

УДК 621.3:666.97.033.16
DOI [https://doi.org/10.15589/znп2026.1\(503\).1.30](https://doi.org/10.15589/znп2026.1(503).1.30)

FREQUENCY RESPONSE ANALYSIS OF AN ELECTROMAGNETICALLY DRIVEN VIBRATORY MACHINE FOR VARIABLE-FREQUENCY CONCRETE COMPACTION

ДОСЛІДЖЕННЯ ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРОМАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ РІЗНОЧАСТОТНОГО УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Artem V. Syrovatka
12656226@nuos.edu.ua
ORCID: 0009-0003-0804-0381

А. В. Сироватка,
аспірант

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. *Purpose.* Investigation of the frequency response of an electromagnetically driven vibratory machine for multi-frequency compaction of concrete mixtures through discrete switching of vibration absorber masses and determination of the parameters that ensure the required oscillation amplitudes of the working body in both resonant modes. *Method.* Based on the systems of differential equations of the two-mass vibration platform with a dynamic vibration absorber motion, reduced to matrix form, the complex amplitude method has been applied to analyze steady-state forced oscillations. Two system configurations have been considered: with electromagnetically connected moving masses of the vibration absorber (three degrees of freedom) and with disconnected masses (four degrees of freedom). The base system parameters have been selected according to the vibration table design to be used in experimental studies. *Results.* The vibration absorber parameters have been selected to provide an operating resonance at the frequency of 50 Hz with connected masses and at 90 Hz with disconnected masses. Amplitude-frequency response of all system masses have been obtained for both operating modes. It has been established that in both modes, the working body and the intermediate mass oscillate in antiphase, ensuring a near-resonance character of the oscillations. Disconnection of the vibration absorber masses causes a shift of the second resonance from 50 Hz to 30 Hz and the appearance of a third resonance at 90 Hz. *Scientific novelty.* A mathematical model of the oscillatory system of a vibratory machine with discrete switching of vibration absorber masses by means of an electromagnetic latch control has been developed, which allows changing the resonant frequency of the mechanical system for the implementation of multi-frequency compaction of concrete mixtures with sequential impact on different aggregate fractions while maintaining the near-resonance operating mode. *Practical significance.* The obtained results and calculation algorithms can be used by design organizations in the development of new vibration equipment and modernization of existing vibration platforms to provide a dual-frequency compaction mode while maintaining high energy efficiency of the electromagnetic drive system.

Key words: vibratory machine; controlled electric drive system; electromagnetic device; multi-frequency compaction of mixture; mathematical and simulation modeling; frequency response.

Анотація. *Мета.* Дослідження частотних характеристик вібраційної машини з електромагнітним приводом для різночастотного ущільнення бетонних сумішей шляхом дискретного перемикання мас віброгасника та визначення параметрів, що забезпечують необхідні амплітуди коливань робочого органа в обох резонансних режимах. *Методика.* На основі систем диференціальних рівнянь руху двомасової вібраційної платформи з динамічним віброгасником, зведених до матричної форми, застосовано метод комплексних амплітуд для аналізу усталених вимушених коливань. Розглянуто дві конфігурації системи: із електромагнітно з'єднаними рухомими масами віброгасника (три ступені вільності) та з роз'єднаними масами (чотири ступені вільності). Базові параметри системи обрано відповідно до конструкції вібростолу, що використовуватиметься в експериментальних дослідженнях. *Результати.* Підібрано параметри віброгасника, що забезпечують робочий резонанс на частоті 50 Гц при з'єднаних масах та на частоті 90 Гц при роз'єднаних. Отримано амплітудно-частотні характеристики усіх мас системи для обох режимів. Встановлено, що в обох режимах робочий орган та проміжна маса коливаються у протифазі, забезпечуючи білярезонансний характер коливань. Роз'єднання мас віброгасника призво-

дить до зсуву другого резонансу з 50 Гц на 30 Гц та появи третього резонансу на частоті 90 Гц. *Наукова новизна.* Розроблено математичну модель коливальної системи вібраційної машини з дискретним перемиканням мас віброгасника шляхом керування електромагнітним замикачем, що дозволяє змінювати резонансну частоту механічної системи для реалізації різночастотного ущільнення бетонних сумішей з послідовним впливом на різні фракції заповнювача при збереженні білярезонансного режиму роботи. *Практична значимість.* Отримані результати та алгоритми розрахунку можуть бути використані проектними організаціями при розробці нового вібраційного обладнання та модернізації існуючих віброплощадок для забезпечення двочастотного режиму ущільнення при збереженні високої енергоефективності електромагнітного привода.

Ключові слова: вібраційна машина; керований електропривод; електромагнітний пристрій; різночастотне ущільнення суміші; математичне та імітаційне моделювання; частотні характеристики.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Якість бетонних виробів, отриманих методом віброущільнення, визначається параметрами вібраційного впливу – частотою, амплітудою та їх зміною протягом циклу формування [1]. Бетонна суміш є полідисперсною системою, фракції заповнювача якої мають різні резонансні частоти, тому моночастотне вібрування не забезпечує одночасної активації усіх фракцій [2, 3]. Різночастотні режими ущільнення дозволяють знизити пористість та підвищити міцність виробів [4, 5], але потребують приводів із можливістю оперативної зміни частоти коливань. Керований електромагнітний привод забезпечує незалежне регулювання частоти та амплітуди без механічного переналаштування і роботу в енергоефективному білярезонансному режимі [6, 7]. Доповнення такого привода системою перемикальних мас дає змогу дискретно змінювати резонансну частоту механічної системи. Розроблення моделі двочастотної резонансної вібраційної машини з оптимізацією параметрів коливальної системи під реологічні властивості бетонних сумішей та конструктивні характеристики існуючих віброплощадок є актуальною задачею, що відкриває можливість як створення нового обладнання, так і модернізації діючого.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Процеси у свіжому бетоні при вібрації досліджуються сучасними числовими методами: моделювання методом дискретних елементів [8] та моделювання потоку суміші з урахуванням ущільнення [9] дозволяють прогнозувати розподіл щільності у формі. Встановлено, що для надвисокоміцних бетонів вібраційне перемішування забезпечує приріст міцності на стиск до 10,5% [4], а при ущільненні ковзнопалубкового бетону макропористість знижується до значень менших за 0,3% при оптимальних параметрах вібрування [10].

Енергоефективність електромагнітного привода у резонансному режимі підтверджується дослідженнями вібраційних конвеєрів, де при переході до резонансу споживана потужність знижується в декілька разів [6]. У білярезонансних режимах коефіцієнти динамічності забезпечують підсилення амплітуд коливань мас у 5–8 разів [11], а модернізація двомасових систем у тримасові міжрезонансні дозволяє

знизити необхідну збурювальну силу у 4 рази [12]. Реалізація двочастотних резонансних режимів з імпульсним електромагнітним приводом описана в [7]. Дослідження ударно-вібраційних машин підтвердило можливість забезпечення стабільного багаточастотного режиму руху при ущільненні будівельних сумішей [13].

Концепція дискретної зміни резонансної частоти перемиканням мас досліджується у суміжних галузях: застосування електроперманентних магнітів для перемикання ступенів свободи лінійного осцилятора [14], двочастотні електромагнітні збирачі енергії вібрації [15], напівактивна ізоляція з послідовною перемикальною жорсткістю [16]. Запатентовано конструкцію двочастотного резонансного вібромайданчика для ущільнення бетонних виробів [17].

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

У патенті [18] описано метод поетапного вібрування бетону із збільшенням частоти відповідно до зростання власної частоти ущільнюваного шару, однак він використовує магнітострикційний привод зі зворотним зв'язком і не передбачає дискретного перемикання резонансної частоти механічної системи. Магнітореологічні системи забезпечують плавне регулювання жорсткості, але потребують постійних витрат енергії на підтримання магнітного поля [19]. Електромагнітні приводи з адаптивною компенсацією [20] дозволяють змінювати параметри системи, але не розглядаються в контексті вібраційних машин для ущільнення бетону.

Існуючі дослідження двочастотних резонансних вібромашин [7, 17] розглядають переважно системи з кратними частотами збуджувачів, де полічастотний вплив формується суперпозицією гармонік. Математичні моделі коливальних систем з дискретним перемиканням мас для зміни резонансної частоти у вібраційних машинах для ущільнення бетону в літературі не представлені. Відсутні також дослідження частотних характеристик таких систем з урахуванням різних конфігурацій віброгасника та їх відповідності технологічним вимогам віброущільнення.

Метою дослідження є побудова математичної моделі коливальної системи вібраційної машини зі змінною резонансною частотою та дослідження її

частотних характеристик при дискретному перемиканні мас віброгасника для обґрунтування параметрів двочастотного віброущільнення бетонних сумішей.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ

ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єкт дослідження – вібраційна машина з керованим електромагнітним приводом для двочастотного ущільнення бетонних сумішей.

Предмет дослідження – частотні характеристики коливальної системи зі змінною резонансною частотою при дискретному перемиканні мас віброгасника.

Методи дослідження – аналіз, математичне моделювання, метод комплексних амплітуд.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Математична модель коливальної системи зі змінною резонансною частотою. Розглядається двомасова вібраційна платформа з динамічним віброгасником, резонансна частота якого може дискретно змінюватися шляхом електромагнітного з'єднання або роз'єднання частин його рухомої маси (рис. 1).

На схемі позначено:

m_0 – маса робочого органа з масою плити, якорями електромагнітів та приєднаною масою бетонної суміші;

m_1 – проміжна маса, що включає підставку з осердями та обмотками електромагнітів і нерухому частину віброгасника;

m_2, m_2 – маси двох частин рухомої частини віброгасника, між якими розташований електромагнітний замикач.

Принцип зміни резонансної частоти полягає у керуванні станом електромагнітного замикача. При увімкненому замикачі маси m_2 та m_2 жорстко з'єднані

і коливаються як єдине ціле з сумарною масою $m_2 = m_2 + m_2$; система відповідно має три ступені вільності. При вимиканні замикача маси роз'єднуються і коливаються незалежно одна від одної на власних пружних підвісах c_1 та c_2 , приєднаних до проміжної маси m_1 , – система набуває чотирьох ступенів вільності. Рух системи при увімкненому замикачі описується системою рівнянь (1):

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + (b_0 + b_1) \dot{x}_0 - b_1 \dot{x}_1 + (c_0 + c_1) x_0 - c_1 x_1 = F_e; \\ m_1 \ddot{x}_1 - b_1 \dot{x}_0 + (b_0 + b_1) \dot{x}_1 - b_2 \dot{x}_2 - c_1 x_0 + (c_1 + c_2) x_1 - c_2 x_2 = -F_e; \\ (m_2 + m_2) \ddot{x}_2 - b_2 \dot{x}_1 + b_2 \dot{x}_2 - c_2 x_1 + c_2 x_2 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де x_0, x_1, x_2 – узагальнені координати переміщень відповідних мас; c_0, c_1, c_2 – жорсткості пружних елементів; b_0, b_1, b_2 – коефіцієнти в'язкого демпфування; F_e – збуджувальна сила електромагнітного вібратора.

При вимкненому замикачі третє рівняння системи (1) замінюється двома рівняннями:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + b_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Для аналізу усталених вимушених коливань застосовано метод комплексних амплітуд. При гармонічному збудженні з частотою ω система (1) або (1), (2) зводиться до матричної форми:

$$A(\omega) X(\omega) = F, \quad (3)$$

де $A(\omega)$ – матриця коефіцієнтів системи; $X(\omega)$ – вектор комплексних амплітуд переміщень; F – вектор комплексних амплітуд збуджувальних сил.

Розв'язок системи (3) дає амплітудно-частотні характеристики усіх мас системи:

$$X(\omega) = A^{-1}(\omega) F. \quad (4)$$

Вираз (4) використовуватимемо для підбору параметрів віброгасника таким чином, щоб резонансні частоти

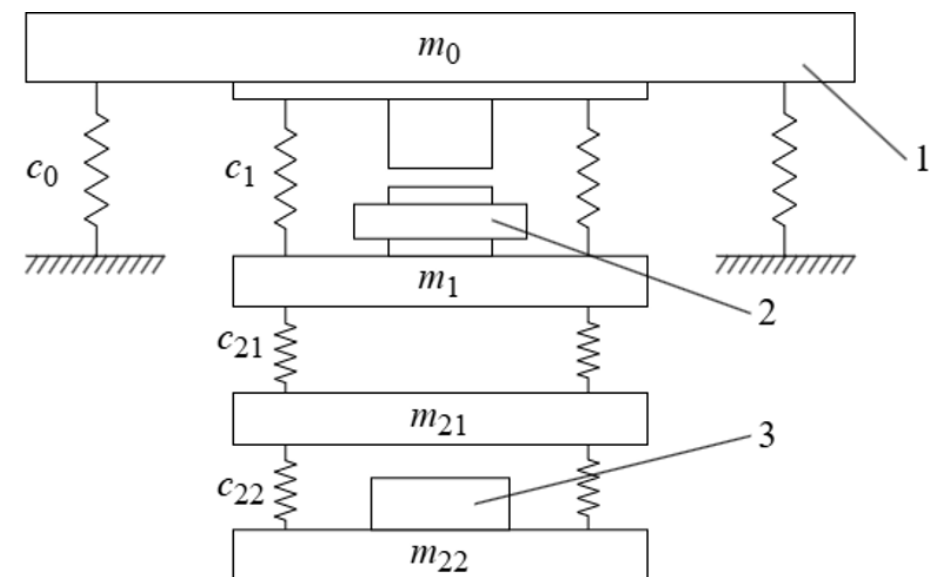


Рис. 1. Загальна схема вібраційної установки зі змінною резонансною частотою:

- 1 – робочий орган;
- 2 – електромагнітний вібратор;
- 3 – динамічний віброгасник.

та амплітуди коливань робочого органа відповідали оптимальним параметрам віброуцільнення бетонної суміші.

Параметри коливальної системи та підбір характеристик віброгасника. Базові параметри системи обрані відповідно до конструкції вібростола, що використаний в експериментальних дослідженнях (табл. 1).

Результати розрахунку частотних характеристик. За допомогою обчислювальної програми, складеної на основі рівнянь (1) – (4), розраховано АЧХ коливальної системи для двох режимів роботи та підібрано параметри віброгасника (табл. 2) таким

чином, щоб отримати другий резонанс на частоті 50 Гц при з'єднаних масах і третій резонанс на частоті 90 Гц при роз'єднаних, з амплітудами коливань робочого органа, що відповідають вимогам технологічного процесу віброуцільнення.

На рис. 2, 3 наведені отримані графіки АЧХ вібраційних переміщень при з'єднаних і при роз'єднаних рухомих масах.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

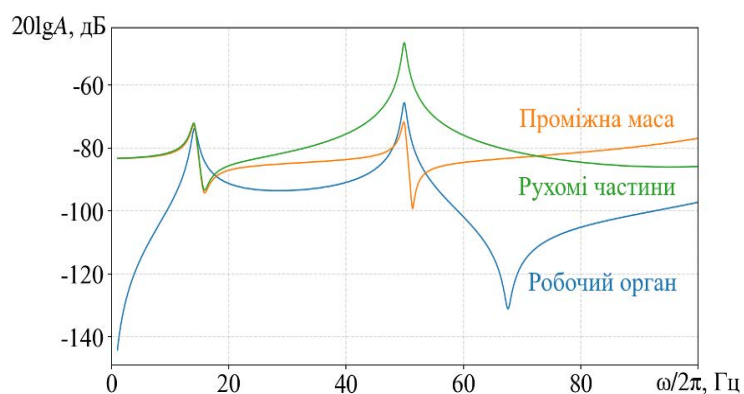
Режим із з'єднаними масами (замикач увімкнено). АЧХ вібраційних переміщень при з'єднаних

Таблиця 1

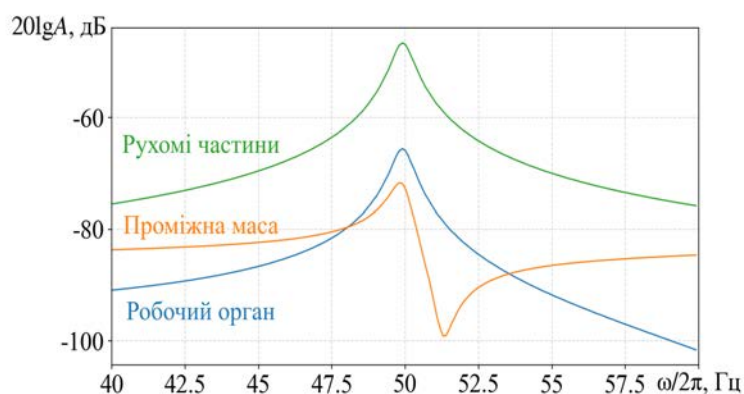
Параметр	Значення
Маса робочого органа m_0	149 кг
Проміжна маса m_1	19 кг
Жорсткість основного підвісу c_0	$1,45 \cdot 10^6$ Н/м
Жорсткість проміжного підвісу c_1	$8,96 \cdot 10^6$ Н/м
Коефіцієнт втрат b_0	1044 Н·с/м
Коефіцієнт втрат b_1	610 Н·с/м

Таблиця 2

Параметр	Значення
Маса рухомої частини m_2	5 кг
Маса рухомої частини m_3	9 кг
Жорсткість підвісу c_2	$1,45 \cdot 10^6$ Н/м
Жорсткість зв'язку між масами c_3	$4,10 \cdot 10^5$ Н/м
Коефіцієнт втрат b_2	43,6 Н·с/м
Коефіцієнт втрат b_3	12,29 Н·с/м



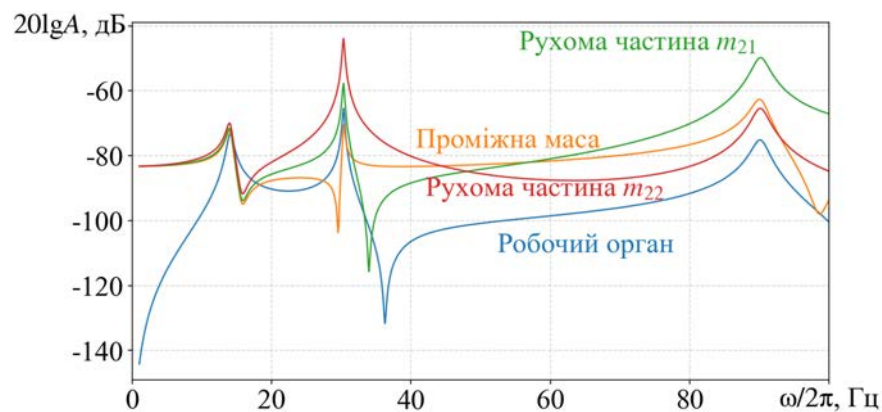
а



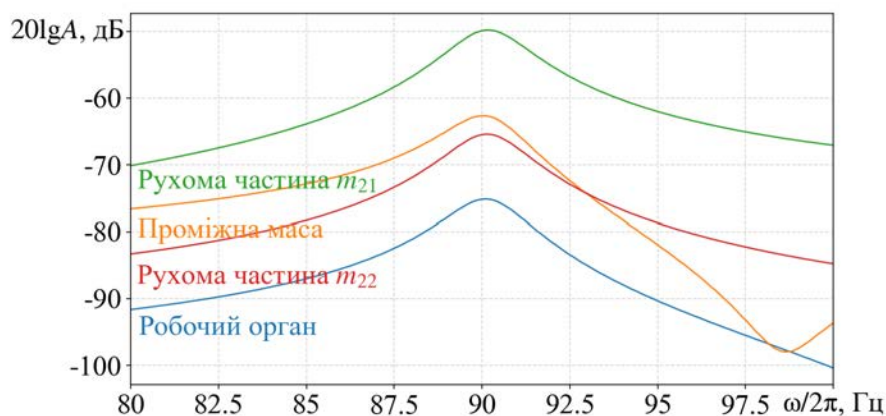
б

Рис. 2. АЧХ системи із замкненою рухомою частиною:

- а) в діапазоні 0 – 100 Гц;
б) навколо другої резонансної частоти



а



б

Рис. 3. АЧХ системи із замкненою рухомою частиною:

а) в діапазоні 0 – 100 Гц;
б) навколо другої резонансної частоти

Таблиця 3

Параметр	Замикач увімкнено	Замикач вимкнено
Робоча частота, Гц	50	90
Амплітуда коливань робочого органа x_0 , мм	0,5	0,2
Амплітуда коливань проміжної маси x_1 мм	0,23	0,83
Амплітуда відносних коливань $x_0 - x_1$, мм	0,73	1,04

рухомих масах наведені на рис. 2. Другий резонанс, що припадає на частоту близько 50 Гц. Проміжна маса m_1 на цій частоті коливається з амплітудою, що перевищує амплітуду робочого органа, забезпечуючи необхідний відносний рух магнітопроводів електромагнітного вібратора.

Режим із роз'єднаними масами (замикач вимкнено). АЧХ для роз'єднаних рухомих мас представлені на рис. 3. Роз'єднання мас віброгасника призводить до зсуву другого резонансу з 50 Гц на 30 Гц,

а третього резонансу – на 90 Гц. Кожна з мас m_1 та m_2 має власний характер коливань: маса m_1 , безпосередньо з'єднана з проміжною масою, коливається з більшою амплітудою, ніж маса m_2 , приєднана через додаткову пружну ланку. Розраховані робочі параметри системи у двох режимах зведено в табл. 3.

Аналіз відносних амплітуд та поведінки елементів системи. Для проектування електромагнітного привода ключовим є аналіз відносного переміщення $x_0 - x_1$, що визначає зміну повітряного проміжку між якорем та осердям електромагнітного вібратора. На частоті другого резонансу робочий орган та проміжна маса коливаються у протифазі, що забезпечує максимальну відносну амплітуду (0,73 мм при 50 Гц) при менших абсолютних переміщеннях мас. Це є характерною ознакою білярезонансного режиму, який забезпечує високу енергоефективність привода.

При переході до режиму з роз'єднаними масами (90 Гц) протифазний характер коливань мас m_1 та m_2 зберігається зі збільшенням відносної амплітуди до 1,04 мм.

ВИСНОВКИ

Зміна конфігурації віброгасника шляхом електромагнітного з'єднання або роз'єднання його мас дозволяє дискретно перемикаючи робочу частоту системи з 50 Гц на 90 Гц. В обох режимах забезпечується біларезонансний характер коливань з протифазним рухом мас робочого органа та проміжної маси, що створює передумови для реалізації різночастотного ущільнення бетонних сумішей з послідовним впливом на різні фракції заповнювача при збереженні високої енергоефективності електромагнітного привода.

Для раціонального вибору механічних параметрів коливальної системи – рухомих мас віброгасника та жорсткостей їх з'єднань – потрібно враховувати не тільки необхідні резонансні частоти, а ще й обмеження амплітуди відносних переміщень робочого органа і проміжної маси, що відповідає амплітуді зміни повітряного проміжку вібраційного електромагніта. Це відкриває напрям для подальших досліджень – дослідження енергетичних характеристик привода в двох режимах роботи з метою оптимізації параметрів механічної системи за критерієм енергоефективності.

REFERENCES

- [1] Maslov, O. H., Itkin, O. P., & Salenko, Yu. S. (2014). Vibratsiini mashyny dlia pryhotuvannia i ushchilnennia betonnykh sumishei [Vibration machines for preparation and compaction of concrete mixes]. PB Charbatykh, Kremenchuk, Ukraine.
- [2] Koch, J. A., Castaneda, D. I., Ewoldt, R. H., & Lange, D. A. (2019). Vibration of fresh concrete understood through the paradigm of granular physics. *Cement and Concrete Research*, vol. 115, pp. 31–42. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2018.09.005>
- [3] Li, Z., & Cao, G. (2019). Rheological behaviors and model of fresh concrete in vibrated state. *Cement and Concrete Research*, vol. 120, pp. 217–226. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2019.03.020>
- [4] Zheng, Y., Zhou, X., Huang, Y., Min, H., Luo, H., Chen, Y., & Li, W. (2022). Study on performance improvement of ultra-high-performance concrete by vibration mixing. *Construction and Building Materials*, vol. 327, 126823. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2022.126823>
- [5] Liu, J., An, M., Huang, L., Wang, Y., & Han, S. (2023). Influence of vibrating compaction time on the strength and microstructure of ultra-high-performance concrete. *Construction and Building Materials*, vol. 409, 133584. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2023.133584>
- [6] Despotovic, Z., & Ribic, A. (2012). The increasing energy efficiency of the vibratory conveying drives with electromagnetic excitation. *International Journal of Electrical and Power Engineering*, no. 6 (1), pp. 38–42. Retrieved from: <https://doi.org/10.36478/ijepe.2012.38.42>
- [7] Gursky, V. M., Kuzio, I. V., Lanets, O. S., Kisala, P., Tolegenova, A., & Syzdykpayeva, A. (2019). Implementation of dual-frequency resonant vibratory machines with pulsed electromagnetic drive. *Przegląd Elektrotechniczny*, no. 95 (4), pp. 41–46. Retrieved from: <https://doi.org/10.15199/48.2019.04.08>
- [8] Yan, W., Cui, W., & Song, H. (2022). DEM study on the response of fresh concrete under vibration. *Granular Matter*, no. 24 (1), 37. Retrieved from: <https://doi.org/10.1007/s10035-021-01196-5>
- [9] Shin, T. Y., & Kim, J. H. (2023). Flow simulation of fresh concrete accounting for vibrating compaction. *Cement and Concrete Research*, vol. 173, 107300. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2023.107300>
- [10] Chai, M., Hu, C., & Cheng, M. (2023). Study on the effect of vibrating process on the compactness of slipform concrete. *Applied Sciences*, no. 13 (14), 8421. Retrieved from: <https://doi.org/10.3390/app13148421>
- [11] Kuzio, I. V., Lanets, O. S., & Hurskyi, V. M. (2013). Syntez nyzkochastotnykh rezonansnykh vibratsiinykh mashyn z aeroinertsiiynym zburenniam [Synthesis of low-frequency resonant vibration machines with aero-inertial excitation]. *Naukovyi visnyk NHU*, no. 2, pp. 37–45.
- [12] Kolodiy, I., Lanets, O., Maistruk, P., Derevenko, I., Nazar, I., & Khomych, I. (2025). Modernization of the electromagnetic vibration stand for testing aviation industry products. *Vibroengineering Procedia*, vol. 59. Retrieved from: <https://doi.org/10.21595/vp.2025.25065>
- [13] Basarab, V. A. (2020). Study of the dynamical parameters of vibration machine for compaction of construction mixes. *International Applied Mechanics*, no. 56 (6), pp. 750–761. Retrieved from: <https://doi.org/10.1007/s10778-021-01052-y>
- [14] Kato, M., & Kitayama, F. (2023). Switchable frequency response based on electropermanent magnet actuator for wide-range operation of electromagnetic devices. *IEEE Transactions on Magnetics*, no. 59 (11), pp. 1–5. Retrieved from: <https://doi.org/10.1109/TMAG.2023.3301630>
- [15] Feng, Z., Peng, H., & Chen, Y. (2021). A dual resonance electromagnetic vibration energy harvester for wide harvested frequency range with enhanced output power. *Energies*, no. 14 (22), 7675. Retrieved from: <https://doi.org/10.3390/en14227675>
- [16] Min, C., Dahlmann, M., & Sattel, T. (2019). A semi-active shock isolation concept with a serial-stiffness-switch system. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 445, pp. 117–131. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.01.007>
- [17] Salenko, Yu. S., Maslov, O. H., Vakulenko, R. A., & Mykytiuk, Ya. L. (2024). Dvochastotna rezonansna vibroploshchadka dlia ushchilnennia betonnykh vyrobiv [Dual-frequency resonant vibratory platform for compaction of concrete products]. *Ukrainian Patent No. 155590*.
- [18] Wienecke, J. (1996). Method of staged resonant frequency vibration of concrete. U.S. Patent No. 5,520,862. U.S. Patent and Trademark Office.
- [19] Leng, D., Zhu, Z., Xu, K., Li, Y., & Liu, G. (2021). Vibration control of jacket offshore platform through magnetorheological elastomer (MRE) based isolation system. *Applied Ocean Research*, vol. 114, 102779. Retrieved from: <https://doi.org/10.1016/j.apor.2021.102779>
- [20] Pechhacker, A., Wertjan, D., Csencsics, E., & Schitter, G. (2024). Integrated electromagnetic actuator with adaptable zero power gravity compensation. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, no. 71 (5), 5055. Retrieved from: <https://doi.org/10.1109/TIE.2023.3288188>

- [21] Rao, S. S. (2017). *Mechanical Vibrations* (6th ed.). Pearson.
- [22] Chernov, O. O. (2020). *Energoefektyvni kerovani elektromahnitni pryvody vibratsiynoho obladnannia. Teoriia i praktyka* [Energy-efficient controlled electromagnetic drives of vibration equipment. Theory and practice]. Doctoral dissertation, Admiral Makarov National University of Shipbuilding.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Маслов, О. Г., Іткін, О. П., & Саленко, Ю. С. (2014) *Вібраційні машини для приготування і ущільнення бетонних сумішей*. ПП Щербатих.
- [2] Koch, J. A., Castaneda, D. I., Ewoldt, R. H., & Lange, D. A. (2019) Vibration of fresh concrete understood through the paradigm of granular physics. *Cement and Concrete Research*. № 115. С. 31–42. URL: <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2018.09.005>
- [3] Li, Z., & Cao, G. (2019) Rheological behaviors and model of fresh concrete in vibrated state. *Cement and Concrete Research*. № 120. С. 217–226. URL: <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2019.03.020>
- [4] Zheng, Y., Zhou, X., Huang, Y., Min, H., Luo, H., Chen, Y., & Li, W. (2022) Study on performance improvement of ultra-high performance concrete by vibration mixing. *Construction and Building Materials*. № 327. 126823. URL: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2022.126823>
- [5] Liu, J., An, M., Huang, L., Wang, Y., & Han, S. (2023) Influence of vibrating compaction time on the strength and microstructure of ultra-high performance concrete. *Construction and Building Materials*. № 409. 133584. URL: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2023.133584>
- [6] Despotovic, Z., & Ribic, A. (2012) The increasing energy efficiency of the vibratory conveying drives with electromagnetic excitation. *International Journal of Electrical and Power Engineering*. № 6 (1). С. 38–42. URL: <https://doi.org/10.36478/ijepe.2012.38.42>
- [7] Gursky, V. M., Kuzio, I. V., Lanets, O. S., Kisala, P., Tolegenova, A., & Syzdykpayeva, A. (2019) Implementation of dual-frequency resonant vibratory machines with pulsed electromagnetic drive. *Przegląd Elektrotechniczny*. № 95 (4). С. 41–46. URL: <https://doi.org/10.15199/48.2019.04.08>
- [8] Yan, W., Cui, W., & Song, H. (2022) DEM study on the response of fresh concrete under vibration. *Granular Matter*. № 24 (1). 37. URL: <https://doi.org/10.1007/s10035-021-01196-5>
- [9] Shin, T. Y., & Kim, J. H. (2023) Flow simulation of fresh concrete accounting for vibrating compaction. *Cement and Concrete Research*. № 173. 107300. URL: <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2023.107300>
- [10] Chai, M., Hu, C., & Cheng, M. (2023) Study on the effect of vibrating process on the compactness of slipform concrete. *Applied Sciences*. № 13 (14). 8421. URL: <https://doi.org/10.3390/app13148421>
- [11] Кузьо, І. В., Ланець, О. С., & Гурський, В. М. (2013) Синтез низькочастотних резонансних вібраційних машин з аероінерційним збудженням. *Науковий вісник НГУ*. № 2. С. 37–45.
- [12] Kolodiy, I., Lanets, O., Maistruk, P., Derevenko, I., Nazar, I., & Khomych, I. (2025) Modernization of the electromagnetic vibration stand for testing aviation industry products. *Vibroengineering Procedia*. № 59. URL: <https://doi.org/10.21595/vp.2025.25065>
- [13] Basarab, V. A. (2020) Study of the dynamical parameters of vibration machine for compaction of construction mixes. *International Applied Mechanics*. № 56 (6). С. 750–761. URL: <https://doi.org/10.1007/s10778-021-01052-y>
- [14] Kato, M., & Kitayama, F. (2023) Switchable frequency response based on electropermanent magnet actuator for wide-range operation of electromagnetic devices. *IEEE Transactions on Magnetics*. № 59 (11). С. 1–5. URL: <https://doi.org/10.1109/TMAG.2023.3301630>
- [15] Feng, Z., Peng, H., & Chen, Y. (2021) A dual resonance electromagnetic vibration energy harvester for wide harvested frequency range with enhanced output power. *Energies*. № 14 (22). 7675. URL: <https://doi.org/10.3390/en14227675>
- [16] Min, C., Dahlmann, M., & Sattel, T. (2019) A semi-active shock isolation concept with a serial-stiffness-switch system. *Journal of Sound and Vibration*. № 445. С. 117–131. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.01.007>
- [17] Саленко, Ю. С., Маслов, О. Г., Вакуленко, Р. А., & Микитюк, Я. Л. (2024) Двочастотна резонансна віброплощадка для ущільнення бетонних виробів. *Патент України № 155590*.
- [18] Wienecke, J. (1996) Method of staged resonant frequency vibration of concrete. *U.S. Patent No. 5,520,862*. U.S. Patent and Trademark Office.
- [19] Leng, D., Zhu, Z., Xu, K., Li, Y., & Liu, G. (2021) Vibration control of jacket offshore platform through magnetorheological elastomer (MRE) based isolation system. *Applied Ocean Research*. № 114. 102779. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apor.2021.102779>
- [20] Pechhacker, A., Wertjanz, D., Csencsics, E., & Schitter, G. (2024) Integrated electromagnetic actuator with adaptable zero power gravity compensation. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. № 71 (5). 5055. URL: <https://doi.org/10.1109/TIE.2023.3288188>
- [21] Rao, S. S. (2017) *Mechanical Vibrations* (6th ed.). Pearson.
- [22] Черно, О. О. (2020) Енергоефективні керувані електромагнітні приводи вібраційного обладнання. Теорія і практика. Дисертація доктора технічних наук, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова.

© Сироватка А. В.

Дата першого надходження статті до видання: 23.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 19.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 22.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)