

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЛАКСАЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ ЗА СПРОЩЕНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРТЯ У СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРАХ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Ловейкін В.С., д.т.н., проф., Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.,
Костина О.Ю., асист.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Проведений аналіз релаксаційних автоколивань, які виникають у скребкових конвеєрах при транспортуванні сипких матеріалів, за спрощеної характеристики сили тертя. Запропонована динамічна модель із зосередженими параметрами дозволяє встановити характер руху та його основні кінематичні характеристики (закони переміщення елементів конвеєра та зміни у часі їх швидкості, амплітуди та частоти автоколивань).

Постановка задачі. Сучасні розрахунки автоколивних механічних систем, до яких відносяться скребкові конвеєри, які транспортують сипкі матеріали, досить схематичні й вимагають суттєвого вдосконалення. Справа полягає у тому, що реальні автоколивні системи, як правило, знаходяться під впливом зовнішніх періодичних сил та коливні процеси у них визначаються взаємним впливом сил різної фізичної природи. Інколи у деяких механічних системах стаціонарні колювання можливі й без періодичних зовнішніх впливів, тобто такі системи є автоколивними по своїй суті або такими, що самозбуджуються.

Особливої уваги заслуговують механічні автоколювання, які виникають у системах з тертям, зокрема, з сухим (кулонівським) тертям. Зазвичай сила тертя призводить до затухання колювань (є основною причиною таких затухань), проте іноді вказана сила може стати причиною їх розгойдування (збільшення у часі амплітуди колювань й «виході» системи на стаціонарний, усталений режим автоколювань певної амплітуди та частоти). Позбутися таких колювань у механічних системах можна за допомогою спеціальних засобів, які призводять до радикальних (біфуркаційних) змін деяких параметрів вказаних систем і суттєво змінюють характер руху в цілому. Тому для керованих механічних систем (скребкові конвеєри належать саме до таких) необхідно встановити умови виникнення та основні параметри автоколювань, а також обґрунтувати можливості їх гасіння (повного знищення) тим чи іншим способом, оскільки такі збудження у системі призводять до втрати надійності її функціонування, стійкості паспортних, робочих режимів і небажаних перевантажень.

Оптимізація процесу гасіння автоколювань, зокрема, у скребкових конвеєрах, дає можливість підвищити ефективність управління ними та підвищити надійність таких систем у цілому. Саме цим проблемам та пошуку шляхів їх розв'язання і присвячене дане дослідження.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Динаміка ланцюгових систем

та визначення частот їх власних коливань висвітлена в роботах [6, 7]. Механічні автоколивання за наявності сил сухого тертя досліджувались Костеріном Ю.І. [1]. Автоколивання та автоколивні системи детально вивчались у роботах [2, 3, 5]. Я.Г. Пановко у [4] запропонував фізико-механічну модель автоколивань, які виникають у верстатах при різанні металів. Результати вказаних вище робіт використані у даному дослідженні.

Мета досліджень. Мета роботи полягає у встановленні основних закономірностей виникнення та головних параметрів релаксаційних автоколивань, які виникають у скребкових конвеєрах при транспортуванні сипких матеріалів. Для досягнення мети дослідження запропонована модель руху елементів вказаного конвеєра, що зводиться до осцилятора (системи з зосередженими параметрами) з сухим тертям, силова характеристика якого є спадною відносно швидкості руху конвеєра.

Результати досліджень. Розглянемо скребковий конвеєр для транспортування сипких матеріалів, який схематично зображений на рис 1.

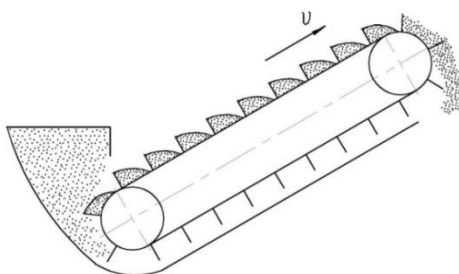


Рис. 1 – Скребковий конвеєр

Відомо, що не завжди забезпечується плавний рух скребкових конвеєрів, необхідний для його нормального функціонування. Замість цього виникає рух з періодичними зупинками. У таких випадках має місце суттєва нелінійність процесу і у той же час розміри об'єктів, які здійснюють коливний рух, ніяк не допускають припущення про системи з масами, які наближаються до нуля.

Наближений розв'язок подібних проблем можливий за допомогою спрощеної характеристики тертя, схема якої наведена на рис. 2. Ця характеристика дає два значення сили тертя: максимальну силу тертя спокою R_1 та постійну силу тертя руху R_2 .

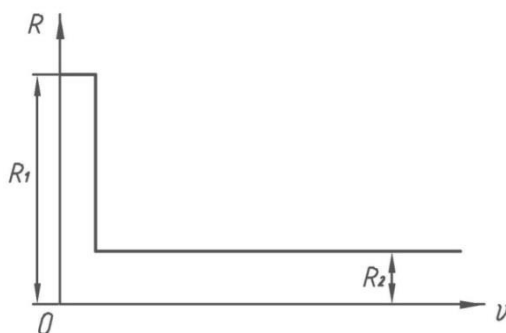


Рис. 2 – Схема характеристики сили тертя $R(u)$

Спрощена динамічна модель для аналізу процесу руху скребкового конвеєра представлена на рис. 3. Скребок 4 з тяговим органом 3 з'єднаний з порцією вантажу 1 пружною ланкою 2.

Нехай рух вантажу 1 та ланцюга 3 здійснюється із загальною швидкістю. Сила пружності пружини P дорівнює силі тертя R_2 . Розглянемо швидкість v_0 , при якій сила тертя змінюється зі статичного на динамічний стан.

Слід зазначити, що подібна модель руху скребкового конвеєра для транспортування сипких матеріалів (рис. 3) використовується для моделювання динамічних процесів у системах з зосередженими параметрами авторами [2, 4, 5].

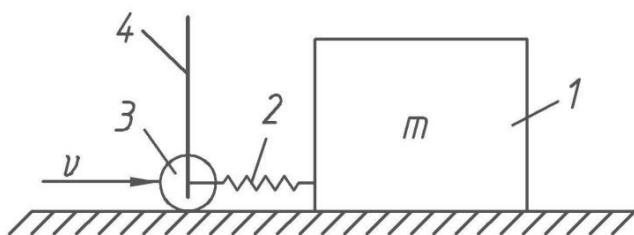


Рис. 3 – Розрахункова динамічна модель для аналізу руху скребкового конвеєра

Ведучий ланцюг, продовжуючи рух направо, буде стискувати пружину до тих пір, поки сила стискування P не зрівняється з максимальною силою тертя спокою R_1 . Оскільки після цього подальше зростання сили тертя неможливе, тоді відбудеться «зрив» вантажу 1 (сипкий матеріал). При цьому сила тертя R_1 миттєво зменшується до значення R_2 , тоді як сила стискання пружини $P = R_1$ миттєво не може змінитись і у першу мить руху, що розпочався, буде все ж таки дорівнювати R_1 . Момент зриву прийемо за початок відліку часу ($t = 0$); при цьому дорівнюють нулю як переміщення x , так і швидкість вантажу \dot{x} , тобто

$$x|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0, \quad (1)$$

У даному випадку не можна припустити миттєвого стрибка швидкості. Такому стрибку відповідає нескінченно велике прискорення, а відповідно, і нескінченно великі сили; тут на вантаж m у першу мить руху діє скінченна сила $R_1 - R_2$.

Розглянемо наступний рух вантажу. У поточний момент часу t довжина пружини зміниться на величину $(x - v_0 \cdot t)$ й сила пружності пружини зменшиться до величини

$$P(t) = R_1 - c \cdot (x - v_0 \cdot t), \quad (2)$$

де c – жорсткість пружини,

v_0 – швидкість руху скребкового конвеєра, яка відповідає переходу сили тертя зі статичного в динамічний стан.

Диференціальне рівняння руху вантажу запишеться у вигляді

$$R_1 - c \cdot (x - v_0 \cdot t) - R_2 = m\ddot{x}, \quad (3)$$

або

$$\ddot{x} + p^2 \cdot x = p^2 \cdot v_0 \cdot t + \frac{R_1 - R_2}{m}, \quad (4)$$

де $p = \sqrt{c/m}$ – частота власних коливань системи.

Розв'язок рівняння (4), який відповідає початковим умовам (1), має вид

$$x = v_0 \cdot t - \frac{v_0}{p} \cdot \sin pt + \frac{(R_1 - R_2)}{c} \cdot (1 - \cos pt), \quad (5)$$

перший доданок правої частини (5) виражає рух зі швидкістю, при якій сила тертя змінюється зі статичного в динамічний стан, а інші складові – додаткові коливання вантажу.

Швидкість руху вантажу m змінюється за законом

$$\dot{x} = v_0 - v_0 \cdot \cos pt + \frac{p \cdot (R_1 - R_2)}{c} \cdot \sin pt. \quad (6)$$

Наступна зупинка вантажу відбудеться у момент, коли \dot{x} знову стане рівною нулю. Умова зупинки $\dot{x} = 0$ призводить згідно зі співвідношенням (6) до рівняння

$$v_0 - v_0 \cdot \cos pt_1 + \frac{p \cdot (R_1 - R_2)}{c} \cdot \sin pt_1 = 0, \quad (7)$$

де: t_1 – час від моменту зриву до нової зупинки.

Введемо безрозмірний параметр

$$\alpha = \frac{p \cdot (R_1 - R_2)}{c \cdot v_0} = \frac{g}{p \cdot v_0} \cdot \Delta f, \quad \Delta f = f_1 - f_2, \quad (8)$$

де: Δf – різниця коефіцієнтів тертя спокою f_1 та руху f_2 , g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Умова зупинки приймає вид:

$$\alpha \cdot \sin pt_1 = \cos pt_1 - 1. \quad (9)$$

Розв'язуючи це трансцендентне рівняння, знаходимо:

$$\sin pt_1 = -\frac{2\alpha}{(1 + \alpha^2)}, \quad \cos pt_1 = \frac{1 - \alpha^2}{1 + \alpha^2}. \quad (10)$$

Звідси можемо знайти значення t_1 за формулою

$$\text{tg}(pt_1) = \frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \Rightarrow t_1 = \frac{1}{p} \cdot \text{arctg}\left(\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1}\right). \quad (11)$$

Знаючи t_1 , можна за формулою (5) визначити абсцису x_1 вантажу у момент нової зупинки, тобто шлях, який пройшов вантаж m за час t_1

$$x_1 = v_0 \cdot t_1 - \frac{v_0}{p} \cdot \sin pt_1 + \frac{(R_1 - R_2)}{c} \cdot (1 - \cos pt_1) = v_0 \cdot t_1 + \frac{2 \cdot \alpha \cdot v_0}{p}, \quad (12)$$

або

$$x_1 = v_0 \cdot \frac{1}{p} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \right) + \frac{2 \cdot \alpha \cdot v_0}{p}. \quad (13)$$

Із врахуванням виразів (10) знайдемо за формулою (2) силу стискування пружини у момент зупинки:

$$P(t_1) = 2R_2 - R_1. \quad (14)$$

Оскільки $R_2 < R_1$, тоді $P(t_1) < R_1$; отже, після зупинки вантаж m деякий час буде залишатись на місці, поки сила пружності пружини знову не досягне значення граничної сили тертя спокою R_1 .

За час, протягом якого вантаж m знаходиться у стані спокою, сила стискування пружини поступово зростає на величину

$$\Delta P = R_1 - P(t_1) = 2 \cdot (R_1 - R_2), \quad (15)$$

й відповідне скорочення пружини c складе:

$$\Delta l = \frac{\Delta P}{c} = \frac{2 \cdot (R_1 - R_2)}{c}. \quad (16)$$

Цій самій величині дорівнює шлях, який проходить ведучий ланцюг за час, поки вантаж m стоїть на місці. Отже, тривалість стану спокою вантажу m дорівнює:

$$t_2 = \frac{\Delta l}{v_0} = \frac{2 \cdot (R_1 - R_2)}{c \cdot v_0} = \frac{2\alpha}{p}. \quad (17)$$

Той самий результат можна знайти з умови:

$$v_0 \cdot (t_1 + t_2) = x_1, \quad (18)$$

яка виражає рівність переміщень вантажу m та ведучого ланцюга за період.

Отже, період автоколивань вантажу визначається формулою:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{1}{p} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{2\alpha}{\alpha^2 - 1} \right) + \frac{2\alpha}{p}. \quad (19)$$

У момент $t = T$ відбувається наступний зрив вантажу і починається новий цикл автоколивань.

Чим менша швидкість ведучого ланцюга, при якій сила тертя змінюється зі статичного на динамічний стан, тим більш різко виражений процес

автоколивань. Дійсно, за малих значень v_0 безрозмірний параметр α стає досить великим, і з виразу (10) у цьому випадку наближено випливає:

$$\sin pt \rightarrow 0; \quad t_1 = \frac{\pi}{p} = \frac{\pi \cdot \sqrt{m}}{\sqrt{c}}. \quad (20)$$

При врахуванні виразу (17) період автоколивань наближено дорівнює:

$$T = \frac{\pi + 2\alpha}{p} = \frac{(\pi + 2\alpha) \cdot \sqrt{m}}{\sqrt{c}}, \quad \text{при } v_0 \rightarrow 0. \quad (21)$$

Значення другої складової у (21) (у чисельнику) збільшується зі зменшенням швидкості v_0 ; характер руху при двох різних малих значеннях v_0 показаний на рис. 4. Зі зменшенням швидкості v_0 зростає період автоколивань T і одночасно зменшується значення x_1 , \dot{x}_1 .

Розглянемо чисельний приклад. Визначимо, за якого значення параметру α тривалість зупинки вантажу дорівнює тривалості його руху. Знайдемо відповідну швидкість v_0 , якщо $p = 100 \text{ c}^{-1}$ й $\Delta f = 0,1$.

Згідно з умовою $t_2 = t_1$; тому, позначаючи $pt_1 = pt_2 = \beta$, маємо з виразів (10) та (17)

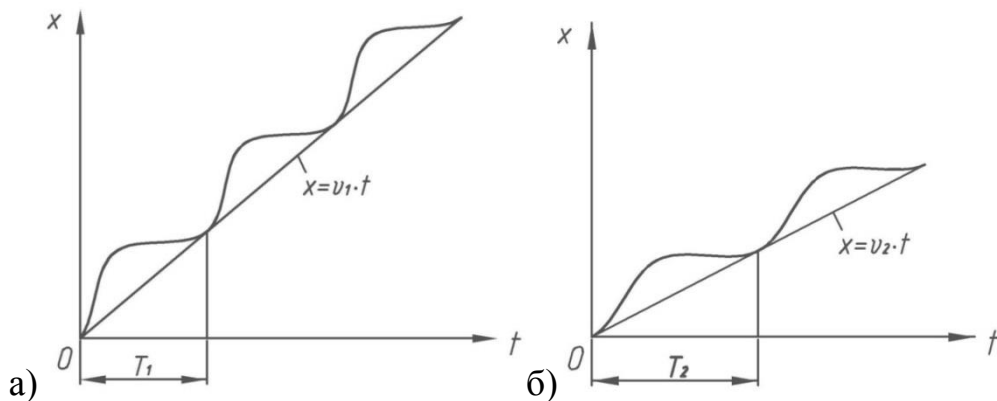
$$\sin 2\beta = -\frac{2\beta}{1 + \beta^2}. \quad (22)$$

Найменший відмінний від нуля корінь цього трансцендентного рівняння ($\beta > 0$) дорівнює $\beta = 2,03$.

Тепер з формули (8) можна отримати відповідну швидкість, яка відповідає переходу сили тертя зі статичного в динамічний стан

$$v_0 = \frac{g \cdot \Delta f}{\alpha \cdot p} = \frac{9,81 \cdot 0,1}{2,03 \cdot 100} \approx 4,92 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}. \quad (23)$$

Як видно, чим жорсткіша система (тобто, чим більше її власна частота p), тим меншою виявляється швидкість v_0 .



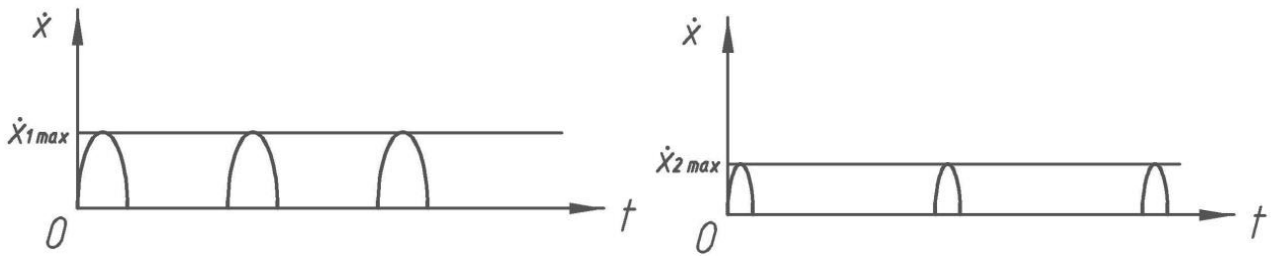


Рис. 4 – Закони руху $x(t)$, $\dot{x}(t)$ для різних v_0 : а) $v_0 = v_1$; б) $v_0 = v_2$; ($v_2 < v_1$); ($\dot{x}_{1max} > \dot{x}_{2max}$; $T_2 > T_1$).

Висновки

1. У межах моделі осцилятора з сухим тертям, який має спадну (кусково-спадну) характеристику сили тертя (її залежність від швидкості руху), отримані основні закономірності автоколивних режимів руху скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів. Визначені основні кінематичні та силові характеристики таких режимів руху.

2. Показано, що швидкість руху конвеєрасуттєво впливає на період автоколивань, на переміщення вантажу за період та на його швидкість. Зокрема, зі зменшенням швидкості v_0 , яка відповідає переходу сили тертя зі стану спокою в динамічний стан, зростає період коливань (T), зменшується переміщення вантажу (x) за той самий час і швидкість його руху (\dot{x}) (максимальна, середня).

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів як на стадіях їх конструювання (проектування), так і у режимах реальної експлуатації, а також для пошуку шляхів зменшення виникаючих у подібних механічних системах небажаних автоколивань (особливо у процесах пуску/гальмування вказаних конвеєрів).

Список використаних джерел

1. Костерин Ю.И. Механические автоколебания при сухом трении / Ю.И. Костерин. - М.: Изд-во АН СССР, 1960.
2. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы / К.Ф. Теодорчик. - М.: Физматгиз, 1957.
3. Харкевич А.А. Автоколебания / А.А. Харкевич. - М.: Гостехиздат, 1953.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. - М.: Машиностроение, 1967. - 316 с.
5. Тондл А. Автоколебания механических систем / А. Тондл. - М.: Мир, 1979. - 432 с.
6. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / І.М. Хорольський. - Львів: - 1999. - 194 с.

7. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л. И. – М.: Недра, 1976. – 162с.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЛАКСАЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ПРИ УПРОЩЕННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ В СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Ловейкин В., Човнюк Ю., Костина О.

Приведен анализ релаксационных автоколебаний, возникающих в скребковых конвейерах при транспортировании сыпучих материалов, при упрощенной характеристике силы трения. Предложена динамическая модель с сосредоточенными параметрами, позволяющая установить характер движения и его основные кинематические характеристики (законы перемещения элементов конвейера и изменения во времени их скорости, амплитуды и частоты автоколебаний).

Abstract

STUDY OF RELAXATION OF AUTO DATA FOR THE SIMPLIFIED FRICTION IN SHIPPING CONVEYOR FOR MATERIALS

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, O. Costin

The analysis of the relaxation self-oscillations occurring in scraper conveyors at transportation of bulk materials at the simplified characteristic of friction force is conducted. The dynamic model with the lumped parameters allowing to establish character of motion and its main kinematic characteristics is offered.