

І. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА

УДК 621.921

Паламарчук І.П.

Янович В.П.

Полєвода Ю.А.

Брянский В.В.

(Вінницький національний аграрний університет)

АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРОВІДЦЕНТРОВОГО ЗМІШУВАЧА ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ СУХИХ МОЛОЧНИХ СУМІШЕЙ

На основе теоретических исследований динамической модели виброцентробежного смесителя обоснованы оптимальные параметры для производства сухих поликомпонентных смесей.

On the basis of theoretical researches of dynamic model of vybrosentrobezhnogo mixer optimum parameters are grounded for production of dry polykomponentnykh mixtures.

Вступ

Робота харчової та переробної промисловості в сучасних умовах вимагає підвищення ефективності виробництва, а це можливо тільки в умовах розробки і освоєння нових ресурсозберігаючих технологій та обладнання.

З врахуванням проблеми сезонності переробки молока і дефіциту сировини в районах [1], де відсутнє молочне тваринництво, велику актуальність отримало виробництво сухих продуктів, зокрема сухих напівфабрикатів, що містять ряд цінних властивостей, таких, як тривалість зберігання, компактність, можливість швидкого відновлення і переробки, зручність при транспортуванні. Функціональність сухих напівфабрикатів дозволяє використовувати їх як основу для виробництва різних пастоподібних продуктів, зокрема для вироблення продуктів складного структурного складу.

Сухі полікомпонентні суміші отримують шляхом комбінованого поєднання розпилюючої сушки молочної основи та послідуочого сухого змішування сухих компонентів з мінерально-вітамінним комплексом [2].

Для підвищення якості та обсягу виробництва сухих молочних сумішей пропонується використання вібровідцентрового впливу на оброблювальну сировину, дія якого значно інтенсифікує процес перемішування.

Постановка завдання

Метою даного наукового дослідження є розробка та визначення оптимальних робочих параметрів вібровідцентрового змішувача сипких компонентів на основі аналізу теоретичних досліджень.

Дана мета досягається шляхом розв'язання наступних *задач*:

- розробки принципової схеми вібровідцентрового змішувача
- побудови математичної моделі розробленого обладнання;
- визначення основних характеристик виконавчих органів машини;
- обґрунтування оптимальних параметрів вібровідцентрового змішувача для ефективного робочого режиму.

Викладення основного матеріалу

Досягнення поставленої мети розв'язується шляхом створення вібровідцентрового змішувача [3], в якому забезпечується коливання та обертання у двох площинах його виконавчих органів в процесі змішування, що створює необхідні умови для інтенсифікації технологічних процесів.

На рис. 1 представлена принципова схема розробленого вібровідцентрового змішувача.

Вібраційний змішувач містить два основних структурних контури, що приводяться до руху двигуном 1 та пов'язані між собою відкритою конічною передачею 2, яка складається із зубчастого вінця 3 та шестерень 4, 5.

Внутрішній контур змішувача поєднує в собі робочий контейнер 6 з патрубками 7 і 8 відповідно для подачі та розвантаження технологічного середовища; механічний вібробуджувач та пружну систему, що утворюється пружними елементами 9 між контейнером 6 та ободом 10. Вібробуджувач споряджений валом 11 зі встановленими на ньому незрівноваженими елементами 12 та опорними вузлами 13, 14; пружною муфтою 15 для запобігання передачі коливань до зовнішнього контура змішувача; приводним валом 16, на якому монтується приводна шестерня 4 та підшипникові вузли 17 обода 10 та водила 18.

Зовнішній контур змішувача містить обод 10 з його приводним валом 19, водило 18, що приводиться до обертання приводним валом 20 через пружну муфту 21 від електродвигуна 1; зубчасту передачу 2, що спирається на раму змішувача через стійки 22.

Запропонована конструкція реалізує ідею комбінованої взаємодії вібраційного та обертового руху у двох площинах робочої або технологічної зони.

Змішувач працює наступним чином.

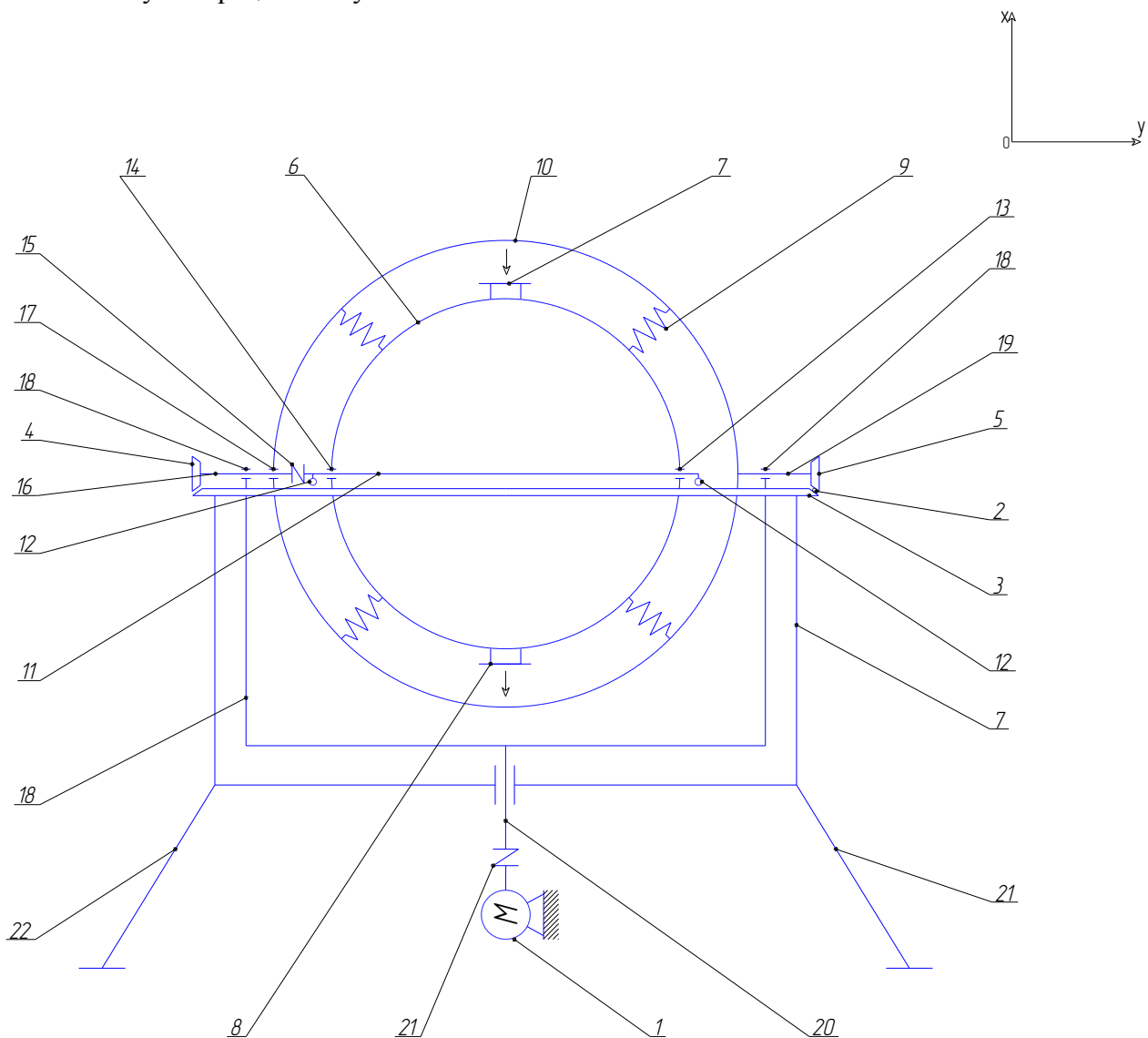


Рис.1. - Принципова схема розробленого вібровідцентрового змішувача

Після завантаження необхідної кількості сировини для приготування однієї партії продукції вмикають електродвигун 1 привода водила 18. Рух водила та конічних шестерен 4 і 5 створює обертання обода 10 та незрівноважених мас 12 відносно один одного. Обертання незрівноважених мас призводить до просторового коливального руху вала 11, що передає вібрації через опорні вузли 13 і 14 на робочий контейнер 6 разом із завантаженою сировиною.

Обертання водила 18 призводить до обкочування шестерень 4 і 5 по зубчатому вінцю 3. В результаті передається крутний момент від шестерні 4 до приводного валу 16 та відповідно до елементів механічного віброзбудження; а також від шестерні 5 до приводного вала 19 обода 10. Таким чином отримуються два обертових рухи робочого контейнера 6 навколо осей OX та OY на 360^0 .

Такий обертовий та коливальний технологічні рухи виконавчих органів змішувача дають можливість послабити дію адгезійних сил, а також нівелювати сегрегацію в технологічному завантаженні контейнера.

В результаті такої взаємодії вібрації, інерційного та гравітаційного ефекту на виконавчі органи змішувача та масу продукції, має місце значна інтенсифікація процесу перемішування [4].

Досліджувану вібросистему можна представити математичною моделлю з п'ятьма степенями вільності (рис.2):

x_1, z_1 - лінійні переміщення робочого контейнера вздовж осей OX, OZ ;

φ_1 - кутове переміщення робочого контейнера та приводного валу віброзбуджувача навколо осі OZ ;

φ_2 - кутове переміщення робочого контейнера відносно осі OX ;

φ_3 - кутове переміщення приводного валу віброзбуджувача відносно осі OX .

В даній системі можна виділити чотири характерні маси:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_1 = m_0 + m_{e.d.} \\ m_2 = m_k + m_{зав} \cdot \mu + m_{on.e.1} \\ m_3 = m_{об} + m_{ш} + m_{np.e.o.} + m_{np.e.d.} \\ m_4 = m_e + m_{on.2} \end{cases} \quad (2)$$

де m_0 - маса дебалансів; $m_{e.d.}$ - маса вала дебалансів; m_k - маса контейнера; $m_{зав}$ - маса завантаження; μ - коефіцієнт приєднаної маси завантаження; $m_{on.e.1}$ - маса опорних елементів валу дебалансів; $m_{об}$ - маса ободу; $m_{ш}$ - маса шестерень; $m_{np.e.o.}$ - маса приводного валу ободу; $m_{np.e.d.}$ - маса приводного валу дебалансів; m_e - маса водила; $m_{on.2}$ - маса опорних елементів приводних валів.

Для визначення кінетичної енергії системи досліджуваній механізм розбиваємо на елементарні складові - ланки та проводимо їх кінетичний аналіз на основі якого загальний вираз має вигляд:

$$T = 0,5m_1 \left[2(\dot{x}_1 + \dot{z}_1)^2 + e^2 \omega_3^2 + r^2 \omega_1^2 \right] + 0,5m_2 \left[\omega_1^2 (x_1^2 + z_1^2) + \omega_2^2 (x_1^2 + z_1^2) + 2(\dot{x}_1 + \dot{z}_1)^2 \right] + 0,5 \left[(I_{z1} \omega_1^2 + I_{x1} \omega_3^2) + (I_{z2} \omega_1^2 + I_{x2} \omega_2^2) + (I_{z3} \omega_1^2 + I_{x3} \omega_2^2) + I_{x4} \omega_1^2 \right] \quad (3)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - відповідно кутова частота обертання водила, контейнера та незрівноважених мас; $I_{z1}, I_{z2}, I_{z3}, I_{x1}, I_{x2}, I_{x3}$ - відповідні моменти інерції відносно осей OX, OZ , водила, контейнера та незрівноважених мас.

Для оцінки закономірностей руху виконавчих органів досліджуваного віброзмішувача з кожної із незалежних координат складаємо рівняння (3) Лагранжа II роду .

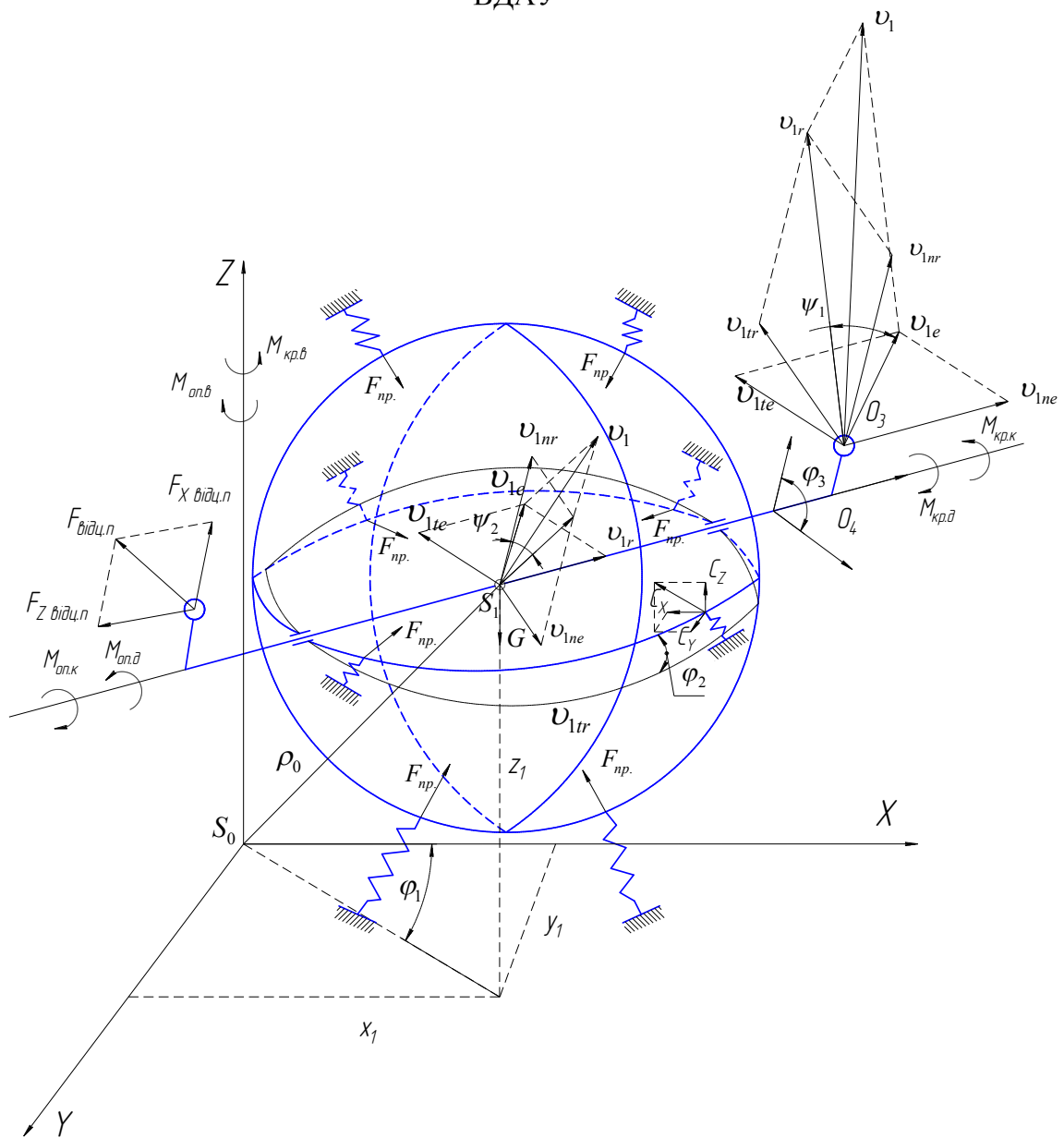


Рис. 2. - Розрахункова схема виконавчих органів розробленого обладнання.

$$\begin{cases}
 \ddot{x}_1 + 2\sqrt{k_x^2 - \omega_3^2} \cdot \dot{x}_1 + k_x^2 x_1 = F_m = \frac{m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \cdot \omega_3^2 \cdot e \cdot \cos(\omega_3 t) \\
 \ddot{z}_1 + 2\sqrt{k_z^2 - \omega_3^2} \cdot \dot{z}_1 + k_z^2 z_1 = F_m = \frac{m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \cdot \omega_3^2 \cdot e \cdot \sin(\omega_3 t) \\
 \ddot{\varphi}_1 = \frac{M_{кр} - M_{он1}}{r \cdot m_1} \\
 \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_{кр} \cdot q_2 - M_{он2}}{4 \cdot m_1 (x + z)} \\
 \ddot{\varphi}_3 = \frac{M_{кр} \cdot q_3 - M_{он3}}{e \cdot m_1}
 \end{cases} \quad (4)$$

де r - координуючий вектор руху контейнера в площині;

$$k_x^2 = \frac{2 \cdot m_2 \cdot \left(\overset{\bullet}{\varphi}_1 + \overset{\bullet}{\varphi}_2 \right) - m_2 \cdot \overset{\bullet}{\varphi}_1 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + C_x}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \quad \text{- власна частота коливань системи відносно осі OX;}$$

$$k_z^2 = \frac{2 \cdot m_2 \cdot \left(\overset{\bullet}{\varphi}_1 + \overset{\bullet}{\varphi}_2 \right) - m_2 \cdot \overset{\bullet}{\varphi}_1 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + C_z}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \quad \text{- власна частота коливань системи відносно осі OZ;}$$

$M_{кр}$ - крутний момент приводу водила;

M_{on1}, M_{on3} - моменти опору відповідно приводу контейнера, та незрівноважених мас;

e - ексцентриситет незрівноважених мас;

C_x, C_z - жорсткість пружних елементів вздовж відповідних осей;

q_1, q_2 - коефіцієнти співвідношення передач;

Розв'язавши дані рівняння як лінійні диференціальні рівняння другого порядку с постійними коефіцієнтами було отримано лінійні залежності руху виконавчих органів досліджуваної машини.

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = e^{-0.5\alpha_x t} \left[\frac{F_m (\omega_3^2 - k_x^2)}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} \cos \rho_x t + \left(\frac{v_{x0}}{\rho_x} - \frac{0.5 F_m \alpha_x \rho_x^{-1} (k_x^2 + \omega_3^2)}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} \right) \times \right. \\ \left. \times \sin \rho_x t + \frac{F_m (\alpha_x \omega_3 \sin \omega_3 t + (k_x^2 - \omega_3^2) \cos \omega_3 t)}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} \right] \\ z_1 = e^{-0.5\alpha_z t} \left[\frac{F_m \alpha_z \omega_3 \cos \rho_z t}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} + \left(\frac{v_{z0}}{\rho_z} + \frac{F_m \omega_3 \rho_z^{-1} (0.5 \alpha_z^2 - k_z^2 + \omega_3^2)}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} \right) \sin \rho_z t \right] \end{array} \right. \quad (5)$$

Через розсіювання енергії у досліджувальній коливній системі вільні коливання затухають та для усталеного режиму рівняння (5) можна представити наступним чином.

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = \frac{F_m \alpha_x \omega_3}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} \sin(\omega_3 t) + \frac{F_m (\omega_3^2 - k_x^2)}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} \cos(\omega_3 t) \\ z_1 = \frac{F_m (k_z^2 - \omega_3^2) \sin \omega_3 t}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} - \frac{F_m \alpha_z \omega_3 \cos \omega_3 t}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} \end{array} \right. \quad (6)$$

Амплітуда коливань відносно осі OX та OZ має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_x = \frac{F_m \sqrt{\alpha_x^2 \omega_3^2 + (k_x^2 - \omega_3^2)^2}}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2}} \\ A_z = \frac{F_m \sqrt{\alpha_z^2 \omega_3^2 + (k_z^2 - \omega_3^2)^2}}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2}} \end{array} \right. \quad (7)$$

Абсолютна амплітуда коливань $A = \sqrt{A_x^2 + A_z^2}$ що з врахуванням залежностей (6) та (6) складає:

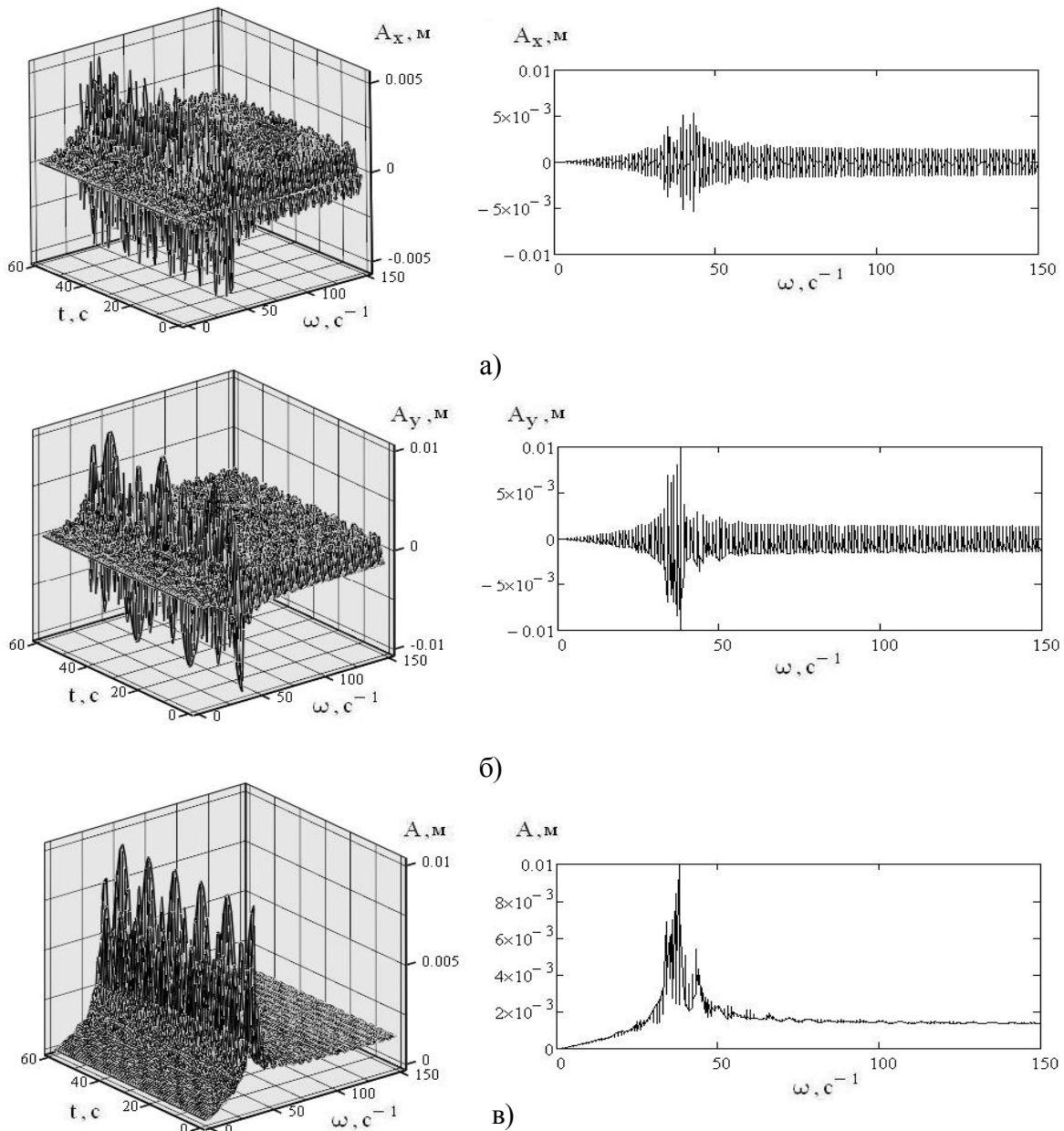
$$A = \frac{m_g}{m_1} \omega_3^2 e \sqrt{\left[(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2 \right]^{-1} + \left[(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2 \right]^{-1}} \quad (8)$$

Використовуючи дану залежність можна визначити інші параметри вібраційного поля для усталеного режиму, що є пропорційним амплітуді та частоті коливань, а саме:

- віброшвидкість $\mathcal{G} = A \cdot \omega$
- віброприскорення $a = A \cdot \omega^2$
- інтенсивність коливань $I = a \cdot \mathcal{G} = A^2 \cdot \omega^3$

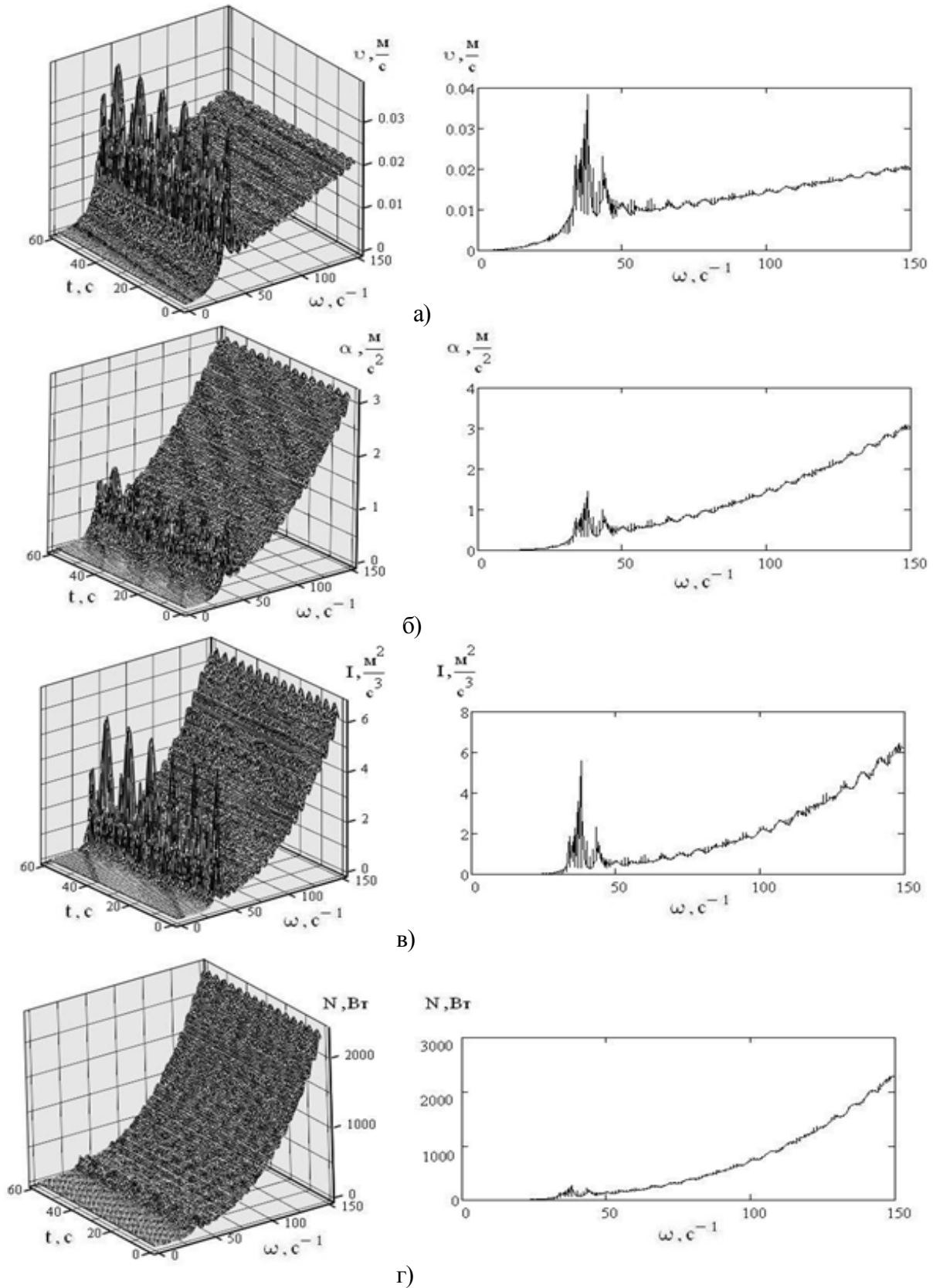
Вираз потужності досліджуваного приводу можна представити у вигляді

$$N_F = m_1 e^2 \omega_3^2 \gamma_{np}^{-1} [0.5 d_u \mu + 2(m_1 + m_2)^{-1} m_1] \times \sqrt{\left(\frac{\alpha_x \omega_3 \cos \omega_3 t - (k_x^2 - \omega_3^2) \sin \omega_3 t}{(k_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} \right)^2 + \left(\frac{(k_z^2 - \omega_3^2) \cos \omega_3 t + \alpha_z \omega_3 \sin \omega_3 t}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} \right)^2} \quad (9)$$



а, б – амплітудні складові по осям координат x, z.
в – абсолютна амплітуда коливань виконавчих органів.

Рис. 1. – Амплітудно-частотні характеристики вібровідцентрової машини:



а – залежність віброшвидкості від кутової швидкості; б – залежність віброприскорення від кутової швидкості; в – залежність віброінтенсивності від кутової швидкості; г – залежність потужності приводного валу від кутової швидкості.

Рис.2. – Швидкісні та енергетичні параметри вібровідцентрової машини

Таблиця 1

Чисельні значення основних параметрів досліджуваної системи з коливаннями робочих органів

№ п/п	Показник	Чисельні значення
1	2	3
1	Характерні маси системи, кг	
1.1	Загальна рухома маса, m_0	41,8
1.2	$m_1 = m_d + m_{e.d.}$	1,4
1.3	$m_2 = m_k + m_{зав} \cdot \mu + m_{он.в.1}$	21,6
1.4	$m_3 = m_{об} + m_{ш} + m_{пр.в.о.} + m_{пр.в.д.}$	12,3
1.5	$m_4 = m_e + m_{он.2}$	6,5
2	Характерні розміри елементів системи	
2.1	Ексцентриситет приводного валу e , мм	3
3	Жорсткість пружних елементів C , Н/м	
3.1	по осі OX : C_x	3900
3.2	по осі OZ : C_z	3900
4	Частота власних коливань контейнера k^2 , c^{-2}	
4.1	по осі OX : k_x	464
4.2	по осі OZ : k_z	1485
5	Коефіцієнт дисипації α , c^{-2}	
5.1	по осі OX : α_x	$2\sqrt{3900 - \omega_3^2}$
5.2	по осі OZ : α_z	$2\sqrt{3900 - \omega_3^2}$
6	Момент інерції обертових мас системи I , $кг/м^2$	$I_1=0.1605$

Аналіз амплітудно-частотних та енергетичних характеристик вібровідцентрової машини дає змогу обґрунтувати оптимальні робочі режими при експлуатації даної машини, що відповідають значенням амплітуди коливань $A=2..3$ мм, при кутовій частоті обертання приводного валу $\omega = 80...100$ рад/с та потужності $N=800...900$ Вт.

Висновки

1. В результаті силового та кінематичного аналізу розробленого вібровідцентрового змішувача була складена його математична модель, на основі якої було визначено траєкторії руху виконавчих органів.

2. Отримано графічні залежності для основних характеристик виконавчих органів досліджуваної машини, а саме для амплітуди коливань, віброшвидкості, віброприскорення, інтенсивності коливань та потужності на приводному валу.

3. Аналіз амплітудно-частотних та енергетичних характеристик машини дозволив обґрунтувати оптимальні режими роботи вібровідцентрового змішувача, $A=2..3$ мм, $\omega = 80...100$ рад/с, $N=800...900$ Вт.

Література

1. Харитонов В.Д., Павлова В.В. Сухие многокомпонентные смеси – сырьё для развития производства комбинированных молочных продуктов //Научное обеспечение молочной промышленности. (Ретроспектива. Исследования. Перспективы): Сборник научных трудов ВНИМИ. – Москва. 1999, С. 247-251.
2. Харитонов Д.В. Производство сухих многокомпонентных продуктов способом сухого смешивания // Молочная промышленность. 1998, № 1, С. 35-36.
3. Паламарчук І.П., Янович В.П., Полевода Ю.А. Вібровідцентровий змішувач. Патент у 2009 06332 від 18.06.2009.
4. Паламарчук І.П., Липовий І.Г., Янович В.П. Розвиток конструктивних схем вібровідцентрових технологічних машин для реалізації процесів механічної обробки сільськогосподарської сировини// Вібрації в техніці та технологіях, 2009.-№2(54).-С.105-115.