

УДК 519.86:615.4

*І.П. Паламарчук,  
д-р техн. наук, проф.  
В.П. Комаха, канд. техн. наук  
В.П. Янович, асп.  
Національний університет  
харчових технологій*

## **АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРОВІДЦЕНТРОВОГО ДЕЗІНТЕГРУВАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ЛІКАРСЬКИХ ФІТОПРЕПАРАТІВ**

*В результаті силового та кінематичного аналізу розробленого вібровідцентрового дезінтегратора була складена його математична модель.*

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

*На основі теоретичних досліджень динамічної моделі вібровідцентрового дезінтегратора обґрунтовано оптимальні параметри для виробництва фітопрепаратів.*

***Ключові слова:** теоретичні дослідження, математична модель, обґрунтування параметрів*

---

Робота фармацевтичної промисловості в сучасних умовах вимагає підвищення ефективності виробництва, зокрема за рахунок розробки і освоєння нових ресурсозберігаючих технологій та обладнання [1].

На Українському ринку лікарських зборів продукція представлена не лише у пакунках, але й в брикетах та фільтр-пакетах. Дані формами випуску набувають все більшої популярності серед споживачів, що пов'язано насамперед з простим способом приготування лікувального настою [2]. Наприклад, у структурі збуту ЗАО «Червоногорськлікзасоби» лікарські трави, при розфасованні у фільтр-пакети, складають близько 50 % від усієї продукції. Також на сучасному світовому ринку фітопрепаратів спостерігається тенденція до заміни зборів аналогічними сумарними препаратами, а саме швидко розчинними лікувальними чаями. Даний вид продукції на вітчизняному фармацевтичному ринку представлений в основному закордонними фірмами [3].

Так, технологія, розроблена фірмою «Хаттерманн» (Німеччина), полягає в поетапному подрібненні різної рослинної сировини у точно розрахованій продукції та її ретельному змішуванні, після чого отриману суміш екстрагують і подають у розпилювальну сушарку, де в лічені секунди йде зневоднювання при дотриманні технологічних умов [4].

Даною фірмою випускаються також розчинні чаї, що містять велику кількість компонентів рослинного походження наприклад такі препарати як холафлукс, урофлукс, бронхіфлукс, нервофлукс.

Можливі також пресовані збори у формі брикетів для разового прийому чи плиток з насічками до 10 окремих доз. У Росії в даний час виробництво брикетів лікарських рослин організоване на Червоногорському і Житомирському заводах по переробці лікарської рослинної сировини.

Тому актуальним є використання технологічного впливу на оброблювальну сировину, зокрема шляхом застосування вібровідцентрового обладнання.

Метою даного наукового дослідження є розробка та визначення оптимальних робочих параметрів вібровідцентрового дезінтегрування фармацевтичних компонентів рослинного походження на основі аналізу теоретичних досліджень.

Дана мета досягається шляхом розв'язання наступних задач:

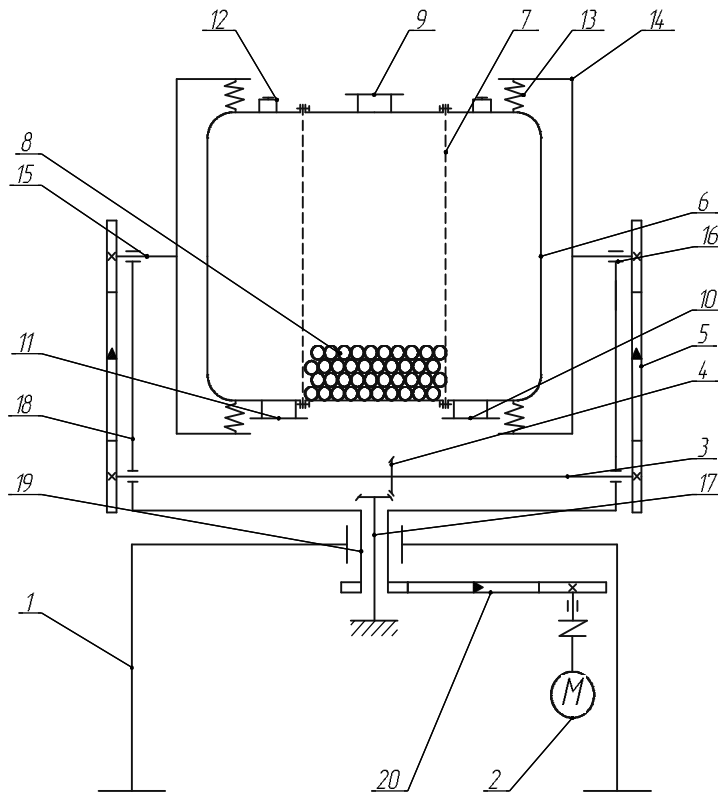
- розробки принципової схеми вібровідцентрового дезінтегратора;
- побудови математичної моделі розробленого обладнання;

© Паламарчук І.П., Комаха В.П., Янович В.П., 2012

- визначення основних характеристик виконавчих органів машини;
- обґрунтування оптимальних параметрів вібровідцентрового дезінтегрування для ефективного робочого режиму.

Досягнення поставленої мети розв’язується шляхом створення вібровідцентрового дезінтегратора [5], в якому забезпечується коливання та обертання у двох площинах його виконавчих органів в процесі дезінтегрування сировини рослинного походження, що створює необхідні умови для інтенсифікації технологічних процесів виробництва фармацевтичних фітозборів.

На рис. 1 представлена принципова схема розробленого вібровідцентрового дезінтегратора.



**Рис. 1. Принципова схема розробленого вібровідцентрового дезінтегратора**

Вібровідцентровий дезінтегратор містить станину 1 та два основних структурних контури, які приводяться до руху електродвигуном 2, що пов’язані між собою приводним валом 3, відкритою конічною передачею 4 та клинопасовою системою передач 5.

Внутрішній контур дезінтегратора має у своєму складі трикамерний робочий контейнер 6 з ситовими елементами 7 та помольними тілами 8, патрубками 9, 10, 11 відповідно для подачі та розвантаження технологічного середовища, дебаланси 12 для створення силової незрівноваженості системи, пружні елементи 13 між контейнером та ободом 14, приводний вал обода 15, розміщений на опорних вузлах 16. Зовнішній контур дезінтегратора містить обід 14 з його приводним валом 15, що приводиться до обертання від електродвигуна 2 через систему клинопасових передач 5, статичний проміжний вал 17 та відкриту конічну передачу 4. Водило 18 приводиться в рух через порожнистий приводний вал 19, який в свою чергу через клинопасову передачу 20 з’єднаний з електродвигуном 2.

Запропонована конструкція реалізує ідею комбінованої взаємодії вібраційного та обертового руху у двох площинах контейнера, що дає можливість комплексної технологічної дії за інтенсивного енергонасичення оброблювального середовища.

Дана конструкція працює наступним чином.

Після завантаження необхідної кількості сировини, у відповідній пропорції, в камери дроблення та змішування, вмикають електродвигун 2, привода контейнера 6 та водила 18. Крутний момент від електродвигуна 2 через систему клинопасових передач 5 та кінчну передачу 4 створює обертання обода 14, дебалансів 12 та водила 18 відносно перпендикулярних осей. Обертання дебалансів 12 призводить до просторового коливання підпружиненого трикамерного барабана 6 разом із завантаженою сировиною та помольними тілами 8 у вигляді металевих кульок або керамічних елементів, що призводить до дроблення оброблювальної маси.

При зменшенні розмірів частки подрібненого матеріалу під впливом відцентрових сил та знакозмінних навантажень, через ситову поверхню, відбувається їх класифікація за розмірами: частки рівні або менші діаметру отворів сита потрапляють у відсік для змішування, решта на повторне подрібнення.

Досліджувану вібростему можна представити математичною моделлю з чотирьма степенями вільності (рис.2):  $x_1, z_1$  — лінійні переміщення робочого контейнера вздовж осей  $OX, OZ$ ;  $\phi_1$  — кутове переміщення робочого контейнера та незрівноважених мас навколо осі  $OZ$ ;  $\phi_2$  — кутове переміщення робочого контейнера та незрівноважених мас навколо осі  $OX$ .

В даній системі можна виділити чотири характерні маси:

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

$$\begin{cases} m_1 = m_{\delta} + m_{\delta.д.} \\ m_2 = m_{\kappa} + m_{зав} \cdot \mu + m_{он.с.1} \\ m_3 = m_{об} + m_{ш} + m_{пр.с.о.} + m_{пр.с.д.} \\ m_4 = m_{е} + m_{он.2} \end{cases} \quad (2)$$

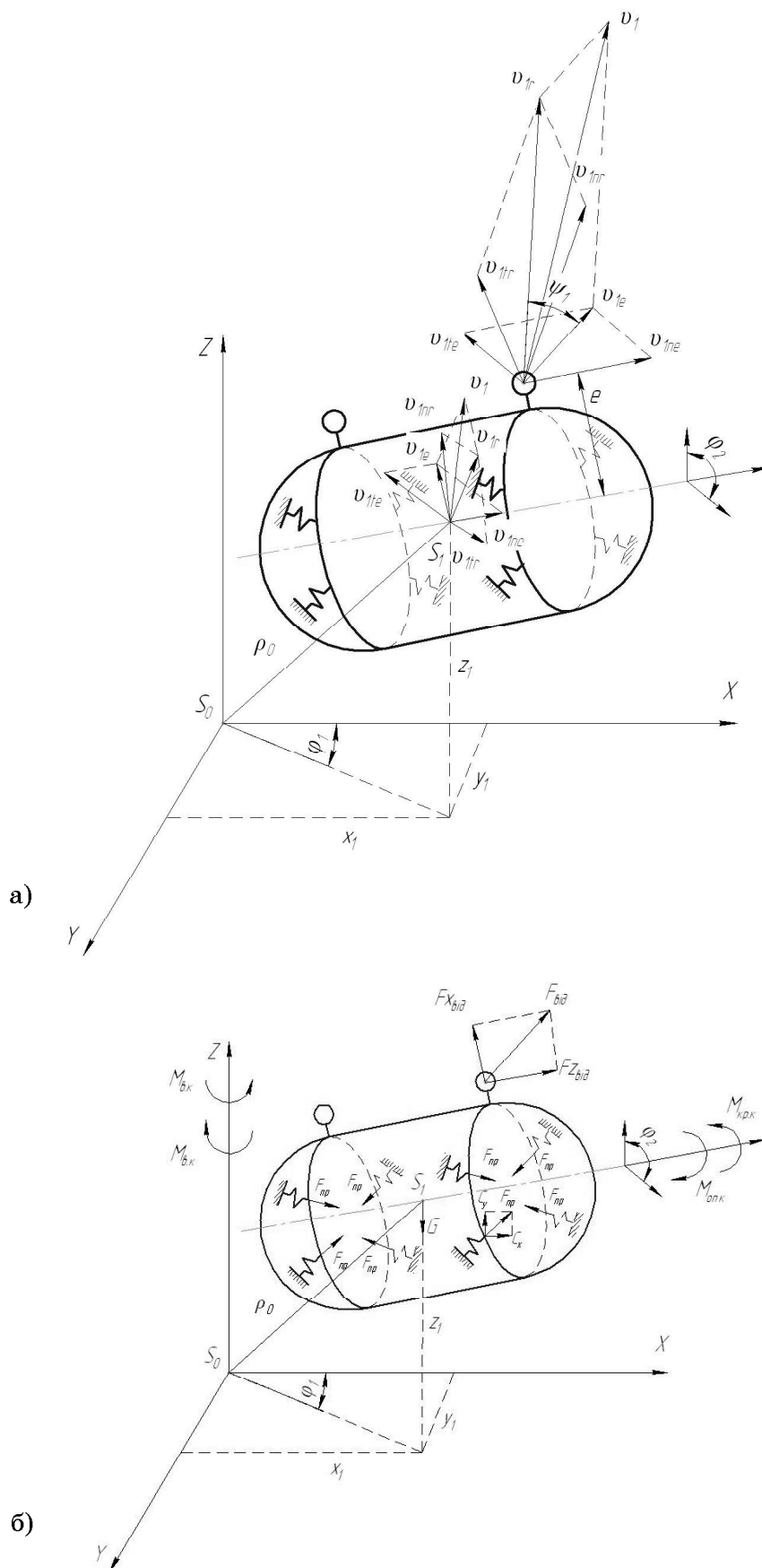
де  $m_{\delta}$  — маса дебалансів;  $m_{\delta.д.}$  — маса вала дебалансів;  $m_{\kappa}$  — маса контейнера;  $m_{зав}$  — маса завантаження;  $\mu$  — коефіцієнт приєднаної маси завантаження;  $m_{он.с.1}$  — маса опорних елементів валу дебалансів;  $m_{об}$  — маса ободу;  $m_{ш}$  — маса шестерень;  $m_{пр.с.о.}$  — маса приводного валу ободу;  $m_{пр.с.д.}$  — маса приводного валу дебалансів;  $m_{е}$  — маса водила;  $m_{он.2}$  — 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:

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

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 вібростимулятора з кожної із незалежних координат складаємо рівняння (3) Лагранжа II роду.



**Рис. 2. Розрахункова схема виконавчих органів розробленого обладнання:  
а) кінематичний аналіз; б) силовий аналіз**

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + \frac{2 \cdot m_2 \cdot \left( \dot{\phi}_1^2 + \dot{\phi}_2^2 \right) - m_2 \cdot \dot{\phi}_1^2 \cos(\phi_1) \cos(\phi_2) + C_x}{2 \cdot (m_1 + m_2)} x_1 &= \frac{m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot e \cdot \cos(\omega_2 t) \\ \ddot{z}_1 + \alpha_z \dot{z}_1 + \frac{2 \cdot m_2 \cdot \left( \dot{\phi}_1^2 + \dot{\phi}_2^2 \right) - m_2 \cdot \dot{\phi}_1^2 \cos(\phi_1) \sin(\phi_2) + C_z}{2 \cdot (m_1 + m_2)} z_1 &= \frac{m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot e \cdot \sin(\omega_2 t) \\ \ddot{\phi}_1 &= \frac{M_{кр} - M_{он1}}{r \cdot m_1} \\ \ddot{\phi}_2 &= \frac{M_{кр} \cdot q_2 - M_{он2}}{4 \cdot m_1 (x+z)} + \frac{M_{кр} \cdot q_3 - M_{он3}}{e \cdot m_1} \end{aligned} \right. \quad (4)$$

де  $r$  — координуючий вектор руху контейнера в площині;  $k_x^2 =$

$$= \frac{2 \cdot m_2 \cdot \left( \dot{\phi}_1^2 + \dot{\phi}_2^2 \right) - m_2 \cdot \dot{\phi}_1^2 \cos \phi_1 \cos \phi_2 + C_x}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \quad \text{— власна частота коливань системи відносно}$$

$$\text{осі OX; } k_z^2 = \frac{2 \cdot m_2 \cdot \left( \dot{\phi}_1^2 + \dot{\phi}_2^2 \right) - m_2 \cdot \dot{\phi}_1^2 \cos \phi_1 \sin \phi_2 + C_z}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \quad \text{— власна частота коливань системи}$$

відносно осі OZ;  $M_{кр}$  — крутний момент приводу водила;  $M_{он1}$ ,  $M_{он3}$  — 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 диференційні рівняння другого порядку с постійними коефіцієнтами було отримано лінійні залежності руху виконавчих органів досліджуваної машини.

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

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

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

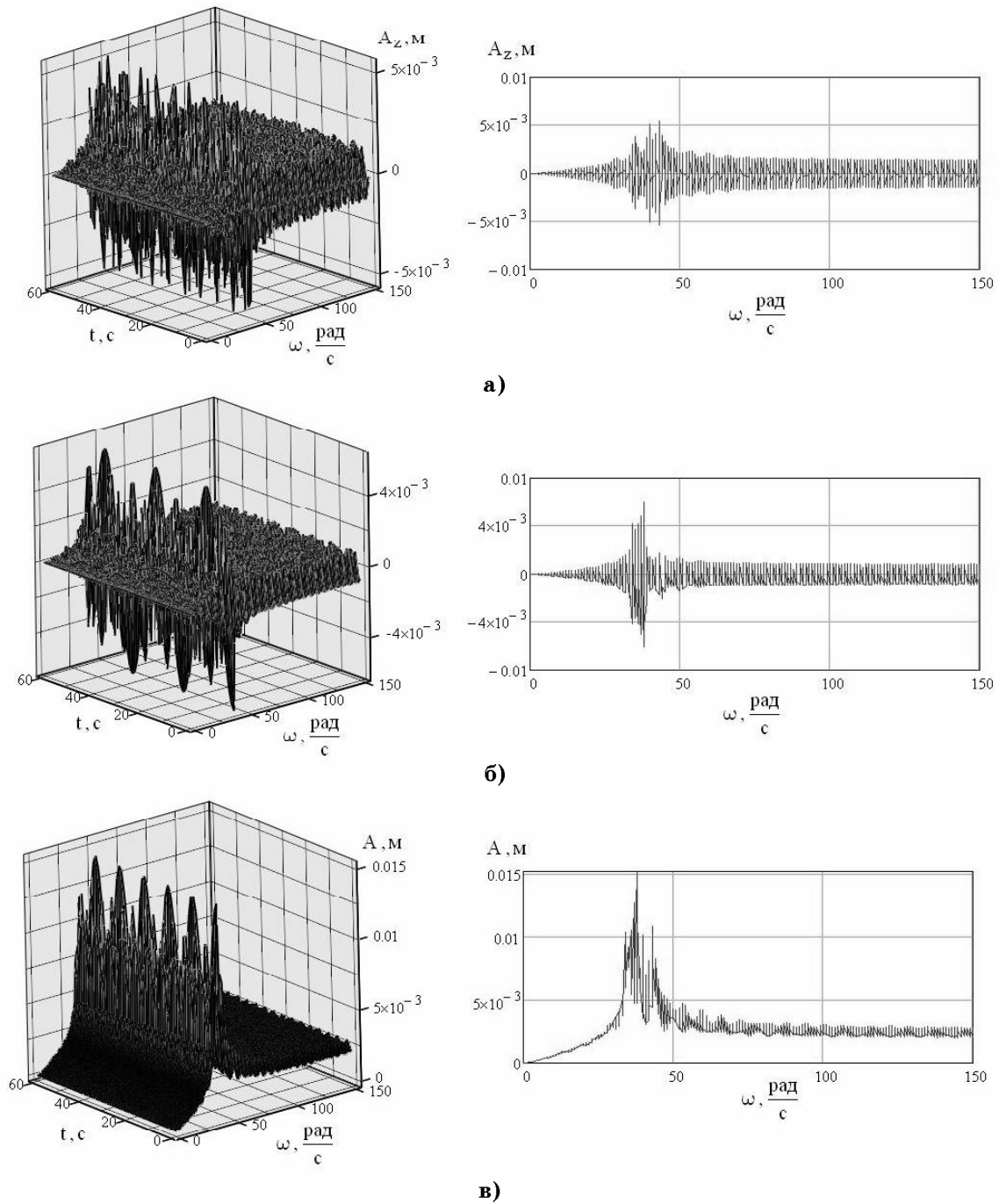
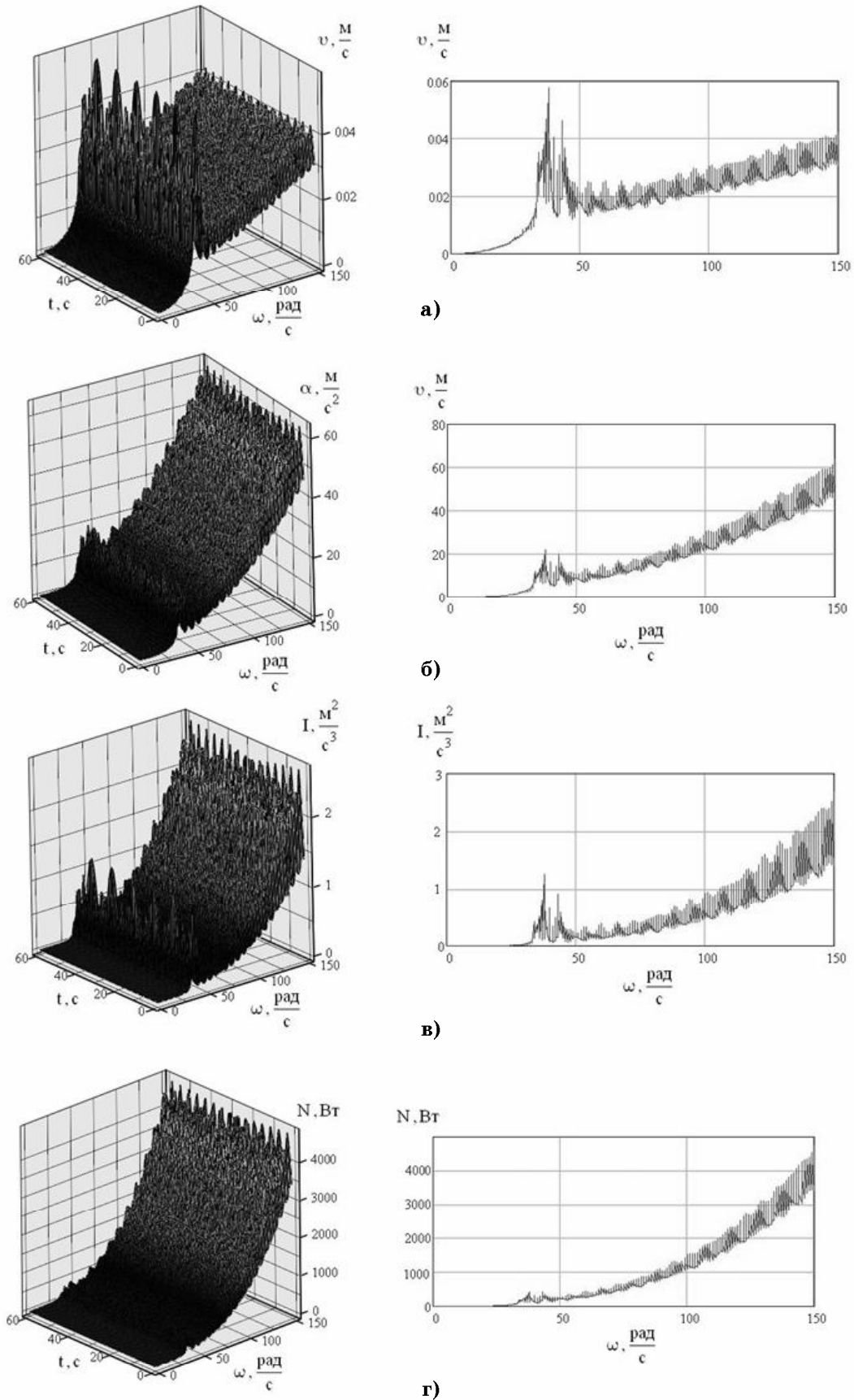


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики вібровідцентрової машини:  
 а, б — амплітудні складові по осям координат x, z.  
 в — абсолютна амплітуда коливань виконавчих органів.



**Рис. 3.** Швидкісні та енергетичні параметри вібровідцентрової машини:  
 а — віброшвидкість; б — віброприскорення;  
 в — віброінтенсивність; г — споживана потужність приводу

Амплітуда коливань відносно осі OX та OZ має вигляд:

$$\begin{cases} A_x = \frac{F_m \sqrt{\alpha_x^2 \omega_3^2 + (k_x^2 - \omega_3^2)^2}}{(K_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(K_x^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_3^2}} \\ A_z = \frac{F_m \sqrt{\alpha_z^2 \omega_3^2 + (k_z^2 - \omega_3^2)^2}}{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(k_z^2 - \omega_3^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_3^2}} \end{cases} \quad (7)$$

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

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

**Таблиця 1. Чисельні значення основних параметрів досліджуваної системи з коливаннями робочих органів**

№ п/п	Показник	Чисельні значення
1	Характерні маси системи, кг	
1.1	Загальна рухома маса, $m_0$	41,8
1.2	$m_1 = m_\theta + m_{e,\theta}$	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 $k^2$ , с <sup>-2</sup>	
4.1	по осі OX : $k_x$	464



№ п/п	Показник	Чисельні значення
4.2	по осі OZ : $k_z$	1485
5	Коефіцієнт дисипації $\alpha$ , $c^{-2}$	
5.1	по осі OX : $a_x$	$2\sqrt{3900-\omega_3^2}$
5.2	по осі OZ : $a_z$	$2\sqrt{3900-\omega_3^2}$
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 вала  $\omega = 100...110$  рад/с та потужності  $N = 1200...1300$  Вт.

#### Висновки

1. В результаті силового та кінематичного аналізу розробленого вібровідцентрового дезінтегратора 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 дезінтегратора,  $A = 2...3$  мм,  $\omega = 100...110$  рад/с,  $N = 1200...1300$  Вт.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. *Ажгихин И.С.* Технология лекарств / И.С. Ажгихин. — М.: Медицина, 1980. — С. 115–142, 325–344.
2. *Бобылев Р.В.* Технология лекарственных форм: Учебник в 2 томах / Р.В. Бобылев, Г.П. Грядунова, Л.А. Иванова и др.; под ред. Л.А. Ивановой. — М.: Медицина, 1991. — Т.2. — С. 64–93.
3. *Валь Е.* Препараты из растительного сырья: отраслевые проблемы / Е. Валь // Ремедиум. — 2001. — № 1–2. — С. 38–39.
4. *Кондратьева Т.С.* Технология лекарственных форм: Учебник в 2 томах / Т.С. Кондратьева, Л.А. Иванова, Ю. И. Зеликсон и др. ; под ред. Т.С.
5. *Паламарчук І.П.* Розвиток конструктивних схем вібровідцентрових технологічних машин для реалізації процесів механічної обробки сільськогосподарської сировини / І.П. Паламарчук, І.Г. Липовий, В.П. Янович // Вібрації в техніці та технологіях, 2009. — №2(54). — С. 105–115.

*И.П. Паламарчук, В.П. Комаха,  
В.П. Янович*

#### Анализ математической модели вибро центробежного дезинтегрирования для производства лекарственных фитопрепаратов

*В результате силового и кинематического анализа разработанного виброцентробежного дезинтегратора была составлена его математическая модель.*

*Получены графические зависимости для основных характеристик исполнительных органов исследуемой машины, а именно для амплитуды колебаний, виброскорости, виброускорения, интенсивности колебаний и мощности на приводном валу.*

*На основе теоретических исследований динамической модели виброцентробежного дезинтегратора обоснованы оптимальные параметры производства фитопрепаратов.*

**Ключевые слова:** теоретические исследования, математическая модель, обоснование параметров

*I. Palamarchuk, V. Komaha  
V. Yanovich*

**Analysis of mathematical models of vibratory centrifugal disintegration for the production of medicinal herbal remedies**

*As a result of the force and kinematic analysis of the developed vibratory centrifugal disintegrator has been formulated its mathematical model.*

*Graphic dependences are obtained for the main characteristics of the executive units of the investigated machines, namely for amplitude of vibrations, velocity, acceleration, and intensity of vibration and power on the drive shaft.*

*Based on the theoretical research of the dynamic model of vibratory centrifugal disintegration, optimal parameters for the production of herbal remedies are grounded.*

**Key words:** theoretical studies, mathematical model, theoretical justification of parameters

---

*e-mail: jimp@ukr.net*

*Надійшла до редколегії 03.03.2012 р.*