

І.П. Паламарчук, д-р техн. наук, проф. (НУБіП, Київ)
Г.І. Бондаренко, студ. (НУБіП, Київ)

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРАЦІЙНИХ ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ІЗ ГНУЧКИМ ВАНТАЖОНЕСУЧИМ ОРГАНОМ

Сьогодні час для реалізації транспортно-технологічних операцій, що поєднують переміщення продукції з її технологічною обробкою, все більшого попиту набувають коливальні технічні системи. Враховуючи такі особливості останніх, як одні з найвищих показників передачі енергії за один робочий хід виконавчих органів, можливість ефективного регулювання динамічним стопом технологічних мас, порівняно невеликі енерговитрати на процес, органічний зв'язок з операціями механічної обробки часток продукції, що створює потенційні можливості досягнення максимального оновлення поверхонь контакту; зростає ефективність застосування вібраційних та хвильових конвеєрних машин у процесах сушіння, екстрагування, насичення продукції необхідними компонентами та інших тепломасообмінних операцій. При цьому вагомою науково-технічною проблемою залишається наукове обґрунтування амплітудно-частотних характеристик.

Об'єктом дослідження є процеси тепломасообмінної обробки сипкої продукції за допомогою конвеєрної вібромашини з еластичною стрічкою. Досліджувана коливальна система (рис.) характеризується двома гнучкими елементами. Так, один пружний зв'язок – платформа 2 вібратора (рис.), а інша – еластична стрічка 1 з пружними елементами 3 підпружиненої опори.

Наявність подібного гнучкого зв'язку відображає не лінійність рівнянь руху даної системи, яку можна подати у вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{Y} + K_y^2 Y &= F_1(t) + Q_1(X, Y, t); \\ \ddot{X} + K_x^2 X &= F_2(t) + Q_2(X, Y, t). \end{aligned}$$

При цьому частота власних коливань системи виражаються залежностями:

$$K_y^2 = \frac{C_y + C'_y}{m_0}; \quad K_x^2 = \frac{C_x + C'_x}{m_0},$$

де K_y^2, K_x^2 – частоти власних коливань в напрямку осей координат;

C_y, C_x – жорсткість гнучких елементів платформи вібратора відповідно вздовж осей Oy та Ox ;

C_y^i, C_x^i – жорсткість другого гнучкого зв'язку відповідно у напрямку осей Oy та Ox .

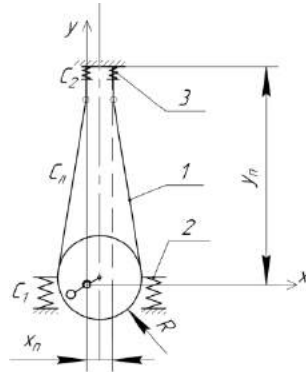


Рис. Розрахункова схема коливної системи віброхвильового транспортування

Приймаємо симетричне розташування точок підвісу гнучкого транспортуючого елемента, для якого $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ (рис.).

У ході теоретичних досліджень динаміки даного віброприводу виявилось, що жорсткість гнучкого зв'язку C_y^i (C_x^i) визначається не лише жорсткістю її складових, але й геометричними характеристиками вібробудувача:

$$C_y^i = \frac{2 \cdot C_0 \cdot Y_n \cdot \cos \beta}{\sqrt{X_n^2 + Y_n^2 - R^2}}; \quad C_x^i = \frac{2 \cdot C_0 \cdot X_n \cdot \sin \beta}{\sqrt{X_n^2 + Y_n^2 - R^2}},$$

де $C_0 = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2}$ – загальна жорсткість гнучкого зв'язку, створена еластичною напрямною с жорсткістю C_1 і пружними елементами підпружиненої опори з жорсткістю C_2 ;

X_n, Y_n – координати точки підвісу прямої стрічки;

R – радіус опорного вальця стрічки.