

УДК 667.1

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0511>
¹Іван Назаренко,

доктор технічних наук, професор кафедри Машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0002-1888-3687>, e-mail: nazarenko.ii@knuba.edu.ua
¹Олександр Дьяченко,

кандидат технічних наук, доцент кафедри Машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0001-8199-2504>, e-mail: diachenko.os@knuba.edu.ua
²Микола Нестеренко,

кандидат технічних наук, доцент кафедри Галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0000-0002-4073-1233>, e-mail: nesterenko.mm@nupp.edu.ua
¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітряних сил 31, м. Київ, 03037, Україна

²Національний Університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Віталія Гриценка 24, м. Полтава, 36011, Україна

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОГО РОЗЧИНУ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДНИКА ЗІ ЗМІННИМИ ПАРАМЕТРАМИ

АНОТАЦІЯ. Широке розповсюдження збірних залізобетонних виробів у будівництві пояснюється високою їх якістю, зниженою витратою армувальних елементів, а також швидкістю зведення будівель на будмайданчику при різноманітних погодних умовах. У технологічному процесі виготовлення плоских залізобетонних конструкцій (ЗБК) на заводах необхідно виконувати операції ущільнення і формування бетонних розчинів у формах. Завдяки цим операціям відбувається витіснення повітря і зайвої рідини, а також заповнення усіх пустот форми розчином, що в результаті позитивно впливає на несучу здатність виробу, його довговічність і якість зовнішніх поверхонь. Найбільш широко розповсюдженим способом ущільнення і формування розчину є його вібраційне об'ємне з використанням різних конструкцій вібраційних установок. Наразі все більш важливим для конкурентоздатності на ринку є використання гнучких універсальних ліній, на яких можна виконувати виробництво виробів різних як за формою і розмірами, а також з розчинів різних за щільністю, пористістю і наповненням. Через це розробка вібраційних машин з адаптивними (змінними) параметрами є завданням актуальним. В роботі виконано аналіз параметрів, які чинять вплив на величину амплітуди коливань системи «вібраційна машина – робоче середовище» у процесі ущільнення бетонних розчинів. Визначено вплив на амплітуду коливань величини коефіцієнта втрат енергії на ущільнення для розчинів у формі з малою висотою. Виявлено, що для забезпечення амплітуд коливань у визначених технологією межах є доцільним виконувати регулювання величини змушувальної сили. Наведено функціональну схему автоматизації вібромайданчика. Розроблено принципову схему механізму зміни статичного моменту маси дебалансів за рахунок зведення або розведення половинок дебаланса з допомогою сервоприводу, що має на меті забезпечити можливість регулювання величини змушувальної сили, яка генерується віброзбудниками.

Ключові слова: статичний момент мас, дебаланс, віброзбудник, віброущільнення, бетонний розчин, амплітуда коливань, частота коливань

ANALYSIS OF PARAMETERS OF THE CONCRETE MORTAR COMPACTION PROCESS AND JUSTIFICATION OF THE DESIGN OF UNBALANCE VIBRATOR WITH VARIABLE PARAMETERS

ABSTRACT. The widespread use of prefabricated reinforced concrete products in construction is due to their high quality, reduced consumption of reinforcing elements, as well as the speed of construction of buildings on the construction site under various weather conditions. In the technological process of manufacturing flat reinforced concrete structures (RCS) at factories, it is necessary to perform operations of compaction and formation of concrete solutions in molds. Thanks to these operations, air and excess liquid are displaced, as well as filling all voids of the mold with solution, which as a result has a positive effect on

the bearing capacity of the product, its durability and the quality of external surfaces. The most widespread method of compaction and formation of the solution is its vibration volumetric using various designs of vibration installations. Currently, the use of flexible universal lines, on which it is possible to produce products of different shapes and sizes, as well as from solutions of different densities, porosity and filling, is increasingly important for competitiveness in the market. Because of this, the development of vibration machines with adaptive (variable) parameters is a relevant task. The work analyzes the parameters that affect the amplitude of oscillations of the system "vibration machine - working environment" in the process of compaction of concrete solutions. The influence of the coefficient of energy loss on compaction for solutions in a form with a small height on the amplitude of oscillations is determined. It was found that to ensure the amplitude of oscillations within the limits specified by the technology, it is advisable to adjust the magnitude of the force. A functional diagram of the automation of the vibration installation is presented. A schematic diagram of the mechanism for changing the static moment of the mass of unbalances by bringing together or spreading the halves of the unbalance using a servo drive has been developed, which aims to provide the ability to adjust the magnitude of the force generated by vibrator.

Keywords: static moment of mass, unbalance, vibrator, vibration compaction, concrete mortar, vibration amplitude, vibration frequency

1. Постановка проблеми. У результаті бойових дій станом на кінець весни 2023 року було суттєво пошкоджено або повністю зруйновано понад 170 тисяч будівель[1]. Потреба у будівництві нових будівель, відновленні, ремонті або реставрації пошкоджених буде зростати з часом, тому виготовлення сучасних і якісних будівельних матеріалів і виробів промисловістю України є важливою[9]. Згідно результатів опитувань експертів виявлено, що найбільшого розвитку отримають два сектори – будівельні підприємства та військово-промислові комплекси.

У технологічних процесах виробництва будівельних матеріалів і виробів, а також у суміжних процесах широкого використання отримали процеси із залученням вібраційної дії[2]. Технологічні процеси у свою чергу складаються з переліку різних видів операцій, які необхідні для його виконання. До таких видів операцій відносять основні, обслуговуючі і допоміжні.

Вібраційна дія поширена як в основних операціях (сортування сипких матеріалів, дроблення гірської породи, ущільнення бетону тощо) так і в обслуговуючих(інтенсифікація розвантаження вантажних ємностей, переміщення сипких матеріалів тощо).

При виготовленні бетонних виробів і конструкцій (стін і перекриттів) в заводських умовах, операції інтенсифікації розміщення бетону у формі(формування), а також витіснення повітря і зайвої рідини (ущільнення) є одними із найбільш відповідальних[3]. З усіх способів ущільнення і формування найбільшого розповсюдження отримав спосіб об'ємного вібраційного ущільнення на вібраційних майданчиках.

Сучасні конструкції вібротампачок повинні задовольняти умовам їх високої надійності і ремонтпридатності, низької енергоємності процесу, а також забезпечувати необхідну амплітуду і частоту коливань при ущільненні і формуванні бетонних розчинів з різними реологічними параметрами(маса, щільність) і бути швидко-налагоджуваними задля виготовлення виробів різної форми і розмірів, а також внутрішнього наповнення. Це дозволяє використовувати меншу кількість технологічних ліній при виготовленні широкого переліку номенклатури виробів і збільшує конкурентоздатність підприємства на ринку. Задля дотримання якості виконання процесу ущільнення і формування необхідно розробляти конструкції вібротампачок, які мають змінні у часі параметри.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. У бетонному розчині між окремими частинками наповнювача і цементним клеєм/тістом, що входять у його склад, виникають зв'язки, через що розчин має внутрішнє тертя(в'язкість)[3,8]. Вібраційне ущільнення бетонного розчину пов'язано з переходом останнього у стан підвищеної текучості[4]. Під дією вібрації зв'язки між частинками порушуються і в'язкість розчину знижується, що і дозволяє частинкам розміститися більш компактно за рахунок сил тяжіння і динамічних сил. При цьому повітря і зайва рідина, що знаходиться між частинками, витискується вгору з розчину[2].

Найбільш поширеним способом ущільнення розчину при виготовленні плоских залізобетонних виробів в промислових умовах є об'ємне вібраційне. Таке ущільнення виконується з використанням вібраційних машин об'ємної дії (вібромайданчиків) різних конструкцій, які відмінні за напрямком, частотою і режимом коливань[4].

Окрім плоских виробів з суцільного бетону останнім часом широкого використання отримали багатошарові вироби(подвійні плити з повітряним прошарком, подвійні плити з додатковою проміжною ізоляцією з піноматеріалом та інші)[5]. Виготовлення переліку виробів, що відрізняється за наповненням, а також можуть мати різну розміри і форму, вимагає використання універсальних технологічних ліній. Універсальність таких ліній забезпечується використанням обладнання з адаптивними(змінними у часі) параметрами, яке можна швидко переналагоджувати в залежності від змін програми виробництва виробів. Для виготовлення переліку подібних виробів в складі технологічних ліній останнім часом все ширшого використання знаходять стандартизовані формувальні поверхні(палети), які розміщуються від одного універсального обладнання до іншого в межах лінії. Розміри майбутнього виробу у плані формуються завдяки знімним магнітним бортам і перегородкам. Для виконання ущільнення розчинів у палетах використовують вібраційні установки, в яких всі властиві звичайним вібромайданчикам елементи(пружні опори і віброблоки) є окремими вузлами. Між собою їх зв'язує лиш встановлена формувальна палета[5]. Варто відзначити, що наразі відбувається широке поширення устаткування з високим ступенем автоматизації[7], що дозволяє не тільки підлаштовувати конкретне обладнання під змінні параметри робочого середовища, а і зв'язувати параметри всього технологічного процесу виготовлення виробів і матеріалів на заводах, починаючи від надходження матеріальних ресурсів і компонентів і завершуючи отриманням готової продукції відповідно до виробничої програми.

3. Мета роботи. Метою роботи є виконання аналізу параметрів процесу ущільнення бетонних розчинів і обґрунтування конструкції дебалансного віброзбудника коливань зі змінними параметрами для використання на одномасовому вібромайданчику з гармонійними коливаннями, що працює у зарезонансному режимі.

Досягнення мети здійснюється шляхом виконання наступних завдань:

- проаналізувати параметри процесу ущільнення бетонних розчинів;
- оцінити їх вплив на амплітуду коливань вібромайданчика;
- запропонувати і обґрунтувати конструктивне рішення віброзбудника зі змінними параметрами.

4. Матеріали та методи. Вібраційну систему прийнято ділити на два компоненти: вібраційна машина(установка) і оброблюване (робоче) середовище.

До основних параметрів вібраційної машини належать: пружно-інерційні параметри (коефіцієнт пружності опор, маса), амплітуда і частота коливань, швидкість і прискорення коливань, статичний момент і змушуюча сила, потужність.

Параметри середовища: маса і склад, щільність, реологічні характеристики (модуль пружності, швидкість розповсюдження хвиль, коефіцієнт опору), енергія на ущільнення, час ущільнення.

Основними параметрами, що впливають на якість ущільнення є амплітуда x_0 і кутова частота коливань ω .

Рекомендовані значення амплітуди коливань у працях різних авторів приймалися різними при одному і тому ж зарезонансному режимі гармонійних коливань віброустановки. При кутовій частоті коливань 314 рад/с вони у одних авторів знаходяться в межах 0,2 мм, у інших рекомендовані значення знаходяться в межах 0,25 - 0,5 мм, а у третіх пропонується мати амплітуду 0,5...0,7 мм при тій же частоті коливань. Порівнюючи рекомендовані значення амплітуд значення різняться від 0,2 до 0,7 – більше ніж у три рази.

Наразі оптимальною величиною амплітуди при гармонійних коливаннях є $x_0=0,5...0,6$ мм при кутовій частоті $\omega=314$ рад/с.

Фізико-механічні і реологічні параметри робочого середовища змінюються у досить широких межах. До прикладу, при укладанні у форму важкого бетонного розчину, його щільність складає $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$, а після завершення процесу ущільнення змінюється до майже $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$. Відсоток вмісту повітря до ущільнення складає від 35%, а в кінці процесу зменшується до 2...3%, через що на різних етапах ущільнення бетонний розчин є матеріалом з різними фізико-механічними властивостями, що у результаті чинить істотний вплив на амплітуду коливань робочого органу у процесі ущільнення, оскільки є змінним в'язкий опір середовища. При цьому варто відмітити, що для забезпечення заданих технологією амплітуд коливань робочого органу при однаковій кутовій частоті необхідно у процесі ущільнення змінювати робочі параметри машини.

Вплив на амплітуду коливань вібромайданчика можна визначити, оглянувши параметри робочого середовища і віброустановки, моделі і залежності, якими вони пов'язані між собою і правила їх розрахунку.

При моделюванні коливальних систем найчастіше використовують два підходи[3]. У першому підході параметри системи, такі як маса, пружність і опір розділені по окремих частинах системи. Їх називають системами з дискретними параметрами. У другому підході кожним із цих параметрів володіє будь-який шар системи. Тоді система носить назву континуальної системи або системи з розподіленими параметрами.

Вибір підходу визначається на основі критерію, що являє собою співвідношення періоду коливань T та часу розповсюдження хвиль τ у середовищі:

$$\tau < T; \quad (1)$$

$$\tau \geq T. \quad (2)$$

Час розповсюдження збурення у середовищі довжиною l , яке підлягає ущільненню при його деформації, с[3]:

$$\tau = l / c_x = l / \sqrt{E / \rho} \quad (3)$$

де c_x – швидкість розповсюдження хвиль, м/с; E – модуль пружності середовища, Па; ρ – густина середовища, кг/м³.

За виконання умови (1), за час τ фаза коливань майже не змінюється, що в результаті відображає розподіл параметрів процесу без зміни знаку. Якщо фаза прискорення частинок у шарі матеріалу співпадає з фазою змушуючої сили, тоді середовище веде себе як абсолютно тверде тіло і його пружними властивостями можна знехтувати. Якщо переміщення часток шару співпадає по фазі зі змушуючою силою, то система веде себе як ідеальна пружність. При цьому вплив маси на характер вимушених коливань є незначним. В такому випадку можна використовувати підхід до опису поведінки руху системи як дискретної.

За умови (2) лінійні розміри системи, в якій розповсюджуються хвилі, стають рівними або більшими за довжину хвилі λ ($\lambda = c_x / T$), внаслідок чого виникає складне хвильове поле з визначеним розподілом фаз. В такому випадку середовища представляються континуальною системою.

При використанні моделі з дискретними параметрами для опису поведінки вібро-системи «вібраційна машина - робоче середовище» отримують лиш наближені результати розрахунків. Найбільш доцільним є представлення вібросистеми як підсистем з дискретними(машина) і розподіленими(середовище) параметрами [3].

Машина в рівняннях руху представлена дискретними параметрами: масою m , коефіцієнтом пружності опор s , коефіцієнтом дисипації b (рис.1):

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t. \quad (4)$$

де m – маса, кг; b – коефіцієнт опору, Н·с/м; c – коефіцієнт жорсткості, Н/м. У рівнянні $m\ddot{x}$ – інерційна сила; $b\dot{x}$ – сила опору; cx – сила пружності. $\ddot{x}, \dot{x}, x$ – відповідно друга похідна від

переміщення по часу(прискорення), перша похідна від переміщення по часу(швидкість) і переміщення маси, під дією змушувальної сили $F_0(t) = F_0 \sin \omega t$.

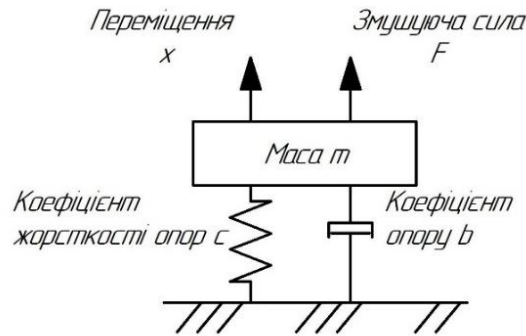


Рис.1. Схема вібраційної системи з дискретними параметрами і одним ступенем свободи

Fig. 1. Scheme of a vibration system with discrete parameters and one degree of freedom

Коефіцієнт опору машини b оцінюють на основі кута зсуву фаз φ , який вимірюють з допомогою пристрою, який вимірює у часі відхилення робочого органа віброустановки від положення дебалансів віброзбудника. Опір вібромайданчика на коливання визначають:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b \omega}{c - m \omega^2} \quad (5)$$

Іншим способом визначення коефіцієнта опору віброустановки є розрахунок логарифмічного декременту коливань δ на основі віброграми вільних згасаючих коливань системи. За даною методикою вимірюють дві послідовно розміщені на ній амплітуди і визначають логарифмічний декремент коливань за формулою:

$$\delta = \ln \frac{x_{0n}}{x_{0(n+1)}} \quad (6)$$

Декремент коливань δ пов'язаний з коефіцієнтом опору наступною залежністю:

$$\delta = \frac{bT}{2m_{\text{повн}}} \quad (7)$$

Бетонний розчин представляють хвильовим рівнянням руху[3]:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} + \frac{\eta}{\rho} \frac{\partial^3 x}{\partial x^2 \partial t}. \quad (8)$$

Рішенням рівняння (8) є:

$$x = x_0 e^{\pm \alpha z + i(\pm k z - \omega t)}, \quad (9)$$

де x_0 – амплітуда коливань у точці збудження хвилі, м; α – коефіцієнт згасання хвилі в середовищі, яке перебуває під дією вібраційного навантаження; k – хвильове число ($k = \omega/c_x$); z – координата за напрямком якої розповсюджується хвиля.

Основними параметрами в рівнянні (8) є модуль пружності середовища E і коефіцієнт опору η , які розраховуються за формулами:

$$E = \frac{\rho \omega^2 (k^2 - \alpha^2)}{\sqrt{(k^4 - \alpha^4)^2 + 4k^2 \alpha^2 (\alpha^2 - k^2)^2}}, \quad (10)$$

$$\eta = 2E \frac{\alpha}{c_x(k^2 - \alpha^2)}. \quad (11)$$

Хвильові коефіцієнти середовища, які визначають пружно-інерційні (a) і дисипативні властивості (d) визначаються при рішенні рівняння (8) при відповідних граничних умовах[3]:

$$a = \frac{\alpha \operatorname{sh} 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\operatorname{ch} 2\alpha h + \cos 2\beta h)}; \quad (12)$$

$$d = \frac{\alpha \sin 2\beta h + \beta \operatorname{sh} 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\operatorname{ch} 2\alpha h + \cos 2\beta h)}. \quad (13)$$

У формулах (12) і (13) коефіцієнти α і β характеризують розсіяння енергії, що впливають на темп згасання хвилі та на форму хвилі; h – висота шару розчину, м.

Коефіцієнти α і β визначаються за рівняннями:

$$\alpha = \frac{\omega}{c_x} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2 \cdot (1+\gamma^2)}}; \quad (14)$$

$$\beta = \frac{\omega}{c_x} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}+1}{2 \cdot (1+\gamma^2)}}, \quad (15)$$

де γ – коефіцієнт втрат. Згідно праці [3] числові значення коефіцієнта коливаються у широких межах від 0,001...1 і залежать від властивостей матеріалів, які входять у вібросистему.

Коефіцієнт втрат з логарифмічним декрементом наступними залежностями:

$$\gamma = \frac{\delta}{\pi} = \frac{bT}{2\pi m_{\text{повн}}} \quad (16)$$

де δ – логарифмічний декремент затухання коливань вібросистеми $\delta = \ln x_{01}/x_{02}$; x_{01} і x_{02} – амплітуди згасаючих коливань, які відповідають початку і кінцю циклу коливань, м.

Рівняння спільного руху вібросистеми «машина-робоче середовище» з врахуванням хвильових коефіцієнтів[3] має вигляд:

$$(m + m_\sigma a)\ddot{x} + (b + m_\sigma \omega d)\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t, \quad (17)$$

де m – сума коливних частин вібромайданчика і форми, кг; m_σ – маса бетонного розчину, кг. З рівняння (17) із урахуванням хвильових коефіцієнтів (12),(13) можна визначити амплітуду коливань вібросистеми «машина-робоче середовище», м:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{[(c - m\omega^2) + m_\sigma \omega^2 a]^2 + [b\omega + m_\sigma \omega^2 d]^2}}. \quad (18)$$

Оскільки амплітудою коливань задаються відповідно до технології, тоді величина змусувальної сили для підтримки заданого діапазону амплітуди коливань у процесі ущільнення визначається за рівнянням:

$$F_0 = x_0 \sqrt{[(c - m_{\text{повн}}\omega^2) + m_\sigma \omega^2 a]^2 + [b\omega + m_\sigma \omega^2 d]^2}. \quad (19)$$

Статичний момент маси дебалансів, необхідний для приведення в дію вібромайданчика і коливання з визначеною амплітудою визначається з формули:

$$m_0 r_0 = F_0 / \omega^2 \quad (20)$$

5. Результати. При ущільненні бетонного розчину при виготовленні плит різних габаритних розмірів, до прикладу висота і товщина яких - $b_n=1,5$ м, $h_n=0,16$ м, а довжина l_n змінна від 5,0 до 6,0 м, а також на різних етапах процесу ущільнення параметри робочого середовища змінюються у досить широких межах, що чинить вплив на величину амплітуди коливань вібросистеми.

Вібраційна установка, що використовується для ущільнення – з гармонійними коливаннями у вертикальному напрямку і зарезонансним режимом коливань. Частота коливань – 314 рад/с. Привід вібраційної установки - дебалансні вібробудники коливань.

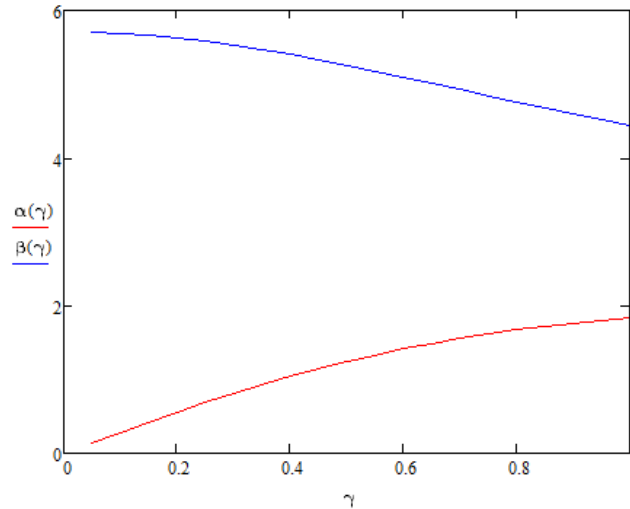


Рис.2. Результати розрахунку коефіцієнтів розсіяння енергії у бетонного розчину з товщиною $h=0,16$ м у залежності від величини коефіцієнта втрат γ

Fig. 2. Results of calculation of energy dissipation coefficients in concrete mortar with a thickness of $h=0.16$ m depending on the value of the loss coefficient γ

Модуль пружності розчину(середовища) $E=6 \cdot 10^6$ Па, щільність $\rho = 2000$ кг/м³, швидкість розповсюдження хвилі $c_x=55$ м/с.

За формулами (14) і (15) розраховані коефіцієнти α і β при різних значеннях коефіцієнта втрат $\gamma=0,05 \dots 1$. Результати розрахунку наведено на графіку(рис. 2)

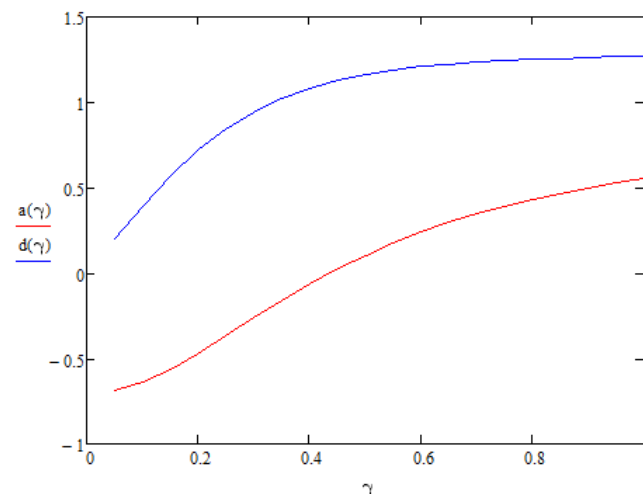


Рис.3. Значення хвильових коефіцієнтів середовища, які визначають пружньо-інерційні і дисипативні властивості у бетонному розчині у залежності від величини коефіцієнта втрат γ в межах від 0,05...1

Fig. 3. The values of the wave coefficients of the medium, which determine the elastic-inertial and dissipative properties in the concrete solution, depending on the value of the loss coefficient γ in the range from 0.05...1

Як бачимо з графіка, при збільшенні коефіцієнта втрат при ущільненні бетонного розчину, коефіцієнт розсіювання енергії α , що впливає на згасання хвилі зростає, при цьому коефіцієнт β , який впливає на розсіювання, що впливає на форму хвилі і довжину – знижується.

Надалі визначено значення хвильових коефіцієнтів a і b . Результати розрахунків наведено на рис.3.

На основі отриманих значень величин хвильових коефіцієнтів отримані значення величин амплітуди коливань при заданих фіксованих значеннях змушувальної сили F_0 .

На рисунку нижче представлені графіки залежності амплітуди коливання віброустановки у залежності від зміни коефіцієнта втрат γ при ущільненні бетонного розчину за різних величин змушувальної сили віброзбудників.

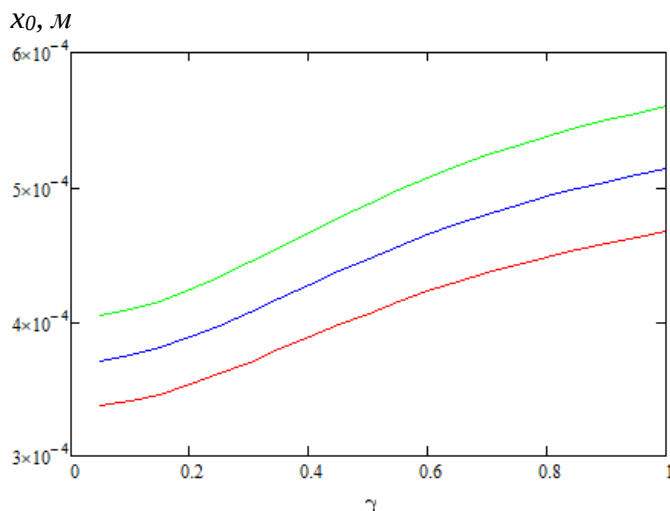


Рис.4. Графік залежності амплітуд коливань при ущільненні бетону з габаритами у формі $(b_n \times h_n \times l_n)$ 1,5x0,16x5 м і величині змушувальної сили F_0 :

245,8 кН - — ; 270,4 кН - — і 294,9 кН - —

Fig. 4. Graph of the dependence of the amplitudes of vibrations during compaction of concrete with dimensions in the form $(b_n \times h_n \times l_n)$ 1.5x0.16x5 m and the magnitude of the force F_0 :

245.8 kN - — ; 270.4 kN - — and 294.9 kN - —

Як бачимо, для забезпечення амплітуди коливань у заданому технологією діапазоні значень, необхідно виконувати зміну робочих параметрів машини у відповідь на зміну параметрів робочого середовища в процесі ущільнення.

Варто відзначити, що за результатами розрахунків отримані наступні висновки:

1. Зміна коефіцієнту опору b віброустановки в широких межах майже не чинить істотного впливу на значення амплітуди коливань у зарезонансному режимі. Так само і зміна коефіцієнта пружності c_n чинить мінімальний вплив на амплітуду коливань.

Пояснюється це можна тим, що сили інерції знаходяться і протифазі з змушувальною силою ($\varphi \approx 180^\circ$) і врівноважують одна одну. При зростанні змушувальної сили за рахунок збільшення частоти обертання відбувається відповідне збільшення сил інерції у тій же ступені. Сили опору завжди повернуті на 90° на векторній діаграмі сил (рис.5, а).

2. При збільшенні коефіцієнта втрат γ енергії на ущільнення бетонного розчину, зростає амплітуда коливань. Що на перший погляд виглядає досить дивно, оскільки збільшення опору розчину, що визначається коефіцієнтом втрат, повинно зменшувати амплітуду коливань. На практиці ж бачимо зворотний процес зростання амплітуди, який можна пояснити тим, що при малій висоті бетонного розчину (у даному випадку 0,16 м) збільшення коефіцієнта втрат чинить безпосередній вплив на як на активну так і на реактивну складову опору.

Розглянемо рівняння реакції середовища на коливання[3]:

$$R_{pc} = \sqrt{(m_{\sigma}x_0\omega^2a)^2 + (m_{\sigma}x_0\omega^2d)^2} \quad (21)$$

У залежності від знаків коефіцієнтів a і d , реактивна $m_{\sigma}x_0\omega^2a$ і активна $m_{\sigma}x_0\omega^2d$ складові будуть розміщені по відповідним осям x та y . Коефіцієнт d завжди приймає лиш позитивні значення і тому активна складова завжди знижує величину амплітуди коливань робочого органу. Коефіцієнт a має область як позитивних так і від'ємних значень і тому реактивна складова може як знижувати так і збільшувати амплітуду коливань (рис.3). У випадку зарезонансного режиму коливань активний опір не чинить високого впливу на величину амплітуди.

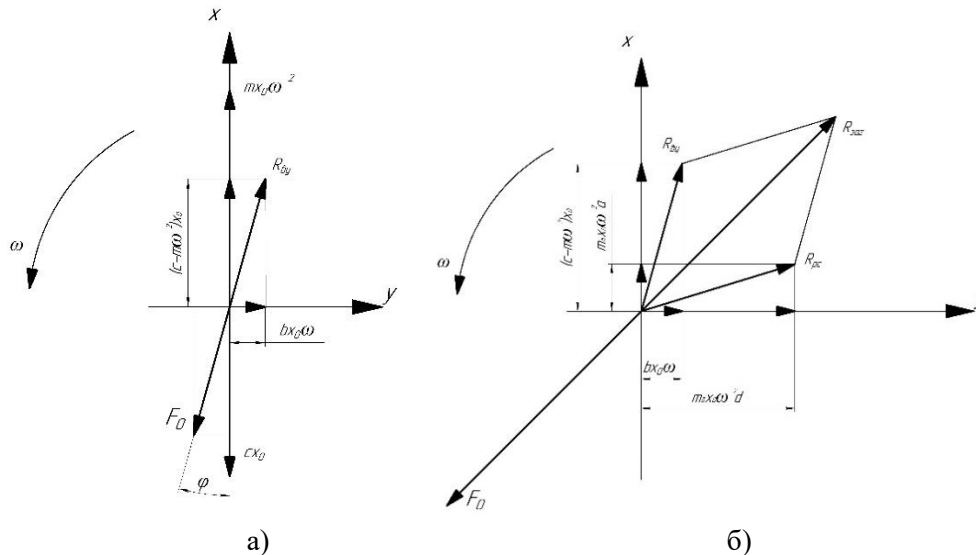


Рис.5. Векторні діаграми сил, що діють:

а - у системі вібраційної установки; б - у системі вібраційна установка – робоче середовище

Fig. 5. Vector diagrams of forces acting:

a - in the vibration installation system; b - in the vibration installation - working environment system

Утримання амплітуди коливань у визначених технологією можна досягти зміною величини змушувальної сили, яку генерує віброзбудник коливань. В роботі запропоновано схему керування на основі зміни одного з ключових параметрів – змушувальної сили віброзбудника. Як бачимо з формули (20) для зміни величини змушувальної сили є два шляхи – зміна кутової частоти обертання дебалансного вала ω або зміна статичного моменту маси дебалансів m_0r_0 .

На рисунку 6 наведено функціональну схему автоматизації вібромайданчика, який і є об'єктом керування. Визначення амплітуди коливань у процесі роботи здійснюється з допомогою датчиків вібрації – акселерометрів, які вимірюють амплітуди віброприскорення. Керуючим впливом є зміна величини змушувальної сили F_0 і досягається з допомогою сервоприводу керування, який змінює положення секторів дебалансу (половинок), що в свою чергу змінює статичний момент маси дебалансів вібратора m_0r_0 . Датчик кутового положення дебалансу дозволяє визначати кутову частоту обертання дебалансного вала і забезпечувати її постійне значення. В разі відхилень кутової частоти обертання від нормальної, виконується регулювання з допомогою частотного інвертора (за рахунок зміни частоти напруги живлення).

Інформація з датчиків обробляється в реєструючому обладнанні і передається в комп'ютер для порівняння з цільовими параметрами. У разі відхилення фактичних параметрів від цільових, комп'ютером передається інформація у керуюче обладнання для зміни відповідних параметрів. Завдання сервоприводу і частотному інвертору видає керуюче обладнання, яке реалізовано програмно на мікроконтролері.

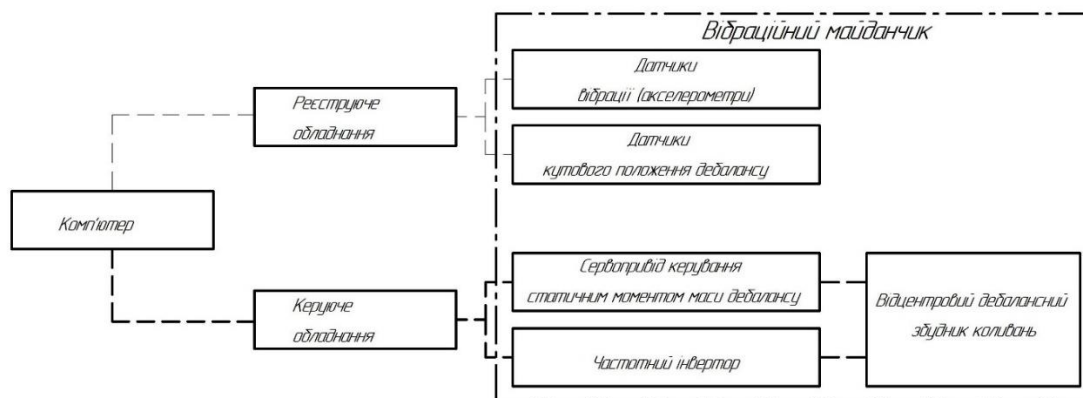


Рис.6. Функціональна схему автоматизації резонансного вібромайданчика
Fig. 6. Functional diagram of the automation of a resonant vibrating platform

Для розробки віброзбудника зі змінним статичним моментом маси дебалансів було узятю за основу було узятю типовий дебалансний віброзбудник коливальний [6] ІВ-20-50 зі змусовувальною силою $F_0=20$ кН (рис.7).

Вихідними параметрами для розробки конструкції віброзбудника є мінімальна і максимальна змусовувальна сила, яку генерує один дебаланс при обертанні з частотою 314 рад/с – $F_{1\min}=7,6$ кН та $F_{1\max}=11,04$ кН.

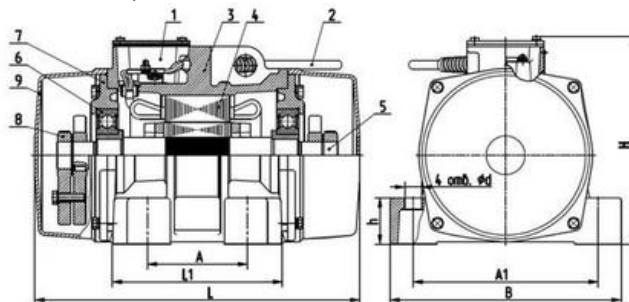


Рис.7. Дебалансний віброзбудник ІВ-20-50 з двигуном змінного струму з частотою 50 Гц
Fig. 7. Unbalance vibrator IV-20-50 with an AC motor with a frequency of 50 Hz

Отримані значення максимального і мінімального статичного моменту мас дебаланса мас значення – $m_1\Gamma_{1\min}=0,078$ кг·м та $m_1\Gamma_{1\max}=0,112$ кг·м.

Дебаланс секторного типу розбито на дві половини дебаланса, з яких він буде складатися.

Площа невідновленої частини дебаланса визначається за рівнянням, m^2 :

$$S_{\text{н.ч.}} = \alpha_{\text{РАД}} \cdot (R^2 - r^2), \quad (22)$$

де $\alpha_{\text{РАД}} = \frac{\pi \cdot \alpha^0}{180^0}$ – кут сектору дебаланса, рад, α^0 – кут сектору дебаланса, град; R – радіус невідновленої частини дебаланса, м; r – радіус зрівноваженої частини дебаланса, м. (визначається пропорційно радіусу зрівноваженої частини за аналогом).

Відстань від осі обертання до центра маси невідновленої частини дебаланса, м:

$$r_0 = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \frac{\sin \alpha}{\alpha_{\text{РАД}}} \quad (23)$$

Маса невідновленої частини дебаланса m_0 визначається з усередненого значення необхідного статичного моменту маси дебалансів $m_1\Gamma_{1\text{ср}}=0,095$ кг·м. Ескіз розміщення дебалансів у середньому положенні представлено на рисунку 8.

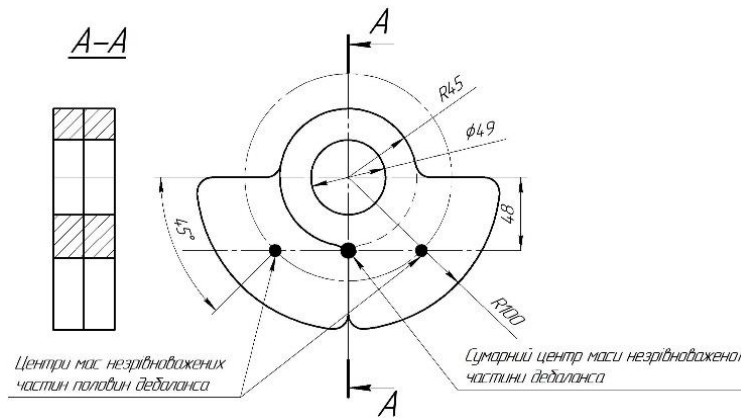


Рис.8. Ескіз дебалансів і розміщення центрів мас невіднованих частин половинок дебалансу і сумарний центр маси

Fig. 8. Sketch of imbalances and placement of centers of mass of unbalanced parts of the halves of the imbalance and the total center of mass

Відстань розміщення центру мас дебалансів r_0 залежить від статичного моменту маси дебалансів:

$$r_0(m_1 r_1) = \frac{m_1 r_1}{m_0}.$$

Мінімальне значення $r_{0min} = 0,039$ м при статичному моменті маси дебалансів – 0,078 кг·м, а максимальне значення $r_{0max} = 0,056$ м при статичному моменті маси дебалансів – 0,112 кг·м.

Визначені кути повороту половинок дебаланса відносно горизонтальної осі, а також діапазон повороту кожного дебалансу. Мінімальне значення від горизонталі – 35 градусів, максимальне – 55 градусів. Тобто кожна з половинок дебаланса виконує доворот відносно осі дебалансного вала на 20 градусів.

Графічне представлення розміщення половинок дебаланса і сумарного центру маси невіднованої частини дебаланса у мінімальному (рис.9, а) і максимальному (рис.9, б) положеннях.

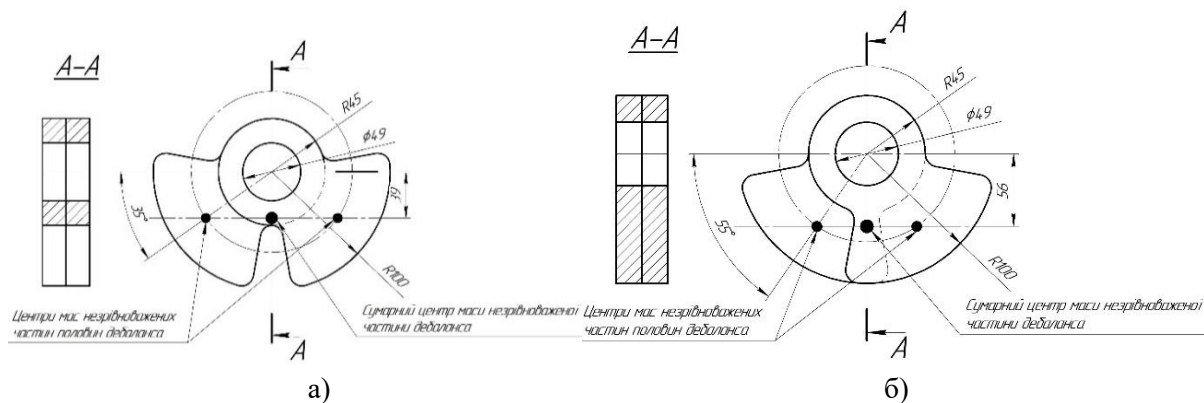


Рис.9. Положення половинок дебаланса при забезпеченні максимального і мінімального статичного моменту маси

Fig. 9. Position of the unbalance halves when ensuring maximum and minimum static moment of mass

Принципову схему механізму показано на рисунку 10. Половинки дебаланса 2 встановлені рухомо на дебалансному валу 1 на втулках 3, що дозволяє половинкам дебаланса обертатися довкола центральної вісі вала. В половинках дебалансів наявні канавки 4, які суміщені з відповідними виступами 5 на штоку 6 сервоприводу. Оскільки канавки в половинках дебаланса мають протилежні напрямки нарізки, то при русі штока вздовж центральної вісі вала на величину h відбувається поворот половинок дебаланса на відповідну величину кута α в протилежних напрямках. Відбувається зведення або розведення половинок

дебаланса, що в свою чергу дозволяє змінювати змушуючу сил F_0 , яку реалізовує вібробудник коливань.

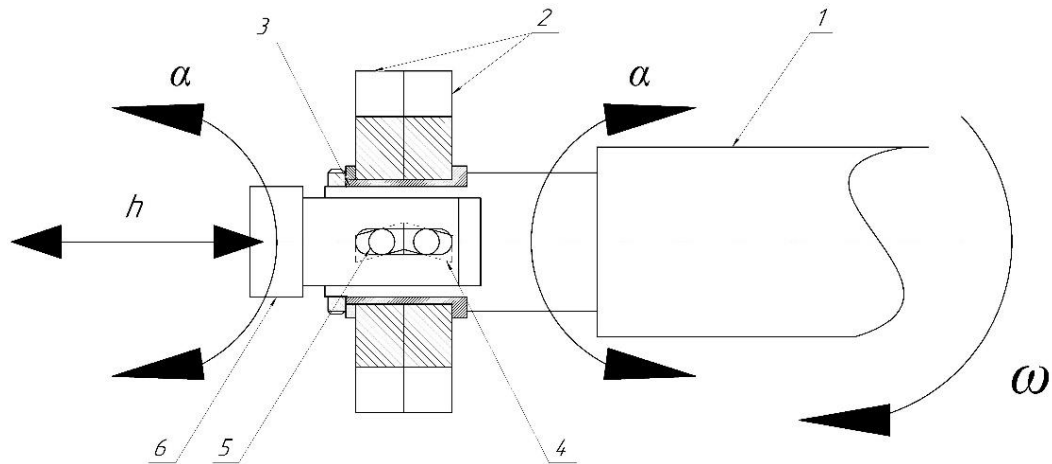


Рис.10. Схема механізму зміни кута розведення половинок дебаланса на дебалансному валу
Fig. 10. Scheme of the mechanism for changing the angle of the unbalance halves on the unbalance shaft

Нижче представлено 3D модель вібробудника коливань зі змінним статичним моментом мас дебалансів(рис.11).

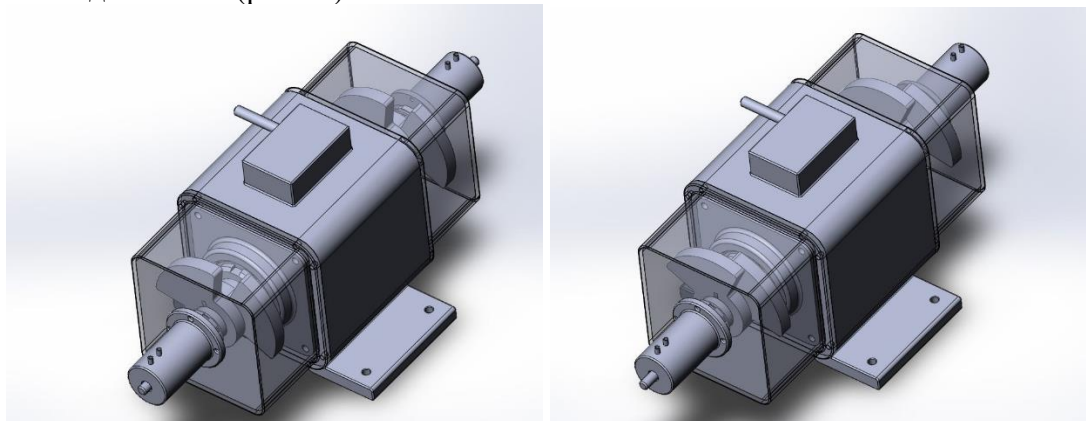


Рис.11. 3D модель вібробуджувача зі змінним статичним моментом мас дебалансів:
а) дебаланси максимально розведені, змушувальна сила – $F_{\min}=15,2$ кН; б) дебаланси максимально зведені, змушувальна сила – $F_{\max}=22,08$ кН

Fig. 11. 3D model of a vibration exciter with a variable static moment of the masses of unbalances:
a) unbalances are maximally expanded, the force is $F_{\min}=15.2$ kN; b) unbalances are maximally reduced, the force is $F_{\max}=22.08$ kN

6. Висновки. У роботі виконано аналіз параметрів, які чинять вплив на величину амплітуди коливань системи «вібраційна машина – робоче середовище» у процесі ущільнення бетонних розчинів.

Істотний вплив на амплітуду чинить величина коефіцієнта втрат γ енергії на ущільнення, яка відрізняється при зміні щільності і пористості розчину на різних етапах процесу ущільнення. При цьому для бетонних розчинів з відносно малою висотою шару зростання коефіцієнта втрат γ призводить до зростання амплітуди коливань, що пов'язано з величинами коефіцієнтів активного d і реактивного a опорів, а також області позитивних і негативних значень останнього.

Виявлено, що для забезпечення амплітуд коливань у визначених технологією межах є доцільним виконувати регулювання величини змушувальної сили, що приводить в дію вібраційну систему.

Наведено функціональну схему автоматизації вібромайданчика, що складається з: датчиків вібрації (акселерометрів), сервоприводу керування; датчика кутового положення дебалансу; інвертора; реєструючого та керуючого обладнання.

Розроблено принципову схему механізму зміни статичного моменту маси дебалансів за рахунок зведення або розведення половинок дебаланса з допомогою сервоприводу, що в свою чергу дозволяє змінювати змушувальну силу F_0 .

Варто зазначити, що для точності роботи керуючого обладнання при ущільненні бетонного розчину у формах різних за розміром і наповненням, а також розчинів різних за щільністю і пористістю потрібно провести більш детальне і ґрунтовне дослідження залежності величини коефіцієнта втрат від основних параметрів робочого середовища і їх зміни на різних етапах процесу ущільнення.

Список використаних джерел:

1. Дьяченко О.С., Кібаленко В.С., Тверда Д.Д. Актуальність переробки будівельного сміття та огляд впливу на навколишнє середовище. IV Міжнародна наукова-практична конференція Енергоощадні машини і технології, 2023. С. 48-51.
2. Повідайло В. О. (2004) Вібраційні процеси та обладнання: Навчальний посібник / В.О. Повідайло // Львів.: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка». — 248 с.
3. Назаренко І.І. (2010) Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навчальний посібник / І.І. Назаренко // К.: Видавничий дім «Слово». — 440 с.
4. Назаренко І.І., Дєдов О.П., Дьяченко О.С., Свідерський А.Т. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских залізобетонних виробів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2017. №90. С. 49–58.
https://repository.knuba.edu.ua/bitstream/987654321/6691/1/gbdmm_2017_90_9.pdf.
5. Nazarenko I., Diachenko O., Pryhotskyi V., Nesterenko M. 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. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/11338>.
6. Назаренко І., Дєдов О., Дьяченко О. Огляд конструкцій навісних збудників коливань та дослідження їх параметрів і доцільності їх використання на вібраційних установках для покращення ущільнення залізобетонних виробів. Техніка будівництва, 2023. 2(39), С. 29–39.
7. Иносов С., Илларионов В., Сабалаева Н. Автоматичне каскадне регулювання амплітуди коливань резонансного віброживильника з дебалансним збуджувачем. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті, 2025. 30(1), 75-80. <https://doi.org/10.18664/ikszt.v30i1.326809>.
8. Нестеренко М. Врахування сил опору середовища в загальній розрахунковій схемі вібраційної системи, зображеної у вигляді дискретної моделі. Техніка будівництва, 2024. (41), С. 56-62. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0406>.
9. Борејко В.І., Притула М.Ю. Перспективи виробництва будівельних матеріалів в Україні. Збірник наукових праць. Проблеми раціонального використання соціально-економічного та природно-ресурсного потенціалу регіону: фінансова політика та інвестиції, 2011. Вип. XVII, № 4. С. 64-71.

References:

1. Diachenko O.S., Kibalenko V.S., Tverda D.D. (2023) Aktualnist pererobky budivelnoho smittia ta ohliad vplyvu na navkolyshnie seredovyshche. IV Mizhnarodna naukova-praktychna konferentsiia Enerhooshchadni mashyny i tekhnolohii [Relevance of construction waste processing and environmental impact overview. IV International scientific and practical conference Energy-saving machines and technologies] P. 48-51.
2. Povidaylo V.O. (2004). Vibracijni procesy ta obladnannja. Navchalnij posibnik [Vibration processes and equipment. Textbook]. Lviv: National university "Lviv polytechnic".
3. Nazarenko, I.I. (2010). Prikladni zadachi teorii vibracijnih system. Navchalnij posibnik (2-e vidannja) [Applied problems of the theory of vibration systems. Textbook (2nd ed.)]. Kyiv: Vidavnychij Dim "Slovo".

4. Nazarenko I.I., Dedov O.P., Diachenko O.S., Svidersky A.T. (2017) Ohliad i analiz vibratsiinoho obladdannia dlia formuvannia ploskykh zalizobetonnykh vyrobiv [Review and analysis of vibration equipment for forming flat reinforced concrete products]. Mining, constructional, road and melioration machines, 90, P.49–58.
https://repository.knuba.edu.ua/bitstream/987654321/6691/1/gbdmm_2017_90_9.pdf.
5. Nazarenko I., Diachenko O., Pryhotskyi V., Nesterenko M. (2021) Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options. Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering, 1(56), P. 37–42. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/11338>.
6. Nazarenko I.I., Dedov O.P., Diachenko O.S. (2023) Ohliad konstruktsii navisnykh zbudnykiv kolyvan ta doslidzhennia yikh parametriv i dotsilnosti yikh vykorystannia na vibratsiinykh ustanovkakh dlia pokrashchennia ushchilnennia zalizobetonnykh vyrobiv [Review of the designs of mounted vibration exciters and research into their parameters and feasibility of their use on vibration installations to improve the compaction of reinforced concrete products]. Construction engineering, 2(39), P. 29–39.
7. Inosov S., Illarionov V., Sabalaieva N. (2025) Avtomatychne kaskadne rehuliuвання amplitudy kolyvan rezonansnogo vibrozhyvlynyka z debalansnym zbudzhuvachem [Automatic cascade regulation of the oscillation amplitude of a resonant vibrator with an unbalanced exciter]. Information and control systems at railway transport, 30(1), P. 75–80. <https://doi.org/10.18664/ikszt.v30i1.326809>.
8. Nesterenko M.M. (2024) Vrakhuвання syl oporu seredovyscha v zahalnyi rozrakhunkovii skhemi vibratsiinoi systemy, zobrazhenoi u vyhliadi dyskretnoi modeli [Taking into account the resistance forces of the environment in the general calculation scheme of the vibration system, depicted as a discrete model]. Construction engineering, (41), P. 56–62. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0406>.
9. Boreyko V.I., Prytula M.Yu. (2011) Perspektyvy vyrobnytstva budivelnnykh materialiv v Ukraini. Zbirnyk naukovykh prats. Problemy ratsionalnoho vykorystannia sotsialno-ekonomichnoho ta pryrodno-resursnoho potentsialu rehionu: finansova polityka ta investytsii. [Prospects for the production of construction materials in Ukraine. Collection of scientific works. Problems of rational use of socio-economic and natural resource potential of the region: financial policy and investments]. Vol. XVII, № 4. P. 64–71.