

Паламарчук І. П.

Омельянов О. М.

Янович В. П.

Вінницький  
державний  
аграрний  
університет

УДК 621.921

## ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІРАЦІЙНОГО ПРОСТОРОВОГО ВІБРОПРИВОДА ГРОХОТУ

*На основе теоретических исследований динамических моделей пространственных виброприводов получены аналитические и графические зависимости для их основных характеристик, что дало возможность для обоснования рабочих режимов эксплуатации исследуемых машин и вибровозбудителей.*

*Выбранные рабочие режимы отличаются экономией энергозатрат, а также интенсивностью реализации операции грохочения.*

*On the basis of theoretical researches of dynamic models of vibrodrives got analytic and graphic dependences for their basic descriptions, that gave foundation for the ground of operating conditions of exploitation of the explored machines and vibrodrives.*

*This work operating conditions were characterized by economy of energy and intensity of technological action for separation.*

### Вступ

Багатокомпонентність та різноманітність сировини харчових і переробних виробництв, складність реалізації процесу її обробки, високі вимоги до поживних якостей продукції обумовлюють труднощі вибору ефективного переробного обладнання. Тенденцію розвитку достатньо великої групи означених машин становить реалізація механічних, масообмінних та інших динамічних процесів у різноманітних за фазовим станом середовищах в умовах застосування інтенсифікуючої дії вібраційного поля.

Головними недоліками вібраційних приводів силової дії є високі динамічні навантаження на опорні вузли, недосконала система зрівноваження інерційних сил, порівняно високі енерговитрати у приводних механізмах типових вібраційних машин.

Метою даної наукової роботи є вибір та обґрунтування параметрів просторових коливань в машинах гіраційного типу на основі аналізу різних схем механічного вібробудження.

В ході досліджень були поставлені наступні задачі:

- складання математичної моделі вібропривода;

- виведення залежностей для основних силових та енергетичних параметрів досліджуваного вібробуджувача технологічної машини гіраційного типу;

- графічне представлення даних залежностей та обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів вібропривода.

### Викладення основного матеріалу

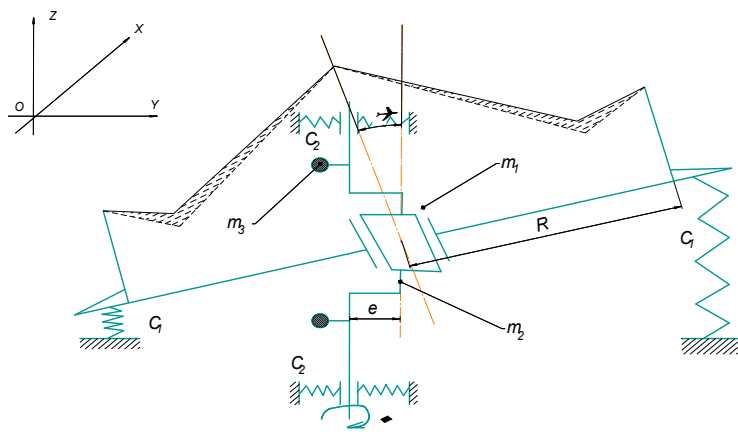
Серед конструктивних методів підвищення ефективності вібраційних технологічних машин можна відзначити удосконалення схеми вібробудження та пружної системи машини, що дозволяє підвищити динамічність системи, мінімізувати коливні маси; поліпшити умови роботи виконавчих органів машини шляхом розвантаження опорних вузлів приводного валу, демпфірування паразитних коливань та нівелювання можливості утворення нестационарних режимів роботи вібраційного



обладнання, зокрема явища розкачування виконавчих органів коливальної системи.[1]

Такі процеси реалізуються завдяки дії у системі рушійної сили механічного та іноді пневмо – або гідромеханічного походження, серед яких можна відзначити подрібнення

(різання та дроблення), перемішування, пресування, розділення неоднорідних систем, реалізація – транспортно-технологічних операцій, що досліджується у машинах з гіраційною схемою.



**Рухомі маси системи**

- $m_1$  - маса завантаженого контейнера ;
- $m_2$  - маса приводного валу з втулкою і опорними вузлами ;
- $m_3$  - маса технічного завантаження ;
- $m_k$  - маса контейнера ;
- $m_{н.в.}$  - маса приводного валу ;
- $m_{б.в.}$  - маса опорних вузлів ;
- $k_3$  - коефіцієнт приєднаної до контейнера маси завантаження ;
- $m_1 = m_k + k_3 m_3$  ,  $m_2 = m_{н.в.} + m_{б.в.}$

**Ступені вільності системи**

- $x_1$ - зміщення центра мас  $m_2$  вздовж осі  $Ox$  ;
- $y_1$ - зміщення центра мас  $m_2$  вздовж осі  $Oy$  ;
- $z_1$ - зміщення центра мас  $m_2$  вздовж осі  $Oz$  ;
- $\varphi$  поворот контейнера навколо осі  $Oz$  ;
- $\psi$  поворот контейнера відносно горизонтальної площини ;
- $\varphi_2$  поворот маси  $m_2$  навколо осі  $Oz$ .

**Рис. 1. Математична модель грохоту з приводом просторових коливань.**

У більшості вібраційних технологічних машинах мають місце два способи механічного віброзбудження: силовий і кінематичний.

При силовому віброзбудженні статична або момент на незрівноваженість системи виникає при обертанні інерційних елементів. Даний вібропривод характеризується широким діапазоном регульованої вібрації (0,01...1000 Гц), можливістю досягнення високого відношення амплітуди збуджуючої сили до маси віброзбуджувача ( більше 1000 Н/кг)[2].

У разі кінематичного віброзбудження незрівноваженість системи зумовлюється особливостями кінематики робочих органів машини, що дозволяє створити великі збудючі сили при невисокій швидкості обертання приводного валу, а також зменшити енерговитрати на привод (порівняно з силовими віброзбуджувачами) внаслідок зменшення величини мас, що коливаються. Разом з цим, при використанні даного типу віброприводу виникають проблеми при пуску машини і урівноваженні робочого механізму, що

коливається. Це особливо відчутно для примусового кінематичного приводу.

Проблема поліпшення умов пуску частково вирішується шляхом накладання додаткових пружних зв'язків у коливальній системі, що реалізується в машинах з приводним демпфером, з пружним і частково пружним шатуном[3]. Проте при цьому проблема забезпечення зрівноваження приводного механізму залишається відкритою.

При розробці математичної моделі були проаналізовані схеми віброприводних механізмів для сепараторів сипкої продукції, в результаті чого була прийнята гіраційна схема[4]. Для створення просторового руху передбачаємо конструкцію приводного механізму із спеціальною втулкою, що дозволяє

здійснити під кутом  $\theta$  напрям передачі вібрації до контейнера та реалізувати просторовий рух виконавчих органів машини.

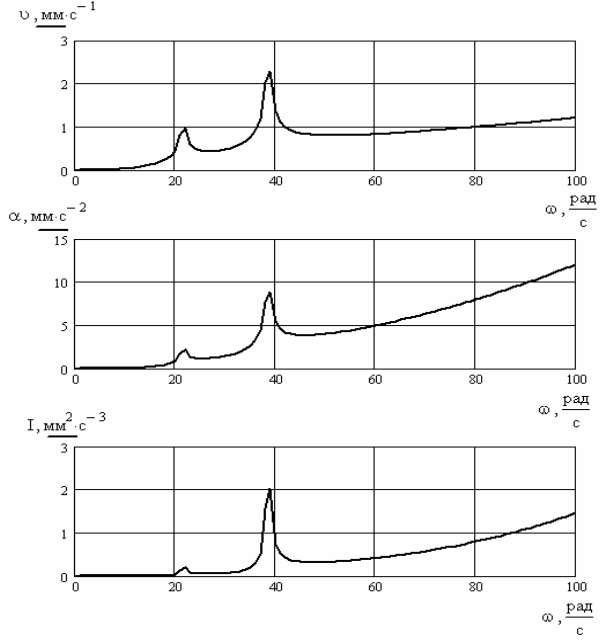
Дана модель має шість ступенів вільності для кожної з яких були складені диференціальні рівняння руху методом Лагранжа.[5]



$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + \frac{C_x}{m} x_1 &= \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \cos(\omega_2 t) \cos(\theta) \\ \ddot{y}_1 + \alpha_y \dot{y}_1 + \frac{C_y}{m} y_1 &= \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \sin(\omega_2 t) \cos(\theta) \\ \ddot{z}_1 + \alpha_z \dot{z}_1 + \frac{C_z}{m} z_1 &= \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \sin(\theta) \\ \ddot{\varphi}_1 + \alpha_\varphi \dot{\varphi}_1 + \frac{C_\varphi}{m} \varphi_1 &= \frac{M_{\varepsilon\delta} - M_{\tilde{r}}}{J_1} \\ \ddot{\theta}_1 + \alpha_\theta \dot{\theta}_1 + \frac{C_\theta}{m} \theta_1 &= m_1 e \omega_2^2 \sin(\theta) \frac{e}{J_1} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де  $a_x, a_y, a_z$  - коефіцієнти дисипації відповідно за напрямками осей OX, OY, OZ,  
 $C_x, C_y, C_z$  - жорсткості пружних елементів навколо осей OX, OY, OZ,  
 $M_{i\delta}$  - пружний момент на приводному валу,  
 $\dot{I}_{\tilde{r}}$  - момент сили опору при обертанні контейнера,  
 $J_1$  - момент інерції маси  $m_1$ .

Дані рівняння були розв'язані як лінійні неоднорідні рівняння з постійними коефіцієнтами, при розв'язанні яких були отримані залежності для лінійного переміщення виконавчих органів машини по осях OX, OY, OZ.



$$\begin{aligned} x &= \frac{F_m \alpha_x \omega_2 \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} + \frac{F_m (k_x^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \\ y &= \frac{F_m (k_y^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} - \frac{F_m \alpha_y \omega_2 \cos \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \\ z &= F_m \sin \theta (1 - e^{-0.5 \alpha_z t} \cos \rho_z t) \end{aligned} \quad (2)$$

де  $F_m = \frac{m_1}{m_0} e \omega_2^2$  - питомий модуль змушуючої сили,

$$k_x^2 = \frac{C_x}{m_0}, \quad k_y^2 = \frac{C_y}{m_0}, \quad k_z^2 = \frac{C_z}{m_0} \quad \text{- частоти вільних коливань системи,}$$

$$\begin{aligned} \alpha_x &= 2\sqrt{k_x^2 - \omega_2^2} \\ \alpha_y &= 2\sqrt{k_y^2 - \omega_2^2} \\ \alpha_z &= 2\sqrt{k_z^2 - \omega_2^2} \end{aligned} \quad (3)$$

Математичний аналіз даних рівнянь дозволив отримати графічні залежності для кінематичних та енергетичних параметрів досліджуваного віброприводу для 50 положень опорної втулки, середні значення яких представлено на рис.2.

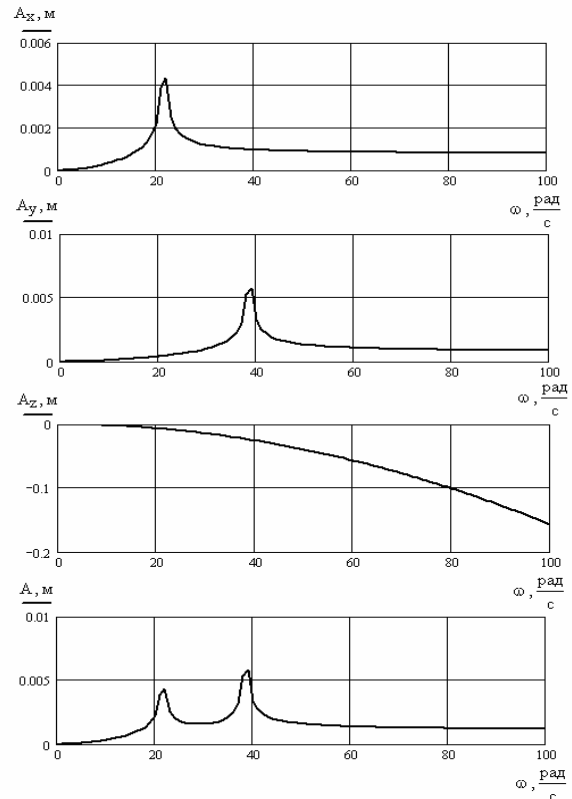
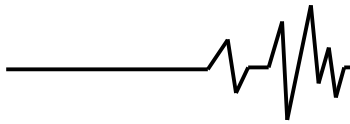


Рис.2. Амплітудно - частотні та кінематичні характеристики вібропрохоту.



де  $A_x, A_y, A_z$  - часткові амплітуди відносно осей OX, OY, OZ;  
 $A$  - результуюча амплітуда;  
 $\nu$  - віброшвидкість;  
 $\alpha$  - віброприскорення;  
 $I$  - інтенсивність вібраційного поля.

При дослідженні зміни потужності на приводному валу в залежності від кута повороту опорної втулки було відзначено синусоїдальний характер зміни даної величини. Це дозволило визначити піки мінімальних значень енерговитрат для певних кутів повороту втулки.

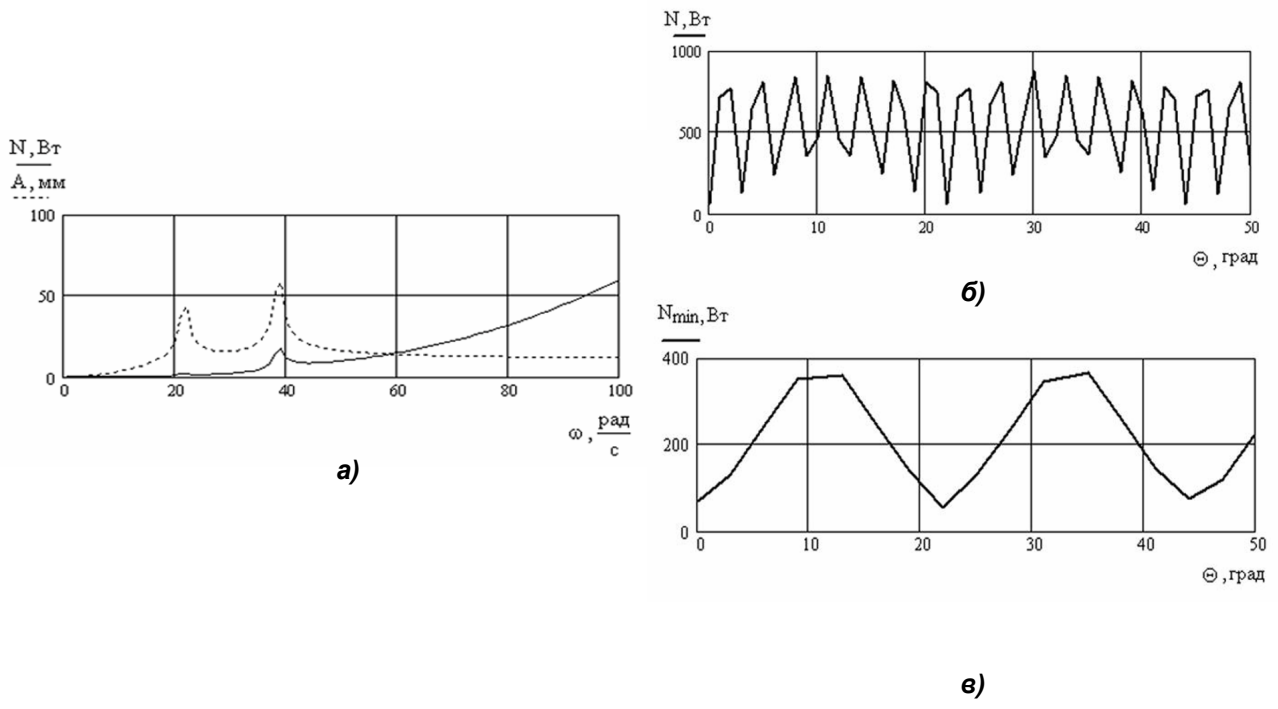


Рис.3. Енергетичні характеристики віброгрохоту.

де  $N$  - потужність на приводному валу;  
 $N_{min}$  - мінімальне значення потужності на приводному валу;  
 $\theta$  - кут між віссю приводного валу та віссю OZ.

Як видно із рис.3,б,в огинаюча мінімальних значень потужності на приводному валу змінюється за синусоїдальним законом із періодом зміни кута між осями робочого контейнера та приводного валу рівним  $\theta_0 = 22^\circ$ .

Таке достатньо велике значення даного конструктивного параметра не є доцільним за технологічними та конструкційними ознаками.

Тому при виборі оптимального кута  $\theta$  можна використати залежність

$$\theta_{i\theta} = 360 - Z_{max} \cdot \theta_T, \quad (4)$$

де  $Z_{max}$  - максимальне ціле число для отримання у рівнянні (4) позитивного значення.

Очевидно, що при  $Z_{max} = 16$   $\theta_{i\theta} = 14^\circ$

На основі проведених теоретичних досліджень було розроблено конструкцію граційного віброприводу просторових коливань (рис.4), на якому представлені основні структурні складові розробленого вібророзбуджувача, зокрема механізм регулювання нахилу робочої поверхні опорної втулки.

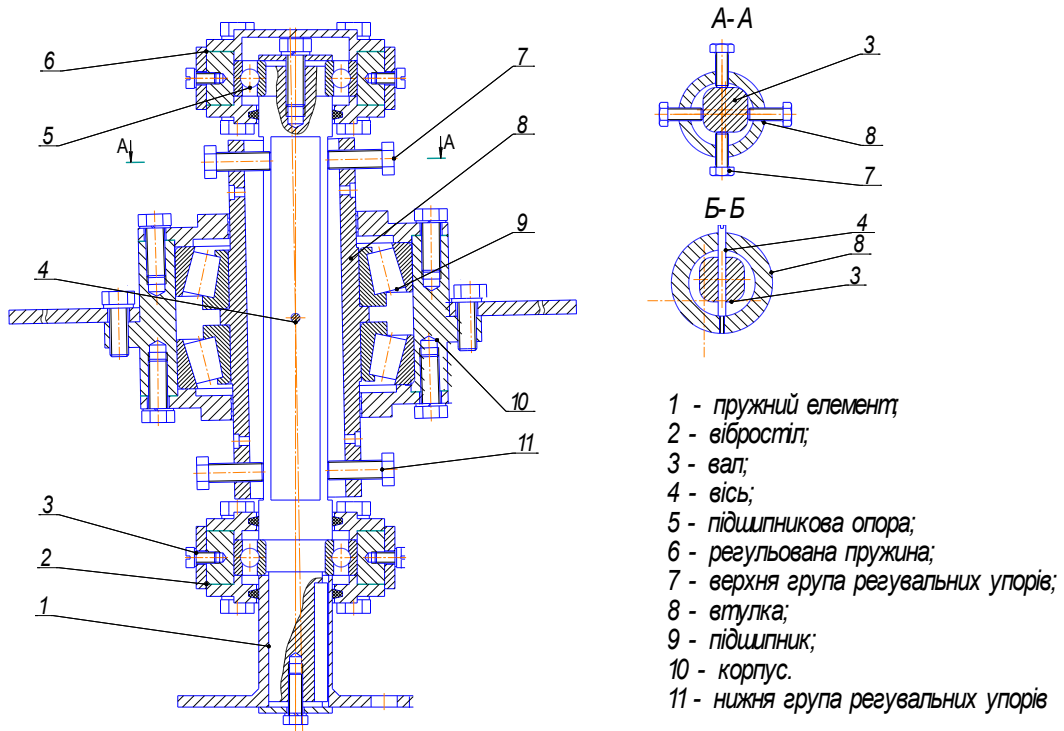
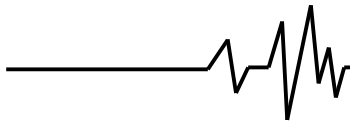


Рис. 4. Конструктивна схема напрямної втулки.

**Висновки**

1. Розроблені конструктивні елементи та теоретичні залежності для її основних параметрів можна використовувати при моделюванні різноманітних технологічних вібраційних машин для реалізації процесів механічної дії на сировину, зокрема для процесів розділення неоднорідних систем(сепарація, фільтрування), перемішування, подрібнення, також для оздоблювально - зачисної та поверхнево - зміцнювальної дії при обробці деталей у вільно - гранульованому середовищі робочого наповнювача.
2. Режими мінімальних витрат потужності на приводному валу чергуються приблизно через кожні 22° повороту робочої поверхні опорної втулки до вертикалі.
3. Оптимальний кут між осями робочого контейнера та приводного валу за технологічними та конструкційними ознаками для досліджуваної машини складає 14°.

**Література**

1. Паламарчук И.П. Исследование влияния технологической загрузки на

стабилизацию колебательной системы // Вибрации в технике и технологиях.- 1998.- № 2(6). -С. 47-51.

2. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) и др. -М.: Машиностроение, 1981. - Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела, 1981. -509 с.

3. Паламарчук И.П., Омелянов О.М. Анализ приводных механизмов та дослідження динаміки вібробудувачів технологічних машин сільськогосподарського виробництва та переробки // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.- 1998.- № 3. -С. 152-157.

4. Берник П.С., Паламарчук И.П., Омелянов О.Н. Разработка вибрационного грохота с пространственными колебаниями рабочих органов // Вибрации в технике и технологиях.- 1998.- № 2(6). -С. 8-13.

5. Паламарчук И.П., Омелянов О.Н. Динамика вибрационных грохотов с комбинированным приводом пространственных колебаний рабочих органов // Вибрации в технике и технологиях.- 2000.- №4(16).-С.89-92.