

**Солоня О. В.**

к.т.н., доцент

**Замрій М. А.**

аспірант

*Вінницький національний  
аграрний університет***Solona O.**PhD in Engineering, Associate  
Professor**Zamrii M.**

graduate student

*Vinnitsia National Agrarian  
University***УДК 629.3.03:62-837:62-531.7****DOI: 10.37128/2306-8744-2023-3-2**

## **ЗАСТОСУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ СИНХРОНІЗАЦІЇ ПРИ АГРЕГАТУВАННІ ВІБРОЗБУДЖУВАЧІВ АДАПТИВНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА**

Одним із прогресивних типів подрібнювачів є вібраційні млини, які мають високу продуктивність, та поєднують достатньо високу інтенсивність технологічної дії з відносно простою конструкцією.

Основним параметром вібраційних млинів є обсяг максимальної потужності, яка передається завантаженню через камеру вібробуджувачем при заданій величині змушуючої сили, що розвивається ним. При цьому встановлено, що максимальна потужність передається завантаженню при русі камери по круговій траєкторії. Тим самим визначено, що рівнодійна змушуюча сила, повинна бути прикладена поблизу центра інерції колівної частини вібраційного млина.

Агрегативання вібробуджувачів дозволяє значно скоротити терміни та зменшити вартість проектування і виготовлення вібраційних млинів, водночас спростити їхнє обслуговування і ремонт. В інших випадках застосування декількох малопотужних вібробуджувачів замість одного, рівного за потужністю, зумовлено необхідністю розосередити змушуючу силу по віброуючому робочому органу вібраційного млина значних розмірів.

В статті розглянута динамічна схема вібраційного млина з агрегатованими вібробуджувачами, яка дозволить забезпечити їх самосинхронізацію. Запропоновано математичну модель тримасної вібраційної установки з чотирма вібробуджувачами, які обертаються рівномірно, у вигляді системи звичайних лінійних диференціальних рівнянь, яка дозволяє досліджувати рух її виконавчих органів. Також наведено рішення системи диференціальних рівнянь, що відповідають стійким синхронним і протифазним рухам дебалансних валів тримасового чотиривібраторного двокамерного вібраційного млина з активними додатково встановленими обертовими неврівноваженими масами. За отриманими результатами побудовано графіки функцій, що описують сталий коливальний рух ( $A = \text{const}$ ) виконавчих органів вібраційного млина.

**Ключові слова:** синхронізація, просторово-циркуляційний рух, адаптивна модель, керований вібромлин, вібробуджувачі.

**Постановка проблеми.** Принциповим недоліком вібраційних млинів в одновібраторному виконанні є те, що величина змушуючої сили вібробуджувача обмежується допустимими

навантаженнями їх ніж підшипникових вузлів, а також труднощами при їх збиранні і розбиранні. Тому створення потужних вібробуджувачів можливо насамперед шляхом агрегативання



універсальних простих (двохопорних) віброзбуджувачів.

Процес вібраційного дроблення здійснюється за рахунок удару і стирання оброблюваного матеріалу при взаємодії його часток між собою як з поверхнею помольної камери, так і з поверхнею робочих тіл.

Варто відмітити, що помел стиранням матеріалу здійснюється при русі помельної камери вібромлина по круговій траєкторії при розташуванні віброзбуджувача у центральній частині помольної камери. Для конструкції досліджуваного вібромлина пропонується застосування чотирьох віброзбуджувачів, що надасть можливість розсередити збуджуючу силу, та збільшити частку тангенціальних напружень в оброблюваному середовищі, що буде сприяти підвищенню стирання часток матеріалу.

Синфазність і синхронність обертання віброзбуджувачів, необхідні для створення поступального переміщення робочого органу (камери) вібромлина по круговій траєкторії, забезпечується, в основному, трьома способами синхронізації: кінематичною синхронізацією, примусовою електричною синхронізацією (шляхом застосування системи електричного вала чи синхронних двигунів) та самосинхронізацією.

Кінематична синхронізація обертання віброзбуджувачів має, однак, ряд істотних недоліків. Насамперед, вона не може бути доцільно застосована у вібраційних млинах при значних відстанях між осями віброзбуджувачів. Іншим недоліком є значний шум, що супроводжує роботу зубчастої чи ланцюгової передачі: у вібраційних млинах підвищене зношування шестерень і ланцюгів, а також необхідність у надійному їх змащенні. Електрична синхронізація практично не знайшла застосування у вібраційних млинах через свою складність. Обидва описаних вище способи узгодження обертання валів віброзбуджувачів – кінематичний і електричний – відносяться до примусової синхронізації.

Явище динамічної синхронізації (самосинхронізації) полягає в тому, що декілька штучно створених чи природних об'єктів, що роблять при відсутності взаємодії коливні чи оберткові рухи з різними частотами (кутовими швидкостями), при накладенні тривалих слабких зв'язків починають рухатися з однаковими, чи кратними частотами, перебуваючи у раціональних відношеннях (кутовими швидкостями), причому встановлюються певні фазові співвідношення між коливаннями й обертаннями [1].

Дана робота присвячена дослідженню математичної моделі руху виконавчих органів вібраційного млина, яка представлена у вигляді системи звичайних лінійних диференціальних рівнянь, на прикладі запропонованої тримасної

вібраційної установки з чотирма віброзбуджувачами, що обертаються рівномірно.

**Аналіз останніх публікацій і досліджень.** Традиційне дробильно-подрібнює устаткування для одержання дрібнозернистої і високодисперсної продукції є недостатньо ефективним внаслідок значного зношування робочих органів (у молоткових, роторних дробарках і дезінтеграторах), низької питомої продуктивності (у кульових і струменевих млинах), можливості налипання подрібнювального матеріалу на робочі органи, порівняно високих енерговитрат на привід та інших факторів [2]. Значна швидкість протікання механічних і тепломасообмінних процесів, високий ступінь однорідності одержуваної продукції, можливість ефективного здійснення тонкого подрібнювання і диспергування продукту при порівняно невисоких енерговитратах зумовлюють широке використання вібраційного подрібнювання. Вібраційні млини – ефективне обладнання для реалізації дроблення в умовах вібраційного технологічного поля. Їх застосовують здебільшого для самоподрібнення крупно-кускових матеріалів, дрібного дроблення, обмелювання (розрізняють грубе для часток крупністю до 0,1 мм, середнє – до 0,01 мм і тонке – до 0,001 мм обмелювання) і гомогенізації.

Поведінка технологічного завантаження вібромашини залежить від амплітудно-частотної характеристики віброприводу, траєкторії коливань робочого контейнера, дисперсності оброблюваного матеріалу і ряду інших фізико-механічних властивостей елементів коливної системи [3].

Центральне розташування джерела вібрації дає можливість більш ефективно передавати коливальні імпульси моношарам технологічного завантаження, практично виключає утворення “застійних зон” в масі завантаження. При цьому коливання робочої камери відбуваються по круговій траєкторії, що сприяє більш активному, порівняно з винесеною схемою, стиранню матеріалу продукції. Проте внаслідок розміщення віброзбуджувача всередині помельної камери утруднюється безперервне і рівномірне виведення продукту із зони обробки, підвищується питома витрата енергії і збільшується зношування деталей машини, особливо корпусу віброзбуджувача. Тому знайшли застосування вібромлини з агрегованими віброзбуджувачами.

Агрегована схема віброприводу забезпечує створення кругових коливань робочих органів машини та сприяє активізації технологічної дії млина [4].

Доробком авторів представленої роботи слугують результати досліджень, які присвячені застосуванню у вібраційній техніці динамічної синхронізації (самосинхронізації). На основі



математичних моделей було проведено дослідження динаміки вібраційного млина, при заданих параметрах системи.

**Формулювання мети досліджень**

Побудова математичної моделі тримасного вібраційного млина тонкого помелу з чотирма вібробуджувачами, які обертаються рівномірно, у вигляді системи звичайних лінійних диференціальних рівнянь, яка дозволяє досліджувати рух його виконавчих органів.

**Викладення основного матеріалу.**

Основна задача про самосинхронізацію механічних вібробуджувачів полягає у визначенні умов, при виконанні яких усі ротори вібробуджувачів обертаються з однаковими за абсолютною величиною середніми кутовими швидкостями,  $|\dot{\varphi}_s^*| = \omega (s = 1 \dots k)$ , незважаючи на можливу різницю їх параметрів і сил, що діють на них, а несучі тіла здійснюють при цьому коливання з періодом  $T = 2\pi/\omega$ .

Рішення конкретних прикладних задач про самосинхронізацію вібробуджувачів найбільш ефективно може бути виконано шляхом використання інтегрального критерію стійких синхронних рухів [3, 4]. Згідно з цим критерієм, фази обертання вібробуджувачів у стійких синхронних рухах відповідають точкам мінімуму деякої функції  $D$  цих фаз, що називається потенціальною. З важливих для практики задач (в тому числі й у розглядуваній) виявляється, що потенціальна функція дорівнює середньому за період значенню функції Лагранжа  $L$  коливальної частини системи

$$D = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} L dt = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (T - \Pi) dt, \quad (1)$$

де  $T$ ,  $\Pi$  – відповідно кінетична і потенціальна енергії коливальної частини системи.

Практична методика досліджень пристроїв з самосинхронізуючими вібробуджувачами характеризується такою послідовністю дій:

– складаються рівняння малих коливань несучих тіл з припущенням, що вали вібробуджувачів обертаються рівномірно, за законом:

$$\varphi_s = \omega t + \alpha_s,$$

де  $\alpha_s$  – невідомі початкові фази обертання;  $\omega$  – кутова швидкість синхронного обертання.

– з цих рівнянь визначається закон руху несучих тіл, який відповідає усталеним вимушеним коливанням;

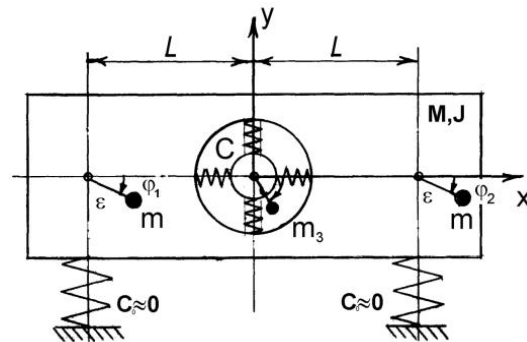
– далі знаходиться потенціальна функція. Значення фазових зміщень  $\alpha_s$ , які можуть відповідати стійким синхронним рухам, і умови стійкості вираховуються з умов мінімуму потенціальної функції [5, 6].

Нами була проаналізована наступна схема вібраційного млина із горизонтальним

розташуванням робочої камери. Для забезпечення стійкого необхідного режиму синхронного обертання вібробуджувачів, в якого застосовано сполучення двох способів одночасно:

- приєднанням до вихідного несучого твердого тіла за допомогою пружних елементів деякої додаткової маси;
- зміною кількості вібробуджувачів [4-7].

Помельна камера вібраційної установки вважається абсолютно жорстким твердим тілом, встановленим на нерухомій основі за допомогою достатньо м'яких пружних елементів. На камері симетрично за допомогою пружних елементів встановлене деяке додаткове тіло (рис. 1). Вібраційна установка приводиться в рух за допомогою трьох дебалансних вібробуджувачів: двох основних, симетрично розташованих по краях робочої камери, і одного, встановленого в центрі мас додаткового тіла. Кожен вібробуджувач оснащений індивідуальним приводом. Передбачається, що усі вібробуджувачі мають однакові і позитивні парціальні кутові швидкості; основні вібробуджувачі мають рівні статичні моменти дебалансних вантажів, а додатковий – інший статичний момент. Вісі обертання вібробуджувачів лежать у горизонтальній площині, що проходить через центр мас коливальної системи [8].



**Рис. 1. Розрахункова схема коливальної системи з додатковим пружно приєднаним вібробуджувачем.**

За узагальнені координати системи прийняті:  $\gamma_1; x_1; \varphi$  – координати, що відповідають вертикальному, горизонтальному і кутовому переміщенням несучого тіла; а також  $\gamma_2; x_2$  – координати, що відповідають вертикальному і горизонтальному переміщенням додаткового тіла.

У розглянутому випадку кінетична і потенційна енергія коливальної системи може бути записана у вигляді:

$$T = \frac{1}{2} [M_1(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + I\dot{\varphi}^2 + M_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2)],$$

$$\Pi = \frac{c}{2} [(y_1 - y_1)^2 + (x_1 - x_2)^2]. \quad (2)$$

де  $I$  – момент інерції робочої камери з фіксованими роторами вібробуджувачів;



$C$  – коефіцієнт твердості пружних елементів, що зв'язують камеру і додаткове тіло;  $M_1$  і  $M_2$  – маси камери і додаткового тіла.

Використовуючи диференціальні рівняння руху установки [9], отримаємо рішення

диференціальних рівнянь, що відповідають сталим змушеним коливанням, можуть бути представлені у вигляді:

$$\begin{aligned}
 y_1 &= -A_1[\sin(\omega t + \alpha_1) + \sin(\omega t + \alpha_2)] - A_4 \sin(\omega t + \alpha_3), \\
 y_2 &= -A_3 \sin(\omega t + \alpha_3) - A_2[\sin(\omega t + \alpha_1) + \sin(\omega t + \alpha_2)], \\
 x_1 &= A_1[\cos(\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_2)] + A_4 \cos(\omega t + \alpha_3), \\
 x_2 &= A_5 \cos(\omega t + \alpha_3) + A_2[\cos(\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_2)], \\
 \varphi &= -A_3 \sin(\omega t + \alpha_1) - \sin(\omega t + \alpha_2).
 \end{aligned} \tag{3}$$

де  $r$  – відстань від центра ваги робочої камери до осі обертання основних вібробуджувачів;  $F = F_1 = F_2 = m\epsilon\omega^2$  – амплітуда сили, яка збуджується основними

вібробуджувачами;  $F_3 = m_3\epsilon_3\omega^2$  – амплітуда сили, що збуджується додатковим вібробуджувачем.

Тут позначено:

$$A_1 = -\frac{(c - M_2\omega^2)F}{M_1M_2\omega^2(p^2 - \omega^2)},$$

$$A_2 = -\frac{cF}{M_1M_2\omega^2(p^2 - \omega^2)}, \quad A_3 = \frac{Fr}{I\omega^2},$$

$$A_4 = -\frac{cF_3}{M_1M_2\omega^2(p^2 - \omega^2)},$$

$$A_5 = -\frac{(c - M_2\omega^2)F_3}{M_1M_2\omega^2(p^2 - \omega^2)},$$

де  $p_2^2 = p_4^2 = \frac{c}{M^*}$ ;  $p_1 = p_2 = p_5 \approx 0$  – частоти власних коливань системи;

$$M^* = \frac{M_1M_2}{M_1 + M_2}.$$

Диференціальні рівняння руху вібраційної установки при рівномірному обертанні вібробуджувачів, які задовільняють наступні комбінації фаз:  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_4 = 0, \alpha_3 = \pi$ , будуть мати вигляд:

де  $F = mr\omega^2, F_1 = m_1r_1\omega^2$  – амплітуди сили, що змушує, яка розвивається кожним вібробуджувачем  $m; r; m_1; r_1$  – маси й ексцентриситети вібробуджувачів, встановлених відповідно на контейнері і додаткових тілах.

Рішення системи диференціальних рівнянь (2), що відповідає сталим змушеним коливанням, може бути записане у вигляді:

$$M_1\ddot{y} + c(y - y_1) + c(y - y_2) = -2F\sin(\omega t);$$

$$x = 2A_1\cos(\omega t),$$

$$M_1\ddot{x} + c(x - x_1) + c(x - x_2) = 2F\cos(\omega t);$$

$$x_1 = (2A_2 + A_4 - A_5)\cos(\omega t),$$

$$I\ddot{\varphi} + cl_1(l_1\varphi + y_1) + cl_1(l_1\varphi - y_2) = 0;$$

$$x_2 = (2A_2 - A_4 + A_5)\cos(\omega t),$$

$$M_2\ddot{x}_1 - c(x - x_1) = F_1\cos(\omega t);$$

$$\varphi = -2A_5\sin(\omega t),$$

$$M_2\ddot{x}_2 - c(x - x_2) = -F_1\cos(\omega t);$$

$$y = -2A_1\sin(\omega t),$$

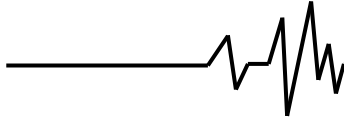
$$M_2\ddot{y}_1 - c(y - y_1) + cl_1\varphi = -F_1\sin(\omega t);$$

$$y_1 = (A_6 + A_7 + A_8 - A_9)\sin(\omega t),$$

$$M_2\ddot{y}_2 - c(y - y_2) - cl_1\varphi = F_1\sin(\omega t);$$

$$y_2 = (A_6 + A_7 - A_8 + A_9)\sin(\omega t). \tag{5}$$

Тут позначено:



$$A_1 = \frac{bF}{ba - 2c^2}; \quad A_2 = \frac{cF}{ba - 2c^2}; \quad A_3 = \frac{cF_1}{ba - 2c^2}; \quad A_4 = \frac{F_1(ba - c^2)}{b(ba - 2c^2)}; \quad A_5 = \frac{F_1c^2}{b(ba - 2c^2)};$$

$$A_6 = \frac{cF[(db - 2c^2l_1^2) - l_1l_2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)}; \quad A_7 = \frac{cF[(db - 2c^2l_1^2) + l_1l_2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)}$$

$$A_8 = -\frac{F_1[a(db - 2c^2l_1^2) + c^2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)}; \quad A_9 = -\frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)};$$

$$A_{10} = \frac{Fl_2b}{2c^2l_1^2 - db}; \quad A_{11} = \frac{F_1cl_1}{2c^2l_1^2 - db}; \quad a = 2c - M_1\omega^2; \quad b = c - M_2\omega^2; \quad d = 2cl_1^2 - I\omega^2.$$

Після підстановки позначень в рівняння (5),  
отримаємо:

$$x = \frac{2bF}{ba - 2c^2} \cos(\omega t),$$

$$x_1 = \left( \frac{2cF}{ba - 2c^2} + \frac{F_1(ba - c^2)}{b(ba - 2c^2)} - \frac{F_1c^2}{b(ba - 2c^2)} \right) \cos(\omega t) = \frac{2bcF + F_1(ba - 2c^2)}{b(ba - 2c^2)} \cos(\omega t) =$$

$$= \left[ \frac{2cF}{ba - 2c^2} + \frac{F_1}{b} \right] \cos(\omega t),$$

$$x_2 = \left( \frac{2cF}{ba - 2c^2} - \frac{F_1(ba - c^2)}{b(ba - 2c^2)} + \frac{F_1c^2}{b(ba - 2c^2)} \right) \cos(\omega t) = \frac{2bcF - F_1(ba - 2c^2)}{b(ba - 2c^2)} \cos(\omega t) = \left[ \frac{2cF}{ba - 2c^2} - \frac{F_1}{b} \right] \cos(\omega t),$$

$$\varphi = -\frac{2F_1c^2}{b(ba - 2c^2)} \sin(\omega t), \quad y = -\frac{2bF}{ba - 2c^2} \sin(\omega t)$$

$$y_1 = \left\{ \frac{cF[(db - 2c^2l_1^2) - l_1l_2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} + \frac{cF[(db - 2c^2l_1^2) + l_1l_2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} - \right.$$

$$\left. - \frac{F_1[a(db - 2c^2l_1^2) + c^2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} + \frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} \right\} \sin(\omega t) =$$

$$= \left\{ \frac{cF}{2c^2 - ab} - \frac{cFl_1l_2}{db - 2c^2l_1^2} + \frac{cF}{2c^2 - ab} + \frac{cFl_1l_2}{db - 2c^2l_1^2} - \frac{aF_1}{2c^2 - ab} - \frac{c^2F_1}{db - 2c^2l_1^2} + \frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} \right\}$$

$$\sin(\omega t) = \left\{ \frac{2cF - aF_1}{2c^2 - ab} - \frac{c^2F_1}{db - 2c^2l_1^2} + \frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} \right\} \sin(\omega t),$$

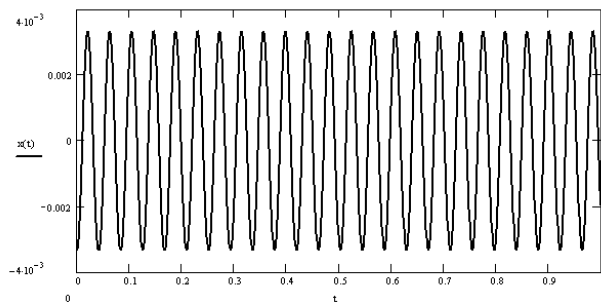
$$y_2 = \left\{ \frac{cF[(db - 2c^2l_1^2) - l_1l_2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} + \frac{cF[(db - 2c^2l_1^2) + l_1l_2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} + \right.$$

$$\left. + \frac{F_1[a(db - 2c^2l_1^2) + c^2(2c^2 - ab)]}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} - \frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} \right\} \sin(\omega t) =$$

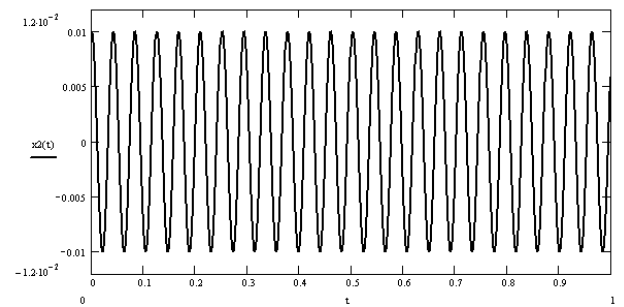
$$= \left\{ \frac{cF}{2c^2 - ab} - \frac{cFl_1l_2}{db - 2c^2l_1^2} + \frac{cF}{2c^2 - ab} + \frac{cFl_1l_2}{db - 2c^2l_1^2} + \frac{aF_1}{2c^2 - ab} + \frac{c^2F_1}{db - 2c^2l_1^2} - \frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} \right\}$$

$$\sin(\omega t) = \left\{ \frac{2cF + aF_1}{2c^2 - ab} + \frac{c^2F_1}{db - 2c^2l_1^2} - \frac{c^2F_1(al_1^2 - d)}{(db - 2c^2l_1^2)(2c^2 - ab)} \right\} \sin(\omega t). \quad (3)$$

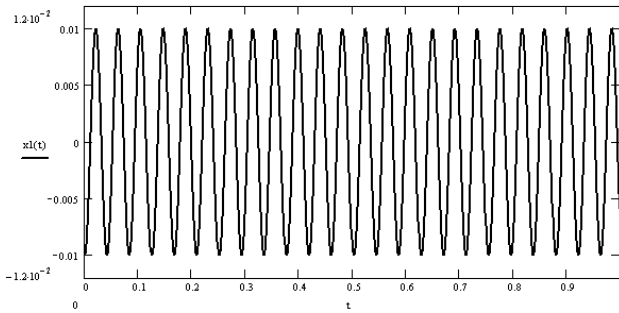
На рис. 1 показано графіки функцій – рішень системи диференціальних рівнянь (3), що відповідає сталим змушеним коливанням при таких параметрах системи:  $M_1 = 120$  кг,  $M_2 = 20$  кг,  $l_2 = 0,325$  м,  $l_1 = 0,16$  мм;  $m\varepsilon = m_1\varepsilon_1 = 0,2$  кг/м,  $I = 7,6$  кг/м<sup>2</sup>;  $\omega = 150$  рад/с;  $c = 281,25$  Н/м.



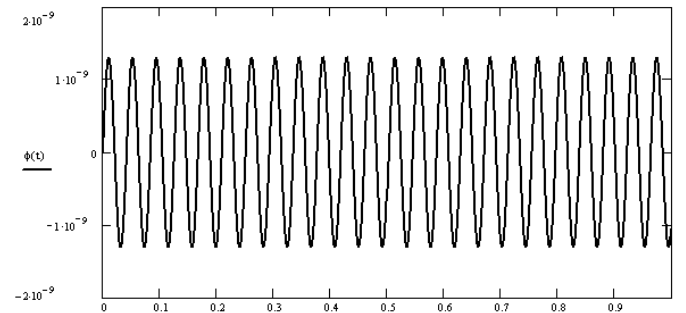
а)



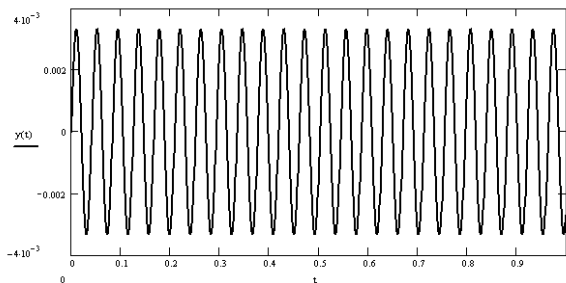
б)



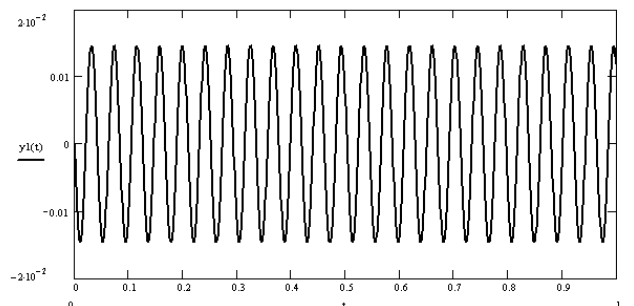
в)



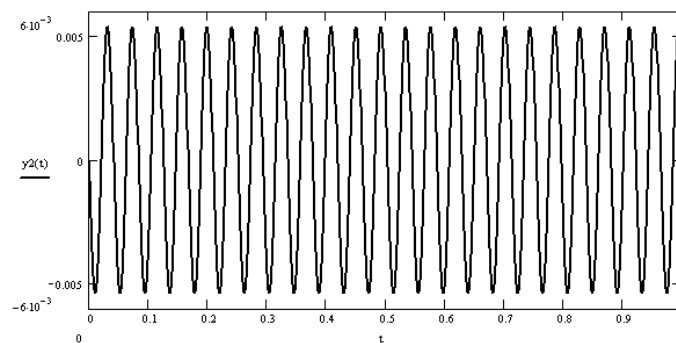
г)



д)



е)



є)

**Рис. 1.** Графіки функцій – рішень системи диференціальних рівнянь (3), що відповідає сталим змушеним коливанням: а)  $x = f(t)$ ; б)  $x_1 = f(t)$ ; в)  $x_2 = f(t)$ ; г)  $\varphi = f(t)$ ; д)  $y = f(t)$ ; е)  $y_1 = f(t)$ ; є)  $y_2 = f(t)$

**Висновки:**

1. Запропоновано математичну модель тримасної вібраційної установки з чотирма віброзбуджувачами, які обертаються рівномірно, у вигляді системи звичайних лінійних диференціальних рівнянь, яка дозволяє досліджувати рух її виконавчих органів.

2. Наведено рішення системи диференціальних рівнянь, що відповідають стійким синхронним і протифазним рухам дебалансних валів тримасового чотиривібраторного двокамерного вібраційного млина з активними додатково встановленими обертовими неврівноваженими масами.



3. Побудовані графіки функцій, що описують сталий коливальний рух ( $A = const$ ) виконавчих органів вібраційного млина.

#### Список використаних джерел

1. Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С., Силивонюк А.В. Покращення динамічних характеристик вібраційних машин з дебалансним приводом : монографія. Луцьк : Луцький НТУ, 2016. 275 с.

2. Спирін А.В., Солона О.В., Килимнюк В.І. Оцінка на конкурентоздатність вібраційного млина. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2005. №2 (40). С. 93-95.

3. Солона О.В. Керований вібраційний млин для помолу сипкого середовища. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. № 4 (99). С. 11-20.

4. Солона О.В. Вібраційні млини з просторово-циркуляційним рухом завантаження для тонкого помолу сипучих матеріалів: монографія. Вінниця: ПП Балюк І.Б., РВВ ВДАУ, 2009. 133 с.

5. Ярошевич М.П., Тимошук В.М., Силивонюк А.В. Самосинхронізація дебалансних збудників з кратними частотами обертання у вібраційних машинах з плоским рухом робочого органа. -2011.

6. Yaroshevich N.P., Zabrodets I.P., Dutchak B. I., Yaroshevich T.S. Start dynamics of vibrating machines with unbalanced drive considering its elasticity. - *Науковий вісник Нац. гірничого ун-ту. Наук. техн. журнал.* - 2018.- №3.- С. 100-107.

7. Yaroshevich N.P., Zabrodets I.P., Dutchak B. I., Yaroshevich T.S. Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body *Науковий вісник Нац. гірничого ун-ту. Наук. техн. журнал.* - 2015.- №3.- С. 39-45.

8. Bulgakov V. Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain/Bulgakov V., Pascuzzi S., Ivanovs S., Kaletnik G., Yanovich V. // *Biosystems engineering.* - 2018. - Vol. 171. - 155-164.

9. Solona O., Kupchuk I. Development of a functional model of a vibrating mill with adaptive control system of mode parameters. Modernization of research area: national prospects and European practices: Scientific monograph. Riga, Latvia: Baltija Publishing, 2022. P. 302-328.

#### References

1. Yarosevich T.S., Yarosevich M.P., Silivonyuk A.V. (2016). Pokrashchennya dynamichnykh kharakterystyk vibratsiynykh

mashyn z debalansnym pryvodom. [Improvement of dynamic characteristics of vibration machines with an unbalanced drive]. Lutsk: Lutsk National Technical University. [in Ukrainian].

2. Spirin A.V., Solona O.V., Kilimnyuk V.I. (2005). Otsinka na konkurentozdatnist' vibratsiynoho mlyna [Evaluation of the competitiveness of the vibrating mill] *Vibrations in technology and technologies*. № 2 (40). 93-95. [in Ukrainian].

3. Solona O.V. (2020). Kerovanyu vibratsiynyy mlyn dlya pomolu sypkoho seredovysysha. [Controlled vibrating mill for grinding a loose medium]. *Vibrations in engineering and technology*. № 4 (99). 11-20. [in Ukrainian].

4. Solona O.V. (2009). Vibratsiyni mlyny z prostorovo-tyrkyulyatsiynym rukhom zavantazhennya dlya tonkoho pomelu sypkykh materialiv. [Vibrating mills with spatial circulation movement of loading for fine grinding of loose materials]. Vinnytsia. RVV VDAU. [in Ukrainian].

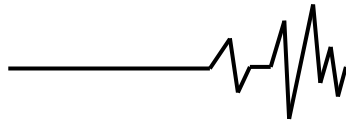
5. Yaroshevich M.P., Tymoshchuk V.M., Silivonyuk A.V. (2011). Self-synchronization of unbalanced exciters with multiple rotation frequencies in vibrating machines with flat movement of the working body. [in Ukrainian].

6. Yaroshevich N.P., Zabrodets I.P., Dutchak B.I., Yaroshevich T.S. (2018). Dynamika pusku vibratsiynykh mashyn z nevrinovazhenym pryvodom z urakhuvannyam yoho pruzhnosti. [Start dynamics of vibrating machines with unbalanced drive considering its elasticity]. *Scientific Bulletin*. №3. P. 100-107. [in English].

7. Yaroshevich N.P., Zabrodets I.P., Dutchak B.I., Yaroshevich T.S. (2015). Dynamika pusku vibratsiynykh mashyn z nevrinovazhenym pryvodom pid chas ploskykh kolyvan' korpusu pidshypnyka. [Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body]. *Scientific Bulletin*. №3. P. 39-45. [in English].

8. Bulgakov V., Pascuzzi S., Ivanovs S., Kaletnik G., Yanovich V. (2018). Model' kutovykh kolyvan' dlya prohnouzuvannya produktyvnosti vibratsiynoho kul'ovoho mlyna dlya tonkoho pomelu zerna. [Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain]. *Biosystems engineering*. № 171. P. 155-164. [in English].

9. Solona O., Kupchuk I. (2022). Rozrobka funktsional'noyi modeli vibratsiynoho mlyna z adaptivnoyu systemoyu keruvannya rezhyrnymy parametramy. [Development of a functional model of a vibrating mill with adaptive control system of mode parameters]. Modernization of research area: national prospects and European practices. Riga, Latvia: Baltija Publishing. P. 302-328. [in English].



### THE APPLICATION OF DYNAMIC SYNCHRONIZATION IN THE AGGREGATION OF VIBRATION EXCITERS OF AN ADAPTIVE VIBRATING MILL

*Vibrating mills are one of the most advanced types of grinders, which have high productivity and combine a sufficiently high intensity of technological action with a relatively simple construction.*

*The main parameter of vibrating mills is the amount of maximum power transmitted to the load through the chamber by the vibrating exciter at a given value of the forcing power developed by it. It was found that the maximum power is transmitted to the load when the chamber moves along a circular trajectory. Thus, it was determined that an equivalent forcing power should be applied near the center of inertia of the oscillating part of the vibrating mill.*

*The aggregation of vibration exciters can significantly reduce the time and cost of engineering and manufacturing of vibrating mills, while simplifying their maintenance and repair. In other cases, the use of several low-power vibration*

*exciters instead of one of equal power is due to the need to disperse the forcing power over the vibrating working body of a large-sized vibrating mill.*

*The article considers the dynamic scheme of a vibrating mill with aggregated vibration exciters, which will ensure their self-synchronization. A mathematical model of a three-axis vibrating installation with four uniformly rotating vibration exciters is proposed in the form of a system of ordinary linear differential equations, which allows studying the movement of its actuators. The solutions of the system of differential equations corresponding to the stable synchronous and out-of-phase motions of the unbalance shafts of a three-mass four-vibrator two-chamber vibrating mill with active additionally installed rotating unbalanced masses are also presented. Based on the received results, the graphs of functions describing the steady oscillatory motion ( $A = \text{const}$ ) of the executive bodies of the vibrating mill were constructed.*

**Key words:** *synchronization, spatial circulation movement, adaptive model, controlled vibromill, vibration exciters.*

#### **Відомості про авторів**

**Солона Олена Василівна** – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: [solona\\_o\\_v@ukr.net](mailto:solona_o_v@ukr.net)).

**Замрій Михайло Анатолійович** аспірант, асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету. Службова адреса: м. Вінниця, вул. Сонячна 3, ВНАУ 21008. ORCID iD 0000-0002-9433-6714)

**Solona Olena** – Candidate of Technical Sciences (*Ph. D in Engineering*), Associate Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection, Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: [solona\\_o\\_v@ukr.net](mailto:solona_o_v@ukr.net)).

**Zamrii Mykhailo** – graduate, assistant at the Department of General Technical Disciplines and Occupational Safety of the Faculty of Engineering and Technology of the Vinnytsia National Agrarian University. Office address: Vinnytsia, str. Sonyachna 3, VNAU 21008. ORCID iD 0000-0002-9433-6714)