

# ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ ТА ВІБРОТЕХНОЛОГІЇ В АВТОМАТИЗОВАНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.867.52

І.Й. ВРУБЛЕВСЬКИЙ

Національний університет “Львівська політехніка”

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОМАСОВОГО ВІБРОТРАНСПОРТЕРА З НЕСУМІЩЕНИМИ ЦЕНТРАМИ МАС

© Врублевський І.Й., 2010

*Розглянуто динаміку вібраційного двомасового транспортера з несуміщеними центрами мас. Визначено, при яких співвідношеннях відстані між центрами мас з мас-інерційними параметрами вібротранспортера досягають відсутності паразитних кутових коливань його робочого органу.*

*Two-mass vibratory conveyor with non-superposed centers of masses is considered. The correlation of the distance between the centers of masses and mass-inertia parameters that exclude the torsion vibration is determined.*

**Постановка проблеми.** В автоматизації виробництва поширені вібраційні транспортери, зокрема вібротранспортери з незалежними електромагнітними урухомниками горизонтальних та вертикальних коливань. Вони, працюючи у білярезонансному режимі, забезпечують високу швидкість транспортування за мінімальних енергозатрат. Більшість конструкцій таких вібротранспортерів можна представити у вигляді двомасової коливної системи: робочій орган з'єднується з реактивним каркасом пружною системою, що має тривимірну жорсткість [1]. Тому разом з горизонтальними та вертикальними коливаннями можлива реалізація паразитних кутових коливань робочого органу. Їх усувають зазвичай, суміщаючи центри мас робочого органу та реактивного каркаса [2], але таке суміщення не завжди можливе і часто ускладнює конструкцію транспортера. Тому задача усунення кутових коливань робочого органу двомасового вібротранспортера з несуміщеними центрами мас є актуальною проблемою.

**Аналіз останніх досліджень.** Динаміку коливної системи двомасового вібраційного транспортера детально розглянуто в роботі [1], виведено рівняння, які описують амплітуди та власні частоти системи. У роботі [3] розглянуто коливну систему вібротранспортера з незалежними коливаннями, центри мас якого розташовані на вертикальній осі симетрії, знайдено співвідношення між величинами зміщення центрів мас і мас-інерційними параметрами (величинами мас, моментів інерції, жорсткостей), при яких паразитні кутові коливання робочого органу відсутні. Конструкція двомасового вібраційного транспортера з несуміщеними центрами мас захищена свідоцтвом на винахід [4], в якому описано не тільки транспортування з відсутністю кутових коливань, а й таке їх дозування, яке сприяє переміщенню з прискоренням або сповільненням із зупинкою в кінці або на початку лотка транспортера. Але наведені формули доволі складні і незручні для узагальнювального аналізу співвідношень параметрів, оскільки багато параметрів, які в них входять, – це конструктивні параметри конкретного вібротранспортера.

**Формулювання мети дослідження.** Мета дослідження полягає у визначенні такого зв'язку відстані між центрами мас з параметрами двомасового вібраційного транспортера з незалежними горизонтальними і вертикальними коливаннями, який буде достатньою умовою відсутності паразитних кутових коливань робочого органу і дасть змогу зробити повний загальний аналіз виконання цієї умови з використанням мінімальної кількості розмірних параметрів.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянемо динамічну схему коливної системи двомасового вібротранспортера (рис. 1): робочий орган масою  $m_2$  і осьовим моментом інерції  $J_2$  з'єднаний з реактивним каркасом масою  $m_1$  і осьовим моментом інерції  $J_1$  за допомогою пружної системи з тривимірною жорсткістю ( $c_x, c_y, c_\varphi$  – відповідно горизонтальна, вертикальна та кутова жорсткість), що допускає переміщення обох мас в горизонтальному і вертикальному напрямку та кутове взаємне переміщення навколо центру жорсткості  $Q$ . Така пружна система може складатися з плоских гратчастих пружин [4]. Завдяки тому, що конструкція вібротранспортера симетрична відносно вертикальної осі, а його довжина значно перевищує висоту і ширину, центри мас робочого органу і реактивного каркаса  $O_2$  і  $O_1$  знаходяться на осі симетрії, так як і центр жорсткості. Згідно з результатами дослідження [3] паразитні кутові коливання робочого органу відсутні, якщо відстань  $l_2$  від центру мас робочого органу до центру жорсткості задовольняє рівнянню

$$l_2 = \left[ \frac{J_1}{ml} + l + h_2 \mathbf{m} \sqrt{\left( \frac{J_1}{ml} + l - h_2 \right)^2 - \frac{4}{c_x} \left( c_j - \frac{J_1 h_2}{l} \omega^2 \right)} \right] / 2, \quad (1)$$

де  $l$  – відстань між центрами мас,  $h_2$  – відстань від центру мас робочого органу до точки  $O$  перетину лінії дії зусилля урухомника горизонтальних коливань з вертикальною віссю симетрії,  $\omega$  – кругова частота вимушених коливань,  $m$  – зведена маса вібротранспортера, яка визначається за формулою

$$m = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}.$$

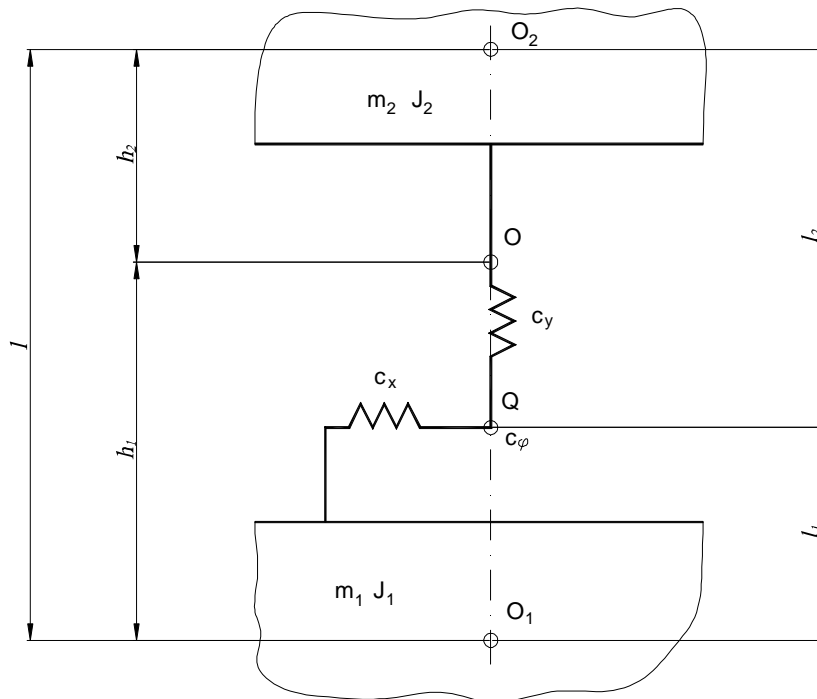


Рис. 1. Динамічна схема двомасового вібраційного транспортера з незалежними горизонтальними і вертикальними коливаннями

Для узагальнювального аналізу можливих положень центрів мас формула (1) достатньо складна. Подамо величини відстаней від центру мас робочого органу до центру жорсткості та до точки  $O$  через відстань між центрами мас

$$l_2 = kl, h_2 = nl, \quad (0 < k < 1, 0 < n < 1).$$

Після підстановки цих виразів у рівняння (1) і перетворення отримаємо формулу

$$\frac{J_1}{m} + l^2(1-n) = \frac{c_j - kJ_1W^2}{c_x(n-k)}. \quad (2)$$

У частковому, але важливому для практики випадку  $n = k$ , тобто коли центр жорсткості збігається з точкою  $O$ , рівняння (2) зводиться до виразу:

$$c_j = kJ_1W^2. \quad (3)$$

Отже, якщо центр жорсткості знаходиться в точці перетину лінії дії зусилля урухомника горизонтальних коливань з вертикальною віссю, при виконанні співвідношення (3) паразитні кутові коливання відсутні при будь-якому положенні центрів мас на осі.

Коливна система двомасового вібротранспортера реалізує три частоти власних коливань: горизонтальних  $w_x = \sqrt{c_x/m}$ , вертикальних  $w_y = \sqrt{c_y/m}$  і кутових  $w_j = \sqrt{c_j/J}$ , де  $J = \frac{J_1J_2}{J_1 + J_2}$  –

зведений момент інерції. У вібротранспортерів з незалежними коливаннями відношення вимушених і власних частот – резонансні відлаштування горизонтальних та вертикальних коливань  $\rho_x$  і  $\rho_y$  повинні мати такі значення [2]:

$$r_x = \frac{W}{w_x} \approx 0,92...0,95, \quad r_y = \frac{W}{w_y} \approx 0,8...0,9.$$

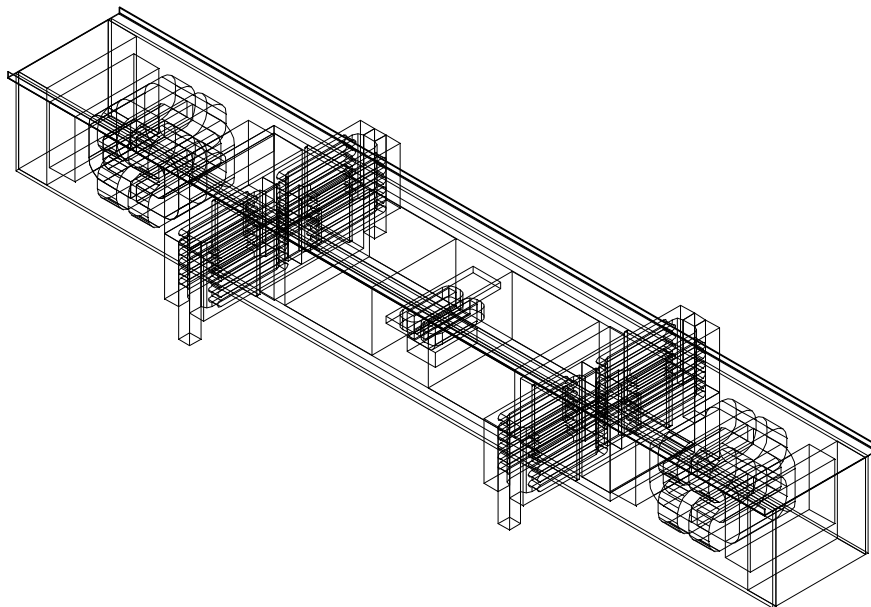


Рис. 2. Твердотільна модель двомасового вібраційного транспортера з незалежними горизонтальними і вертикальними коливаннями

Кутова і вертикальна жорсткості зв'язані співвідношенням  $c_\phi = c_y r^2$ , де  $r$  – радіус інерції, який для вібротранспортера, чия довжина значно перевищує висоту, приблизно дорівнює середній відстані від плоских пружин до вертикальної осі. Запишемо вираз для зведеної маси у вигляді

$m = m_1 / (1 + \lambda)$ , а  $J_1 = m_1 r_1^2$ , де  $I = \frac{m_1}{m_2}$  – відношення мас складових транспортера (як правило,  $\lambda = 1 \dots 2$ ),

$r_1$  – радіус інерції реактивного каркаса.

Підставивши вирази для резонансних відлаштувань і жорсткостей до формули (2), після перетворень отримаємо рівняння, що зв'язує радіус жорсткості  $r$  (а відтак, і відстань місця кріплення плоских пружин до вертикальної осі), радіус інерції реактивного каркаса  $r_1$  і відстань між центрами мас  $l$  безрозмірними параметрами:

$$r^2 \left( \frac{r_x}{r_y} \right)^2 = r_1^2 (1 + I) \cdot (n - k + k r_x^2) + l^2 (1 - n) \cdot (n - k). \quad (4)$$

Формула (4) достатньо зручна для узагальнювального аналізу на стадії проектування, тому що дає змогу легко визначити співвідношення положень центрів мас, центра жорсткості з мас-інерційними параметрами. Зокрема для випадку  $n = k$ , коли центр жорсткості збігається з точкою  $O$ , вираз (4) набуває вигляду

$$r^2 = r_1^2 r_y^2 k (1 + I). \quad (5)$$

Важливою умовою запобігання кутовим коливанням є необхідність того, щоби їх власна частота  $\omega_\varphi$  не дорівнювала або не була кратною частоті вимушених коливань  $\omega$ . Виразивши  $c_\varphi$  через  $\omega_\varphi$  у рівнянні (3), отримаємо  $w_j = \sqrt{k(1+u)w}$ , де  $u = \frac{J_1}{J_2}$  – відношення моментів інерції (як правило,  $u < 1$ ).

Для перевірки відповідностей між значеннями розглянутих параметрів у реальних конструкціях вібротранспортерів з несуміщеними центрами мас у середовищі комп'ютерної системи AutoCAD було створено твердотільні моделі декількох двомасових вібраційних транспортерів з незалежними урухомниками горизонтальних та вертикальних коливань, одну з яких представлено на рис. 2. Було визначено величини мас, моментів інерції, радіусів інерції, радіуса жорсткості, вибрано декілька положень кріплення плоских гратчастих пружин та електромагнітних урухомників, при яких можливе усунення паразитних кутових коливань при доволі великій відстані між центрами мас (до 60...70 мм при довжині вібротранспортера 800...1200 мм). Причому, такі положення не ускладнюють, а, навпаки, спрощують конструкцію і не збільшують габарити вібротранспортера.

**Висновки.** Усунення паразитних кутових коливань робочого органу двомасового вібротранспортера можливе не тільки при суміщенні центрів мас, а і при певному співвідношенні відстаней між центрами мас, центром жорсткості та мас-інерційних параметрів. Якщо центр жорсткості знаходиться на лінії дії віброурухомника горизонтальних коливань, а кутова жорсткість задовольняє залежність (3), то кутові коливання робочого органу відсутні при будь-якій відстані між центрами мас. Щоби забезпечити відсутність кутових коливань робочого органу, необхідно перш за все розмістити плоскі гратчасті пружини згідно з наведеними рекомендаціями.

1. Щигель В.А. Динамика двухмассовой вибрационной машины с трехмерной жесткостью // Автоматизация привода и управления машин. – М.: Наука, 1967. – С. 307–314. 2. Вибрации в технике: Справочник. Т. 4. Вибрационные процессы и машины. – М.: Машиностроение, 1981. 3. Щигель В.А., Врублевский И.И. Регулирование кинематики двухмассового виброконвейера с независимыми продольными и нормальными колебаниями // Vibrotechnika. – Vilnius: Mokslas, – 1991. №66. – С. 83–89. 4. А.с. № 1348264 СССР. Вибрационный конвейер / В.А. Щигель, И.И. Врублевский. Бюллетень изобретений. – 1987. – № 40.