

УДК 621.01.001, 681.527.2

С.М. Жигилій, О.Є. Зима, М.С. Педько

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава

## СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМИМИ ДЕБАЛАНСАМИ МЕХАНІЧНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛИВАНЬ

*Розглянуто особливості динамічної дії на оброблюване середовище нестационарного режиму роботи керованого механічного відцентрового дебалансного збуджувача коливань, оскільки тільки такий віброзбуджувач здатний створювати зазначений нестационарний режим. Доведено більшу насиченість та ефективність механічної дії, що генерується цим віброзбуджувачем при застосуванні нестационарного режиму його роботи. Наведено електричну й кінематичну схеми розробленої системи автоматичного керування рухомими дебалансами. Розглянуто та пояснено роботу вказаної системи. Указано на параметри, які визначають загальну динамічну дію нестационарних режимів на оброблюване середовище.*

**Ключові слова:** керований механічний відцентровий дебалансний збуджувач коливань, рухомий дебаланс, динамічна дія, нестационарний режим вібраційної дії, система автоматичного керування рухомими дебалансами.

### Вступ

Виконані протягом останнього часу дослідження динамічної дії на оброблюване середовище керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань (КМВДЗК), які є приводами вібраційних машин різноманітного технологічного призначення, довели їх високу ефективність. Застосування КМВДЗК дозволяє комплексно позбутися недоліків традиційних некерованих зарезонансних віброзбуджувачів [1], приводить до зменшення енерговитрат і собівартості одиниці виробничого вібротехнологічного процесу й забезпечує великий ресурс міцності та надійності [2]. Визначальним конструктивним елементом КМВДЗК є рухомий дебаланс (або декілька рухомих дебалансів), зовнішнє керування яким (якими) дає можливість створювати вібраційне поле необхідної структури й при потребі в автоматичному режимі у тих чи інших межах змінювати параметри цього поля.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У разі застосування механічного дебалансного збуджувача коливань рух робочого органа вібротехнологічної машини визначається сумарною динамічною дією сил інерції елементів, які розміщені на дебалансному валу, що обертається. З інженерної ж механіки відомо, що сила інерції  $\vec{F}_i$  матеріальної точки  $M_i$  є векторною величиною

$$\vec{F}_i = -m_i \cdot \vec{a}_i,$$

де  $m_i$  та  $\vec{a}_i$  – маса та вектор прискорення цієї точки.

Першою головною особливістю КМВДЗК, який приводиться в обертальний рух зовнішнім електродвигуном, є те, що його пуск (як і зупинення) відбувається в динамічно зрівноваженому стані, коли зазначена вище сумарна динамічна дія еквівалентна нулевій (тобто повністю відсутня). Звісно, що

в такому стані КМВДЗК ніяких коливань не генерує. Тому під час його пуску після подачі живлення на приводний електродвигун, вал якого з'єднаний зі шківом віброзбуджувача пасовою передачею, кутова швидкість  $\omega$  обертання дебалансного вала зростає від нуля до необхідного за технологічним процесом значення  $\omega_{роб}$  без будь-яких проблем, які притаманні традиційним дебалансним віброзбуджувачам та пов'язані з «переходом» через проміжні резонанси (аналогічна, але протилежна до описаної ситуація виникає і при зупиненні КМВДЗК). Після «виходу» дебалансного вала на робочу кутову швидкість  $\omega_{роб}$  механізмом керування рухомими дебалансами КМВДЗК переводиться у невірноважений стан, що призводить до адекватної зміни коливального руху (вібрації) робочого органа вібромашини.

Другою головною особливістю КМВДЗК є можливість застосування нестационарного режиму роботи, коли вібродинамічною дією на оброблюване середовище можна керувати «на ходу».

Якщо для забезпечення пуску і зупинення КМВДЗК у динамічно зрівноваженому стані достатньо обертати ходовий гвинт механізму керування рухомими дебалансами відповідним маховиком вручну, то для реалізації нестационарного режиму роботи необхідна самостійно працююча за необхідною програмою система автоматичного керування рухомими дебалансами.

Оскільки стаття не присвячена питанням кінематичних взаємодій елементів керованого механічного відцентрового дебалансного збуджувача коливань і механізму керування рухомими дебалансами, то ознайомитися з кінематичними й конструктивними схемами та принципом роботи одного з можливих варіантів обох цих механізмів, які є складовими частинами КМВДЗК, можна в роботі [3].

### Постановка завдання

У роботі [2] розглянуто один з можливих варіантів КМВДЗК, кінематична схема котрого наведена на рисунку 1, отримано відповідну математичну модель і виявлено особливості динамічної дії цього віброзбуджувача. При складанні зазначеної математичної моделі за допомогою векторної форми визначення рухів елементів віброзбуджувача, останній розглядають як механічну систему, до складу якої входять дебалансний вал 1, нерухомий (відносно вала 1) дебаланс 2 масою  $m$  та два рухомі дебаланси 3 і 4 масою  $m/2$  кожний, посаджені на вал 1 ковзною посадкою та з'єднані з ним кульковими шпон-

ками 5, котрі можуть перекочуватися у гвинтових канавках 6, виконаних на поверхні вала 1. Приймають, що вал 1 обертається рівномірно навколо своєї поздовжньої осі з кутовою швидкістю

$$\omega_{\text{роб}} = \omega = \text{const},$$

а вектор прискорення  $\vec{a}_i$  довільної точки  $M_i$  будь-якого з дебалансів становить

$$\vec{a}_i = \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_i), \quad (1)$$

де  $\vec{r}_i = \vec{i} \cdot x_i + \vec{j} \cdot y_i + \vec{k} \cdot z_i$  – радіус-вектор, що визначає положення цієї точки відносно початку відліку;  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$  і  $\vec{k}$  – орти декартових координатних осей.

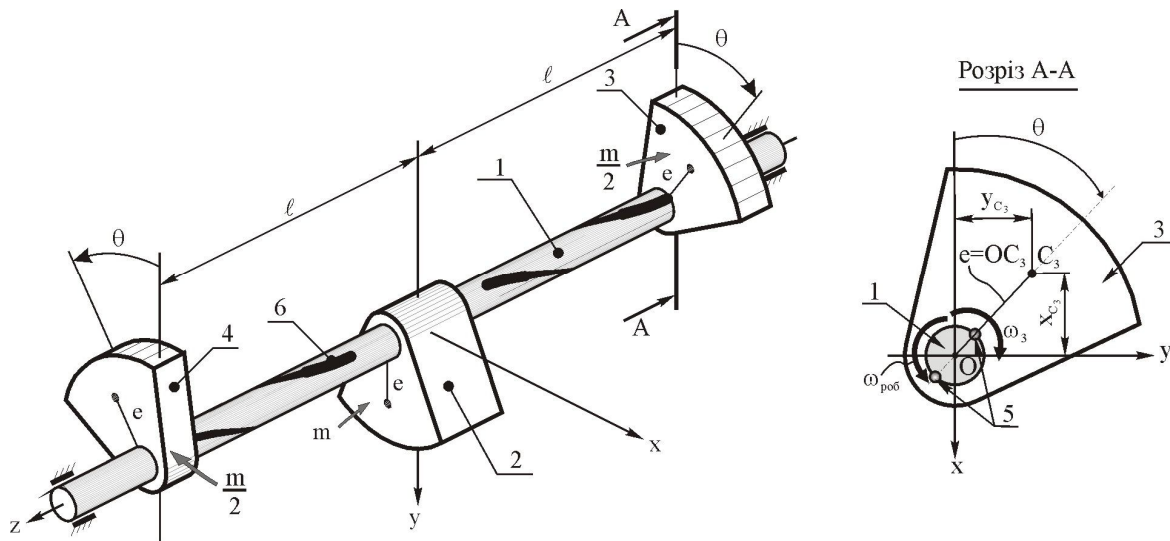


Рис. 1. Кінематична схема КМВДЗК (варіант)

Такі припущення приводять до того, що вектори  $\vec{\Phi}_i$  (довільної точки  $M_i$ ),  $\vec{\Phi}_2$ ,  $\vec{\Phi}_3$  і  $\vec{\Phi}_4$  (кожного з дебалансів), які в такому разі є відцентровими силами інерції вказаних матеріальних об'єктів, визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} \vec{\Phi}_i &= -m_i \cdot \vec{a}_i = -m_i \cdot [\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_i)] = m_i \cdot [(\vec{\omega} \times \vec{r}_i) \times \vec{\omega}] = \\ &= m_i \cdot (\vec{\omega} \times \vec{r}_i) \times \vec{\omega} = (\vec{\omega} \times m_i \cdot \vec{r}_i) \times \vec{\omega}, \\ \vec{\Phi}_2 &= m \cdot \omega^2 \cdot (\vec{i} \cdot x_{C_2} + \vec{j} \cdot y_{C_2}) \end{aligned} \quad (2)$$

та 
$$\vec{\Phi}_3 = -\vec{\Phi}_4 = \frac{m}{2} \cdot \omega^2 \cdot (\vec{i} \cdot x_{C_3} + \vec{j} \cdot y_{C_3}),$$

а модулі сил інерції дебалансів –

$$\Phi_2 = m e \cdot \omega^2$$

та 
$$\Phi_3 = \Phi_4 = \frac{m e \cdot \omega^2}{2},$$

де  $x_{C_i}$ ,  $y_{C_i}$  та  $e$  – координати центра мас та ексцентриситет кожного з дебалансів.

Як відомо, у загальному випадку сили  $\vec{\Phi}_2$ ,  $\vec{\Phi}_3$  та  $\vec{\Phi}_4$  утворюють динамічний гвинт (або динаму), характеризуваними параметрами котрого є головний вектор  $\vec{\Phi}$  і головний момент  $\vec{M}_O$  інерційних сил,

які у сукупності й визначають загальну вібродинамічну дію КМВДЗК на оброблюване середовище.

Для вказаного варіанта КМВДЗК модулі вказаних параметрів, котрі й є математичною моделлю динамічної дії, дорівнюють

$$\Phi = 2m e \omega^2 \cdot \sin^2 \frac{\theta}{2} \quad (3)$$

і 
$$M_O = m e \omega^2 \frac{h}{2\pi} \cdot \theta \cdot \sin \theta, \quad (4)$$

де  $\theta$  – кут, що визначає положення кожного рухомого дебалансу відносно свого початкового положення, яке відповідає зрівноваженому стану КМВДЗК;  $h$  – крок гвинтових канавок 6, котрий згідно з роботою [4] визначається через діаметр  $d$  дебалансного вала 1 за формулою

$$h = \pi d / \text{tg} \gamma,$$

де  $\gamma$  – кут нахилу гвинтової канавки 6 до поздовжньої осі вала 1.

Зауважимо, що обертання кожного рухомого дебалансу на кут  $\theta$  відбувається одночасно з його переміщенням уздовж осі дебалансного вала 1 на віддаль  $\ell$ ; зазначені переміщення обох дебалансів жорстко синхронізовані ходовим гвинтом (див. далі

позицію 10 на рис. 3), при обертанні якого кожний дебаланс приводиться в рух своєю вилкою (див. далі позицію 11 на рис. 3). І ходовий гвинт, і вилки є конструктивними елементами механізму керування рухомими дебалансами ([3]).

Неважко зрозуміти, що отримана в такий спосіб математична модель ураховує вплив на загальну вібродинамічну дію КМВДЗК лише положення рухомого дебалансу (яке визначається параметром  $\theta$ ), але ніяк не враховує рух цього матеріального об'єкта. По суті, формули (3) і (4) визначають динамічну дію КМВДЗК у якомусь конкретному (незмінному відносно дебалансного вала 1) положенні кожного рухомого дебалансу. Звісно, що така математична модель не описує нестационарного режиму роботи вібробудувача.

Метою роботи є: 1) механо-математичне дослідження руху елементів КМВДЗК під час нестационарного режиму його роботи; 2) аналіз отриманих результатів; 3) розроблення та створення системи автоматичного керування рухомими дебалансами.

## Основний матеріал і результати

Застосовуючи необхідні положення теоретичної механіки, розглянемо нестационарний режим роботи КМВДЗК. Установлюємо, що оскільки механіка руху дебалансу 2 аналогічна до розглянутої вище, то його відцентрова сила інерції

$$\vec{\Phi}_2 = m \cdot \omega^2 \cdot (\vec{i} \cdot x_{C_2} + \vec{j} \cdot y_{C_2}),$$

а рухомий дебаланс 3 (так само, як і дебаланс 4) виконує складний рух, через що прискорення  $\vec{a}_i$  довільної точки  $M_i$  цього дебалансу згідно з теоремою Коріоліса визначається векторною сумою

$$\vec{a}_i = \vec{a}_{ie} + \vec{a}_{ir} + \vec{a}_{iCor}, \quad (5)$$

де  $\vec{a}_{ie}$ ,  $\vec{a}_{ir}$ ,  $\vec{a}_{iCor}$  – відповідно вектори переносного, відносного та коріолісового прискорень цієї точки.

Тому що переносним рухом для дебалансу 3 і для його довільної точки є обертання вала 1, то

$$\omega_e = \omega_{роб} = \omega = \text{const}, \quad \vec{\omega}_e = \vec{k} \cdot \omega, \quad \varepsilon_e = \dot{\omega} = 0$$

та

$$\vec{a}_{ie} = \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_i) = \vec{k} \cdot \omega \times (\vec{k} \cdot \omega \times \vec{r}_i). \quad (6)$$

Відносний рух дебалансу 3 також є складним і складається з двох рухів:

1) обертального руху навколо поздовжньої осі вала 1 з кутовою швидкістю  $\omega_{r3} = \dot{\theta}$ , яка визначається кутовою швидкістю обертання ходового гвинта 10;

2) прямолінійного поступального руху вздовж тієї ж осі зі швидкістю  $\vec{V}_{r3\text{пост.}}$ , значення котрої згідно з роботою [4] дорівнює

$$\vec{V}_{r3\text{пост.}} = \pm \vec{k} \cdot \lambda \cdot \dot{\theta},$$

де  $\lambda = h/(2 \cdot \pi)$ .

Оскільки при нестационарному режимі роботи КМВДЗК дебаланс 3 для зміни напрямку свого руху має періодично зупинятися у двох певних положеннях, то зрозуміло, що обидва вказані рухи є нерівномірними і, отже,

$$\omega_{r3} = \dot{\theta} \neq \text{const}, \quad \varepsilon_{r3} = \ddot{\theta} \quad \text{і} \quad \vec{\varepsilon}_{r3} = \pm \vec{k} \cdot \ddot{\theta},$$

а

$$\vec{V}_{r3\text{пост.}} = \lambda \dot{\theta} \neq \text{const},$$

$$\vec{a}_{r3\text{пост.}} = \lambda \ddot{\theta} \quad \text{і} \quad \vec{a}_{r3\text{пост.}} = \pm \vec{k} \lambda \ddot{\theta}.$$

Тоді вектор відносного прискорення точки  $M_i$  буде визначатися сумою

$$\vec{a}_{ir} = \vec{a}_{ir\text{об.}} + \vec{a}_{ir\text{пост.}},$$

де  $\vec{a}_{ir\text{об.}}$  – вектор прискорення обертальної частини відносного руху;  $\vec{a}_{ir\text{пост.}}$  – вектор прискорення поступальної частини відносного руху, значення яких

$$\begin{aligned} \vec{a}_{ir\text{об.}} &= \vec{\varepsilon}_{r3} \times \vec{r}_i + \vec{\omega}_{r3} \times (\vec{\omega}_{r3} \times \vec{r}_i) = \\ &= \pm \vec{k} \cdot \ddot{\theta} \times \vec{r}_i \pm \vec{k} \cdot \dot{\theta} \times (\pm \vec{k} \cdot \dot{\theta} \times \vec{r}_i) \end{aligned} \quad (7)$$

та

$$\vec{a}_{ir\text{пост.}} = \vec{a}_{r3\text{пост.}} = \pm \vec{k} \cdot \lambda \cdot \ddot{\theta}. \quad (8)$$

Вектор коріолісового прискорення точки  $M_i$  визначається залежністю

$$\vec{a}_{iCor} = 2 \cdot (\vec{\omega}_e \times \vec{V}_{ir}),$$

де  $\vec{V}_{ir}$  – вектор відносної швидкості точки  $M_i$ , який аналогічно до  $\vec{a}_{ir}$  визначається векторною сумою

$$\vec{V}_{ir} = \vec{V}_{ir\text{об.}} + \vec{V}_{ir\text{пост.}},$$

де  $\vec{V}_{ir\text{об.}} = \vec{\omega}_{r3} \times \vec{r}_i = \pm \vec{k} \cdot \dot{\theta} \times \vec{r}_i$  – вектор швидкості обертальної частини відносного руху;  $\vec{V}_{ir\text{пост.}} = \vec{V}_{r3\text{пост.}} = \pm \vec{k} \cdot \lambda \cdot \dot{\theta}$  – вектор швидкості поступальної частини відносного руху, з урахуванням чого дістанемо

$$\vec{V}_{ir} = (\pm \vec{k} \cdot \dot{\theta} \times \vec{r}_i) \pm \vec{k} \cdot \lambda \cdot \dot{\theta} = \dot{\theta} \cdot (\pm \vec{k} \times \vec{r}_i \pm \vec{k} \cdot \lambda)$$

та

$$\vec{a}_{iCor} = 2 \cdot [\vec{k} \cdot \omega \times \dot{\theta} \cdot (\pm \vec{k} \times \vec{r}_i \pm \vec{k} \cdot \lambda)]. \quad (9)$$

Підставляючи значення (6)÷(9) у формулу (5), групуючи й виконуючи легітимні математичні перетворення, можна отримати формулу, котра і визначатиме вектор  $\vec{a}_i$  довільної точки  $M_i$  дебалансу 3 під час нестационарного режиму роботи КМВДЗК. Опускаючи цю досить громіздку частину дослідження, неважко зрозуміти, що отриманий вираз матиме значно складніший вигляд порівняно із залежністю (1). Після визначення  $\vec{a}_i$  за наведеними вище формулами можна знайти відповідні сили інерції  $\vec{\Phi}_1$ ,  $\vec{\Phi}_3$  і  $\vec{\Phi}_4$ , які будуть визначатися адекватними до вигляду  $\vec{a}_i$  виразами.

Таким чином, при нестационарному режимі роботи керований вібробудувач генерує систему сил інерції  $\{\vec{\Phi}_2; \vec{\Phi}_3; \vec{\Phi}_4\}$ , котра за кожний цикл вібродії зазнає значно суттєвіших змін як за величиною (мо-

дулем) сумарної дії, так і за напрямком цієї дії, що, безумовно, позитивно впливає на вібротехнологічний процес. При цьому визначальними для стану цього процесу будуть параметри:

- 1) кутова швидкість  $\omega$  обертання дебалансного вала 1;
- 2) маси  $m$  нерухомого та  $m/2$  кожного з рухомих дебалансів;
- 3) ексцентриситет  $e$  кожного з дебалансів;
- 4) кутові швидкість  $\omega_{r3} = \dot{\theta}$  і прискорення  $\epsilon_{r3} = \ddot{\theta}$  відносного обертання дебаланса 3;
- 5) діаметр  $d$  дебалансного вала 1;
- 6) кут  $\gamma$  нахилу гвинтової канавки 6 до по-  
вздожньої осі вала 1.

Звісно, що і математичні моделі нестационарного режиму роботи КМВДЗК будуть мати відмінний від формул (3) і (4) вигляд.

Для реалізації нестационарних режимів роботи КМВДЗК були розроблені, створені та випробувані системи автоматичного керування рухомими дебалансами. Спочатку був розроблений електронний пристрій, елементи якого знаходилися поза вібромашиною. Керування електромагнітним реле, яке перемикало виводи обмоток статора асинхронного реверсивного двигуна РД-09, відбувалося транзисторним мультівібратором, який працював у автоколивальному режимі, генеруючи імпульси прямокутної форми, довгота та період чергування яких визначалися параметрами  $C$  і  $R$  відповідних елементів пристрою. Надійної та стабільної роботи цього пристрою досягти не вдалося через різноманітні причини: коливання напруги живлення та температури зовнішнього середовища, розкид параметрів транзисторів тощо.

Остаточно була розроблена, сконструйована, застосована та досліджена достатньо проста електро-механічна система автоматичного керування рухомими дебалансами, електрична схема якої наведена на рис. 2. На рис. 3 показано розташування елементів цієї системи на конструктивних вузлах (деталях):

- а) вібраційного верстату ВІО-8 [5];
- б) механізму керування рухомими дебалансами та на окремо розташованому пульті керування.

На горизонтальній перегородці 9 (зазначена перегородка є конструктивним елементом корпусу 7 віброверстата та розділяє собою зони розташування КМВДЗК та механізму керування рухомими дебалансами) закріплені кнопкові натискні вимикачі: нормально розімкнутий SB1 та два нормально замкнуті SB2 та SB3; при цьому вимикач SB2, що закріплений за допомогою кронштейна 17, має можливість бути розташованим і зафіксованим у різних поло-

женнях. Кожне зазначене положення визначає нижню межу діапазону нестационарного режиму динамічної дії КМВДЗК та обирається залежно від потреб того чи іншого технологічного процесу. Вимикач SB3 закріплений таким чином, що у початковому крайньому лівому положенні 11' правої вилки механізму керування рухомими дебалансами (яке визначає зрівноважений стан КМВДЗК) контакти цього вимикача розімкнуті. Реверсивний електродвигун РД-09 (позиція 13) за допомогою вертикальної пластини 15 і трьох шпильок 16 укріплений на корпусі 7 так, що ходовий гвинт 10 і вал 14 двигуна РД-09, з'єднані муфтою 12, розташовані співвісно.

Розглянемо роботу сконструйованої системи автоматичного керування. Після пуску КМВДЗК у зрівноваженому стані та «виходу» дебалансного вала на усталену кутову швидкість  $\omega_{роб}$  робочого режиму необхідного технологічного процесу на пульті керування вимикачем SA1 подається живлення на обмотки трансформатора T1 і короткочасно натискається вимикач із самоповерненням S1. Відбувається короткочасне замикання електричного ланцюга I обертання за рухом годинникової стрілки вала 14, який через муфту 12 починає адекватно обертати ходовий гвинт 10, а різьове з'єднання гвинта 10 з правою вилкою 11 змушує цю вилку рухатися праворуч, що призводить до вивільнення кнопки вимикача SB3, у результаті чого контакти цього вимикача замикають електричний ланцюг I незалежно від вимикача S1. Подальше обертання вала 14 забезпечує подальший неперервний рух праворуч вилки 11, що спричиняє відповідний рух пов'язаного з нею рухомого дебаланса 3, збільшення незрівноваженості КМВДЗК й інтенсивності вібродії, що ним генерується. Коли розглядувана вилка досягає свого крайнього правого положення 11" (яке відпо-

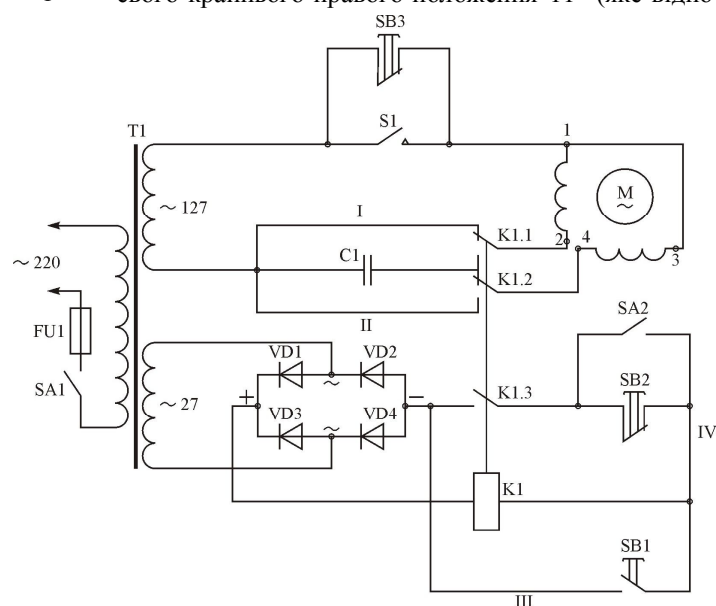
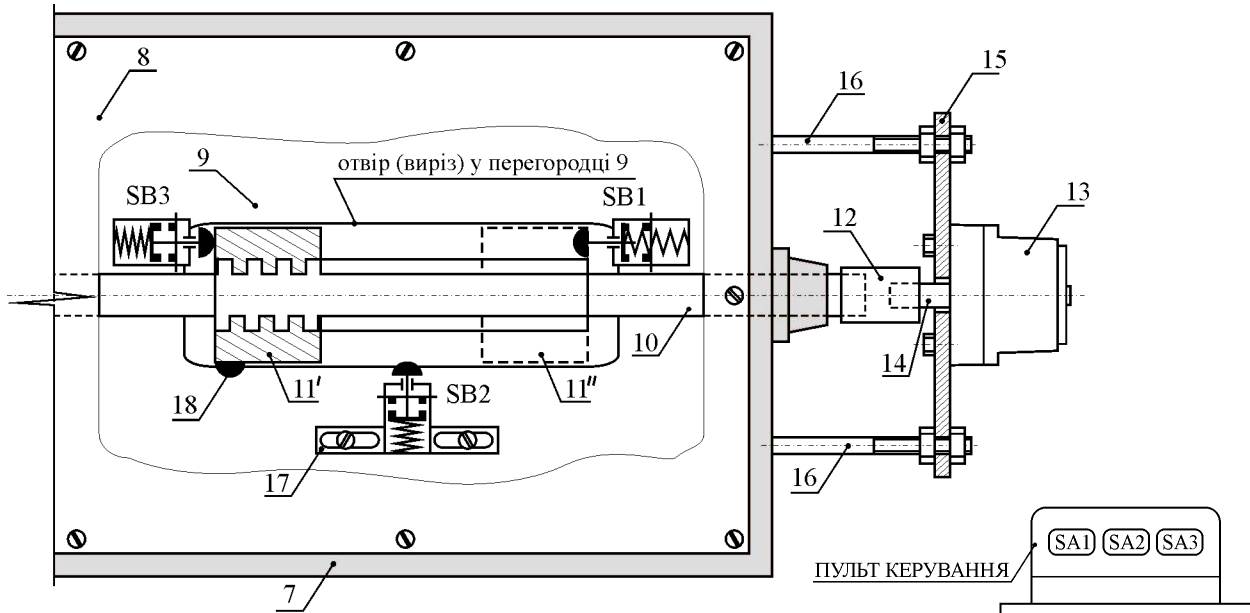


Рис. 2. Електрична схема системи автоматичного керування рухомими дебалансами

відає максимальній незрівноваженості КМВДЗК), вона натискає кнопку вимикача SB1, контакти якого замикають ланцюг III живлення електромагнітного реле K1; реле спрацьовує та: а) контактом K1.2 замикає ланцюг II обертання вала 14 проти руху годинникової стрілки; б) контактом K1.3 самоблокується, замикаючи ланцюг IV живлення реле. У результаті ходовий гвинт 10 починає обертатися проти руху годинникової стрілки, змушуючи вилку 11 ру-

хатися ліворуч (при цьому відповідно зменшується інтенсивність вібродії КМВДЗК) до моменту «зустрічі» її сферичного виступу 18 з кнопкою вимикача SB2, при натисканні якої контакти вимикача SB2 розмикаються, знеструмлюючи ланцюг IV живлення реле K1. У цю мить усі контакти реле повертаються у свої вихідні положення, що забезпечує замикання ланцюга I контактом K1.1, зміну напрямку обертання ходового гвинта 10 та рух праворуч вилки 11.



Деталі вібраційного верстату ВІО-8: 7 - корпус віброверстату;  
8 - кришка корпусу віброверстату; 9 - горизонтальна перегородка корпусу віброверстату.  
Деталі механізму керування рухомими дебалансами: 10 - ходовий гвинт;  
11 - права вилка керування відповідним рухомим дебалансом; 12 - з'єднувальна муфта;  
13 - реверсивний електродвигун РД-09; 14 - вал електродвигуна РД-09; 15 - пластина; 16 - шпилька.  
17 - кронштейн вимикача SB2; 18 - сферичний виступ.

Рис. 3. Елементи системи автоматичного керування рухомими дебалансами

Таким чином, вилка 11 буде виконувати зворотно-поступальний рух між кнопковими вимикачами SB1 і SB2 до наступного зовнішнього втручання в стан елементів електромеханічної системи автоматичного керування рухомими дебалансами. При цьому КМВДЗК буде генерувати нестационарний режим, вібраційна дія якого визначається:

- 1) геометричними, кінематичними та динамічними параметрами елементів КМВДЗК;
- 2) кінематичними характеристиками зворотно-обертального руху ходового гвинта 10, які повністю визначаються паспортними характеристиками реверсивного двигуна 13; 3) місцем розташування кронштейна 17 з вимикачем SB2.

Після закінчення часу, необхідного для якісного виконання того чи іншого вібротехнологічного процесу, на пульті керування замикають контакти вимикача SA2, тим самим шунтуючи вимикач SB2. У результаті при найближчій черговій «зустрічі» сферичного виступу 18 з кнопкою вимикача SB2 ланцюг IV живлення реле K1 не знеструмлюється, реверсу не

відбувається, а вилка 11 продовжує свій рух ліворуч до свого початкового крайнього лівого положення 11', при досягненні якого натискається кнопка вимикача SA3, що знеструмлює електричний ланцюг II живлення реверсивного двигуна 13, який, звісно, повністю зупиняється. На пульті керування остаточно:

- 1) вимикають вимикач SA1, що знеструмлює ланцюг живлення реле K1, усі контакти якого автоматично повертаються у свої початкові положення;
- 2) повертають у початкове положення вимикач SA2.

Отже, вся система автоматичного керування рухомими дебалансами виявляється у вихідному стані.

Розроблена система свого часу була випробувана та успішно впроваджена у виробничий процес одного з номерних заводів м. Полтави для управління керованим механічним відцентровим дебалансним збуджувачем коливань, який приводив у рух робочий орган верстату ВІО-8 для оздоблювально-зачисної обробки (ОЗО) невеликих за розміром і

масою деталей. У ємностях цього верстата у віброуючих абразивних гранулах відбувалися технологічні операції: а) зняття задирків або заокруглення гострих ребер деталей після операцій штампування, різання та свердлення; б) шліфування та полірування поверхонь деталей.

На рис. 4 наведено фото реального розміщення елементів розробленої системи на корпусі реального віброверстату ВІО-8.

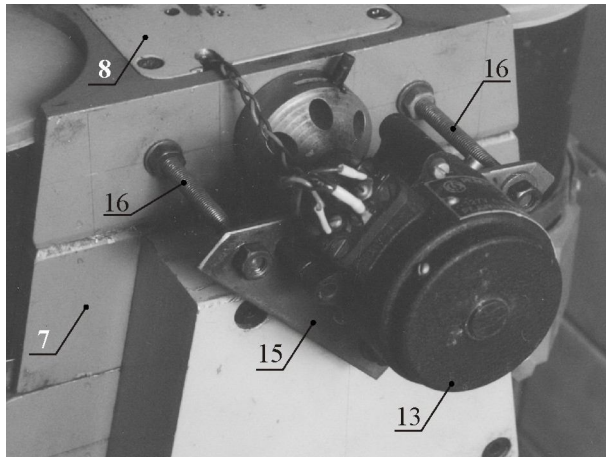


Рис. 4. Фото елементів системи автоматичного керування рухомими дебалансами віброверстату ВІО-8

## ВИСНОВКИ

При реалізації нестационарного режиму роботи керованого механічного відцентрового дебалансно-го збуджувача коливаний останній генерує на оброблюване середовище вібраційну дію, котра за кожний свій цикл є енергетично більш насиченою порівняно з будь-яким стаціонарним режимом. У цьому разі

розсіювання енергії у оброблюваному середовищі (яке складається з суміші абразивних гранул і оброблюваних деталей) відбувається суттєво інтенсивніше, що приводить до відповідного підвищення ефективності вібродії. Застосування нестационарних режимів роботи віброверстату ВІО-8 у згаданому вище технологічному процесі дозволило скоротити час оздоблювально-зачисної обробки на 20...25% [5].

## Список літератури

1. Serdyuk L. *The controlled vibromachines* / L. Serdyuk // *Jubilee scientific conferens. University of architecture, civil engineering and geodezy.* – Sofia : UACIG, 2007. – P. 43 – 48.
2. Сердюк Л. И. *Повышение надежности и долговечности вибрационной техники с использованием управляемых вибрационных машин* / Л.И. Сердюк, В.А. Онищенко // *The improvement of the quality, reliability and long usage of technical systems, and technological processes.* – Hurghada, 2007. – P. 47 – 51.
3. Жигилій С.М. *Динаміка дебалансного вала керованого віброзбуджувача УВВ-02* / С.М. Жигилій, К.С. Дяченко // *Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво.* – Полтава : ПолтНТУ, 2012. – Вип. 1 (31). – С. 186 – 193.
4. Жигилій С.М. *Определение кинетической энергии дебалансного вала управляемого вибровозбудителя при составлении математической модели вибромашины* / С.М. Жигилій // *Вибрации в технике и технологиях.* – Винница: 1999, №2(11). – С. 16 – 23.
5. Жигилій С.М. *Управляемая вибрационная машина для подготовки металлической фибры: автореф. дис. канд. техн. наук* / С.М. Жигилій / *Полтавский государственный технический университет.* – Полтава, 1997. – 16 с.

Надійшла до редколегії 26.10.2017

**Рецензент:** д-р техн. наук, доц. Б.О. Коробко, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава.

## СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПОДВИЖНЫМИ ДЕБАЛАНСАМИ МЕХАНИЧЕСКОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

С.М. Жигилій, А.Є. Зима, Н.С. Педько

*Рассмотрены особенности динамического воздействия на обрабатываемую среду нестационарного режима работы управляемого механического центробежного дебалансного возбудителя колебаний (УМЦДВ), так как только такой вибровозбудитель способен создавать указанный нестационарный режим. Доказано более высокую насыщенность и эффективность механического воздействия, генерируемое УМЦДВ при применении нестационарного режима его работы. Приведены электрическая и кинематическая схемы разработанной системы автоматического управления подвижными дебалансами. Рассмотрено и объяснено работу этой системы. Указано на параметры, которые определяют общее динамическое воздействие нестационарных режимов на обрабатываемую среду.*

**Ключевые слова:** управляемый механический центробежный дебалансный возбудитель колебаний, подвижный дебаланс, динамическое воздействие, нестационарный режим вибрационного воздействия, система автоматического управления подвижными дебалансами.

## AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF MOVABLE UNBALANCES OF MECHANICAL CENTRIFUGAL VIBRATION EXCITER

S.M. Zhyhylii, O.Ye. Zyma, M.S. Pedko

*Features of dynamic action on the treated environment of the non-stationary operational mode of a controlled mechanical centrifugal unbalanced vibration exciter (CMCNVE) were considered in the article. Only such type of vibration exciter can create the specified non-stationary mode. The higher saturation and efficiency of mechanical action generated by CMCNVE at the application of non-stationary mode of its operation was proved. The electric and kinematic schemes of the movable unbalances automatic control developed system were given. This system was considered and explained in the paper. The parameters that determine the overall dynamic action of non-stationary regimes on the treated environment were specified.*

**Keywords:** controlled mechanical centrifugal unbalanced vibration exciter, movable unbalance, dynamic action, non-stationary mode of vibration action, automatic control system of movable unbalances.