

А.Т. СВИДЕРСЬКИЙ, О.П. ДЄДОВ

Київський національний університет будівництва і архітектури

СТАБІЛІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ТА ПАРАМЕТРІВ БАГАТОМАСОВИХ ВІБРОТРАМБІВОК

© Свідерський А.Т., Дєдов О.П., 2011

Розглянуто один із методів оцінювання впливу оброблюваного середовища на динаміку вібраційних машин. Наведено результати досліджень, що дали змогу виявити межі ефективної дії параметрів і характеристик системи “машина – середовище” для забезпечення якості процесу ущільнення, в основу якого покладена ідея використання пружних характеристик загальної вібросистеми.

Considered an analytical method for determining the effect environment on the dynamics of working bodies vibrating machines. The results of studies that have revealed a zones of effective action parameters and characteristics of the “machine – environment” to ensure the quality of the compress, which is based on the idea of purposeful use of the elastic characteristics of the overall vibrate system.

Постановка проблеми. Машини вібраційної дії широко використовують для подрібнення, сортування, перемішування, ущільнення і в інших технологічних процесах. Поряд із реалізацією звичайних гармонійних режимів руху вібраційних машин застосовують машини на основі поєднання вібрації і удару. Одним зі способів підвищення ефективності та зменшення енергоємності процесу є системний підхід на основі розгляду спільного руху системи “машина – оброблювальне середовище” із цілеспрямованим використанням внутрішніх властивостей такої системи.

Аналіз досліджень. Забезпечення значної технологічності вібротрамбівки, як і інших віброущільнювальних машин, багато в чому залежить від фізичної та математичної моделей вібросистеми “трамбівка – ґрунт”, яка адекватно відповідає реальним умовам робочого процесу. Найбільші труднощі виникають під час вибору моделі ґрунту, що зумовлено відсутністю загальноприйнятого підходу до визначення його характеристик ґрунту, їхніх функціональних залежностей від параметрів вібрації. Є два принципові підходи до моделювання ґрунту (який підлягає вібраційному процесу): моделювання інерційно-пружних та дисипативних властивостей, які притаманні будь-якій вібраційній системі, дискретними або розподіленими параметрами.

Дослідження руху віброударних систем стосується багато робіт [1–4 та інші], що містять аналіз і синтез механічних віброударних систем. Щодо робіт, в яких досліджено віброударні машини для ущільнення бетонних сумішей, можна назвати [7–11 й інші]. В цих роботах визначаються параметри руху подібних систем за тих чи інших припущень. Найзагальнішими є припущення щодо моделі системи “вібромашина – оброблювальне середовище”, яка подається дискретною. У роботах [10, 11] виконано уточнення моделі, де запропоновано методика переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна – машина, континуальна – середовище) до суто дискретних з урахуванням хвильових явищ у бетонній суміші.

Формування мети статті. Метою статті є дослідження та встановлення ефективних зон стійкості та оцінка енергетичних характеристик для розроблення нових прогресивних машин.

Виклад основного матеріалу. Для теоретичних досліджень системи “вібротрамбівка – ґрунт” прийнята схема рис. 1, в яку входить середовище, що ущільнюється і виражене коефіцієнтами опору b_2 та жорсткості c_2 , вібротрамбівка, яка складається з трьох мас m_1, m_2, m_3 , з’єднаних пружними елементами жорсткістю c_1, c_2, c_3 , між масами m_1 і m_2 можливий удар через буфер жорсткістю c_6 та коефіцієнтом опору b_6 . Вібротрамбівка використовується як навісне обладнання до екскаватора, з’єднання вібротрамбівки зі стрілою екскаватора m_4 здійснюється за рахунок обладнання, котре має жорсткість c_6 та коефіцієнт опору b_6 . Будівельна суміш може ущільнюватись під дією двох складових: динамічної, яку створюють коливання із заданою частотою та амплітудою, та статичної, що виникає в результаті дії сил ваги трамбівки та гідравлічної сили F_{np} на стрілі екскаватора.

Отже, регулювання режимів процесу ущільнення може здійснюватись як за рахунок зміни динамічної дії (частота та амплітуда коливань), так і за рахунок зміни статичного тиску на ущільнюване середовище. В результаті поєднання таких дій можна досягти оптимальних режимів роботи на всіх стадіях ущільнення.

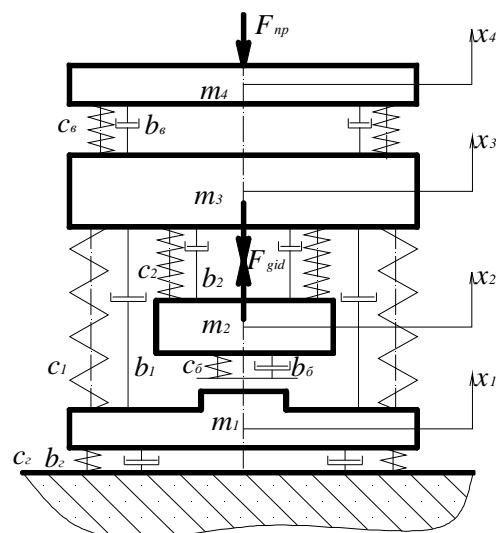


Рис. 1. Розрахункова схема системи “вібротрамбівка – ґрунт”

Для складання рівнянь руху системи скористаємось принципом Гамільтона [2, 3, 10], згідно з яким рух мас системи може здійснюватись за двох випадків:

1) рух без удару між масами m_1 і m_2 :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_2 \dot{x}_1 + c_2 x_2 &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) &= F_{zid}, \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_1(x_3 - x_1) + b_6(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_6(x_3 - x_4) &= -F_{zid}, \\ m_4 \ddot{x}_4 + b_6(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_6(x_4 - x_3) &= -F_{np}. \end{aligned} \quad (1)$$

2) рух, під час якого відбувається удар між масами m_1 і m_2 :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_6(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_6(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_2 \dot{x}_1 + c_2 x_2 &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) + b_6(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_6(x_2 - x_1) &= F_{zid}, \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_1(x_3 - x_1) + b_6(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_6(x_3 - x_4) &= -F_{zid}, \\ m_4 \ddot{x}_4 + b_6(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_6(x_4 - x_3) &= -F_{np}. \end{aligned} \quad (2)$$

де $F_{zid} = f(t)$ – змушувальна сила; $F_{np} = f(t)$ – притискальна сила на стрілі екскаватора.

Складність процесів, що відбуваються під час ущільнення будівельних сумішей, безумовно, утруднює розв’язання задач вибору та обґрунтування моделей ущільнювальних машин, а тим паче однозначну відповідь щодо режимів роботи таких машин. Методи розв’язання таких задач пов’язані з розв’язком диференціальних рівнянь, які лише для найпростіших динамічних систем мають аналітичний розв’язок, а в інших випадках розв’язку не існує або він надто громіздкий. Крім цього, аналітичний розв’язок таких рівнянь не завжди відображає реальні процеси і не дає можливості унаочнити процес ущільнення.

Для об’єктивного аналізу та вивчення стійкості динамічних систем у заданому режимі необхідний математичний апарат, орієнтований на вивчення процесів ущільнення будівельних сумішей вібраційними машинами. Варто використати еволюційний підхід, який передбачає аналіз роботи програми для найкраще вивченої, найпростішої одномасної динамічної системи (рис. 2, а) з подальшим ускладненням її (рис. 2, б – е).

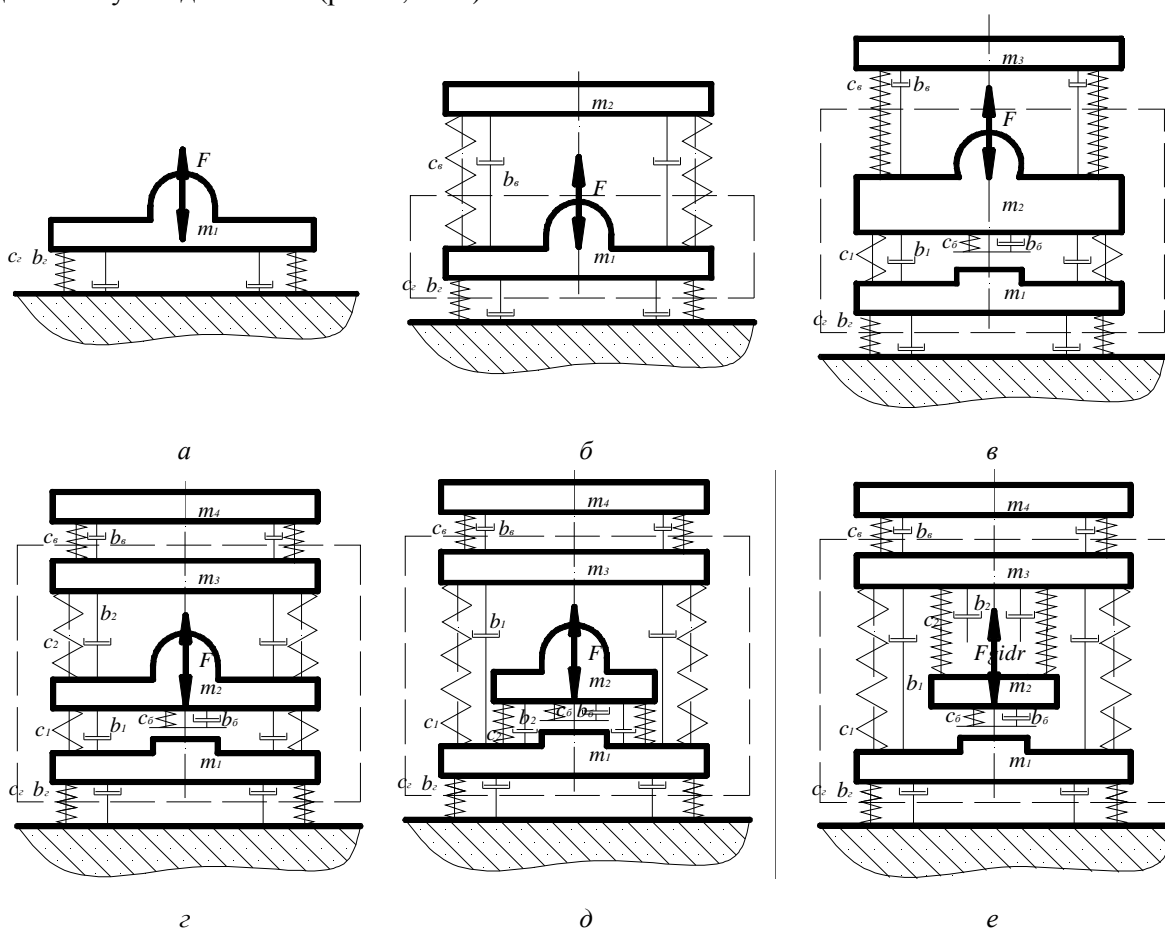


Рис. 2. Схеми вібраційних систем трамбовок:
а – одномасної; б – двомасної; в – тримасних; г-е – чотиримасних

Так був розроблений алгоритм розв’язання диференціальних рівнянь методом Рунге–Кутта 4-го порядку для наведених систем і на його основі створено програму для ЕОМ, яка дала можливість отримати числовий розв’язок таких рівнянь.

На наступному етапі було досліджено можливі варіанти конструктивного виконання навісної вібротрамбовки, віброзбудником може бути як відцентровий віброзбудник, так і гідравлічний циліндр. На рис. 3, 4 наведено віброграми та амплітудно-частотні характеристики для тримасної та чотиримасної вібраційних систем. У схемі (рис. 2, в) маси з’єднані послідовно одна з одною,

гідролічний збудник коливань розташований на масі ущільнювальної плити, між масами m_1 і m_2 можливий удар. Така схема є достатньо ефективною за рахунок реалізації віброударного режиму роботи. Але оскільки ми розглядаємо навісні вібротрамбовки, то приєднання до базової машини здійснюється через масу m_3 , тому необхідно її віброізулювати, а в цьому випадку маса m_3 (для схем рис. 2, в) є активною масою, тому її віброізоляція призведе до зниження ефективності виконання технологічного процесу.

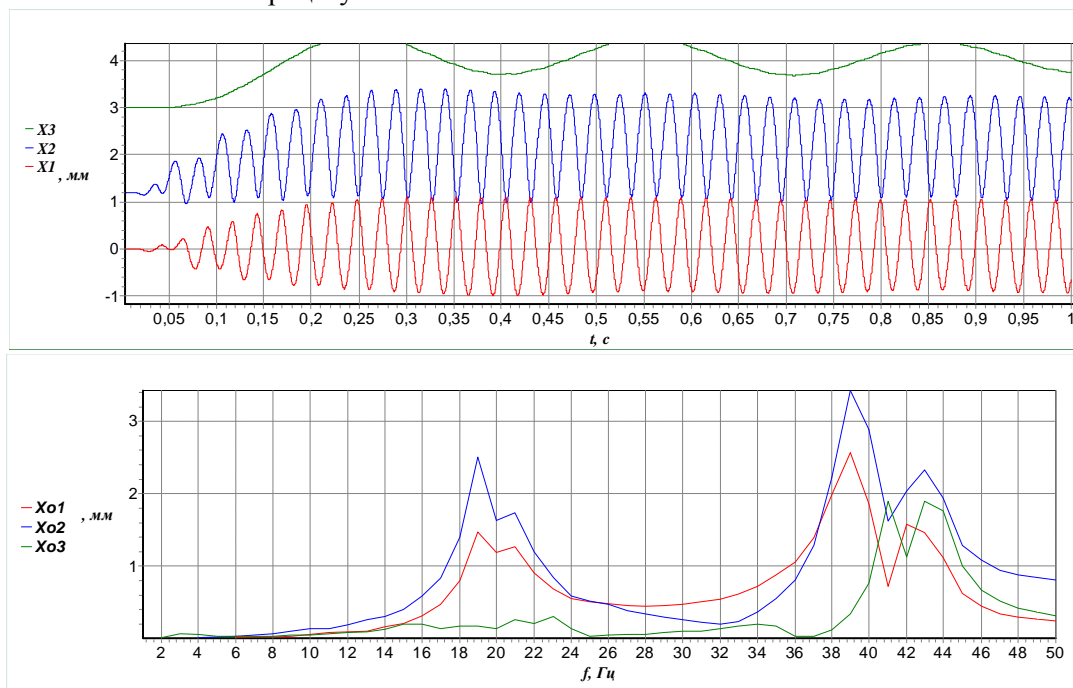


Рис. 3. Віброграма руху й амплітудно-частотна характеристика тримасної вібраційної системи (рис. 2, в)

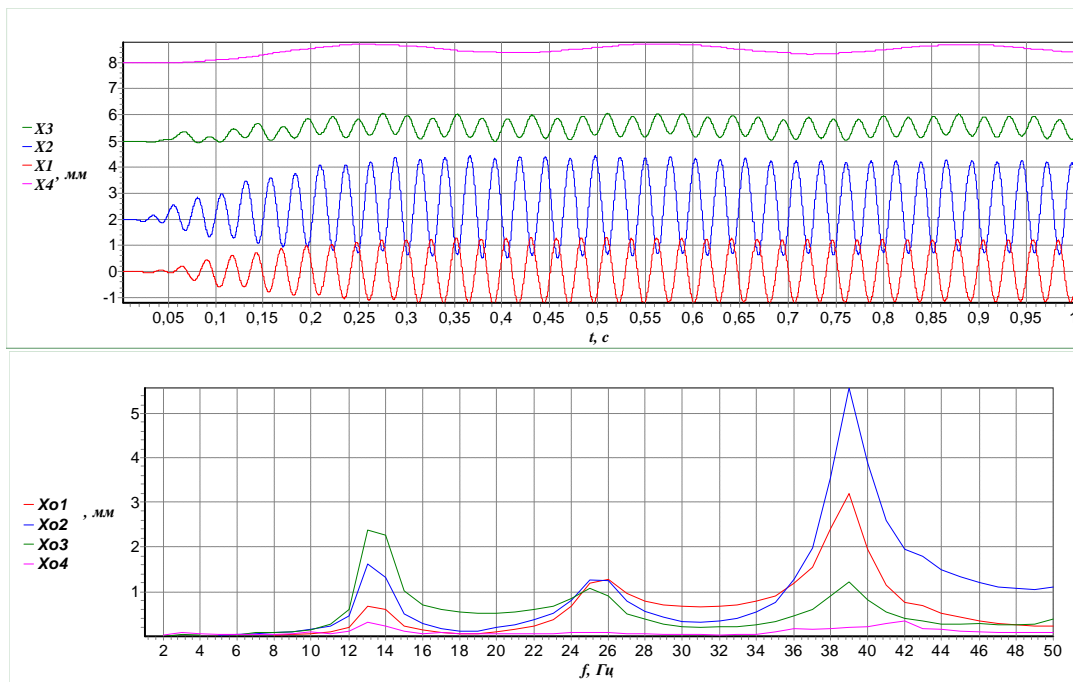


Рис. 4. Віброграма руху й амплітудно-частотна характеристика чотиримасної вібраційної системи (рис. 2, д)

Схема (див. рис. 2, г), на відміну від попередніх, має можливість віброізоляції маси m_4 , через яку здійснюється приєднання до базової машини, але за відсутністю пружних елементів, паралельно з'єднаних з вібробудником, не дасть змоги ефективно реалізувати режими, близькі до резонансу, а також забезпечити їхню стійкість.

Отже, запропоновано використати одну зі схем вібротрамбування (див. рис. 2, д, е).

Аналіз отриманих схем показав, що наявність двох паралельно розташованих пружних елементів дає змогу забезпечити декілька ефективних режимів роботи трамбівки та стійкість її роботи.

Висновки:

1. Виявлені зони ефективної дії параметрів і характеристик системи “машина–середовище” для забезпечення високої якості процесу ущільнення, в основу якого покладено ідею цілеспрямованого використання пружних характеристик загальної вібросистеми, що за всіх однакових умов ще дає і зменшення енергетичних витрат для деяких машин до 50 %.

2. Встановлено, що стійкість роботи вібротрамбівки можна реалізувати застосуванням запропонованої чотиримасової схеми.

1. Кобринский Е.А., Кобринский А.А. *Виброударные системы*. – М.: Наука, 1973. – 592 с. 2. Пановко Я.Г. *Основы прикладной теории колебаний и удара*. – М.: Машиностроение, 1976. – 320 с. 3. Бидерман В.Л. *Прикладная теория механических колебаний*. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с. 4. Рагульскене В.Л. *Виброударные системы*. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 320 с. 5. Тимошенко С.П., Янг Д.У., Уивер У. *Колебания в инженерном деле*. – М. – Машиностроение–Мир, 1991. – 369 с. 6. Закржевский М.В. *Колебания существенно-нелинейных механических систем*. – Рига: Зинатне, 1980. – 190 с. 7. Гусев Б.В., Деминов А.Д., Крюков Б.И. и др. *Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей*. – М.: Стройиздат, 1982. – 152 с. 8. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. *Вибрационные формовочные машины*. – Л.: Стройиздат, 1976. – 128 с. 9. Савинов О.А., Лавринович Е.Б. *Вибрационная техника уплотнения и формования бетонных смесей*. – Л.: Стройиздат, 1986. – 280 с. 10. Назаренко І.І. *Прикладні задачі теорії вібраційних систем – 2-ге вид.* – К.: Видавничий дім “Слово”, 2010. – 440 с.