

УДК 621.798

К.В. ВАСИЛЬКІВСЬКИЙ,  
В.Й. ЛЕНЗІОН,  
Д.В. МАВРОДІ,  
І.Н. ДІДИК

Національний університет харчових технологій

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРИВОДІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ ЗБІЛЬШЕНИХ ВАНТАЖНИХ ОДИНИЦЬ З НЕЛІНІЙНОЮ СИСТЕМОЮ ПІДВІСКИ

Досліджено динаміку приводів машин для розвантаження збільшених вантажних одиниць за умов нелінійної системи підвіски. Складено і розв'язано рівняння руху мас. Дано рекомендації щодо застосування нелінійних моделей.

**Ключові слова:** динаміка, підвіска, жорсткість, навантаження.

Останнім часом посилюється тенденція використання пакет-піддонних технологій на ділянках перевезень склотари від заводів-виготовлювачів до заводів-споживачів.

Складовою частиною транспортно-технологічних систем виробництв на яких здійснюється робота із склотарою мають бути пристрої для розформування пакет-піддонів. Структурна побудова такого обладнання має передбачати вузли позиціонування збільшених вантажних одиниць, захоплювальні головки, механізми вертикальних і горизонтальних переміщень, вузли розформування масивів виробів і утворення з них однорядних, дворядних або багаторядних потоків. Розв'язання проблем швидкодії та підвищення пропускної здатності обладнання лежить на шляху компромісів у виборі кінематичних і динамічних параметрів.

Відомо, що робота таких пристроїв характеризується наявністю перехідних процесів на початку та при завершенні переміщень вантажів на вертикальних і горизонтальних ділянках. Піднімання вантажів здійснюється найчастіше в режимах ударного навантаження. До факторів, які визначають цю силову дію, належать маса вантажів, швидкість переміщення, зведена жорсткість системи підвіски. Оскільки маса вантажів визначає разом зі швидкістю пропускну здатність обладнання, то лише жорсткість залишається параметром, яким можна варіювати. Щоб досягти помітних впливів, до складу системи підвіски включають додатково пружні елементи.

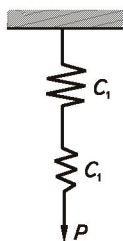


Рис. 1. Схема до визначення приведеної жорсткості підвіски

Проте таке додавання супроводжується перетворенням системи підвіски в таку, що характеризується як низькочастотна, оскільки частота власних коливань для двомасових моделей прямо пропорційна жорсткості в ступені 0,5. Зауважимо, що низькочастотні системи є слабозатухаючими і треба вирішувати завдання примусового гасіння коливань.

Зменшення жорсткості системи підвіски захоплювальних головок не може не впливати на динаміку перехідних процесів на ділянці опускового руху вантажів, а тому виникає потреба в ретельному розгляді таких процесів.

Перехідні процеси на ділянці опускового руху при постійній жорсткості підвіски розглянуто і описано детальніше в роботах [1, 2].

Розглянемо випадок, коли послідовно з тросом чи ланцюгом, довжина яких змінюється, у підвіску встановлюється додатковий пружний елемент (рис. 1). Тоді

© К.В. Васильківський, В.Й. Лензіон, Д.В. Мавроді, 2013

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}}, \quad (1)$$

де  $C_1$  — жорсткість троса чи ланцюга в підвісці головки, Н/м;  $C_2$  — жорсткість пружного елемента, Н/м;  $C_{12}$  — приведена жорсткість системи, Н/м.

Жорсткість  $C_2$  на всіх етапах навантаження підвіски залишається постійною, але величина  $C_1$  змінюється в міру опускання захоплювальної головки з вантажами. У випадку, коли пружного елемента немає, маємо  $C_{12} = C_1$  і тоді зміна  $C_{12}$  за час взаємодії може бути достатньо відчутною.

Зупинимось детальніше на цьому випадку, розрахункову схему якого наведено на рис. 2. На схемі показано барабан 1, трос 2 та захоплювальну головку 3 з вантажем. Нехай початковому положенню відповідає довжина  $l_0$  троса. Нагадаємо, що жорсткість троса визначається за виразом

$$C_1 = \frac{EF}{l}, \quad (2)$$

де  $E$  — модуль пружності матеріалу троса, Па;  $F$  — приведена площа поперечного перерізу троса, м<sup>2</sup>;  $l$  — довжина троса, м.

При опускному русі захоплювальної головки довжина троса становитиме

$$l = l_0 + x_2 \quad (3)$$

і тоді отримаємо наступні параметри приведеної жорсткості,

$$C_1 = \frac{EF}{l_0 + x_2} = C_{12}, \quad (4)$$

Позначимо  $EF = C_{\text{п}}$ , тоді

$$C_{12} = \frac{C_{\text{п}}}{l_0 + x_2}. \quad (5)$$

Що стосується законів руху ведучої маси, то на практиці можна реалізувати, наприклад, закон з постійною швидкістю або косинусуїдальний закон.

Для першого закону можна записати систему рівнянь

$$\begin{aligned} x_1 &= V_1 t; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= m_2 g - C_{12} (x_2 - x_1) = m_2 g - \frac{C_{\text{п}}}{l_0 + x_2} (x_2 - x_1), \end{aligned} \quad (6)$$

де  $g$  — прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Здійснивши підстановку  $x_1$ , виконаємо перетворення

$$\ddot{x}_2 = g - \frac{x_2 C_{\text{п}}}{m_2 (l_0 + x_2)} + \frac{C_{\text{п}} V_1 t}{m_2 (l_0 + x_2)}. \quad (7)$$

Одержане рівняння руху нелінійне, і його аналіз здійснимо з використанням чисельних методів. Розрахунки виконаємо з такими значеннями параметрів:

$$m_2 = 200 \text{ кг}; \quad V_1 = 0,2 \text{ м/с}; \quad l_0 = 0,3 \text{ м}; \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

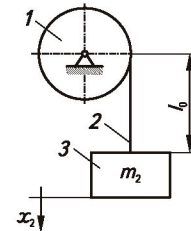


Рис. 2. Розрахункова схема до визначення змінного значення  $C_{12}$

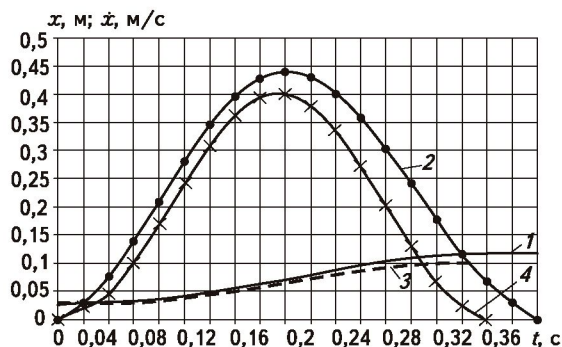


Рис. 3. Графіки зміни переміщень (1 і 3) та швидкостей (2 і 4) відповідно для нелінійної та лінійної моделей для випадку  $C_n = 200000$  Н

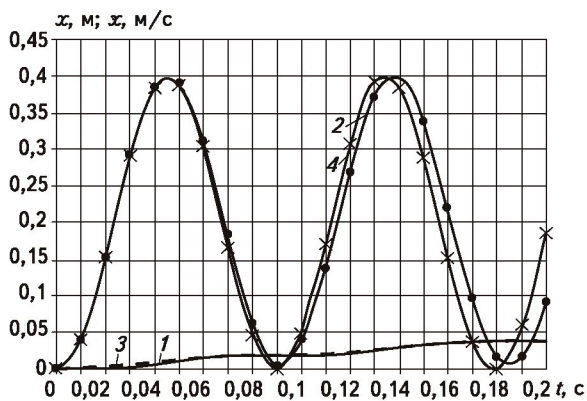


Рис. 4. Графіки зміни переміщень (1 і 3) та швидкостей (2 і 4) відповідно для нелінійної та лінійної моделей для випадку  $C_n = 300000$  Н

Оцінимо вплив величини  $C_n$ , змінюючи її в певному діапазоні:

$$C_n = 20000 \text{ та } 300000 \text{ Н.}$$

Метою розрахунків є визначення переміщень  $x_2$ , яким відповідає значення швидкості  $\dot{x}_2 = 0$ . Результати розрахунків показані на рис. 3 і 4.

Як бачимо, існує певна різниця в значеннях  $\Delta x_{(k)}$  для лінійної та нелінійної моделей. Ця різниця зменшується зі збільшенням величини  $C_n$ , і очевидно, що суттєву роль при цьому має значення маси  $m_2$ . Тому можна зробити певний висновок, що для низькочастотних систем похибка лінійної та нелінійної моделей зростає і оскільки нелінійна модель точніше відображає фізичну суть явищ, то вона має бути пріоритетною в таких розрахунках. Це тим більш доцільно, що навіть системи з жорсткими підвісками за рахунок великих мас можуть перетворюватись у низькочастотні.

**Висновки.** Одержані результати розрахунків дають змогу підтвердити доцільність використання нелінійних моделей при розрахунку приводів для піднімання вантажів в обладнанні для розформування збільшених вантажних одиниць, особливо для систем з обмеженими значеннями приведених жорсткостей  $C_n$ , оскільки вони наблизять можливість реалізації безударного вкладання вантажів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Погрузочно-разгрузочное и транспортное оборудование в перерабатывающей промышленности: Справ. / А.И. Соколенко, И.И. Сторижко, В.П. Ярьско и др. — К.: Урожай, 1990. — 152 с.
2. Моделирование процессов пакування: підручник / Соколенко А.І., Васильківський К.В., Шевченко О.Ю. та ін. — Вінниця: Нова книга, 2004. — 272 с.

Исследована динамика приводов машин для расформирования укрупненных грузовых единиц при условии использования модели с нелинейной подвеской. Составлены и рассчитаны уравнения движения. Даны рекомендации для использования нелинейных подвесок.

**Ключевые слова:** динамика, подвеска, жесткость, нагрузка.

**K. Vasilkovsky, V. Lenzion, D. Mavrodi**

#### **Research dynamics of drive unloading equipment enlarged cargo units with nonlinear suspension system**

Raise cargo carried in modes of shock loading. The factors that determine the effect of this force include mass transport, speed of movement, reduced stiffness of

the suspension. Since the mass transport determines together with speed capacity of equipment, only stiffness is a parameter that can be varied. Reducing the stiffness of the suspension gripping head can not affect the dynamics of transients in the area standpipe movement of goods.

Dynamics drives of machines for unloading equipment enlarged cargo units under condition nonlinear system of a suspension bracket is investigated. The equations movement of weights are made. The recommendations till uses of nonlinear models are given.

The results of calculations allow to confirm the feasibility of using nonlinear models in the calculation of the reasons for lifting loads in equipment for dissolution increased cargo units, especially for systems with limited values of reduced stiffness.

**Key words:** dynamics, pendant, inflexibility, loading.

*Одержана редколегією 25.03.2013 р.*