

*І.І. Назаренко, д.т.н., проф., М.М. Ручинський, к.т.н., доц.,
А.Т. Свідерський, к.т.н., доц., О.П. Дєдов, асист.
Київський національний університет будівництва і архітектури*

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

У статті обґрунтовується підсилення коливань і передача додаткової енергії від робочого органа до оброблюваного середовища за рахунок управління рухом мас, що коливаються. Ефективність нових рішень доводиться аналітичним та експериментальним шляхом.

Ключові слова: тримасна ударно-вібраційна система, гідравлічна трамбівка, гідравлічний виконуючий механізм, ущільнення, будівельна суміш.

В статье обосновывается усиление колебаний и передача дополнительной энергии от рабочего органа к обрабатываемой среде за счет управления движением колеблющихся масс. Эффективность новых решений доказывается аналитическими и экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: трехмассная ударно-вибрационная система, гидравлическая трамбовка, гидравлический исполнительный механизм, уплотнение, строительная смесь.

Strengthening of vibrations is grounded in the article, transmission of additional energy managing motion of hesitating the masses to the processed environment a working organ. Efficiency of new decisions is well-proven in analytical and experimental researches.

Key words: three-masses percussion vibrated systems, hydraulic ram, executive mechanism, compression, building mixture.

Постановка проблеми. Ущільнення будівельних сумішей у стиснених умовах та важкодоступних місцях будівництва як і раніше залишається серйозною проблемою. Від якості ущільнення ґрунту залежить надійність та довговічність закінчених об'єктів, а надалі й витрати коштів на їх експлуатацію та ремонт.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Різноманітність ґрунтів та відмінність технологічних умов проведення ґрунтоущільнювальних робіт значно утруднює обґрунтування й вибір раціональної конструктивної схеми [1], перешкоджає створенню універсального та досконалого в усіх відношеннях обладнання.

Формулювання цілей статті. Саме тому створення нових будівельних, ущільнювальних машин та дослідження їх динаміки залишається актуальним і на сьогодні.

Виклад основного матеріалу. Для теоретичних досліджень системи «вібротрамбівка – ґрунт» прийнята схема рис. 1, яка включає середовище, що ущільнюється і виражене коефіцієнтами опору b_2 та жорсткості c_2 , вібротрамбівку, яка складається з трьох мас m_1, m_2, m_3 , з'єднаних між собою 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 і коефіцієнт опору b_6 .

Ущільнення будівельної суміші може відбуватись під дією двох складових: динамічної, яку створюють коливання із заданою частотою й амплітудою, та статичної, що виникає в результаті дії сил ваги трамбівки й гідравлічної сили F_{np} на стрілі екскаватора.

Таким чином, регулювання режимів процесу ущільнення може здійснюватись як за рахунок зміни динамічної дії (частота й амплітуда коливань), так і за рахунок зміни статичного тиску на середовище, що ущільнюється. У результаті поєднання таких дій передбачається отримання оптимальних режимів роботи на всіх стадіях ущільнення.

Для складання рівнянь руху системи скористаємось принципом Гамільтона [2, 4, 5, 6], відповідно до якого одержані рівняння руху мас системи, зображеної на рис. 1:

1) рух без удару між масами m_1 і m_2 :

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

2) рух, коли відбувається удар між масами m_1 та m_2 :

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

де $F_{zid} = f(t)$ – змушуюча сила;

$F_{np} = f(t)$ – притискна сила на стрілі екскаватора.

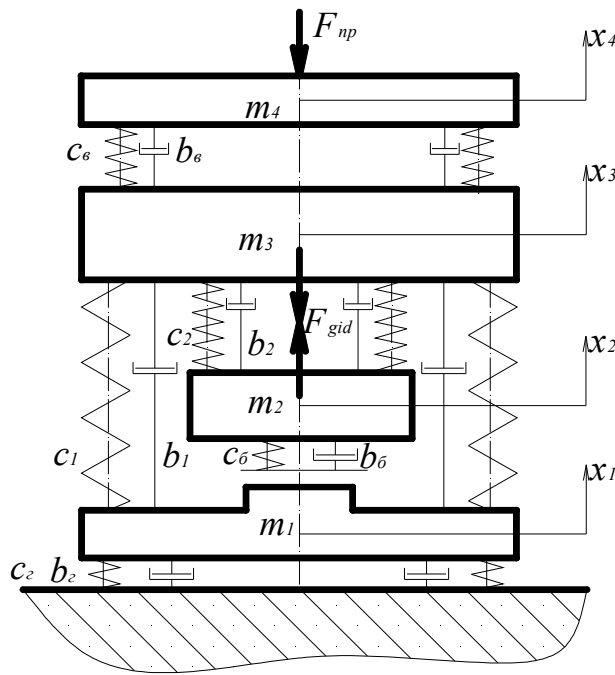


Рисунок 1 – Розрахункова схема системи «вібротрамбівка – ґрунт»

Забезпечення значної технологічності вібротрамбівок, як і інших віброущільнювальних машин, значною мірою залежить від фізичної та математичної моделей вібросистеми «трамбівка – ґрунт», яка адекватно відповідає реальним умовам робочого процесу. В роботі розглядаються дослідження моделей середовища з дискретними параметрами, в яких ураховані хвильові явища, тобто таке поєднання моделей робочої машини з дискретними параметрами та середовища з розподіленими дає змогу найбільш реально відобразити процеси, що відбуваються при ущільненні будівельних сумішей.

Складність таких процесів безумовно утрудняє 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 змоги наочно побачити картину процесу ущільнення.

Існує декілька методів наближеного розрахунку складних систем диференціальних рівнянь, покладених в основу сучасного програмного забезпечення для проектування будівельних конструкцій та машинобудування. Таке програмне забезпечення розраховане на користувача, метою якого є проектування машин чи конструкцій на рівні інженера або проектувальника, а тому не дає змоги проаналізувати розрахунок і внести корективи в його алгоритм, що, звичайно, обмежує можливості користувача як науковця.

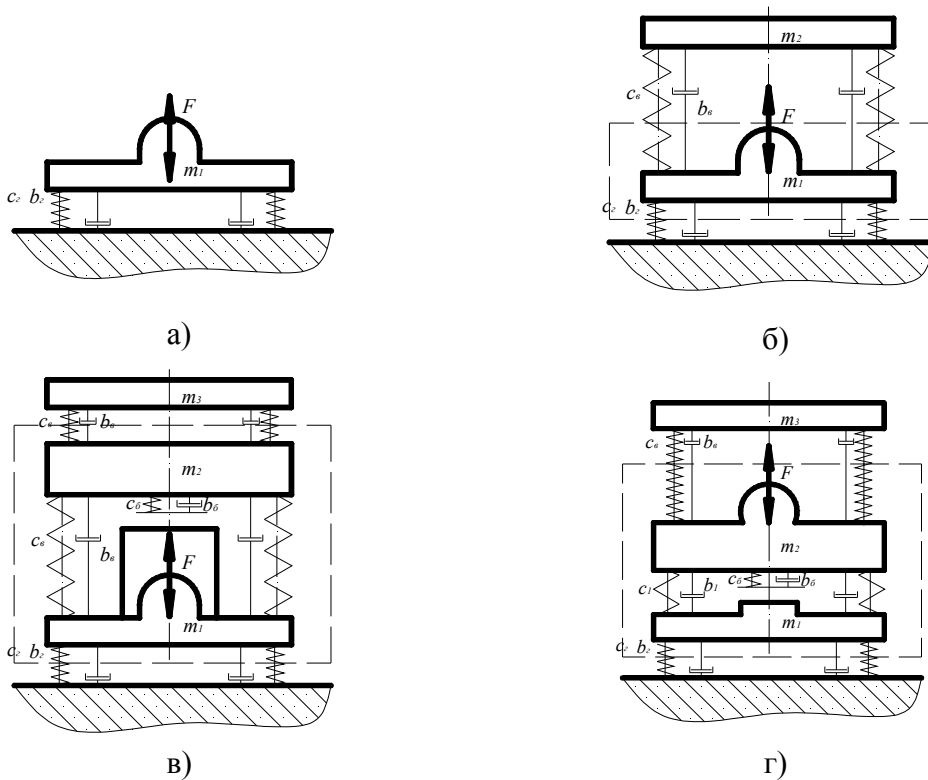
Для об’єктивного аналізу та вивчення динамічних систем необхідно мати математичний апарат, орієнтований на дослідження процесів при ущільненні будівельних сумішей вібраційними машинами. При цьому варто використати еволюційний підхід, який передбачає аналіз роботи програми для найбільш вивченої, найпростішої одномасової динамічної системи (рис. 2, а) з подальшим ускладненням її (рис. 2, б – ж).

Таким чином був розроблений алгоритм розв'язку диференціальних рівнянь методом Рунге – Кутта 4-го порядку для наведених систем і на його основі створена програма для ЕОМ. Використання цього методу передбачає низку переваг перед іншими:

- цей метод є одноступеневим та з одним кроком;
- потребує інформації лише про одну точку;
- має невелику похибку;
- значення функції обчислюється при кожному кроці.

Як виявилось, числовий метод розрахунку дає змогу отримати віброграми руху не лише у сталому режимі, а й у перехідних. Таким чином, не складає великих труднощів отримання віброграми для будь-якої частоти коливань системи у сталому режимі. На основі таких віброграм побудовано амплітудно-частотні характеристики для одно- та двомасової систем (див. рис. 2, а, б), які за якісними показниками цілком відповідають класичній теорії коливань для найбільш вивчених простих динамічних систем.

На наступному етапі досліджені можливі варіанти конструктивного виконання навісної вібротрамбівки, віброзбудником може бути як відцентровий віброзбудник, так і гідравлічний циліндр, що приводиться в рух за допомогою гідравлічного ротаційного розподільника золотникового типу.



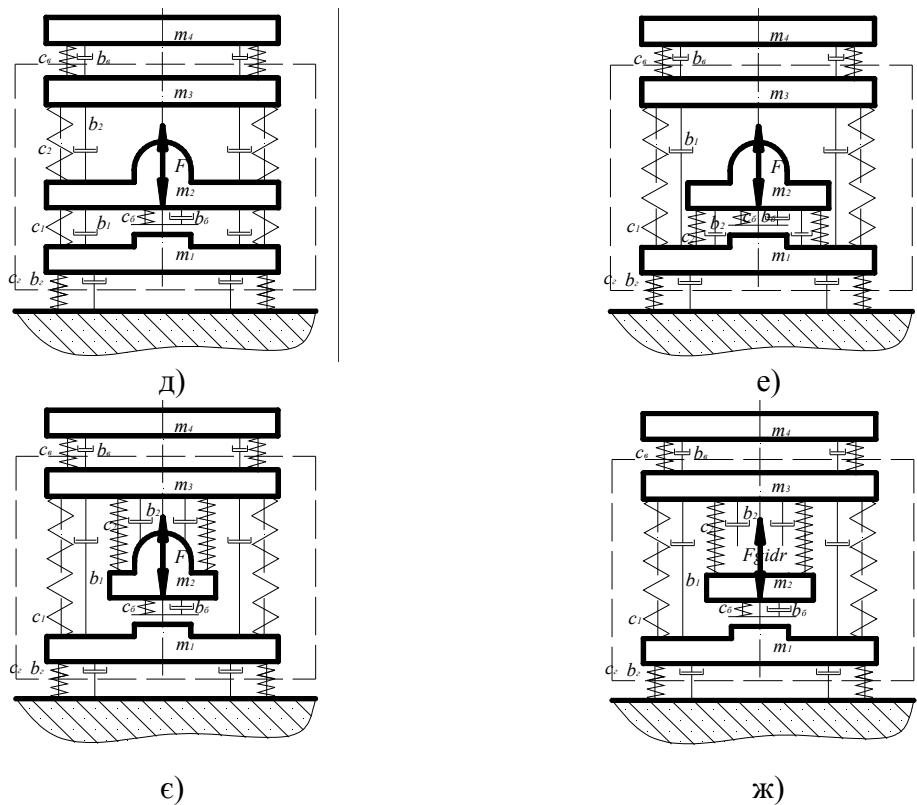
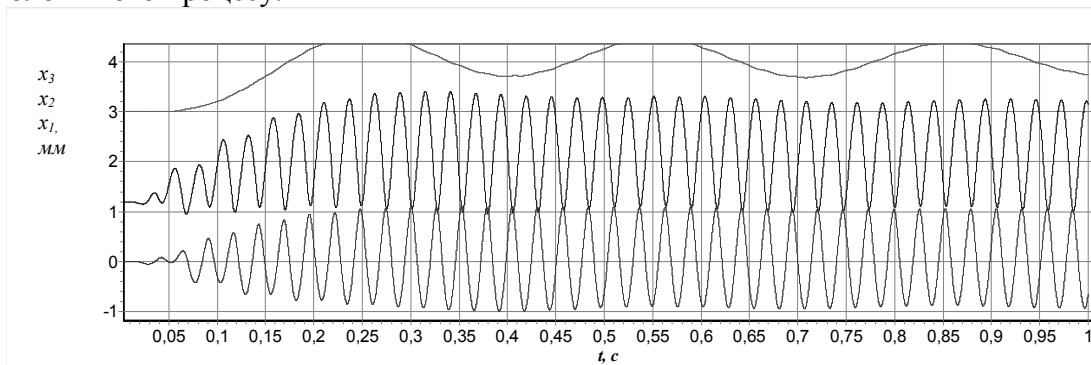


Рисунок 2 – Схеми вібраційних систем трамбівок:

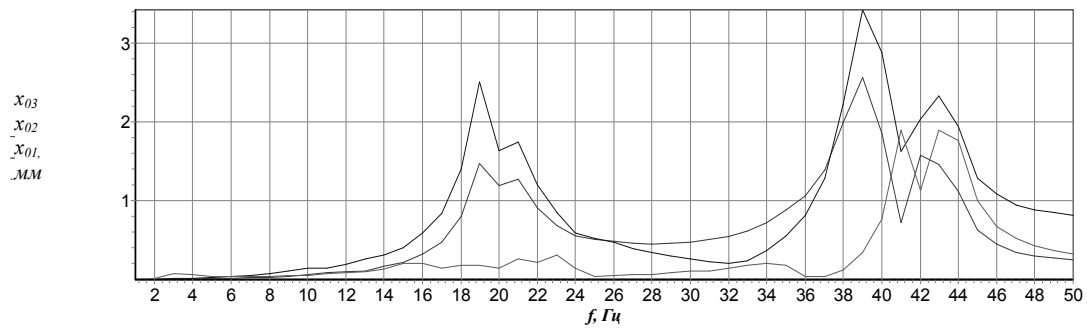
а) одномасової; б) двомасової; в, г) тримасових;

д – ж) чотиримасових

На рис. 3 наведені віброграма руху та амплітудно-частотна характеристика для тримасової вібраційної системи (рис. 2, в). У даній схемі маси з'єднані послідовно одна з одною, гідравлічний збудник коливань розташований на масі ущільнювальної плити, між масами m_1 і m_2 можливий удар. Така схема є достатньо ефективною при використанні відцентрового вібророзбудника, розміщеного на масі m_2 за рахунок реалізації віброударного режиму роботи. При використанні гідропривода він поєднує маси m_2 та m_3 і тим самим здійснює активні коливання, а оскільки розглядаємо вібротрамбівки навісні, то приєднання до базової машини здійснюється через масу m_3 , тому необхідно її віброізулювати, а в даному випадку маса m_3 (для схем рис. 2, в і г) є активною масою, тому її віброізуляція призведе до зниження ефективності виконання технологічного процесу.



а)

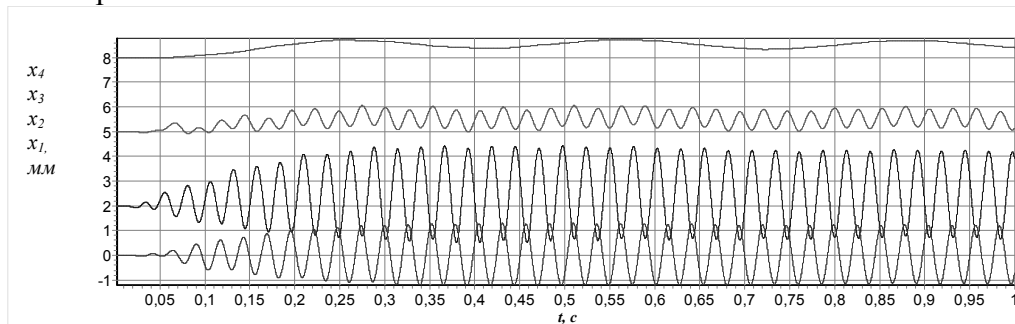


б)

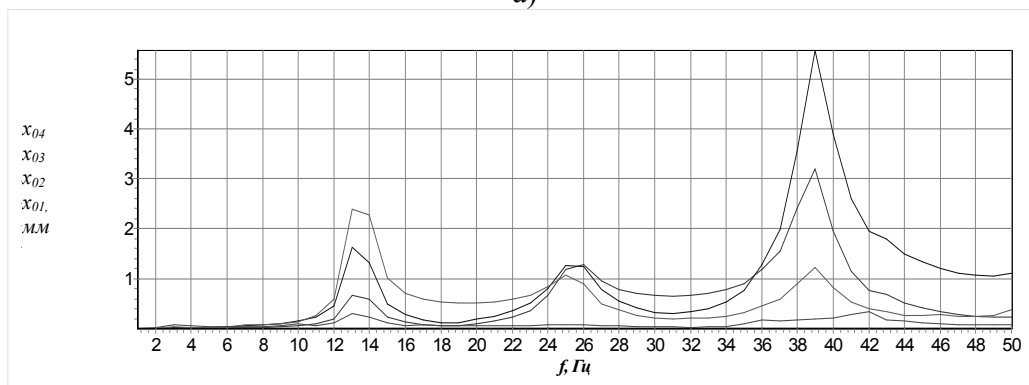
Рисунок 3 – Віброграма руху (а) й амплітудно-частотна характеристика (б) тримасової вібраційної системи (рис. 2, в)

Схема (рис. 2, д), на відміну від попередніх, має можливість віброізоляції маси m_4 , через яку здійснюється приєднання до базової машини, але за відсутності пружних елементів, паралельно з'єднаних із вібробудником, не дасть змоги ефективно реалізувати режими, близькі до резонансу.

Таким чином, для реалізації високоефективних режимів роботи, а саме: ударного, віброударного, полічастотного – необхідно використати більш складну схему вібротрамбівки (рис. 2, ж), віброграма руху та амплітудно-частотна характеристика якої зображені на рис. 4.



а)



б)

Рисунок 4 – Віброграма руху (а) й амплітудно-частотна характеристика (б) чотиримасової вібраційної системи (рис. 3, а)

Проведений аналіз отриманих схем показав, що наявність двох паралельно розташованих пружних елементів дає змогу отримати декілька ефективних режимів роботи трамбівки.

Режим роботи, коли маси m_1 і m_2 рухаються в одній фазі та перебувають у протифазі з масою m_3 , характеризується максимальним коливанням маси m_1 , але якщо взяти до уваги, що використано ударний режим, то рух мас, між якими відбудеться удар, повинен бути протифазним.

Режим руху відповідає умовам використання ударного режиму, коли маси m_1 і m_2 перебувають у протифазі. Таким чином, для розрахункової системи (рис. 1) при співвідношенні мас $m_3 / m_2 = 3$ [5, 7] виведені залежності для розрахунку жорсткостей c_1 та c_2 . Можна скористатись такими виразами:

$$c_2 = \frac{\omega_{pez}^2}{0,81} \frac{m_2 \cdot m_3}{m_2 + m_3}; \quad (3)$$

$$c_1 = 0,68 \omega_{pez}^2 \cdot M_{np} \cdot e^{0,047 M_{np}}, \quad (4)$$

$$\text{де } M_{np} = \frac{m_1 \cdot m_3}{m_1 + m_3}.$$

Висновки

1. Комп'ютерний експеримент дозволив встановити наступне:
 - визначені закономірності переміщень системи тримасової вібротрамбівки в режимах розгону, резонансу, сталого режиму та зупинки;
 - встановлено вплив параметрів середовища на рух вібротрамбівки.
2. При реалізації віброударного режиму на отриманих осцилограмах відмічено вплив вищих гармонік. Так, при частоті змушуючої сили, рівній 10 Гц, у коливаннях ущільнювальної плити чітко виявляється частота 30 Гц, а при частоті змушуючої сили, рівній 30 Гц, – 60 Гц відповідно.
3. Установлено суттєвий вплив конструктивних і технологічних параметрів на динаміку системи, що розглядається. Основний вплив на рух системи визначається співвідношенням масових та пружних характеристик.
4. Виявлені раціональні зони роботи вібротрамбівки. На рис. 2, б наведено режими руху, що відповідають умовам використання ударного режиму (маси m_1 і m_2 перебувають у протифазі), цим запропоновано новий принцип додаткового підсилення вібраційної дії на середовище реалізацією синфазного руху двох мас трамбівки.
5. Проведені досліді підтвердили робочу гіпотезу про можливість реалізації режимів, при яких верхня маса трамбівки буде передавати енергію до середовища.
6. Отримано залежності основних параметрів, використання яких забезпечує ефективність робочого процесу ущільнення ґрунтів. Так, для досліджуваної системи при співвідношенні мас $m_1:m_2:m_3$ – 1:1:3 та коефіцієнтах жорсткості (16, 17) забезпечується протифазний рух мас m_3 і m_2 , при цьому амплітуда коливань ущільнювальної плити в зоні резонансу складає 2,4 – 3,0мм.

ЛІТЕРАТУРА

1. 1. Кустарев Г.В. Анализ исследований в области уплотнения дорожно-строительных материалов / Г.В. Кустарев [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://sdm.str-t.ru/publics/26/>
2. 2. Биркгоф Дж. Д. Динамические системы / Дж. Д. Биркгоф. – Ижевск: Удмуртский университет, 1999. – 408 с.
3. 3. Дедов О.П. / Математична модель та визначення параметрів руху вібротрамбівки для ущільнення ґрунтів / О.П. Дедов // Київ: гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2006. – № 68. – С. 41 – 46.
4. 4. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний / Л.И. Мандельштам. – М., 1972. – 470 с.
5. 5. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів / І.І. Назаренко. – К.: Віпол, 1999. – 486 с.
6. 6. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем / І.І. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
7. 7. Свідерський А.Т. Визначення конструктивних параметрів тримасової трамбівки / А.Т. Свідерський, О.П. Дедов. –Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 2009. – Вип. 23, Т. 2. – С. 119–127.

Надійшла до редакції 03.02.2010 р.

© І.І. Назаренко, М.М. Ручинський, А.Т. Свідерський, О.П. Дедов