

1. Hertz H. *Über die Berührung fester elastischer Körper* // *J. reine und angewandte Mathematic*. 1881. 92. S.156–171. 2. Динник А.Н. *Удар и сжатие упругих тел*. К., 1952. Т.1. 151 с. 3. Беляев Н.М. *Труды по теории упругости и пластичности*. М., 1957. 632 с. 4. *Расчеты на прочность в машиностроении* / Под ред. С.Д. Пономарева. М., 1958. Т.2. 975 с. 5. Коровчинский М.В. *Распределение напряжений в окрестности локального контакта упругих тел при одновременном действии нормальных и касательных усилий в контакте* // *Машиноведение*. М., 1967. № 6. С.85–96. 6. Янке Е., Эмде Ф., Лёш Ф. *Специальные функции* / Пер. с 6-го перераб. нем. изд. М., 1977. 344 с.

УДК 621.867.52

ВРУБЛЕВСЬКИЙ І.Й., КЕРНИЦЬКИЙ І.С., ШЕНБОР В.С.

КУТОВА ЖОРСТКІСТЬ ДВОМАСОВОГО ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА-МАНІПУЛЯТОРА З ТРИКОМПОНЕНТНИМИ КОЛИВАННЯМИ

© ВРУБЛЕВСЬКИЙ І.Й., КЕРНИЦЬКИЙ І.С., ШЕНБОР В.С.

Elastic system of two-mass vibratory conveyor-manipulator by independent longitudinal, transversal and vertical vibrations consists of four elastic elements. It accepts the torsion vibration within the linear vibration. The elastic element consists of two flat grating springs that are connected at right angle. The torsion stiffness of the elastic system is investigated.

Вібраційний транспортер-маніпулятор з електромагнітним приводом незалежних трикомпонентних (поздовжніх, поперечних та вертикальних) коливань виконує переміщення виробів на площині по найрізноманітніших траєкторіях завдяки зміні комбінацій параметрів компонент. Пружна система з елементами у вигляді двох взаємно перпендикулярних решітчастих пружин дозволяє використовувати найпростішу двомасову конструкцію [1, 2]. Крім поступальних коливань, робочий орган транспортера-маніпулятора може здійснювати також і кутові коливання відносно осі, перпендикулярної до площини транспортування. Це дозволяє не тільки переміщувати вироби, але й обертати їх відносно будь-якої точки робочої площини. Для того, щоб амплітуда кутових коливань була суттєвою, власна частота кутових коливань маніпулятора повинна бути близькою до резонансної частоти. А власна частота кутових коливань, як відомо, визначається кутовою жорсткістю пружної системи.

Пружну систему транспортера-маніпулятора зобразимо у вигляді чотирьох пружних елементів з горизонтальною жорсткістю c та кутовою жорсткістю k (рис.1, а). Кожен пружний елемент складається з двох плоских решітчастих пружин, встановлених під прямим кутом одна до одної (рис.1, б). Кутову жорсткість пружної системи можна визначити за формулою [3]

$$k_0 = 4k + c(d^2 + t^2), \quad (1)$$

де d і t – відстані між пружними елементами в поперечному і поздовжньому напрямках.

Горизонтальна жорсткість пружного елемента розраховується за формулою [2]

$$c = \frac{nEb h^3}{4l^3} \times \frac{5l + 6a}{2l + 3a}, \quad (2)$$

де n , h , b , l – відповідно, кількість, товщина, ширина, довжина стрижнів решітчастої пружини; a – відстань між стрижнями двох взаємно перпендикулярних пружин.

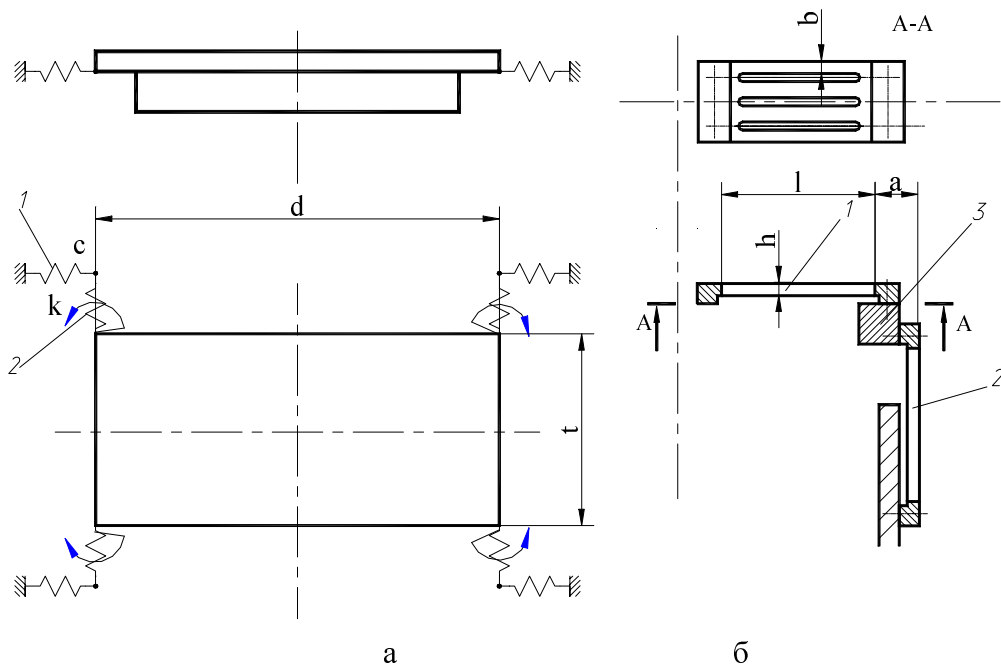


Рис.1. Схема пружної системи вібротранспортера-маніпулятора.

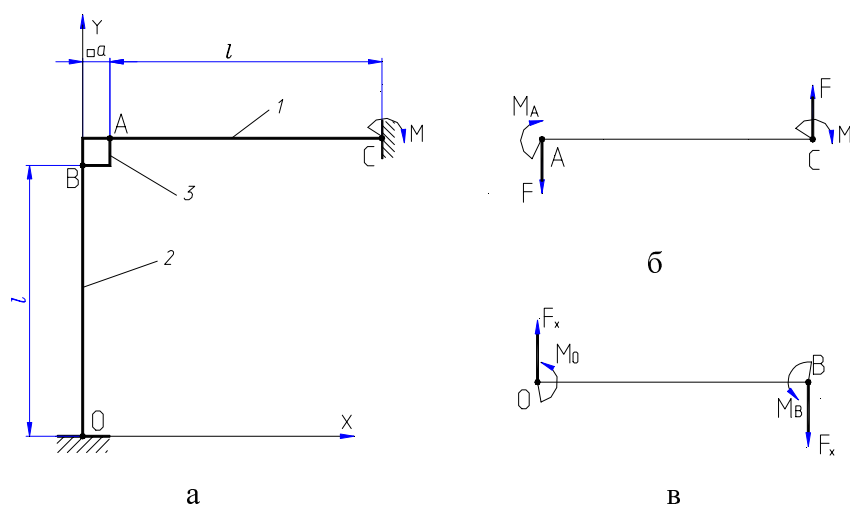


Рис.2. Розрахункова схема пружного елемента.

Пружний елемент можна подати у вигляді n однакових рам, що складаються з двох жорстко закріплених балок 1 і 2, з'єднаних квадратною планкою зі стороною a (рис.2, а).

Для визначення крутильної жорсткості навантажимо кінець однієї з балок 1 крутильним моментом M , під дією якого вона повернеться на кут θ . Крутильна жорсткість елемента становитиме

$$k = M / \theta. \quad (3)$$

Розглянемо сили і моменти, які діють на балку 1 (рис.2, б), і складемо диференціальні рівняння прогинів та кутів повороту. З рівняння прогинів балки отримаємо

$$EI\varphi = \frac{Ml}{2} - \frac{Fl^2}{3}, \quad (4)$$

де E – модуль пружності; I – момент інерції поперечного перерізу балки (для балки прямокутного перерізу $I = bh^3 / 12$); φ – кут повороту балки в точці A .

З рівняння кутів повороту балки 1 отримаємо

$$EI\theta = \frac{Ml}{2} - \frac{Fl^2}{6}. \quad (5)$$

З рівняння кутів повороту балки 2 (рис.2, в) витікає

$$EI\varphi = M_0 l / 2 = M_B l / 4. \quad (6)$$

Розглянувши моменти, що діють на планку 3, можемо записати

$$2l(M_A + Fa) = M_B(2l + 3a). \quad (7)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (4) і (6) з урахуванням залежностей (7), після перетворень отримаємо

$$F = \frac{9M(l + a)}{l(7l + 9a)}. \quad (8)$$

Підставимо значення параметра F з (8) у (5), тоді формулу (3) можна подати в такому вигляді

$$k = \frac{EI}{l} \times \frac{7l + 9a}{2l + 3a}. \quad (9)$$

Підставивши (2) і (9) в (1), отримаємо формулу для розрахунку кутової жорсткості пружної системи

$$k_0 = \frac{nEbh^3}{l(2l + 3a)} \left[\frac{7l + 9a}{3} + \frac{(5l + 6a)(d^2 + t^2)}{4l^2} \right].$$

1. А. с. 1370027 СССР. Вибрационный конвейер / И.Й.Врублевский, В.С.Шенбор // Открытия. Изобрет. 1988. № 4. 2. Врублевский И.Й. Вибрационный двомасовый транспортер-манипулятор с независимыми продольными, поперечными та вертикальными колебаниями // Вісн. ДУ “Львівська політехніка”. 1999. № 371. С.71–74. 3. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины. М., 1981.