

УДК 621.867

ВІБРАЦІЙНИЙ КОНВЕЄР З ДОВІЛЬНО РОЗТАШОВАНИМИ ПЛОСКИМИ ПРУЖИНАМИ

*П. Коруняк, к. т. н., М. Яцина, магістрант
Львівський національний аграрний університет*

*І. Ніщенко, к.ф.-м. н.
Національний технічний університет України «Київський
політехнічний інститут»*

Постановка проблеми. Вібраційні машини отримали широке застосування не тільки в машинобудуванні, а й в інших галузях виробництва. Вони можуть використовуватися як засоби транспортування вантажів, так і вмонтованими в транспортно-технологічне обладнання (дозування, сепарація, сушка тощо) [2].

До найбільш розповсюджених вібраційних транспортувальних машин належать вібраційні конвеєри, які працюють у режимі гармонічних прямолінійних коливань і виконані за двомасною резонансною зрівноваженою системою [2-4]. Для реалізації таких коливань і рівномірного руху необхідно забезпечити умови відсутності появи в таких механічних системах паразитних кутових коливань. Крім того, у деяких випадках технологічно необхідно одержати рівномірний рух, а це можливо за допомогою впливу на величину кутових коливань [1; 4; 5] за довільного розташування плоских пружин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Складність налаштування віброконвеєрів на ефективну роботу полягає в точності визначення геометричних характеристик елементів механічної системи, їх конструктивних параметрів і технології виготовлення [2; 3].

Дійсно, за довільного розташування плоских пружин і забезпечення рівномірного руху виробу по транспортувальній поверхні (рис. 1) необхідно, щоб при заданих параметрах механічної системи їх осі перетиналися в одній точці [1; 4; 5].

Постановка завдання. Наша мета – дослідити рух елементів вібраційного конвеєра.

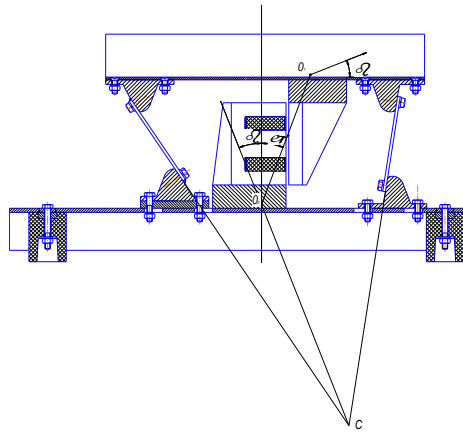


Рис. 1. Принципова схема віброконверса.

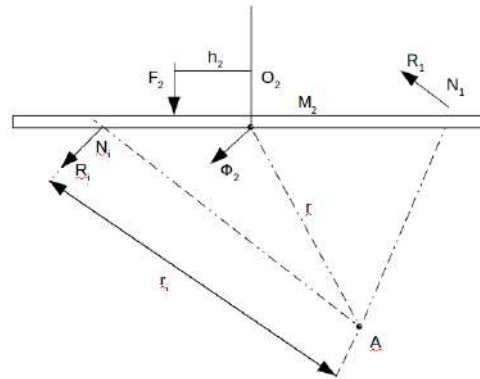


Рис. 2. Розрахункова схема.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо рух механічної системи під дією збурювальної сили електромагнітного приводу. Прикладемо до тіла 1 та реактивного тіла 2 в центрах мас головні вектори та головні моменти сил інерції:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= -m_1(\ddot{x}_1\vec{i} + \ddot{y}_1\vec{j}); \\ \Phi_2 &= -m_2(\ddot{x}_2\vec{i} + \ddot{y}_2\vec{j}) = -m_2[(\ddot{x}_1 + \ddot{q} + \ddot{\phi}_1 l \sin \psi)\vec{i} + (\ddot{y}_1 - \ddot{\phi}_1 l \sin \psi)\vec{j}]; \quad (1) \\ \vec{M}_1 &= -I_1\ddot{\phi}_1 K; \\ \vec{M}_2 &= -I\ddot{\phi}_2 \vec{K} = -I_2\left(\ddot{\phi}_1 l - \frac{\ddot{q}}{r}\right)\vec{K}; \end{aligned}$$

де i, j, K - одиничні вектори, напрямлені вздовж координат осі OXYZ;

Φ_1, Φ_2 - головні вектори сил інерції;

M_1, M_2 - головні моменти сил інерції відносно центрів мас відповідних тіл.

Використовуючи принцип Даламбера для механічної системи, можна скласти рівняння рівноваги:

$$\begin{cases} \sum_{K=1}^n F_{nx} = 0; \Phi_1 + \Phi_2 = 0; -m_1 \ddot{x}_1 - m_2 (\ddot{x}_1 + \ddot{q} + \ddot{\phi}_1 l \cos \psi) = 0; \\ \sum_{K=1}^n F_{ny} = 0; -m_1 \ddot{y}_1 - m_2 (\ddot{y}_1 + \ddot{\phi}_1 l \cos \psi) = 0; \\ \sum_{K=1}^n M_{01}(\vec{F}_K) = 0; \Phi_{2x} l \cos \psi + \Phi_{2y} l \sin \psi + M_1 + M_2 = \\ -m_2 l \cos \psi (\ddot{x}_1 + \ddot{q} + \ddot{\phi}_1 l \cos \psi) + m_2 l \cos \psi (\ddot{y}_1 + \ddot{\phi}_1 l \cos \psi) - I_1 \ddot{\phi}_1 - I_2 \left(\ddot{\phi}_1 - \frac{\ddot{q}}{r} \right) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Після перетворення одержимо диференціальні рівняння

$$\begin{cases} (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{q} + (m_2 l \cos \psi) \ddot{\phi}_1 = 0; \\ (m_1 + m_2) \ddot{y}_1 - m_2 l \sin \psi \cdot \ddot{\phi}_1 = 0; \\ (m_2 l \cos \psi) \ddot{x}_1 - m_2 l \sin \psi \cdot \ddot{y}_1 + \left(m_2 l \cos \psi - \frac{I_2}{r} \right) \ddot{q} + (m_2 l + I_1 + I_2) \ddot{\phi} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

До цих рівнянь не увійшли збурювані сили $F_1 = F_2 = F \sin \omega t$, тому що їх головний вектор і головний момент дорівнюють нулю.

Виділимо окремо реактивне тіло 2 і прикладемо до нього силу інерції, збурювану силу $F_2 = F \sin \omega t$ та реакції R_i і моменти N_i від дії відкинутих пружин (рис. 2):

$$R_i = \frac{12EI_i}{l_i^3} \cdot \frac{r_i}{r} \cdot q + \frac{6EI_i}{l_i^2} \cdot \frac{q}{r}; \quad N_i = \frac{6EI_i}{l_i^2} \cdot \frac{r_i}{r} \cdot q + \frac{4EI_i}{l_i} \cdot \frac{q}{r},$$

де l_i - довжина пружини;

I_i - момент інерції поперечного перерізу пружини.

Використовуючи знову принцип Даламбера, складемо рівняння моментів відносно точки А:

$$\sum_{K=1}^n (\vec{F}_K) = 0; \quad -\Phi_{2x} \cdot r + M_2 + \sum_{i=1}^s R_i \cdot r + F_2 h_2 + F_2 \cos \gamma \cdot r = 0. \quad (4)$$

Поділивши рівність (4) на r і підставивши вирази сил і моментів, одержимо ще одне диференціальне рівняння:

$$m_2 \ddot{x}_1 + \left(m_2 + \frac{I_2}{r^2} \right) \ddot{q} + \left(m_2 l \cos \psi + \frac{I_2}{r^2} \right) \ddot{\phi} + K_q \cdot q = -F \left(\cos \varphi + \frac{h_2}{r} \right) \sin \omega t, \quad (5)$$

де K_q - коефіцієнт жорсткості, що визначається за формулою

$$K_q = \frac{12E}{r^2} \cdot \sum_{i=1}^s \frac{I_i \left(r_i^2 + l_i r_i + \frac{1}{3} l_i^2 \right)}{l_i^3}.$$

Аналітичне дослідження руху реактивного тіла цілком підтвердили результати і твердження, викладені в працях [1; 4].

Для того щоб полегшити налаштування двомасного вібраційного конвеєра та забезпечити як рівнозмінний, так і рівномірний закони руху вантажу, запропоновано конструкцію опорного вузла для кріплення кінців плоских пружин (рис. 3). Суть пропозиції полягає в тому, що регулювання паразитних кутових коливань механічної системи і кут нахилу плоских пружин змінюються поворотом осі шарнірних кронштейнів. Використовуючи цей прийом налаштування віброконвеєра, можна досягти заданих умов переміщення.

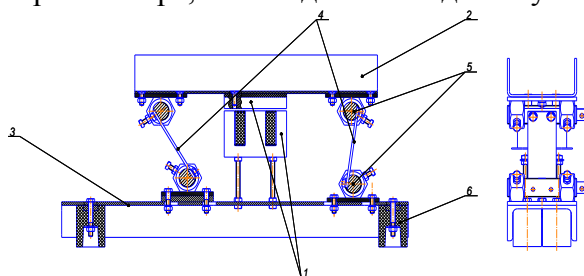


Рис. 3. Конструктивна схема вібраційного конвеєра з довільно розташованими плоскими пружинами.

Рис. 4. Дослідне обладнання.

Висновки. Таким чином, запропонована конструкція кріплення кінців плоских пружин дає змогу підвищити ефективність роботи двомасного вібраційного конвеєра з довільно розташованими плоскими пружинами. Завдяки такому налаштуванню обладнання можна компенсувати деякі його теоретичні й конструктивні похибки.

Бібліографічний список

1. А.с. СССР № 1219488 А. Двухмассный вибратонный конвейер / В. А. Щигель. – опубл. 23.03.86, Бюл. № 11.
2. Вибрации в технике: справочник : в 6 т. / ред. совет: В.Н. Чоломей (председ.) [и др.]. – М. : Машиностроение, 1981 – Т.4: Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Лавендела. – 1981. – 509 с.
3. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання : навч. посіб. / В. О. Повідайло. – Львів : Вид-во НУ «Львівська політехніка», 2004. – 248 с.

4. Щигель В. А. Динамика двухмассного резонансного вибропитателя с непараллельно расположенными плоскими пружинами // Изв. вузов : машиностроение - 1988г.- № 10. С. 91 – 95.

5. Pat. 3.703.233 USA, В 65 27/08. Vibratoryfeedingapparatus / HaroldR. Hacker. -filet 21.11.1972.

Корунык П., Яцина М., Нищенко І. Вібраційний конвеєр з довільно розташованими плоскими пружинами

Проаналізовано роботу вібраційних конвеєрів, розглянуто рух механічної системи. Запропонована конструкція опорного вузла для кріплення плоских пружин, що полегшить налаштування обладнання на ефективну роботу.

Ключові слова: конвеєр, вібрація, пружина, коливання, шарнір, кронштейн, вісь.

Korunyak P., Iatsyna M., Nishchenko I. Vibratory conveyors with arbitrary located flat springs

The work of vibrating conveyors is analyzed, motion of mechanical system is considered. The offered design of reference node for fixing flat springs, which facilitates the configuration of equipment to work effectively.

Key words: conveyor, vibration, spring, fluctuations, hinge, bracket, axle.

Корунык П., Яцина М., Нищенко И. Вибрационный конвейерс произвольно расположенными плоскими пружинами

Проанализирована работа вибрационных конвейеров, рассмотрено движение механической системы. Предложена конструкция опорного узла для крепления плоских пружин, позволяющая облегчить настройку оборудования на эффективную работу.

Ключевые слова: конвейер, вибрация, пружина, колебания, шарнир, кронштейн, ось.