

UDC 666.9.033

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0406>**Микола Нестеренко,**

кандидат технічних наук,

доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Першотравневий пр. 24, м. Полтава, 36011, Україна

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4073-1233>E-mail: nesterenkonikola@gmail.com

ВРАХУВАННЯ СИЛ ОПОРУ СЕРЕДОВИЩА В ЗАГАЛЬНІЙ РОЗРАХУНКОВІЙ СХЕМІ ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ, ЗОБРАЖЕНОЇ У ВИГЛЯДІ ДИСКРЕТНОЇ МОДЕЛІ

АНОТАЦІЯ. У статті розглянуто методику врахування сил опору середовища у розрахунковій схемі вібраційних систем, які широко використовуються у будівельній індустрії для ущільнення бетонних сумішей. Розроблено математичні залежності для визначення реактивного та активного опору середовища, що дозволяє оцінювати рух континуального середовища із збереженням хвильових процесів. Отримані результати дають змогу спростити розрахунки шляхом виключення необхідності явного визначення гармонійних умов і можуть бути застосовані для оптимізації параметрів робочих органів вібраційного обладнання. Практична значущість дослідження полягає у підвищенні ефективності роботи обладнання та забезпеченні більш точної відповідності теоретичних моделей реальним умовам. Проведені експерименти підтвердили точність отриманих залежностей із відхиленням від експериментальних даних не більше 15%.

Ключові слова: вібраційні системи, сили опору середовища, реактивний опір, активний опір, ущільнення бетонних сумішей, оптимізація параметрів, вібраційне обладнання.

OPTIMIZATION OF THE RECEIVING BUNKER OPERATION DURING THE BLOCKING OF BULK MATERIALS

ABSTRACT. The article examines a methodology for accounting for environmental resistance forces in the calculation scheme of vibratory systems widely used in the construction industry for concrete mixture compaction. Mathematical dependencies have been developed to determine the reactive and active resistance of the environment, enabling the assessment of continuum motion while preserving wave processes. The obtained results simplify calculations by eliminating the need for explicit determination of harmonic conditions and can be applied to optimize the parameters of vibratory equipment working elements. The practical significance of the research lies in improving equipment efficiency and ensuring a more accurate correspondence between theoretical models and real conditions. The conducted experiments confirmed the accuracy of the obtained dependencies, with deviations from experimental data not exceeding 15%.

Keywords: vibratory systems, environmental resistance forces, reactive resistance, active resistance, concrete mixture compaction, parameter optimization, vibratory equipment.

1. Постановка проблеми. Сили опору середовища суттєво впливають на ефективність роботи вібраційного обладнання, яке широко застосовується у будівельній індустрії, зокрема для ущільнення бетонних сумішей. Однак врахування цих сил у розрахунках ускладнюється через їхній складний характер, що включає пружно-інерційні (реактивні) та дисипативні (активні) складові. Сучасні методики часто базуються на емпіричних залежностях, які не враховують змінність параметрів середовища під час роботи обладнання, що призводить до значних розбіжностей між теоретичними розрахунками та фактичними показниками. Тому актуальною є проблема розробки теоретичних і математичних моделей, які б точно враховували вплив сил опору середовища та відображали реальні умови роботи вібраційних систем.

2. Аналіз публікацій по темі дослідження. Аналіз публікацій, присвячених темі дослідження, свідчить про значний інтерес науковців до питань врахування сил опору середовища у розрахункових схемах вібраційних систем. Основна увага зосереджена на вивченні активних і реактивних складових опору, а також на моделюванні їх впливу на роботу вібраційного обладнання.

Важливі внески у цій сфері зроблено І.І. Назаренком, який у своїх роботах [1, 3] розглянув прикладні аспекти теорії вібраційних систем і надав рекомендації щодо визначення параметрів реактивного та активного опору середовища. В роботах [4-6] автори підкреслюють необхідність точного моделювання комплексного модуля деформації бетонної суміші для забезпечення ефективного ущільнення матеріалів.

У роботі [7] приділено увагу вібраційним системам, що включають хвильові процеси, важливі для аналізу континуального середовища, що дозволяє оцінювати поведінку матеріалів під дією вібрацій, зокрема енерговитрати та дисипативні властивості.

Результати численних досліджень [8, 9] також підтверджують, що традиційні методи визначення параметрів опору середовища мають суттєві обмеження.

У роботі [3], демонструється відхилення до 35-40% від експериментальних даних, що ускладнює їх практичне застосування.

Таким чином, проведений аналіз свідчить про необхідність і актуальність розробки методик, які дозволяють враховувати сили опору середовища з максимальною точністю, зокрема для вібраційних систем, що використовуються у будівельній індустрії.

3. Мета і завдання дослідження. Мета статті полягає у розробленні та обґрунтуванні методики врахування сил опору середовища в загальній розрахунковій схемі вібраційної системи, представленій у вигляді дискретної моделі. Це дозволяє визначати реактивний та активний опір середовища при коливаннях робочого органу ударної установки та спрощує хід розрахунків, забезпечуючи оцінку руху середовища із збереженням хвильових процесів.

4. Обґрунтування методики врахування сил опору середовища в загальній розрахунковій схемі вібраційної системи

Як відомо [1], середовище здійснює опір руху робочого органу своїми пружно-інерційними і дисипативними складовими, які за аналогією прийнято називати реактивними (пружно-інерційні) та активними (дисипативні) складовими [2]. Із рівності інерційних сил $F_{p.o}$ і сил опору F_c (рис. 1) в зоні контакту бетонної суміші з днищем форми та комплексний модуль деформації бетонної суміші (1), отримаємо співвідношення (2):

$$E^* = E(1 + i\gamma); \quad (1)$$

де E^* – комплексний модуль деформації бетонної суміші [3]; E – модуль пружної деформації бетонної суміші; γ – коефіцієнт опору, який визначає частину енергії середовища, яка поглинається за один період коливань; i – умовна одиниця, яка вказує на зсув вектора пружної складової до не пружної (дисипативної) на 90° [90].

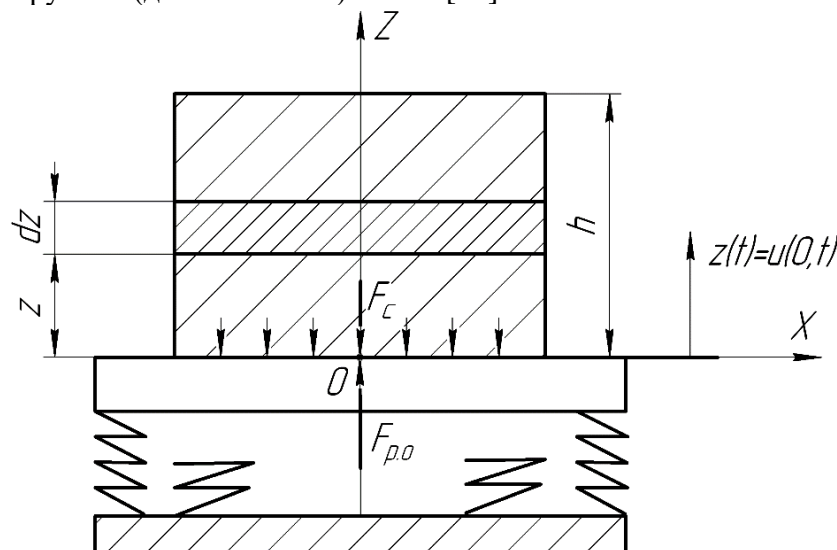


Рисунок 1. Схема до визначення реактивного опору середовища.

Fig. 1. Scheme for determining the reactance of the medium.

$$m_c \frac{d^2 z(t)}{dt^2} = \frac{ES}{(1+i\gamma)} \frac{\partial u(0,t)}{\partial z}, \quad (2)$$

де m_c – приєднана маса середовища (бетонної суміші); S – опорна площа днища форми.

Із виразу (2) слідує:

$$m_c = \frac{ES}{(1+i\gamma)} \frac{\frac{\partial u(0,t)}{\partial z}}{\frac{d^2 z(t)}{dt^2}}. \quad (3)$$

Напруження, які виникають в основі шару бетонної суміші, що ущільнюється, можуть бути визначені із наступного виразу, в якому гармонічні складові представлені у вигляді уявної частини комплексної функції:

$$\sigma(0,t) = E \frac{\partial u(0,t)}{\partial z} = - \sum_{n=1}^n E \cdot A_n \left\{ \frac{\alpha_n \operatorname{sh}(2\alpha_n h) - \beta_n \sin(2\beta_n h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_n h) + \cos^2(\beta_n h)]} \right\} e^{inot} - \frac{AE}{2} \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} \quad (4)$$

де α_1 и β_1 – коефіцієнт поглинання енергії та хвильове число

Прискорення коливань рухомої рами

$$\frac{d^2 z(t)}{dt^2} = - \sum_{n=1}^n n^2 \omega^2 A_n e^{inot}. \quad (5)$$

Підставляючи в формулу (3) вираз (4) та (5), отримаємо функціональну залежність для визначення приведеної маси бетонної суміші:

$$m_c = \frac{\sum_{n=1}^n ESA_n \left\{ \frac{\alpha_n \operatorname{sh}(2\alpha_n h) - \beta_n \sin(2\beta_n h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_n h) + \cos^2(\beta_n h)]} \right\} e^{inot}}{\sum_{n=1}^n n^2 \omega^2 A_n e^{inot}} + \frac{ESA \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\}}{2(1+i\gamma) \sum_{n=1}^n n^2 \omega^2 A_n e^{inot}} \quad (6)$$

Оскільки амплітуди вищих гармонік коливань менше амплітуди основної (першої) гармоніки коливань, то у першому наближенні приведену масу бетонної суміші можна визначити із значень основної частоти вимушених коливань. При цьому вираз (6) перетворюється до наступного вигляду:

$$m_c = \frac{ES}{(1+i\gamma)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} + \frac{AES}{2A_1(1+i\gamma)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} e^{-inot} \quad (7)$$

Помножимо чисельник та знаменник першого та другого доданків виразу (8) на уявне число, яке спряжене зі знаменником:

$$m_c = \frac{ES(1-i\gamma)}{(1+\gamma^2)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} + \frac{AES(1+i\gamma)}{2A_1(1+\gamma^2)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} (\cos \cot - i \sin \cot) \quad (8)$$

Виділяючи із комплексної функції (8) дійсну частину, знайдемо шукане значення приведеної маси бетонної суміші при асиметричному кінематичному збудженні коливань:

$$m_c = \frac{ES}{(1+\gamma^2)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \operatorname{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\operatorname{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} \times \left[1 + \frac{A}{2A_1} (\cos \cot + \gamma \sin \cot) \right] dt \quad (9)$$

Аналіз отриманого виразу (9) показує, що приведена маса бетонної суміші при асиметричному кінематичному збудженні коливань має змінний характер, тобто змінюється в часі.

При використанні дискретної моделі доцільно використовувати постійну величину приведеної маси у вигляді її середнього значення. Величина середнього значення приведеної маси бетонної суміші за повний цикл одного коливання, тобто за час $T = t_1 + t_2$ буде рівна:

$$\begin{aligned} m_{cp} &= \int_0^{t_1+t_2} \frac{ES}{(t_1+t_2)(1+\gamma^2)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \text{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\text{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} \times \left[1 + \frac{A}{2A_1} (\cos \omega t + \gamma \sin \omega t) \right] dt = m'_c + m''_c = \\ &= \int_0^{t_1} \frac{ES}{(t_1+t_2)(1+\gamma^2)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \text{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\text{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} \times \left[1 + \frac{A}{2A_1} (\cos \omega t + \gamma \sin \omega t) \right] dt + \\ &\int_{t_1}^{t_1+t_2} \frac{ES}{(t_1+t_2)(1+\gamma^2)\omega^2} \left\{ \frac{\alpha_1 \text{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\text{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} \times \left[1 + \frac{A}{2A_1} (\cos \omega t + \gamma \sin \omega t) \right] dt. \end{aligned} \quad (10)$$

Звідки знайдемо

$$m'_c = \frac{ES\tau_1}{(1+\gamma^2)\omega^2(t_1+t_2)} \left\{ \frac{\alpha_1 \text{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\text{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\}; \quad (11)$$

$$m''_c = \frac{ES\tau_2}{(1+\gamma^2)\omega^2(t_1+t_2)} \left\{ \frac{\alpha_1 \text{sh}(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[\text{sh}^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\}, \quad (12)$$

де $\tau_1 = t_1 + \frac{A}{2\omega A_1} [\sin \omega t_1 + \gamma(1 - \cos \omega t_1)]$; $\tau_2 = t_2 - t_1 + \frac{A}{2\omega A_1} [\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1 + \gamma(\cos \omega t_2 - \cos \omega t_1)]$.

Для визначення активного опору використовуємо наступну тотожність:

$$b \frac{dz(t)}{dt} = iES\gamma \frac{\partial u(0,t)}{\partial z}, \quad (13)$$

де b – коефіцієнт непружного опору цементобетонної суміші.

Із виразу (12) слідує:

$$b = \frac{iES\gamma \frac{\partial u(0,t)}{\partial z}}{\frac{dz(t)}{dt}}. \quad (14)$$

При кінематичному збудженні від кулачкового механізму на кутову частоту коливань рухомої рами ω накладається більш висока гармоніка, тобто виникає супергармонійна дія на ущільнююче середовище тому швидкість коливань рухомої рами описується рівнянням (15):

$$\frac{d^2 z(t)}{dt^2} = - \sum_{n=1}^n n^2 \omega^2 A_n e^{in\omega t}. \quad (15)$$

де A – амплітуда переміщень;

Підставляючи в формулу (14) вираз (4) та (15), отримаємо функціональну залежність для визначення коефіцієнта непружного опору бетонної суміші:

$$b = \frac{\sum_{n=1}^n iES\gamma A_n \left\{ \frac{\alpha_n \text{sh}(2\alpha_n h) - \beta_n \sin(2\beta_n h)}{2[\text{sh}^2(\alpha_n h) + \cos^2(\beta_n h)]} \right\} e^{in\omega t}}{\sum_{n=1}^n n\omega A_n e^{in\omega t}} +$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{iES\gamma A}{2} \left\{ \frac{\alpha_1 sh(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[sh^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} \\
 & + \frac{\sum_{n=1}^n n\omega A_n e^{in\omega t}}{\omega}
 \end{aligned} \quad (16)$$

Визначимо в першому наближенні коефіцієнт непружного опору бетонної суміші виходячи із значень основної частоти вимушуючи коливань. При цьому вираз (16) перетворюється до наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
 b &= \frac{iES\gamma}{\omega} \left\{ \frac{\alpha_n sh(2\alpha_n h) - \beta_n \sin(2\beta_n h)}{2[sh^2(\alpha_n h) + \cos^2(\beta_n h)]} \right\} + \\
 & + \frac{iES\gamma A}{2A_1\omega} \left\{ \frac{\alpha_1 sh(2\alpha_1 h) - \beta_1 \sin(2\beta_1 h)}{2[sh^2(\alpha_1 h) + \cos^2(\beta_1 h)]} \right\} e^{-i\omega t}.
 \end{aligned} \quad (17)$$

Виділяючи із комплексної функції (17) уявну частину, знайдемо шукане значення еквівалентного коефіцієнта непружного опору бетонної суміші при асиметричному кінематичному збудженні коливань:

$$b_{\text{екв}} = \frac{ES\gamma}{\omega} \left\{ \frac{\alpha_n sh(2\alpha_n h) - \beta_n \sin(2\beta_n h)}{2[sh^2(\alpha_n h) + \cos^2(\beta_n h)]} \right\} \cdot \left[1 + \frac{A}{2A_1} \cos\omega t \right]. \quad (18)$$

В роботі [3] приведені залежності для визначення приведеної маси та еквівалентного коефіцієнта непружного опору бетонної суміші в процесі вібраційного ущільнення:

$$m_c' = \frac{2\rho S(\alpha_1 sh 2\alpha_1 h + \beta_1 \sin 2\beta_1 h)\tau_1}{(a_1^2 + \beta_1^2)(ch 2\alpha_1 h + \cos 2\beta_1 h)(\tau_1 + \tau_2)} \quad \text{при } 0 \leq t \leq \tau_1; \quad (19)$$

$$m_c'' = \frac{2\rho S(\alpha_1 sh 2\alpha_1 h + \beta_1 \sin 2\beta_1 h)\tau_2}{(a_1^2 + \beta_1^2)(ch 2\alpha_1 h + \cos 2\beta_1 h)(\tau_1 + \tau_2)} \quad \text{при } \tau_1 \leq t \leq T; \quad (20)$$

$$b_{\text{екв}} = \frac{ES\gamma \sum_{n=1}^{\infty} n \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \cos \left[n\omega t - \frac{dn}{an} \right] N_{11}}{\sum_{n=1}^n n^2 \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \cos \left[n\omega t - \frac{dn}{an} \right]}, \quad (21)$$

Дослідна перевірка проведена в лабораторіях Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка" [10] показала, що виведені та запропоновані залежності (9), (12) и (16) дають розходження m_c' , m_c'' и $b_{\text{екв}}$ з експериментальними даними не більше 15%.

В той же час значення приведеної маси та еквівалентного коефіцієнта непружного опору бетонної суміші в процесі вібраційного ущільнення m_c' , m_c'' и $b_{\text{екв}}$, які визначені по відомим залежностям (19-21) [3], дають розходження з експериментальними даними не менше 35%.

6. Висновки. Отримані залежності (9-12) і (18) визначають реактивний й активний опори середовища коливанням робочого органу вібраційно ударної установки. Стає можли-

вим використання коефіцієнтів $b_{екв}$ й m_c у рівняннях спільного руху робочого органу і середовища, які включають у себе зосереджені параметри робочих органів і розподіленні параметри оброблюваних середовищ.

Отримані залежності мають практичне значення, оскільки спрощують розв'язання задач шляхом усунення необхідності явного визначення коефіцієнтів гармонійних умов і дозволяють оцінювати рух континуального середовища за складних законів руху із збереженням хвильових процесів.

Практична значущість розробки полягає у спрощенні розрахунків, оскільки відсутня необхідність явного визначення коефіцієнтів для гармонійних умов. Це також дозволяє ефективніше моделювати рух континуального середовища при складних законах руху системи, зберігаючи хвильові процеси.

Запропонована методика може бути застосована для оптимізації параметрів робочих органів вібраційного обладнання, що використовується у будівельній індустрії, зокрема при ущільненні бетонних сумішей.

Список використаних джерел:

1. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / І.І. Назаренко. – Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2007. – 230с ISBN 978-966-627-134-7.
2. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем / І.І. Назаренко // Навчальний посібник (2-е видання). – К.: 2010. – 440 с.
3. Nazarenko II, Ruchynskyy MM, Terenchuk SA, “Doslidzhennya rezhymnykh ta enerhetychnykh kharakterystyk prohresyvnykh vibromashyn”, Visnyk NTUU «KPI», Vol. 63, (2011), ss.214-218. <https://doi.org/10.20535/2305-9001.2011.63.58587>.
4. Pîntoi R., Barbu A.M., Ionescu A. (2020). Vibrations influence on concrete compaction. Applied Mechanics and Materials, 896, 355-360
5. AG Maslov, Vibratsionnyye mashyny dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnykh smesey : monografiya, AG Maslov, AF Itkin, YUS Salenko; Ministerstvo obrazovaniya i nauki Ukrainy, Kremenchugskiy nats. universitet imeni Mikhaïla Ostrogradskogo. Kremenchuk: PP Shcherbatykh O.V. -2014. -324 s. ISBN 978-617-639-056-5.
6. Maslov O., Janar Batsaikhan, Salenko Yu (2018). The Theory of Concrete Mixture Vibratory Compacting. International Journal of Engineering & Technology, Vol. 7 (3.2), pp 239-244.
7. Ivan Nazarenko, Oleksandr Diachenko, Vasyl Pryhotskyi, Mykola Nesterenko Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options. Academic journal «Industrial machine building, civil engineering». 2021. №1(56). P.37-42.
8. Визначення енергії при реалізації ударної взаємодії форми із обмежником коливань / І.І. Назаренко, М.М. Нестеренко, Т.М. Нестеренко, В.В. Ведмідь // Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023 : зб. тез доп. 3-ї Міжнар. наук.-техн. конф., 1 – 3 черв. 2023 р. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – С. 324-326.
9. Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products / M.P. Nesterenko, M.M. Nesterenko, O.V. Orysenko, T.O. Sklyarenko // Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – 2019. – Vol. 2 (53). – P. 13-19. <https://doi.org/10.26906/znp.2019.53.1881>
10. Пічугін С.Ф. Дослідження режимів ущільнення легкобетонних сумішей на ударно-вібраційній установці методом математичного планування експерименту / С.Ф. Пічугін, М.М. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава : ПолтНТУ, 2013. – Вип. 1 (36). Т. 1. – С. 183-190.

References:

1. I.I. Nazarenko, Vibratsiyni mashyny i protsesy budivel'noyi industriyi, KNUBA, Kyiv, 2007, 230s. ISBN 978-966-627-134-7.
2. I.I. Nazarenko, Prykladni zadachi teoriyi vibratsiynykh system, Vydavnychyy Dim «Slovo», Kyiv, 2010, 440s.)

3. Nazarenko II, Ruchynskyy MM, Terenchuk SA, “Doslidzhennya rezhymnykh ta enerhetychnykh kharakterystyk prohresyvnykh vibromashyn”, Visnyk NTUU «KPI», Vol. 63, (2011), ss.214-218. <https://doi.org/10.20535/2305-9001.2011.63.58587>.
4. Pințoi R., Barbu A.M., Ionescu A. (2020). Vibrations influence on concrete compaction. *Applied Mechanics and Materials*, 896, 355-360
5. AG Maslov, *Vibratsionnyye mashyny dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnykh smesey : monografiya*, AG Maslov, AF Itkin, YUS Salenko; Ministerstvo obrazovaniya i nauki Ukrainy, Kremenchugskiy nats. universitett imeni Mikhaïla Ostrogradskogo. Kremenchuk: PP Shcherbatykh O.V. -2014. -324 s. ISBN 978-617-639-056-5.
6. Maslov O., Janar Batsaikhan, Salenko Yu (2018). The Theory of Concrete Mixture Vibratory Compacting. *International Journal of Engineering & Technology*, Vol. 7 (3.2), pp 239-244.
7. Ivan Nazarenko, Oleksandr Diachenko, Vasyl Pryhotskyi, Mykola Nesterenko Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options. *Academic journal «Industrial machine building, civil engineering»*. 2021. №1(56). P.37-42.
8. Nazarenko I.I., Nesterenko M.M., Nesterenko T.M., Vedmid V.V. Determination of Energy during the Implementation of Impact Interaction of a Shape with a Vibration Limiter // *Prospects for the Development of Mechanical Engineering and Transport – 2023: Proc. of the Abstracts of the 3rd Int. Sci.-Tech. Conf.*, June 1–3, 2023. – Vinnytsia: VNTU, 2023. – P. 324-326.
9. Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products / M.P. Nesterenko, M.M. Nesterenko, O.V. Orysenko, T.O. Sklyarenko // *Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering*. – 2019. – Vol. 2 (53). – P. 13-19. <https://doi.org/10.26906/znp.2019.53.1881>
10. Pichuhin S.F. Research on Compaction Modes of Lightweight Concrete Mixtures on an Impact-Vibration Unit Using the Method of Mathematical Experiment Planning / S.F. Pichuhin, M.M. Nesterenko // *Collection of Scientific Papers (Sectoral Mechanical Engineering, Construction)*. – Poltava: PoltNTU, 2013. – Issue 1 (36), Vol. 1. – P. 183-190.