

Загальні висновки та перспективи подальших досліджень

Вплив технологічних параметрів методу ВВЗ та конструктивних розмірів зміцнювальних пристроїв із електромагнітним приводом і пружною системою на показники якості зміцнення поверхневих шарів МДЦД є неоднозначним, що підтверджують, одержані із застосуванням теорії планування багатофакторного експерименту, емпіричні залежності. На підставі проведеного дробового факторного експерименту при зміцненні деталей із легованих сталей встановлено, що для товщини зміцненого шару a визначальним є вплив кількості проходів n , зведеної жорсткості ділянок пружних систем $c_{звед.}$, швидкості осьової подачі V_S ; поверхнева мікротвердість H_c та ступінь зміцнення ϵ регламентуються, в основному, кількістю проходів n , швидкістю осьового переміщення зміцнювального інструмента V_S і взаємодією швидкості подачі V_S (фактор X_1) та величини сили струму на котушках електромагнітів I (фактор X_5).

Отримані емпіричні залежності (4) – (6) дозволяють прогнозувати значення фізико-механічних показників якості поверхні МДЦД із легованих сталей, зокрема із сталі 40ХН2МА ГОСТ 4543-71, залежно від технологічних параметрів методу ВВЗ у межах інтервалів їх зміни. Проведення подальших досліджень у цьому напрямку, зокрема постановка повного факторного експерименту плану 2^5 та розширення діапазону зміни технологічних параметрів, сприятиме уточненню емпіричних залежностей (4) – (6) із врахуванням значимості усіх факторів.

1. Афтаназів І.С. Використання вібрацій для зміцнення деталей // *Вибрації в техніці та технологіях*. – 1995. – № 1(2). – С. 27 – 34. 2. Афтаназів І.С., Кусий Я.М. Пристрій з електромагнітним приводом для зміцнення поверхонь довгомірних циліндричних деталей // *Машинознавство, (Львів), 1999. – № 12. – С. 33 – 36.* 3. Рыжов Э.В., Горленко О.А. *Математические методы в технологических исследованиях*. – К.: Наук. думка, 1990. – 184 с. 4. Пляскин И.И. *Оптимизация технических решений в машиностроении*. – М.: Машиностроение, 1982 – 173 с.

УДК 621.01:621-868

О.С. Ланець

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

ДИНАМІКА ТРИМАСОВОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛОЩАДКИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНУ

© Ланець О.С., 2003

Складено математичну модель та наведені амплітудно-частотні характеристики тримасової вібраційної площадки з електромагнітним приводом для ущільнення бетону.

In the article the mathematical model and peak-frequency descriptions of three-mass vibration ground with the electromagnetic cause for the compression of concrete are pointed.

Вступ

Розвиток промисловості висуває перед конструкторами та науковцями нові завдання, вирішення яких уже неможливе без детального динамічного аналізу проєктованих

установок. Такий аналіз розкриває повну картину усіх процесів і дає змогу зробити правильне технічне рішення.

Постановка проблеми

На сьогодні існує потреба в створенні віброплощадок для виготовлення бруківки та стоків з такими параметрами: габарити стола 1200×900 мм, маса завантаження до 160 кг, максимальна амплітуда коливань робочого органу 0.25 мм, частота вимушених коливань 100 Гц.

Аналіз останніх досліджень

У статті [1] обґрунтовується, що можливо кращим конструктивним рішенням віброплощадки, яка забезпечує наведені вище технологічні параметри, може бути віброплощадка з електромагнітними збудниками. Доводиться, що найоптимальнішим структурним рішенням є тримасова конструкція віброплощадки (рис. 1), яка має значні переваги порівняно з двомасовими.

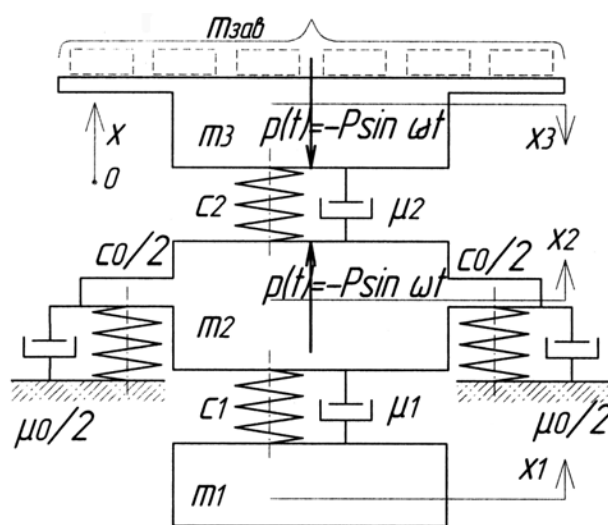


Рис. 1. Принципова схема вібраційної площадки

Нині уже існують методики розрахунку багатомасових моделей, зокрема і три масових. Цей матеріал вдало описаний у підручниках з теорії коливань, теоретичної механіки та віротехніки, приміром [2, 3].

Постановка задачі

Втілення багатомасових конструкцій у виробництві вимагає прикладних досліджень. Отже, розрахунок та аналіз тримасової резонансної конструкції віброплощадки з електромагнітними збудниками уже вимагає серйозних динамічних досліджень, якими і займатиметься автор у цій статті.

Виклад основного матеріалу

Віброплощадка виготовлятиметься так, що реактивна маса m_1 , що виконуватиме функцію вузькочастотного динамічного демпфера, проміжна маса m_2 , за яку підвищується механічна коливна система віброплощадки, та активна маса m_3 , яка завантажується формами з бетону і виконує функцію робочого органу, здійснюватимуть суто прямолінійні коливання у вертикальному напрямку. Збурення коливань відбувається за рахунок електромагнітних віброзбудників, якорі яких кріпляться до активної маси m_3 , а статори електромагнітів до проміжної маси m_2 .

Відмітимо, що тримасова конструкція з динамічним гасником виконується так, щоб збурення коливальних маси m_1 відбувалось кінематично. При відповідному підрахунку сумарних жорсткостей c_1 та c_2 пружних елементів проміжна маса m_2 під час роботи буде нерухою. Тому зазор між якорем і статором електромагніту буде регламентуватися тільки амплітудою коливальних активної маси m_3 , яка в нашому випадку є малою (до 0.25 мм).

Застосовуючи таку конструкцію віброплощадки на виробництві можна:

– значно збільшити ККД приводу віброплощадки, у зв'язку з тим, що повітряний проміжок буде регламентуватися тільки амплітудою коливальних активної маси;

– практично усунути вібрацію на фундамент, у зв'язку з тим, що кріплення віброплощадки буде здійснюватися через проміжну масу, яка нерухома;

– значно стабілізувати резонансне налагодження, оскільки тримасова конструкція набагато краще утримує резонансне налагодження порівняно з двомасовою. Це пов'язано з тим, що в тримасовій моделі робочий орган та реактивна маса віброплощадки працюють за одномасовою схемою. Пояснимо це. Робочий орган, працюючи в такому режимі, формує частоту власних коливальних власною вагою, яка є значно важча, ніж приведена у двомасній конструкції (по суті тримасова конструкція без проміжної маси). Тому маса завантаження матиме менший вплив. При цьому, здавалось, що мало б затратитися значно більше енергії, ніж у двомасовій. Однак за рахунок того, що повітряний проміжок менший, зросте ККД віброзбудників і використання енергії може бути на тому ж рівні.

Розглянемо математичну модель тримасової конструкції віброплощадки. Плоска модель віброплощадки матиме три ступені вільності за узагальненими координатами

$$x_1, x_2, x_3,$$

де x_1 – переміщення вздовж осі x маси m_1 внаслідок кінематичного збурення від коливальної маси m_2 ; x_2, x_3 – переміщення вздовж осі x відповідно мас m_2 і m_3 внаслідок вимушеного зусилля електромагнітних віброзбудників $p(t) = P \sin \omega t$, тут P – амплітудне значення електромагнітного зусилля; ω – колова частота вимушених коливальних; t – час. Систему диференціальних рівнянь, що описує тримасову модель віброплощадки запишемо у вигляді

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) + c_2(x_2 - x_3) + c_0 x_2 + \mu_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \mu_0 \dot{x}_2 = P \sin \omega t; \\ m_3(m_{зав.}) \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) + \mu_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = -P \sin \omega t, \end{cases} \quad (1)$$

де c_0 – сумарна жорсткість пружних елементів віброізоляторів; c_1 – сумарна жорсткість пружних елементів, що поєднують динамічний гасник m_1 і проміжну масу m_2 ; c_2 – сумарна жорсткість пружних елементів, що поєднують робочий орган m_3 і проміжну масу m_2 ; μ_0, μ_1, μ_2 – коефіцієнти дисипації механічної коливальної системи; $m_3(m_{зав.})$ – маса робочого органа m_3 , як функція від маси завантаження $m_{зав.}$.

Розв'язком системи диференціальних рівнянь (1) за кожною координатою є сума власних рухів і вимушених коливальних. Власні коливання механічної коливальної системи внаслідок наявності сил опору є загасаючими. Тому будемо розглядати вимушені коливання, коли перехідні процеси відбулись. Знайдемо вимушені коливання, які є частковим розв'язком системи рівнянь (1), методом механічного імпедансу. Цей метод дозволяє швидше і простіше, порівняно з класичним методом інтегрування диференціальних рівнянь руху, розрахувати рух лінійної системи, що встановився, під дією зусилля, що

змінюється за гармонійним законом. Крім того, цей метод придатний для механічної коливної системи з багатьма ступенями вільності. Рівняння рухів за трьома незалежними ступенями вільності шукаємо у вигляді $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$, $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$ та $x_3 = X_3 e^{i\omega t}$, тут X_1, X_2, X_3 – амплітудні значення коливань відповідно за узагальненими координатами x_1, x_2, x_3 . Підставляючи ці вирази в (1) і скоротивши в кожній частині системи рівнянь член $e^{i\omega t}$, отримаємо рішення системи рівнянь (1). У матричному записі це рішення матиме вигляд

$$\mathbf{X} = \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{P}, \quad (2)$$

де \mathbf{X} – матриця-стовпець невідомих; \mathbf{C}^{-1} – матриця коефіцієнтів при невідомих; \mathbf{P} – матриця-стовпець вимушених зусиль. Розписуючи рівняння (2) для нашого випадку, маємо

$$\begin{bmatrix} c_1 - m_1 \omega^2 + i\mu_1 \omega & -c_1 - i\mu_1 \omega & 0 \\ -c_1 - i\mu_1 \omega & c_0 + c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i(\mu_0 + \mu_2 + \mu_3) \omega & -c_2 - i\mu_2 \omega \\ 0 & -c_2 - i\mu_2 \omega & c_2 - m_3 (m_{зав.}) \omega^2 + i\mu_2 \omega \end{bmatrix}^{-1} \times$$

$$\times \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{P} \\ -\mathbf{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

Перепозначимо

$$k_{11} = c_1 - m_1 \omega^2 + i\mu_1 \omega;$$

$$k_{12} = -c_1 - i\mu_1 \omega;$$

$$k_{13} = 0;$$

$$k_{21} = -c_1 - i\mu_1 \omega;$$

$$k_{22} = c_0 + c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i(\mu_0 + \mu_2 + \mu_3) \omega;$$

$$k_{23} = -c_2 - i\mu_2 \omega;$$

$$k_{31} = 0;$$

$$k_{32} = -c_2 - i\mu_2 \omega;$$

$$k_{33} = c_2 - m_3 (m_{зав.}) \omega^2 + i\mu_2 \omega.$$

Аналітичні знаходження коренів та побудова графіків в цій статті здійснюється за допомогою програмного забезпечення MathCAD. Розв'язок системи рівнянь (3) буде у вигляді

$$X_1 = \frac{-\mathbf{P} \cdot k_{12} (k_{23} + k_{33})}{k_{12} k_{21} k_{33} - k_{11} k_{22} k_{33} + k_{11} k_{23} k_{32}};$$

$$X_2 = \frac{\mathbf{P} \cdot k_{11} (k_{23} + k_{33})}{k_{12} k_{21} k_{33} - k_{11} k_{22} k_{33} + k_{11} k_{23} k_{32}};$$

$$X_3 = \frac{\mathbf{P} \cdot (-k_{11} k_{32} + k_{12} k_{21} - k_{22} k_{11})}{k_{12} k_{21} k_{33} - k_{11} k_{22} k_{33} + k_{11} k_{23} k_{32}}. \quad (4)$$

Завжди під час розрахунку резонансної механічної коливної системи є дуже важливим правильно розрахувати жорсткість пружних елементів. Так і в даному випадку постає запитання: за якою формулою обчислювати сумарні жорсткості c_2 та c_1 ? Однією з умов є та, щоб тримасова механічна коливна система перебувала в резонансі як одне ціле. Для того потрібно, щоб спільний знаменник у рівняннях (4) дорівнював нулю

$$k_{12} k_{21} k_{33} - k_{11} k_{22} k_{33} + k_{11} k_{23} k_{32} = 0. \quad (5)$$

Цей знаменник і є детермінантом системи рівнянь (3). Прирівнявши його до нуля, можна визначити з нього жорсткість c_2 , задовольнивши умову резонансу. При цьому необхідно знати жорсткості c_1 та c_0 . Відмітимо, що є обов'язкова перевірка механічної коливної системи на власні частоти. Ця перевірка дозволить переконатись, що на білярезонансних частотах вібраційна площадка не буде мати паразитних частот. Для цього, прирівнявши детермінант (5) системи рівняння (3) до нуля, при відомих параметрах системи числовим способом можна легко знайти власні частоти.

Жорсткість c_1 визначаємо з умови, що маса m_1 (як одна функціональна одиниця) повинна мати резонансне налагодження за парціальною частотою вимушуючих коливань. Тобто жорсткість c_1 без врахування сил дисипації визначаємо за формулою

$$c_1 = m_1 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (6)$$

z – резонансне налагодження механічної коливної системи.

Однак під запитанням залишається, яке резонансне налагодження z (до- чи зарезонансне) необхідно надати механічній коливній системі гасника. Проведені математичні моделювання підтвердили доцільність дорезонансного налагодження системи. У такому разі маса m_1 коливається в протифазі до маси m_3 , а маса m_2 залишається нерухомою.

Сумарна жорсткість c_0 віброізоляторів без врахування сил дисипації визначається з умови, що власна частота коливань усієї віброплощадки повинна мати значення, яке в районі 4.7 раза відрізняється від частоти вимушених коливань, тобто

$$c_0 = \frac{(m_1 + m_2 + m_{3\max})}{4.7} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (7)$$

де $m_{3\max}$ – сума двох мас: маси робочого органа m_3 і максимального значення маси завантаження $m_{зав}$.

Підставляючи значення коефіцієнтів в детермінант системи рівнянь (3), жорсткість c_2 без врахування сил дисипації в аналітичному вигляді буде

$$c_2 = m_{3\max} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \times \frac{-c_0 c_1 + c_0 m_1 \omega^2 + c_1 m_1 \omega^2 + c_1 m_2 \omega^2 - m_1 m_2 \omega^4}{-c_0 c_1 + c_0 m_1 \omega^2 + c_1 m_1 \omega^2 + c_1 m_{3\max} \omega^2 - m_1 m_{3\max} \omega^4 + c_1 m_2 \omega^2 - m_1 m_2 \omega^4}. \quad (8)$$

Зауважимо, що з формули (6) чітко видно, що вона складається з двох добутоків. Добуток

$$\frac{-c_0 c_1 + c_0 m_1 \omega^2 + c_1 m_1 \omega^2 + c_1 m_2 \omega^2 - m_1 m_2 \omega^4}{-c_0 c_1 + c_0 m_1 \omega^2 + c_1 m_1 \omega^2 + c_1 m_{3\max} \omega^2 - m_1 m_{3\max} \omega^4 + c_1 m_2 \omega^2 - m_1 m_2 \omega^4},$$

за умови, що в жорсткостях c_1 та c_2 резонансні налагодження z однакові, буде дорівнювати нулю. Тобто можна рахувати без цього добутку у формулі (8) для визначення c_2 за умови, що резонансні налагодження для пружних систем c_1 та c_2 будуть однакові. Недарма професор В.О. Повідайло рахує такі системи як такі, що складаються з двох одномасних, і використовувати спрощені формули є

$$c_1 = m_1 \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \quad \text{та} \quad c_2 = m_{3\max} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2. \quad (9)$$

Математичне моделювання дозволило сформулювати деякі конструктивні принципи побудови віброплощинки. Тримасова конструкція віброплощинки повинна задовольняти такі вимоги:

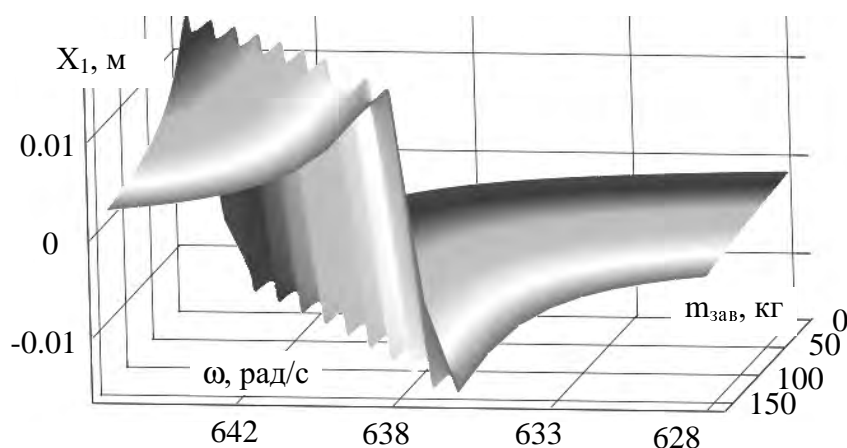
- маса стола на порядок вища від реактивної маси;
- конструкція виготовляється так, щоб проміжна маса залишалась нерухомою за рахунок динамічного гашення коливань реактивною масою, для чого необхідний відповідний підбір жорсткостей пружних елементів під наявній маси;
- робочий орган робиться якомога легшим, проте жорстким, щоб не входив в резонанс на частоті 100 Гц;
- необхідно відходити далі від резонансу для більшої стабільності в роботі. При тому знижується динамічний коефіцієнт та за рахунок полегшеної конструкції можна вийти на ті ж амплітуди.

Для параметрів віброплощинки:

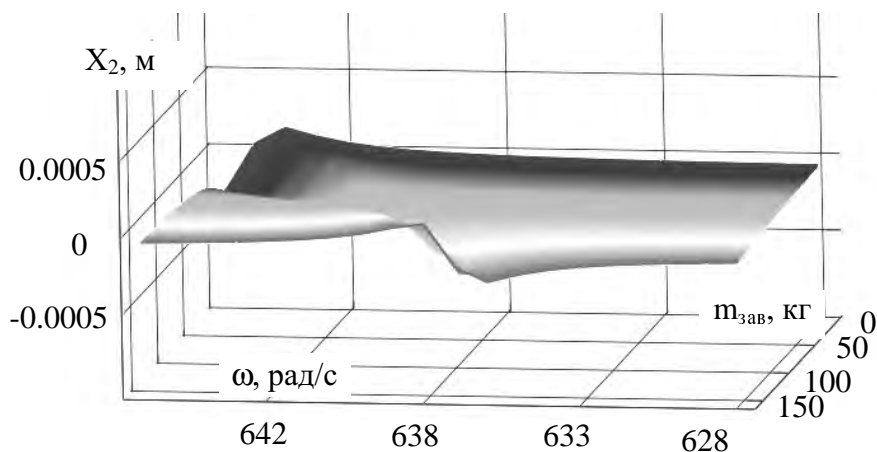
$$c_0 = 3.124 \cdot 10^7 \text{ Н/м}; \quad c_1 = 2.055 \cdot 10^7 \text{ Н/м}; \quad c_2 = 2.096 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; \quad m_1 = 50 \text{ кг}; \quad m_2 = 200 \text{ кг}; \\ m_3 = 350 \text{ кг}; \quad m_{\text{зав.}} = 0 \dots 160 \text{ кг}; \quad \mu_1 = 100 \text{ кг/м}; \quad \mu_2 = 100 \text{ кг/м}; \quad \mu_3 = 200 \text{ кг/м};$$

$$P = 20000 \text{ Н}; \quad \omega = 628 \text{ рад/с}^2; \quad z = 0.98$$

було отримано амплітудно-частотні характеристики залежно від маси завантаження $m_{\text{зав}}$ (рис. 2 та рис. 3).



a



б

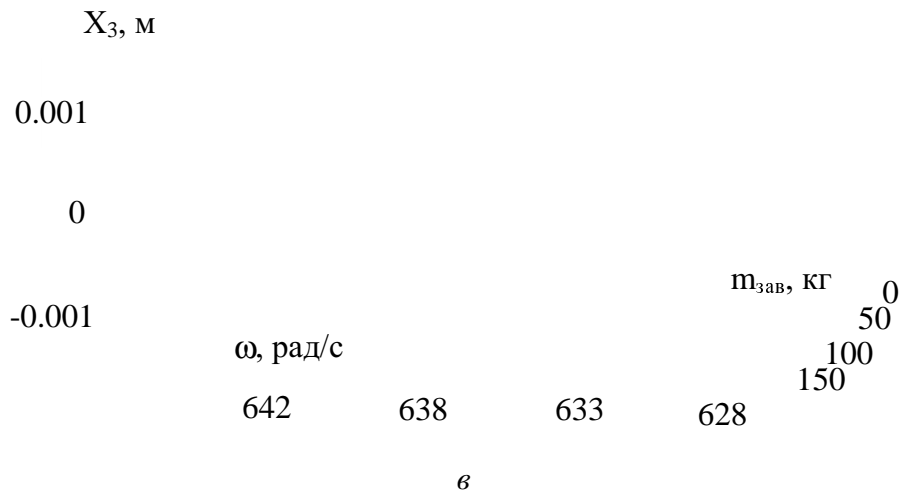


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики: а – коливної маси m_1 , б – коливної маси m_2 , в – коливної маси m_3 залежно від маси завантаження $m_{зав}$

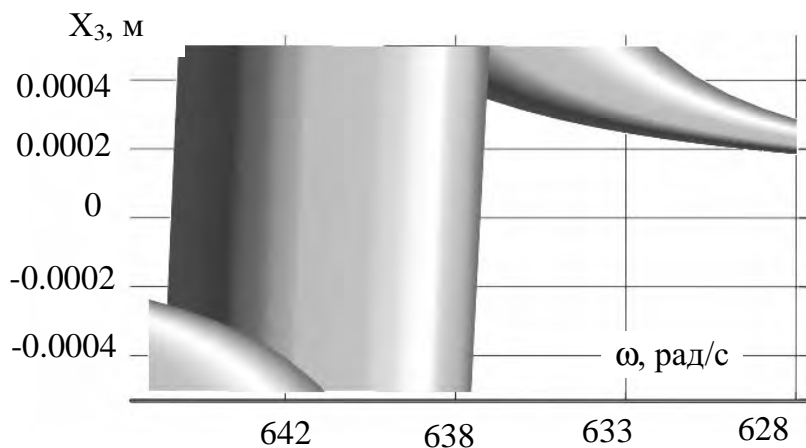


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика коливної маси m_3 (фронтальне зображення) залежно від маси завантаження $m_{зав}$ (зміна $m_{зав}$ по осі, перпендикулярній до площини листа)

Висновки

Аналізуючи наведені графіки, можна зробити такі висновки:

- маса завантаження має деякий вплив на резонансне налагодження віброплощадки. Для його усунення достатньо надавати більше резонансне налагодження механічній коливній системі;
- проміжна маса на частотах вимушених коливань практично є нерухомою;
- підтверджується, що амплітуди коливань реактивної маси є на порядок вищі, ніж амплітуди коливань активної маси, що зумовлено співвідношенням відповідних мас;
- наявні амплітудно-частотні характеристики свідчать про роботоздатність запропонованої конструкції.

Отримані результати дослідження кінематичних параметрів віброплощадок підтверджують стабільність їх роботи у межах частоти вимушених коливань $\omega = 628$ рад/с на можливих робочих ділянках зміни маси завантаження. Це зумовлює їх успішне викорис-

тання при досить широкому діапазоні маси завантаження та свідчить про працездатність запропонованих конструкцій.

1. Гаврильченко О.В., Ланець О.С. Передумови та принципи створення багатомасових вібраційних площадок з електромагнітним приводом для ущільнення бетону // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2002. – Вип. 38. 2. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. 3. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1985.

УДК 621.81

А.В. Матвійчук, І.Б. Гевко

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя,
кафедра технології машинобудування

СИНТЕЗ РОЗТОЧУВАЛЬНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ РОЗТОЧУВАННЯ КІЛЬЦЕВИХ КАНАВОК В ОТВОРАХ

© Матвійчук А.В., Гевко І.Б., 2003

Наведено синтез конструктивних параметрів головок для розточування кільцевих канавок в отворах корпусних деталей. Виведені аналітичні залежності для визначення величини радіального зміщення різців від величини осьового переміщення. Дані практичні рекомендації щодо проектування розточувальних оправок.

The synthesis of constructive parameters of heads to bore out the ring grooves in conic details holes are presented. The analytical dependences to determine the value of radial replacements of cutters on the value of axial replacement are developed. The practical recommendations on designing the boring bars are give as well.

Технологічні операції обробки отворів широко розповсюджені в машинобудуванні і за обсягом не поступаються процесам обробки зовнішніх поверхонь. Крім цього обробка точних отворів належить до числа найбільш трудомістих процесів і є складнішою, ніж обробка зовнішніх поверхонь, що зумовлено важкими умовами перебігу процесів розточування, меншою жорсткістю різальних інструментів тощо [1, 2, 3]. При обробці отворів необхідно забезпечити не тільки точність розмірів і форми, але й точність положення осі оброблюваного отвору відносно зовнішньої поверхні.

На основі аналізу останніх публікацій встановлено, що розточування кільцевих канавок під стопорні кільця, манжетні ущільнення, при їх виготовленні і відновленні, в корпусних деталях, машинах і механізмах належить до складних технологічних операцій.

Обробка є ще складнішою при виготовленні кільцевих канавок в отворах напіввідкритого і особливо закритого типів в умовах автотракторного виробництва, де проходить відновлення у виробничих майстернях з недостатнім парком металорізального обладнання.

Складність також полягає в забезпеченні високої точності та шорсткості оброблених поверхонь, продуктивності праці, особливо при виготовленні вище перерахованих поверхонь у деталях великих габаритів.