



Липовий І. Г.

Шаргородський С. А.

Янович В. П.

*Вінницький
державний
аграрний
університет*

УДК 621.921

КІНЕМАТИЧНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІБРАЦІЙНО-ПЛАНЕТАРНОЇ МАШИНИ

На основе теоретических исследований динамических моделей вибропланетарных механизмов получены графические зависимости для их основных характеристик, что дало возможность обосновать рабочие режимы эксплуатации вибрационно-планетарной машины.

On the basis of theoretical researches of dynamic models of vibroplanetary mechanisms got graphic dependences for their basic descriptions, that gave foundation for the ground of operation conditions of exploitation of vibro-planetary of machine.

Вступ

Одним із основних способів інтенсифікації процесу механічної обробки сипкої сільськогосподарської продукції є одночасна дія декількох енергетичних факторів [1]. Зокрема такими факторами можуть бути значні відцентрові сили, які виникають від надання середовищу планетарного руху, і вібраційні сили, що виникають внаслідок коливальних процесів. Поєднання планетарного руху контейнерів з середовищем і їх коливного руху відбувається в вібраційно планетарних машинах.

Метою роботи є визначення кінематичних та енергетичних характеристик вибропланетарної машини з плоскими коливаннями робочих органів.

Викладення основного матеріалу

Рух робочих контейнерів вібраційно – планетарної машини, розрахункова схема (рис.1) можливо розкласти на відносний та переносний .

Переносний - це обертання підвіски з контейнером навколо центральної осі механізму з кутовою швидкістю ω_2 ; відносний – обертання контейнера навколо власної осі з кутовою швидкістю ω_3 та плоскі коливання в

горизонтальній площині. Тоді радіус – вектор центра мас контейнера можна представити у вигляді такого рівняння [2]:

$$\vec{\rho} = \vec{\rho}_0 + \vec{i} \cdot x_1 + \vec{j} \cdot y_1 \quad (1)$$

де ρ_0 - відстань від осі обертання контейнера до до центральної осі машини;

$x_1; y_1$ - координати центра мас контейнера в рухомій системі координат.

Виходячи з цього рівняння, які описують рух робочих органів машини мають вигляд:

$$\begin{cases} x = \rho_0 \cos \omega_2 t + x_1 \cos \omega_2 t - y_1 \sin \omega_2 t \\ y = \rho_0 \sin \omega_2 t + x_1 \sin \omega_2 t + y_1 \cos \omega_2 t \\ \varphi_1 = \varphi_1(t) \end{cases} \quad (2)$$

де $x; y$ - координати центра мас контейнера в нерухомій системі координат;

φ_1 - кутова координата контейнера в нерухомій системі координат.

Після аналізу кінематичної схеми машини на основі рівнянь Лагранжа 2 - го роду було складена система диференціальних рівнянь її відносного руху:



$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + \left(\frac{c}{m_1} - (\omega_3 \pm \varphi_1)^2\right)x_1 = \frac{m_D}{m_1} l \cos \omega_3 t \\ \ddot{y}_1 + \alpha_y \dot{y}_1 + \left(\frac{c}{m_1} - (\omega_3 \pm \varphi_1)^2\right)y_1 = \frac{m_D}{m_1} l \sin \omega_3 t \\ \left[J_1 + m_1(x_1^2 + y_1^2) \right] \ddot{\varphi}_1 + (2m_1(x_1 \dot{x}_1 + y_1 \dot{y}_1) + \alpha_\varphi) \dot{\varphi}_1 + c_\varphi \varphi_1 = \\ m_D \omega_3^2 \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \cos \omega_3 t - 2m_1(x_1 \dot{x}_1 + y_1 \dot{y}_1) \times \\ \times \omega_3 - M_{i\varphi 3} \end{cases} \quad (3)$$

c_x, c_y, c_φ - жорсткості пружних елементів вздовж координатних осей x_1, y_1 та при закручуванні;
 J_1 - момент інерції контейнера (маси m_1) відносно вертикальної осі, що проходить через точку O_3 ;
 $\dot{I}_{i\varphi}$ - момент сили опору, який виникає при обертанні контейнера навколо власної осі;
 ω_3 - кутова швидкість обертання контейнера навколо власної осі;
 $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_\varphi$ - коефіцієнти, які враховують вплив дисипативних сил на рух контейнера.

де m_0 - маса дебалансів;
 m_1 - сумарна маса контейнера дебалансів та технологічного завантаження;
 l - відстань між центрами мас контейнера та дебалансів;

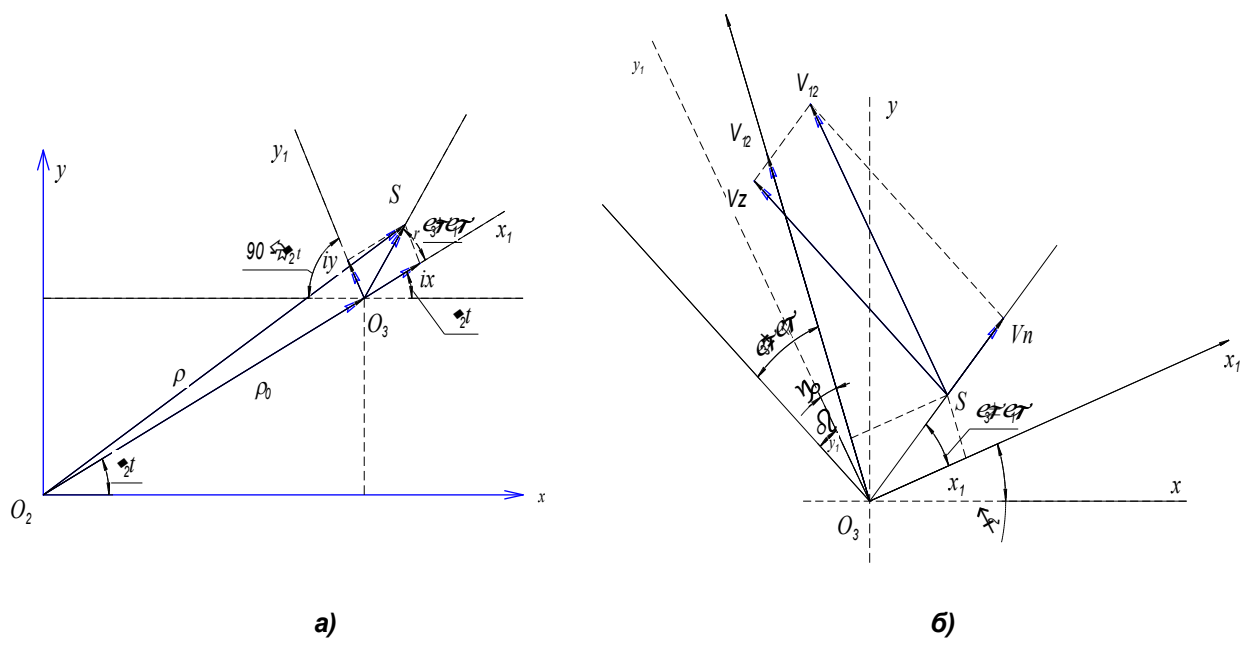


Рис. 1. Розрахункова схема вібраційно – планетарної машини:

а – розрахунок координат центра мас контейнера; б – розрахунок швидкості контейнера.

Для розв'язку систем рівнянь (2) і (3) було використано пакет прикладних математичних програм MathCad.
 Розрахунок проводився за такими вихідними даними:
 $\omega_2 = 0 \dots 10, \frac{\delta \dot{\omega}_2}{\dot{n}}$;
 $\omega_3 = 0 \dots 20, \frac{\delta \dot{\omega}_3}{\dot{n}}$;

$t = 0 \dots 60, \text{ с.};$
 $Fm = 2.26 \cdot 10^{-1}$ - питомий модуль змушуючої сили.
 В результаті проведених досліджень були отримані залежності амплітуди, віброшвидкості та віброприскорення від кутової швидкості ω_3 (рис. 2)

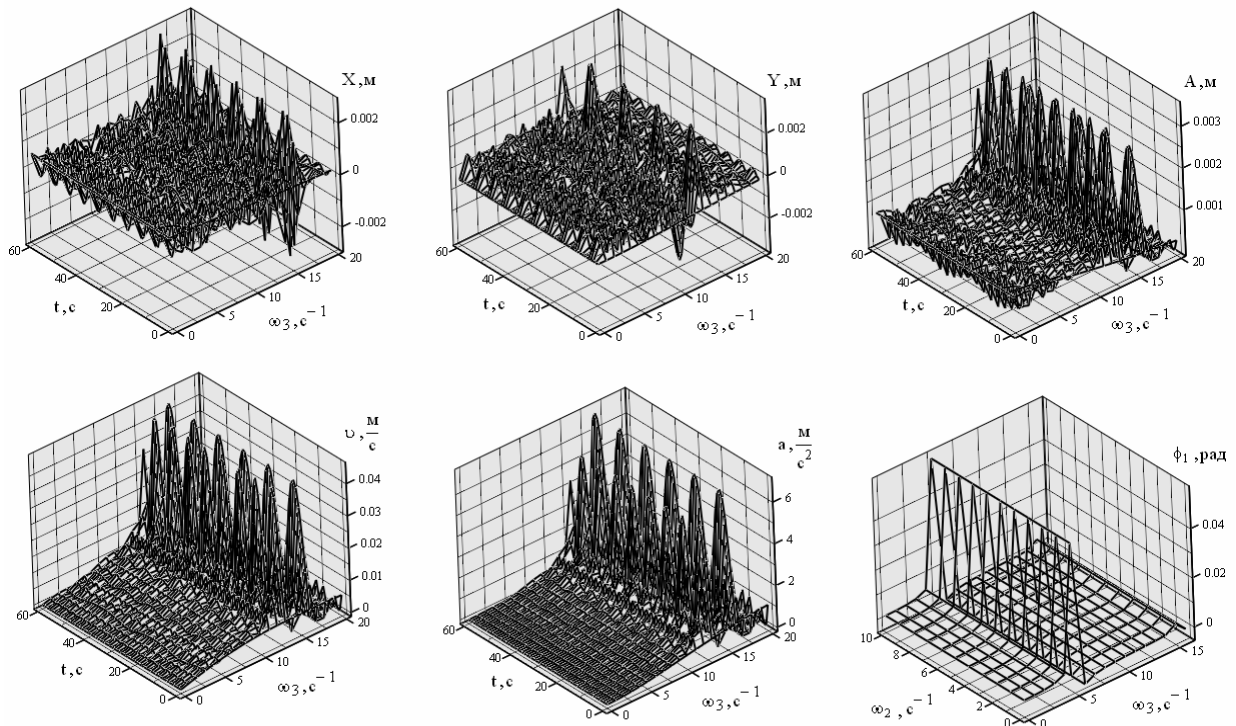


Рис. 2. Амплітудно – частотні характеристики вібраційно – планетарної машини.

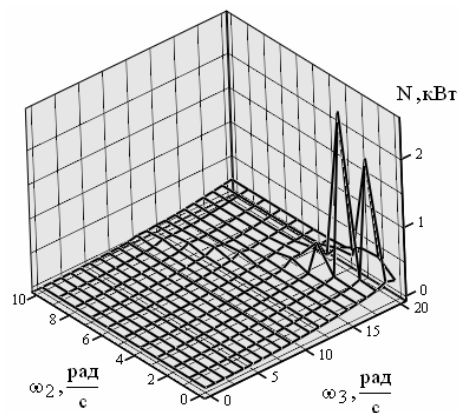


Рис. 3. Енергетична характеристика вібраційно – планетарної машини.

Висновки

Дані залежності дозволяють визначити робочі параметри роботи машини, які є найбільш оптимальними для даного технологічного процесу. Крім того було визначено залежність потужності машини від співвідношення кутових швидкостей ω_2 і ω_3 (рис.3), що дає можливість досягати бажаного технологічного результату при мінімальних енергозатратах.

Література

1. Берник П.С, Паламарчук І.П. Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально – зміцнювальної обробки. – К.: Вища школа, 1996. – 238 с.
2. Липовий І.Г., Волонтер Л.О., Підгурський О.І. Математичні дослідження приводу вібраційно – планетарної установки з використанням методу сіток // Вібрації в техніці и технологіях. – 2000. – С.52-55.