

В. А. Басараб

**ПОЛІЧАСТОТНИЙ РЕЖИМ КОЛИВАНЬ
ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ**

*Київський національний університет будівництва і архітектури,
пр-т. Повітрофлотський, 31, 03037, Київ, Україна; e-mail: basarab_vol@ukr.net*

Abstract. The polyfrequency regime of vibrations of the electromagnetic shock-vibration system for the compaction of building mixtures. The physical and mathematical models of this system are given. The criterion analysis is carried out and the rational description of changing the suspended impactor stiffness within one period of vibration is given.

According to the results of computer simulation, the graphs of dependence of the main system parameters on the stiffness of the suspended impactor are obtained. By means of the control system, the amplitude-modulated character of the movement of the working platform of vibrating machine with the superimposed polyfrequency spectrum within one period of vibration is obtained. The simulation of the compacted building mixture is carried out using the rheological model.

Key words: polyfrequency mode of vibrations, shock – vibration system, amplitude-modulated character of movement, rheological model.

Вступ.

Актуальність теми. Застосування ударно-вібраційних технологій для ущільнення будівельних сумішей в умовах будівельного виробництва є традиційним на сьогоднішній день. Вібраційний режим передачі енергії до оброблюваного середовища дозволяє задовольнити критерії якості, економічності, технологічної ефективності. Існує достатньо праць, присвячених дослідженню вібраційних машин в умовах застосування їх в сфері будівельних технологій [1, 3, 6, 7], проте, в основному, такі машини є гармонічними одночастотними і однорежимними. Як віброзбудники використовуються електричні, пневматичні, гідравлічні приводи. Динаміка руху таких машин досліджена достатньо ґрунтовно. Проте з розвитком технологій складність технологічних процесів та вимоги, що висуваються до кінцевої продукції, вимагають досліджень з метою створення нових, більш ефективних вібраційних машин, що працюють на понижених частотах і реалізують складні режими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.).

Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [3, 6, 7]. Проте, на сьогоднішній день з'явилися нові технології ущільнення, що потребують реалізації складних режимів руху робочого органу за умов отримання виробів високої якості та мінімальних енерговитрат. Тому актуальним є питання створення полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки та дослідження особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем.

1. Постановка задач досліджень.

Дослідженням складних вібраційних режимів впливу на будівельну суміш в умовах віброущільнення присвячено багато праць, серед яких слід відмітити роботи [2, 4, 8, 10, 12]. Практичне впровадження в основному зводиться до реалізації принципу суперпозиції, що не завжди відповідає сучасним вимогам. Доволі часто створення вібраційних машин, що реалізують складні режими, призводить до ускладнення конструкції, і, як наслідок, до зменшення надійності та енергетичної ефективності.

Процес ущільнення будівельної суміші з точки зору ефективності впливу різних режимів вібрації є досить суперечливим. Низькочастотний режим забезпечує хорошу проникливість енергії в товщу суміші, але не несе достатньої енергії для ефективного ущільнення багатокомпонентного середовища. З іншого боку, високочастотний режим є носієм енергії високої інтенсивності, але має низьку ступінь проникливості і швидко поглинається середовищем. Варто враховувати той факт, що параметри суміші (щільність, пористість, модуль пружності та ін.) змінюються в процесі ущільнення, тому, згідно з рекомендаціями технології, режим ущільнення варто варіювати від високої амплітуди при низькій частоті ($A = 1 \cdot 10^{-3} - 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $f = 15 - 25 \text{ Гц}$) до низької амплітуди при високій частоті ($A = 1 \cdot 10^{-4} - 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, $f = 50 - 250 \text{ Гц}$). Розв'язання цієї задачі варто шукати в раціональному поєднанні низькочастотних (несучих) та високочастотних (накладених) режимів коливань робочого органу вібростанини. Логічним підсумком вищенаведеного є необхідність створення вібростанини, яка дасть змогу реалізувати полічастотний характер руху робочого органу і у такий спосіб забезпечити необхідний за технологією режим ущільнення.

2. Описання динаміки системи.

Динамічна модель вібростанини показана на рис. 1. Досліджувана система складається з маси m_1 – робочого органу і частини маси форми з сумішшю, яка припадає на один віброблок [11], а також маси m_2 – ударника. Коливання мас збуджуються електромагнітом із силою тяги F_e . Співударяння мас відбувається через пружні елементи (буфера) жорсткістю c_2 з коефіцієнтом опору b_2 . Взаємне переміщення мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткістю c_1 з коефіцієнтом опору b_1 . Маса m_1 віброізолюється від фундаменту опорними пружними елементами (амортизаторами) жорсткістю c_3 з коефіцієнтом опору b_3 . При забезпеченні умови віброізоляції опорні пружні елементи не виявляють суттєвого впливу на рух системи, тому, можна прийняти, $c_3 = 0$ і $b_3 = 0$. Розрахункова схема такої моделі і розгортка коливань приведені на рис. 2. Основні параметри системи приведені на рис. 3.

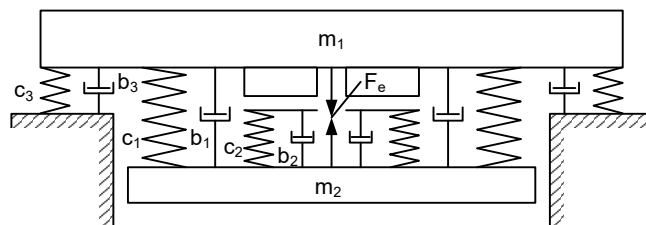


Рис. 1

Динаміка системи описується рівняннями руху мас та рівняннями електромагнітного ланцюга [3].

Рівняння руху верхньої маси:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3 \dot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_2 + x_k) + c_3 x_1 = -F_e, \quad (1)$$

де x_1 , \dot{x}_1 , \ddot{x}_1 – відповідно переміщення, швидкість та прискорення маси m_1 .

Рівняння руху ударника:

$$m_2 \ddot{x}_2 - (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) - c_2(x_1 - x_2 + x_k) = F_e, \quad (2)$$

де x_2 , \dot{x}_2 , \ddot{x}_2 – відповідно переміщення, швидкість та прискорення маси m_2 ; $x_k = 0,003$ – зазор в магнітопроводі для запобігання співударяння статора та якоря електромагніта.

У відповідності до прийнятої моделі (рис. 2, а) відносне переміщення мас m_1 і m_2 та відносна швидкість визначаються як: $x = x_1 + x_2 + x_k$; $v = v_1 + v_2$.

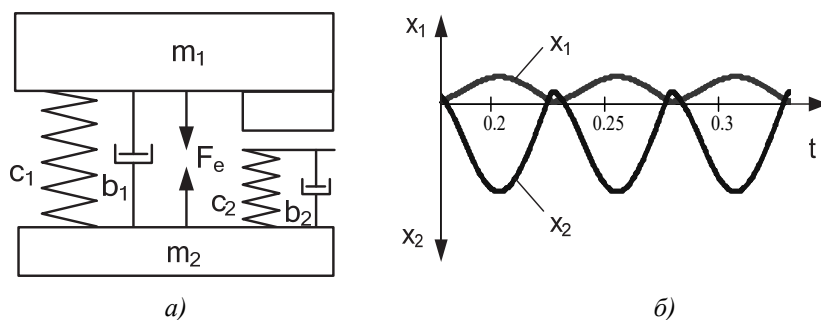


Рис. 2

Рівняння електромагнітного ланцюга:

$$\dot{\psi} = U - iR, \quad (3)$$

де ψ – повне потокозчеплення; U – напруга живлення; i – струм в котушці; R – опір електромагнітного ланцюга.

Сила тяги електромагніта

$$F_e = -\frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2}, \quad (4)$$

де a, b – відповідно, довжина та ширина полюса статора електромагніта; x – координата відносного переміщення мас m_1, m_2 .

Моменти початку і кінця періодів руху визначались таким чином: кінець робочого ходу і початок удару – нульовий зазор в буферах (зазор в магнітопроводі $x = x_k$); кінець удару і початок зворотного ходу – рівність сил пружності і опору в буферах:

$$c_2(x - x_k) = b_2v, \quad (5)$$

де $v = \dot{x}$ – відносна швидкість мас m_1 і m_2 , що розраховується чисельним методом (24).

Кінець зворотного та початок робочого ходу – зміна знаку швидкості: $v_{i-1} > 0, v_i = 0, v_{i+1} < 0$.

В рівняннях (1 – 4) слід враховувати:

в момент початку удару $c_2 = c_2, b_2 = b_2$; кінець удару $c_2 = 0, b_2 = 0$;

в момент вмикання напруги живлення електромагнітів $U = U, R = r_k$;

в момент вимкнення напруги живлення електромагнітів $U = 0, R = r_k + r_e$, де r_k, r_e – відповідно опір котушки та опір додаткових резисторів для погашення залишкового струму.

Варто зазначити важливий параметр в системі керування електроприводом – час затримки на вмикання живлення електромагнітів t_z . Це час від моменту удару мас m_1 та m_2 (або дещо раніше) до моменту, коли ударник m_2 досягне крайнього нижнього положення (або дещо пізніше).

Встановлено [11], що керування параметрами роботи машини здійснюється цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника – c_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів – t_z . Варто зазначити, що забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення будівельної суміші в роботі [3] рекомендується здійснювати за весь цикл ущільнення (~ 1 хв), проте такий характер коливань не забезпечує створення полічастотного спектру передачі вібраційної енергії до ущільнюваного середовища.

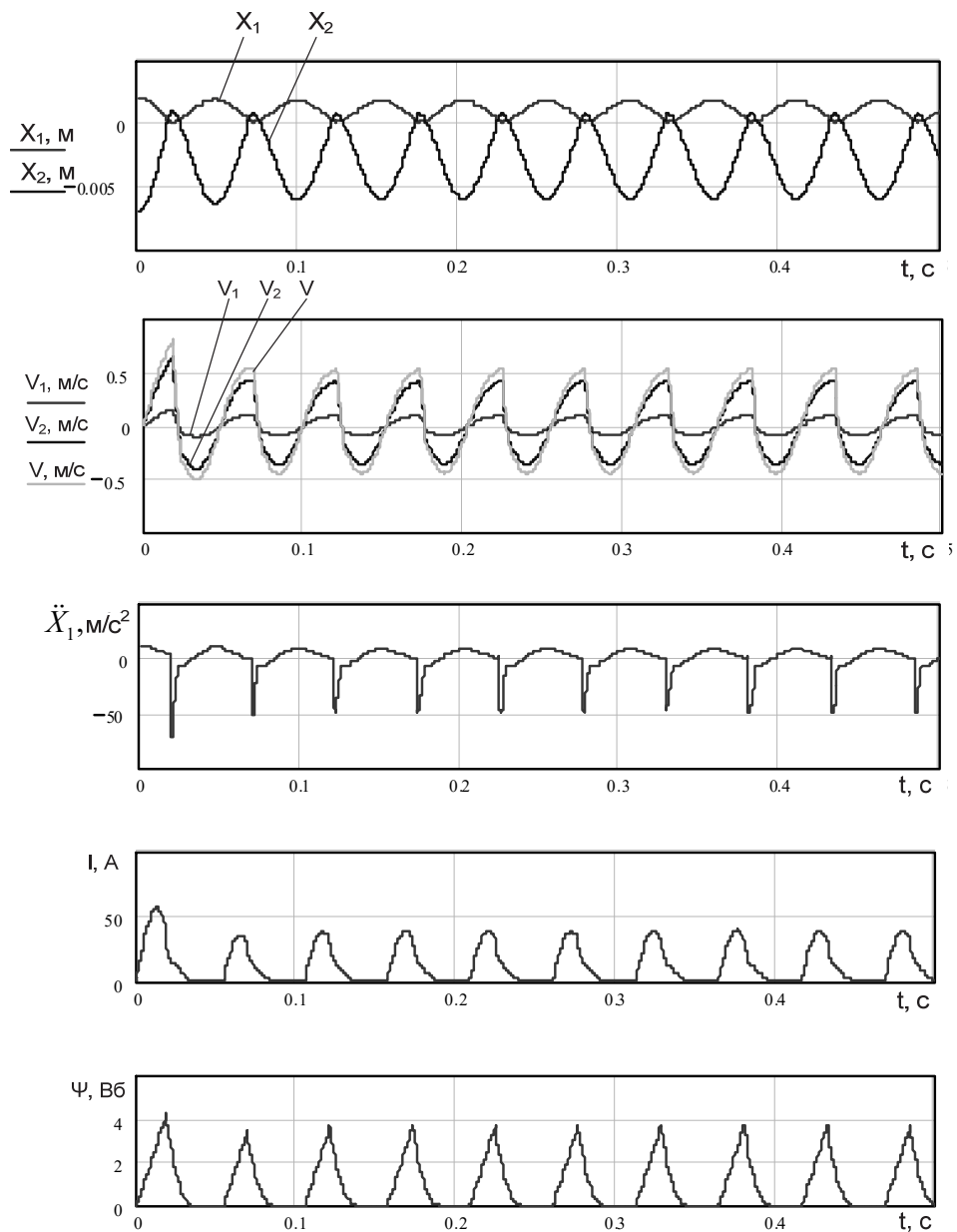


Рис. 3

Принцип створення полічастотного режиму коливань для вищезазначеної двома-сової ударно-вібраційної системи описано в роботі [11]. В умовах комп'ютерного моделювання в середовищі MathCAD отримано стійкий полічастотний характер руху робочого органу вібромашини.

3. Критеріальний аналіз вібраційного процесу.

Динамічним параметром, що найсуттєвіше впливає на напружено-деформований стан середовища, є прискорення елементарних шарів будівельної суміші за умов віброущільнення, тому умовним критерієм оцінки якості процесу приймаємо прискорення робочого органу.

Очевидно, що знайти оптимальний режим руху робочого органу вібромашини, врахувавши всі технологічні параметри, що впливають на процес ущільнення, не є мо-

жливим на даному етапі, тому, задавши необхідні обмеження, знайдемо оптимальний закон зміни жорсткості пружного підвішування ударника $c_1 = f(e)$. Для цього необхідно задати наступні умови:

1. Частота вищих гармонік становить: $f_{e,z} = (3-10)\omega_0$ (приймаємо за результатами спектрального аналізу).

2. Амплітуду прискорення вищих гармонік приймаємо: $\ddot{x}_{e,z} = (0,05-0,1)\ddot{x}_1$ (за результатами експериментальних досліджень).

3. Час затримки на вмикання живлення електромагнітів є постійним: $t_z = 0,035$ с.

Далі слід задати критерій оптимізації. Якщо основним параметром, закон руху якого ми хочемо отримати згідно вищенаведених умов, є прискорення робочого органу, тоді необхідно мінімізувати динамічні навантаження, що виникають в електромеханічній системі в результаті генерації вищих гармонічних складових.

Запишемо інтегральний функціонал, використовуючи енергію прискорень за Апельем [5]:

$$I_v = \int_0^{t_1} V dt, \quad (6)$$

де $V = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2}$ – енергія прискорень робочого органу вібромашини.

Для визначення оптимального закону руху робочого органу необхідно мінімізувати інтегральний функціонал (6).

Умовою мінімуму функціоналу (6) є рівняння Ейлера – Лагранжа [5]:

$$\frac{\partial F}{\partial q_k} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial F}{\partial \ddot{q}_k} = 0 \quad (k = 1, 2, \dots, s), \quad (7)$$

де F – міра руху або дії механічної системи; q_k – узагальнені координати системи.

У нашому випадку в якості функції F буде енергія прискорень робочого органу вібромашини V . За узагальнену координату приймаємо переміщення робочого органу x_1 . Після підстановки зазначених заміни у вираз (7) отримаємо рівняння четвертого порядку:

$$X^{IV} = 0. \quad (8)$$

Розв'язання рівняння (8) здійснено чисельним методом. За результатами розв'язку рівняння (8) побудовано графік (рис. 5).

Знайдемо похідну від сили тяги електромагніта за аргументом x в рівнянні (4):

$$\frac{dF_e}{dx} = \frac{ab\psi_p^2}{(b+x)^3}. \quad (9)$$

Побудувавши графік залежності похідної сили тяги електромагніта, взятої по координаті x , від відносного переміщення мас (рис. 4) та порівнявши з графіком зміни жорсткості підвіски ударника в часі за критерієм Ейлера – Лагранжа (рис. 5), можна зробити висновок: функція керування повинна бути подібна до функції примусової сили.

Це логічно, оскільки динамічні параметри системи змінюються за законом примусової сили, а також, якщо технічно здійснювати пружне підвішування за допомогою електромагніту, тоді стає очевидним, що функція, яку «найпростіше» реалізувати, буде саме закон зміни тяги електромагніта.

Для керування жорсткістю підвіски ударника запропоновано нове рішення – підвішування ударника за допомогою електромагнітів, що дають можливість безінерційно створювати високочастотні коливання ударника, що накладаються на основну частоту коливань. Процес керування здійснюється програмованим мікроконтролером.

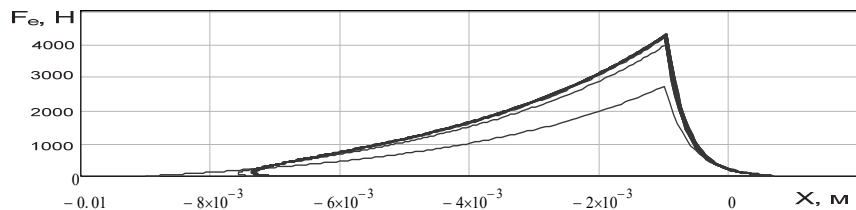


Рис. 4

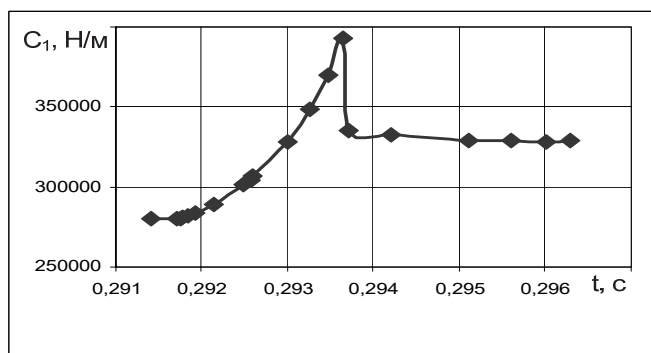


Рис. 5

Наступним етапом є дослідження залежності основних параметрів машини (амплітуда коливань – x_1 , частота – f , потужність електромагнітного приводу – P) від жорсткості підвішування ударника. Графіки залежностей вищезазначених параметрів для вібротрибун з робочим навантаженням відповідно 100, 200, 300 та 500 кг представлено на рис. 6. Аналізуючи отримані дані, можна побачити, що амплітуда коливань робочого органу x_1 в межах досліджуваного діапазону плавно змінюється від 2 до 0,8 мм, що свідчить про достатньо високу стійкість системи під час роботи. Також варто зазначити, що із збільшенням величини проектного навантаження вібротрибуни відхилення амплітуди відбувається в меншому діапазоні, тобто підвищується стійкість роботи.

Частота коливань робочого органу вібротрибуни $f = f(c_1)$, як видно з графіка, змінюється майже за лінійним законом в межах прийнятого діапазону жорсткостей пружного підвішування ударника, що обумовлює можливість керування жорсткістю пружного підвішування у відповідності до технологічних вимог. Потужність $P = f(c_1)$ в першій третині діапазону змінюється досить стрімко, далі зміна графіка відбувається більш плавно, що підтверджує доцільність використання машини в діапазоні потужностей 200 – 800 Вт.

За результатами досліджень встановлено, що зміною жорсткості пружного підвішування c_1 можна здійснювати керування амплітудно-частотною та енергетичною характеристиками роботи вібротрибуни.

В режимі комп'ютерного моделювання виконано перевірку роботи вібротрибуни за умов зміни жорсткості підвішування ударника за трикутним, прямокутним та за законом синуса. Моделювання проводилось за таких початкових умов: вантажопідйомність віброблока 100 кг, частота коливань 20 Гц, жорсткість підвіски $c_1 = 10^5 - 5 \cdot 10^5$ Н/м, (оптимальне значення $c_1 = 2,8 \cdot 10^5$ Н/м), час затримки $t_z = 0,03 - 0,04$ с

(оптимальне значення $t_z = 0,035c$). Програмно жорсткість пружного підвішування змінювалась лише в міжударний період.

За результатами теоретичних досліджень отримано стійкий полічастотний характер руху робочого органу вібромашини, а також реалізовано поєднання основної (робочої) частоти та високочастотної складової в міжударний період.

Слід зазначити, що вклад вищих гармонічних складових в загальну енергетику процесу сягає до 60 %.

Кожна мікрогармоніка у відповідності до принципу Гюйгенса [8] є джерелом утворення мікрохвиль і енергія такої мікрохвилі складається з енергії несучої та енергії генерованої (накладеної) частоти. Також слід зазначити, що верхні (високі) частоти породжуються не автономно, а завдяки основній частоті, іншими словами, основний тон коливань породжує генерацію вищих складових частотного спектру. В цьому і полягає основна відмінність від принципу суперпозиції. Ще одним доказом на користь даного положення є той факт, що внаслідок фільтруючих властивостей коливальної системи кожна окрема високочастотна складова не буде мати достатньо енергії, щоб привести систему в коливальний рух, за умов заданих динамічних параметрів. Рішенням цієї задачі може слугувати реалізація принципу «доставки» високочастотних складових за допомогою низькочастотної несучої форми коливань.

Для оцінки амплітудно-частотного діапазону керування жорсткістю побудовано діаграму Стретта-Ван-дер-Поля [4] та розраховано границю стійкості електромагнітної ударно-вібраційної установки, а також рекомендовану зону керування, тобто раціональні амплітудно-частотні характеристики керуючої функції з точки зору стійкості системи. Це дає можливість реалізовувати стійкий полічастотний рух робочого органу у відповідності до прийнятих початкових умов.

Важливим чинником при дослідженні динамічних параметрів електромагнітної ударно-вібраційної системи є можливість створення за допомогою системи керування модульованого характеру руху робочого органу вібромашини. Такий характер коливального руху добре відомий з курсу радіоелектроніки, проте робіт, присвячених створенню вібраційних механічних систем, які можуть реалізовувати складний спектр коливань, існує небагато.

4. Керування вібраційними параметрами системи.

Як відмічено раніше, зміною жорсткості пружного підвішування c_1 та тривалістю затримки на вмикання живлення електромагніту t_z доведено можливість керування динамічними параметрами роботи вібромашини. Проте, якщо одночасно в межах раціональних параметрів змінювати жорсткість c_1 та час t_z , можна отримати амплітудно-модульований характер руху робочого органу вібромашини з накладеним полічастотним спектром в міжударний період.

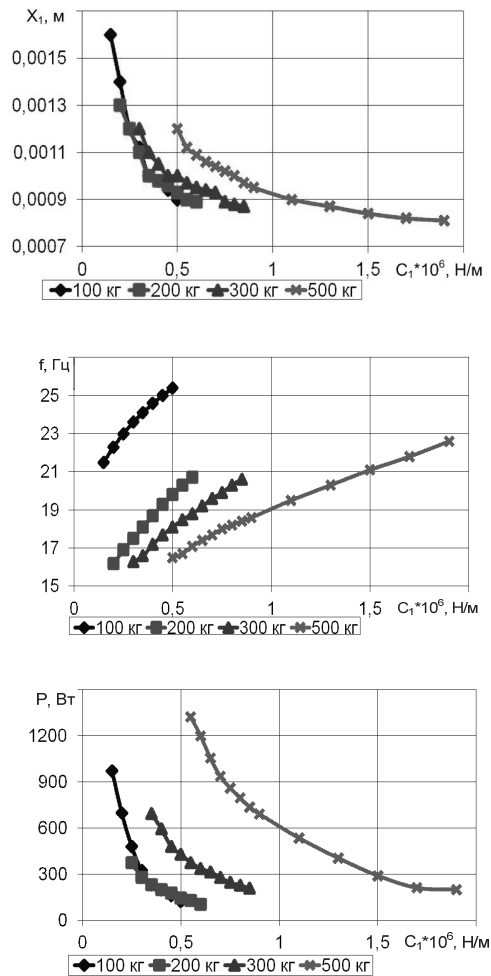


Рис. 6

Перепишемо рівняння (1,2) з урахуванням функції керування жорсткістю пружного підвішування

$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3 \dot{x}_1 + c_1(x, \dot{x}, \ddot{x}, t)(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_2 + x_k) + c_3 x_1 = -F_e; \quad (10)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x, \dot{x}, \ddot{x}, t)(x_1 - x_2) - c_2(x_1 - x_2 + x_k) = F_e. \quad (11)$$

Оскільки досліджувана ударно-вібраційна система (рис. 1) представляє собою автоколивальну систему, час затримки на вмикання живлення електромагніту буде визначатись динамічними параметрами самої системи

$$t_z = f(x, \dot{x}, \ddot{x}). \quad (12)$$

Приклад амплітудно-модульованого характеру руху робочого органу вібромашини з накладеним полічастотним спектром в міжударний період наведено на рис. 7.

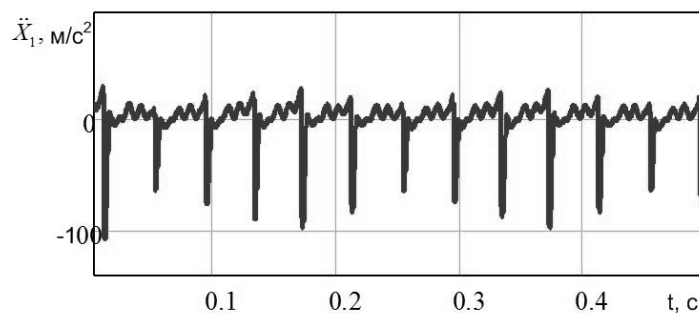


Рис. 7

5. Моделювання ущільнюваного середовища реологічною моделлю.

Важливим питанням при визначенні параметрів модульованого полічастотного характеру коливань робочого органу вібромашини залишається характер взаємодії з середовищем, на яке діє вібромашина в процесі роботи. Як було зазначено в роботі [11], ущільнюване середовище (грунт, будівельна суміш) може бути представлене у вигляді математичної моделі. Одним з методів описання законів пружно-в'язкопластичної деформації ущільнюваного середовища є використання реологічних моделей. Доволі часто для розв'язання таких задач використовується модель суцільного середовища, яка припускає, що деформації матеріалу відбуваються без порушення суцільності та можуть описуватися безперервними функціями. Модель суцільного середовища можна представити простими моделями: пружним тілом Гука (рис. 8, а), в'язким елемен-

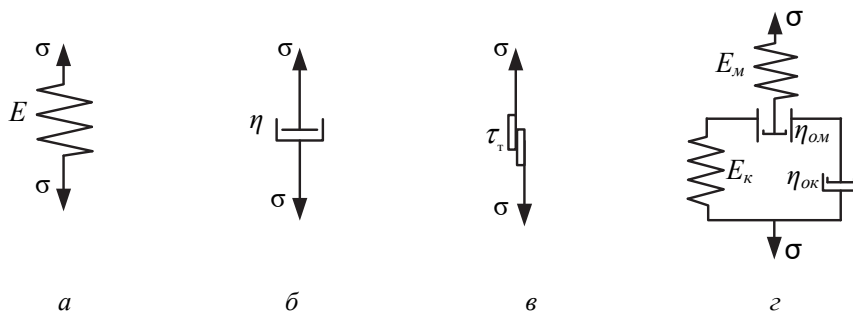


Рис. 8

том Ньютона (рис. 8, б) та пластичним тілом Сен-Венана (рис. 8, в), які відповідають трьом фундаментальним властивостям ущільнюваного середовища: пружності, в'язкості та пластичності [6].

Комбінуючи, методом послідовного та паралельного з'єднання цих простих елементів, можна отримати модель ущільнюваного середовища, яка найбільш точно описує характер деформативних процесів.

В якості моделі ущільнюваного середовища приймаємо модель Бюргерса (послідовне поєднання елементів Максвела та Кельвіна – Фойгта) (рис. 8, з).

Якщо закон зміни напружено-деформованого стану елемента Кельвіна – Фойгта представити у вигляді [9]

$$\sigma = E_k \varepsilon + \eta_{0k} \dot{\varepsilon}, \quad (13)$$

а елемента Максвела у вигляді

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E_m} + \frac{\sigma}{\eta_{0m}}, \quad (14)$$

тоді, опускаючи викладки, запишемо вираз деформації для елемента Кельвіна – Фойгта:

$$\varepsilon_k = e^{-\frac{E_k t}{\eta_{0k}}} \left(\varepsilon_0 + \frac{1}{\eta_{0k}} \int \sigma e^{\frac{E_k t}{\eta_{0k}}} dt \right), \quad (15)$$

відповідно

$$\dot{\varepsilon}_k = \frac{\sigma}{\eta_{0k}} - \frac{E_k}{\eta_{0k}} e^{-\frac{E_k t}{\eta_{0k}}} \left(\varepsilon_0 + \frac{1}{\eta_{0k}} \int \sigma e^{\frac{E_k t}{\eta_{0k}}} dt \right). \quad (16)$$

Запишемо вираз деформації реологічної моделі Бюргерса

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_m + \dot{\varepsilon}_k = \sigma \frac{\eta_{0k} + \eta_{0m}}{\eta_{0k} \eta_{0m}} + \frac{\dot{\sigma}}{E_m} - \frac{E_k}{\eta_{0k}} e^{-\frac{E_k t}{\eta_{0k}}} \left(\varepsilon_0 + \frac{1}{\eta_{0k}} \int \sigma e^{\frac{E_k t}{\eta_{0k}}} dt \right). \quad (17)$$

Продиференціювавши і замінивши елемент в дужках, отримаємо:

$$\dot{\varepsilon} + \frac{\eta_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} = \frac{\sigma}{\eta_{0m}} + \dot{\sigma} \frac{\eta_{0k} E_m + \eta_{0m} E_m + \eta_{0m} E_k}{\eta_{0m} E_k E_m} + \ddot{\sigma} \frac{\eta_{0k}}{E_m E_k}, \quad (18)$$

де σ – напруження в ущільнюваному середовищі; ε – відносна деформація ущільнюваного середовища; E_m – модуль деформації елемента Максвела; E_k – модуль деформації елемента Кельвіна – Фойгта; η_{0m} – динамічна в'язкість елемента Максвела; η_{0k} – динамічна в'язкість елемента Кельвіна – Фойгта.

З отриманого рівняння запишемо вираз напруження:

$$\ddot{\sigma} = \frac{E_m E_k}{\eta_{0k}} \left(\dot{\varepsilon} + \frac{\eta_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} - \frac{\sigma}{\eta_{0m}} - \dot{\sigma} \frac{\eta_{0k} E_m + \eta_{0m} E_m + \eta_{0m} E_k}{\eta_{0m} E_k E_m} \right). \quad (19)$$

Запишемо реологічне рівняння напруженого стану шару ущільнюваного середовища та динаміки машини у зручній для чисельного методу формі:

$$\Delta \dot{\sigma} = \frac{E_m E_k}{\eta_{0k}} \left(\dot{\varepsilon} + \frac{\eta_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} - \frac{\sigma}{\eta_{0m}} - \dot{\sigma} \frac{\eta_{0k} E_m + \eta_{0m} E_m + \eta_{0m} E_k}{\eta_{0m} E_k E_m} \right) \Delta t; \quad (20)$$

$$\dot{\sigma}_i = \dot{\sigma}_{i-1} + \Delta \dot{\sigma}; \quad \sigma_i = \sigma_{i-1} + \dot{\sigma}_i \Delta t; \quad F_\sigma = \sigma_i S. \quad (21)$$

Рівняння руху мас згідно рис. 2, б

$$\Delta v_1 = \frac{1}{m_1} \left[c_1 x_n + c_2 x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - F_\sigma - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right] \Delta t; \quad (22)$$

$$\Delta v_2 = \frac{1}{m_2} \left[c_1 x_n + c_2 x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right] \Delta t; \quad (23)$$

$$v_{li} = v_{li-1} + \Delta v_i; \quad x_{li} = x_{li-1} + v_{li} \Delta t; \quad v_{2i} = v_{2i-1} + \Delta v_2; \quad x_{2i} = x_{2i-1} + v_{2i} \Delta t; \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{x_1 - x_2}{H}; \quad \dot{\varepsilon} = \frac{\dot{x}_1 - \dot{x}_2}{H}; \quad \ddot{\varepsilon} = \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2}{H}, \quad (25)$$

де $\Delta \dot{\sigma}$ – прирощення величини швидкості зміни напруги в ущільнюваному середовищі; Δv_1 , Δv_2 – відповідно прирощення швидкості руху мас m_1 і m_2 ; ε , $\dot{\varepsilon}$, $\ddot{\varepsilon}$ – відповідно відносна деформація, швидкість відносної деформації та прискорення відносної деформації шарів ущільнюваного середовища; H – висота шару ущільнюваного середовища; F_σ – сила опору ущільнюваного середовища.

Для розв'язання вищенаведених рівнянь руху створено програму розрахунку основних параметрів системи на ЕОМ в середовищі MathCAD. Моделювання динаміки системи проведено за таких початкових умов: $\eta_{0к} = 4 \cdot 10^4$ Па·с; $\eta_{0м} = 4 \cdot 10^4$ Па·с; $E_k = 7 \cdot 10^5$ Па; $E_m = 16 \cdot 10^6$ Па. Такий підхід дає можливість комплексно досліджувати динаміку полічастотного режиму коливань з урахуванням ущільнюваного середовища.

Висновки.

1. Проведено теоретичні дослідження та отримано основні динамічні параметри полічастотного режиму коливань електромагнітної ударно-вібраційної системи.
2. Знайдено раціональний закон зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань.
3. Отримано амплітудно-модульований характер руху робочого органу вібромашини з накладеним полічастотним спектром в міжударний період шляхом одночасної зміни жорсткості пружного підвішування c_1 та тривалості затримки на вмикання живлення електромагніту t_z .
4. Запропоновано метод розрахунку динамічних параметрів ударно-вібраційної системи з урахуванням впливу ущільнюваного середовища, що представлено у вигляді реологічної моделі.

РЕЗЮМЕ. Досліджено полічастотний режим коливань електромагнітної ударно-вібраційної системи для ущільнення будівельних сумішей. Наведено фізичну та математичну моделі досліджуваної системи. Проведено критеріальний аналіз та отримано раціональний опис зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань. За результатами комп'ютерного моделювання отримано графіки залежності основних параметрів системи від жорсткості пружного підвішування ударника. За допомогою системи керування отримано амплітудно-модульований характер руху робочого органу вібромашини з накладеним полічастотним спектром в межах одного періоду коливань. Проведено моделювання ущільнюваного середовища з використанням реологічної моделі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: полічастотний режим коливань, ударно-вібраційна система, амплітудно-модульований характер руху, реологічна модель.

1. *Афанасьев А.А.* Технология импульсного уплотнения бетонных смесей. – Москва: Стройиздат, 1987. – 166с.
2. *Бабицкий В.И., Крупенин В.Л.* Колебания в сильно нелинейных системах. – Москва: Наука, 1985. – 320 с.
3. *Баранов Ю.А.* Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Респуб. межвед. науч.-технич. сборник. – Киев: Техника, 1990, вип.43. – С. 69 – 72.
4. *Ден-Гартог Дж.П.* Механические колебания. – Москва: Физматгиз, 1960. – 580 с.
5. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
6. *Овчинников П.Ф., Бабий В.С.* Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара. – Кишинев: Штиинца, 1976. – 134 с.
7. *Осмаков С.А., Брауде Ф.Г.* Виброударные формовочные машины. – Ленинград: Стройиздат, 1976. – 128 с.
8. *Рибиндер П.А.* Физико-механическая механика дисперсных структур. – Москва: Наука, 1966. – 400 с.
9. *Рейнер М.* Реология. – Москва: Наука, 1965. – 223 с.
10. *Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т.* Механические колебания. – Москва: Машиностроение, 1966. – 508 с.
11. *Basarab V.A.* Study of the Dynamical Parameters of Vibration Machine for Compaction of Construction Mixes // Int. Appl. Mech. – 2020. – **56**, N 6. – P. 750 – 761.
12. *Larin V.B.* Correcting the Parameters of Undamped Mechanical Systems // Int. Appl. Mech. – 2017. – **53**, N 1. – P. 111 – 115.

Надійшла 30.11.2020

Затверджена до друку 24.06.2021