділянці переміщення С–В ведучого шарніра і у відповідності до закону збереження енергії має місце співвідношення $P_{\text{о}} > P_{\text{р}}$.

Оскільки на момент завершення другого етапу кінетична енергія ланцюга знову має мінімальне значення, то це означає, що наявність нерівномірного руху ланцюга у сукупності етапів не приводить до зростання енерговитрат.

Однак, для отримання остаточного висновку необхідно врахувати взаємодію вантажів з опорною рухомою площиною конвеєра. За умови руху вантажів як одного цілого з робочим органом, висновок щодо енерговитрат буде залишатися в силі. Але ситуація буде відмінною, якщо вантажі будуть проковзувати під дією сил інерції (рис. 2).

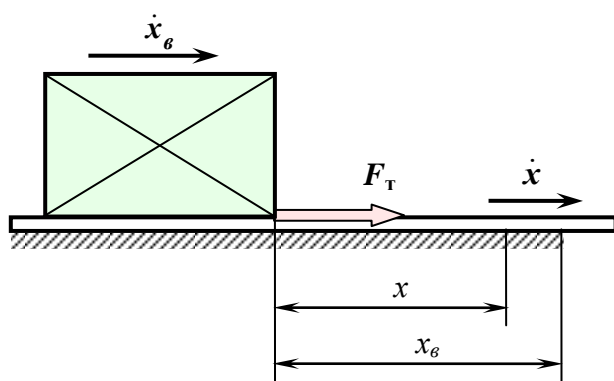


Рис. 2. Розрахункова схема до визначення параметрів системи з проковзуванням вантажів

Рушійною силою в переміщенні вантажів при вказаній взаємодії є сила тертя

$$F_T = fmg, \quad (12)$$

де f – коефіцієнт тертя вантажів з опорною площиною; m – маса вантажу; g – прискорення вільного падіння.

Рівняння руху вантажу під дією сили тертя записуємо у формі

$$m\ddot{x}_B = F_T. \quad (13)$$

З запису останнього рівняння витікає, що опором вантажу з середовищем нехтуємо і тоді:

$$m\ddot{x}_B = fmg; \quad \ddot{x}_B = fg. \quad (14)$$

Умова (14) обмежує прискорення \ddot{X} ланцюга формою

$$\ddot{x}_B \geq \ddot{x}; \quad (15)$$

$$fg \geq \omega^2 R \sin \frac{\pi}{z}. \quad (16)$$

Якщо умова (16) не виконується, то проковзування має місце і при цьому мають місце співвідношення

$$\dot{x}_B = fgt + C; \quad x_B = fg \frac{t^2}{2} + Ct; \quad (17)$$

де C – стала інтегрування.

Для визначення останньої скористаємося початковими умовами:

$$t_{(n)} = 0; \quad \dot{x}_{B(n)} = \dot{x}_{(k)}, \quad (18)$$

де $\dot{x}_{(k)}$ – залишкова швидкість, яку вантаж одержав за час перебігу попереднього циклу.

З рівняння (16) видно, що за інших рівних умов підвищення швидкості переміщення опорної площини приводить до проковзування.

З (16) визначаємо

$$\omega = \sqrt{\frac{fg}{R \sin \frac{\pi}{z}}}. \quad (19)$$

Знайдене значення ω відповідає середній швидкості $V = \omega R$.

Величину швидкості ланцюга, яка відповідає початку проковзування, будемо називати критичною

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{fgR}{\sin \frac{\pi}{z}}}. \quad (20)$$

Враховуючи, що величини R , z і Δ між собою взаємопов'язані, запишемо

$$R = \frac{\Delta}{2 \sin \frac{\pi}{z}} \quad \text{і} \quad v_{кр} = \sqrt{\frac{fg\Delta}{2 \sin^2 \frac{\pi}{z}}}. \quad (21)$$

За значень величин

$$f = 0,1; 0,2; g = 9,81 \text{ м/с}^2; z = 4; 6; 8; 10; \Delta = 36; 38; 40; 42; 44; 48 \text{ мм}$$

визначено $v_{кр}$ і відповідні графіки залежностей наведено на рис. 3 та 4.

З наведених міркувань і одержаних залежностей витікає, що конвеєри і накопичувальні пристрої з петлевими або іншими ланцюгами доцільно експлуатувати в режимах докритичних швидкостей, що забезпечить відсутність динамічного проковзування вантажів. Важливо, що за таких умов на енерговитрати не впливає зміна швидкості ланцюга, однак недоліки, пов'язані з силовими динамічними впливами залишаються.

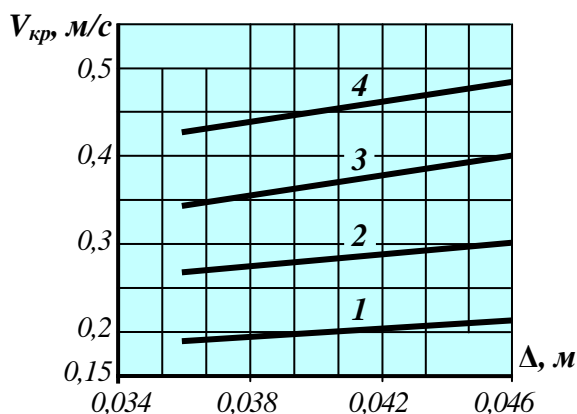


Рис. 3. Залежність критичної швидкості ланцюга від його кроку при $f = 0,1$ і z :
1 – 4; 2 – 6; 3 – 8; 4 – 10

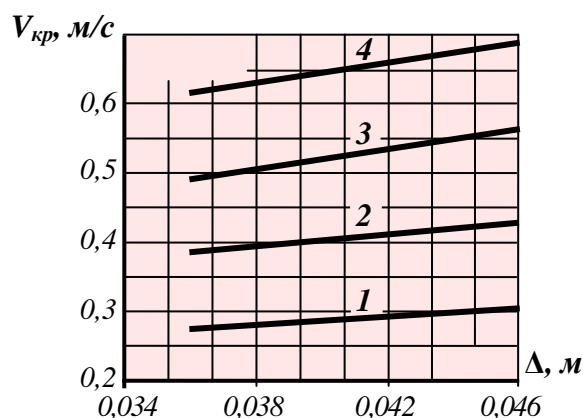


Рис. 4. Залежність критичної швидкості ланцюга від його кроку при $f = 0,2$ і z : 1 – 4;
2 – 6; 3 – 8; 4 – 10

У випадках закритичних режимів експлуатації прояв мають проковзування і додаткові енергетичні витрати, однак динамічні складові навантажень на ланцюг від вантажів обмежуються силою тертя $f m_B g$.

Деякі інші динамічні і енергетичні співвідношення характеризують системи з кроковим переміщенням робочих органів.

Розглянемо роботу такої системи.

Нехай опорна рухома площина конвеєра переміщується з певним законом $x_{оп} = x_{оп}(t)$ з ділянками розгону і гальмування або вибігу. Вибір між двома останніми процесами залежить від суто технологічних вимог, точності позиціонування системи в кінці циклу тощо.

Якщо переміщення вантажів при цьому здійснюється за рахунок сил тертя, то проковзування може мати місце як в режимі розгону, так і гальмування опорної площини.

За розгону переміщенню вантажу відповідають рівняння і початкові умови:

$$m_B \ddot{x} = F_T; \quad (22)$$

$$t_{(n)} = 0; \quad x_{(n)}^I = 0; \quad \dot{x}_{(n)}^I = 0, \quad (23)$$

які відносяться до I етапу.

На II етапі (етапі гальмування) маємо

$$m_B \ddot{x} = -F_T; \quad (24)$$

$$t_{(n)} = 0; \quad x_{(n)}^{II} = x_{(к)}^I; \quad \dot{x}_{(n)}^{II} = \dot{x}_{(к)}^I, \quad (25)$$

Звідси на I етапі маємо

$$\ddot{x} = f g; \quad \dot{x} = f g t; \quad x = f g \frac{t^2}{2}. \quad (26)$$

На II етапі одержуємо

$$\ddot{x} = -f g; \quad \dot{x} = -f g t + \dot{x}_{(к)}^I; \quad x = -f g \frac{t^2}{2} + \dot{x}_{(к)}^I t + x_{(к)}^I. \quad (27)$$

За заданих умов на I етапі рух вантажу буде рівноприскореним і його кінематичні параметри наведені на рис. 5 у формі графіків залежностей $\ddot{x} = \ddot{x}(t)$; $\dot{x} = \dot{x}(t)$; $x = x(t)$.

Для можливості подальших міркувань відступимо від загального представлення $x_{оп} = x_{оп}(t)$ і, наприклад, будемо вважати, що

$$\ddot{x}_{оп} = \text{const} = a > \ddot{x}. \quad (28)$$

За співвідношення $a > \ddot{x}$ опорна площина у своєму русі випереджає вантажі, що відображується діаграмами швидкості і переміщення. Тоді на час завершення I етапу $t_{(к)}^I$ різниця переміщень складе

$$\Delta x = \frac{a(t_{(к)}^I)^2}{2} - \frac{f g (t_{(к)}^I)^2}{2} = \frac{(t_{(к)}^I)^2}{2} (a - f g). \quad (29)$$

Як бачимо, параметрами впливу на величину Δx є час, прискорення опорної площини і коефіцієнт тертя f . При цьому зрозуміло, що за зростання прискорення опорної площини збільшення переміщення вантажу на I етапі не досягається, а лише зростає різниця переміщень Δx .

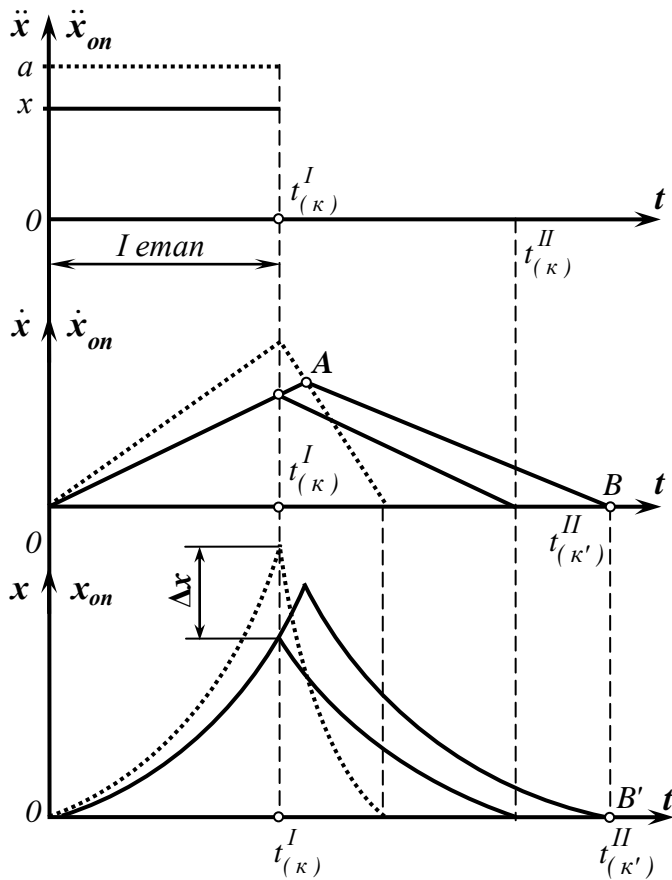


Рис. 5. Графіки кінематичних параметрів руху опорної площини і вантажів

Оскільки величина проковзування Δx не відповідає технологічному завданню, то пов'язане з ним енергетичне забезпечення будемо вважати втратами. При цьому величина енергетичних втрат оцінюється виразом

$$E_{\text{втр}}^I = fmg\Delta x = fmg(a - fg) \frac{(t_{(k)}^I)^2}{2}. \quad (30)$$

За виконання умови $\ddot{x} = fg = a$ втрати, пов'язані з різницею переміщень Δx , відсутні.

Таким чином, обмеження прискорення опорної площини a і наближення його до значення fg означає напрямок обмеження енергетичних витрат.

II етап може супроводжуватися різними законами руху опорної площини. Припустимо, що на момент часу $t_{(k)}^I$ рух опорної площини припиняється і швидкість її в теоретичному наближенні миттєво знижується до нуля. Такий режим зупинки в динаміці машин характеризується, як жорсткий удар з нескінченим прискоренням, а вантаж, який має кінцеву швидкість $\dot{x}_{(k)}^I$, переміщується в режимі вибігу з закономірністю, що відповідає другій умові системи рівнянь (27). Оскільки на II етапі

сила тертя виступає в ролі гальмівної, то це означає, що графік швидкості вантажу буде симетричним відносно ординати, якій відповідає час $t_{(k)}^I$.

Графік переміщень вантажів також буде симетричним відносно відповідної ординати $t_{(k)}^I$. Це означає, що накопичена на I етапі кінетична енергія повністю витрачається на переміщення II етапу.

Якщо прийняти закон руху опорної площини на II етапі, зі сталим прискоренням $|-a_0| > |a|$, то зупинка її відбудеться за час, менший $t_{(k)}^{II}$.

При цьому в режимі вибігу вантажу відбудуться зміни, за яких графік $\dot{x} = \dot{x}(t)$ буде продовжено до точки А, в якій швидкості вантажу і опорної площини вирівнюються. Після цього режим вибігу вантажу буде відображено ділянкою А–В з подовженням часу $t_{(k)}^{II}$.

Таким чином, режим гальмування опорної площини у випадку, коли вона на I етапі отримала більшу швидкість, визначає величину вибігу вантажу на II етапі і час його перебігу.

Висновки: економії енергетичних витрат в системах транспортування вантажів доцільно досягати на шляху обмеження кількостей площин тертя, використання кінетичної енергії на переміщення в режимах вибігу, обмеження коливальних процесів і дисипативних явищ.

1. Бондаренко А.А., Дубінін О.О., Переяславцев О.М. Теоретична механіка. Підручник. Частина 2. Динаміка. – К.: Знання, 2004. – 590 с.
2. Полатайло Д.М., Васильківський К.В., Бут С.А. Дослідження процесів перевантаження виробів з рухомих та нерухомих поверхонь // Харчова промисловість. – 2007. – № 5. – С. 74–78.
3. Соколенко А.І., Яровий В.Л., Піддубний В.А. та ін. Моделювання процесів пакування. – Вінниця: Нова книга, 2004. – 272 с.