

УДК 666.97.033.16

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0504>
¹Олександр Орисенко,

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Галузевого машинобудування та мехатроніки», <https://orcid.org/0000-0003-3103-0096>, e-mail: oleksandr.orysenko@gmail.com
¹Олександр Шека,

аспірант кафедри «Галузевого машинобудування та мехатроніки», <https://orcid.org/0009-0005-1328-1416>, e-mail: ascheka51@gmail.com
¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011, Україна

РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОПОРИ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ ДЛЯ ОДНОМАСОВИХ ВІБРАЦІЙНИХ ПЛОЩАДОК МАЛОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

АНОТАЦІЯ. В статті розглядаються питання, пов'язані із розробкою дослідного зразка пружної віброізоляційної опори для одномасових вібраційних площадок малої вантажопідйомності для виготовлення малогабаритних бетонних виробів. Доведено, що для отримання якісного ущільнення бетонних сумішей необхідно забезпечувати кількісні співвідношення між частотами вимушених коливань та значеннями амплітуд вібропереміщень точок поверхні їхніх робочих органів. Наведено принципову схему віброізоляційної опори для одномасової вібраційної площадки з дебалансним віброзбудженням, для пружних елементів якої жорсткість на стиснення можна регулювати або шляхом розподілу навантаження по поверхні робочого органу віброплощадки або шляхом змінення їх робочої висоти. Для розрахованих числових значень осьових жорсткостей пружних елементів віброізоляційної опори виміряно відповідні амплітуди вимушених коливань вибраних точок поверхні робочого органу віброплощадки в напрямках координатних осей та побудовано графіки зміни амплітуд вертикальних вібропереміщень цих точок від відстаней їх від центра коливань. На основі аналізу одержаних графіків зроблено висновок про технічну відповідність жорсткісних характеристик розробленої віброізоляційної опори технологічним вимогам щодо забезпечення якісного віброущільнення відповідних марок жорстких бетонних сумішей.

Ключові слова: вібраційна площадка, віброізоляційна опора, жорсткість, амплітуда коливань, ущільнення.

DEVELOPMENT OF A VIBRATION SUPPORT WITH VARIABLE STIFFNESS FOR SINGLE MASS VIBRATING PLATFORMS WITH A LOW LOAD-BEARING CAPACITY

ABSTRACT. The article deals with the issues related to the development of a prototype of an elastic vibration isolation support for single-mass vibrating platforms of low load capacity for the manufacture of small-sized concrete products. It is proved that in order to obtain a high-quality compaction of concrete mixtures, it is necessary to ensure quantitative correlations between the frequencies of forced vibrations and the values of the amplitudes of vibration displacements of the surface points of their working bodies. A schematic diagram of a vibration isolation support for a single-mass vibrating platform with unbalanced vibration excitation is presented, for the elastic elements of which the compressive stiffness can be adjusted either by distributing the load over the surface of the working body of the vibrating platform or by changing their working height. For the calculated numerical values of the axial stiffnesses of the elastic elements of the vibration isolation support, the corresponding amplitudes of forced vibrations of selected points of the surface of the working body of the vibrating platform in the directions of the coordinate axes were measured and graphs of changes in the amplitudes of vertical vibration displacements of these points with respect to their distances from the centre of oscillations were constructed. Based on the analysis of the obtained graphs, it was concluded that the technical compliance of the stiffness characteristics of the developed vibration isolation support with the technological requirements for ensuring high-quality vibration compaction of the corresponding grades of rigid concrete mixtures.

Keywords: vibrating platform, vibration isolation support, stiffness, vibration amplitude, seal.

1. Постановка проблеми. Виробництво сучасних будівельних матеріалів вимагає постійного впровадження у практику новітніх технологій, створення в будівельній індустрії

нових зразків технологічного обладнання. Для виробництва малогабаритних бетонних і залізобетонних виробів застосовують одномасові вібраційні площадки малої вантажопідйомності переважно з об'ємним або поверхневим ущільненням бетонних сумішей [1, 2]. Основними характеристиками таких установок з вимушеними коливаннями їхніх робочих органів є амплітуди вібропереміщень та частоти коливань, які задаються за технологічними міркуваннями залежно від складу бетонної суміші та габаритних розмірів виробів, що формуються [3]. Їхні коливні маси здійснюють вимушені усталені коливання з амплітудами 0,3...0,6 мм на циклічних частотах 25...50 Гц, що з достатньою технологічною ефективністю відповідають гармонійному режиму їх роботи, зазнаючи при цьому на робочих органах відповідних перевантажень в межах (1...10)g [4, 5]. Частоти цих коливань задаються віброзбуджувачами, як правило, з дебалансним приводом, а амплітуди коливань визначаються коливними масами віброплощадок та жорсткістю пружних елементів їхніх віброізоляційних опор.

Рекомендовані співвідношення між частотами вимушених коливань та амплітудами вібропереміщень для вібраційних площадок з гармонійним режимом роботи наведено в таблиці 1 [6].

Таблиця 1 – Співвідношення між частотами вимушених коливань та амплітудами вібропереміщень для вібраційних установок з гармонійним режимом роботи

Table 1 – Relationship between frequencies of forced oscillations and amplitudes of vibration displacements for vibration installations with a harmonic mode of operation

Колова частота вимушених коливань системи Ω , рад/с	Циклічна частота вимушених коливань, N , Гц	Амплітуда вимушених коливань A , мм
157	25	0,8...1,2
250	40	0,6...0,8
314	50	0,6...0,8

Ефективність роботи одномасових вібраційних площадок безпосередньо залежить від надійності та довговічності їхніх пружних віброізоляційних опор, що сприймають вібраційне навантаження та запобігають вібрації фундаментів [7, 8]. Жорсткісні параметри цих опор розраховують під конкретні інерційні параметри коливних мас вібраційних площадок [9]. Складовими компонентами віброізоляційних опор є пружні елементи переважно у вигляді витих пружин або гумових вставок, що працюють здебільшого на стиск або зсув [3], і забезпечують вертикальну та горизонтальну складові вібрації. Досить часто в якості пружних елементів застосовують циліндричні та конічні конструкції на основі гуми, оскільки у віброізоляційних пружних опорах вони забезпечують більшу частку приєднання маси бетонної суміші [3, 7]. Пружні властивості гуми дозволяють витримувати значні деформації без руйнування, забезпечують можливість регулювання жорсткості та низький рівень шуму. Важливою особливістю віброізоляційного пружного вузла є той факт, що в одномасових вібраційних площадках він технологічно забезпечує зарезонансний режим роботи їхніх коливних систем, при якому амплітуди вібропереміщень практично не залежать від зміни частоти обертання електричного двигуна [3].

2. Аналіз публікацій по темі дослідження. У практиці проєктування вібраційних машин з різними способами збудження вимушених коливань для ущільнення бетонних сумішей визнано доцільними два робочих режими їх роботи – резонансний та далеко зарезонансний [1, 3, 4].

Зарезонансний режим є робочим режимом для нерезонансних одномасових вібраційних площадок із навісним дебалансним віброзбудженням. Робота вібраційних машин в

цьому режимі забезпечується вибором числового значення загальної жорсткості c_{iz} пружних елементів віброізоляційних опор [9]:

$$c_{iz} = \Omega_g^2 m_k, \quad (1)$$

де Ω_g – власна частота коливань віброплощадки; m_k – загальна маса її коливних частин.

Власну колову частоту коливань механічної коливної системи вибирають з умови [9]:

$$\Omega_g \leq \Omega / 7 \dots 10, \quad (2)$$

де Ω – колова частота вимушених коливань системи (робоча частота).

Тоді жорсткість c_n пружного елемента кожної віброізоляційної опори дорівнює:

$$c_n = \frac{c_{iz}}{n}, \quad (3)$$

де n – кількість опор віброплощадки.

Опори мають бути рівномірно розташовані на рамній конструкції для забезпечення її міцності і не заважати просторовому вібраційному руху [9].

Для одномасових вібраційних машин з дебалансним приводом резонансний режим роботи є шкідливим, тому що динамічні реакції у вібраційних опорах, які сприймає фундамент, внаслідок резонансу зростають настільки, що можуть зруйнувати його. В нерезонансних дебалансних машинах коливна система розміщується на пружних елементах невеликої жорсткості [9], завдяки чому її динамічні навантаження на фундамент є незначними. Зарезонансний режим роботи коливної системи вирізняється стійкістю амплітуди вібропереміщень при випадкових змінах в'язкого опору та частот власних і вимушених коливань системи [9, 10].

3. Мета і завдання дослідження. Метою статті є висвітлення результатів роботи по створенню діючої дослідної моделі пружної віброізоляційної опори з регульованою жорсткістю для одномасової вібраційної площадки з дебалансним віброзбудженням. В якості пружних елементів для чотирьох віброізоляційних опор використано лабораторні зразки з гумовокордного матеріалу – частини напірного рукава високого тиску, силовою основою якого є каркас, складений із двох перехресних шарів обгумованого текстильного корду. На основі цих лабораторних зразків потрібно розробити конструкцію віброізоляційної опори змінної жорсткості. Завдання полягає в тому, щоб для розрахованих за умови встановлення далеко зарезонансного режиму роботи віброплощадки числових значень осьової жорсткості пружних елементів її віброізоляційного вузла виміряти відповідні амплітуди вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органа в напрямку заданих координатних осей та побудувати графіки залежності амплітуди вимушених вертикальних вібропереміщень вибраних точок як функції відстаней їх від центра коливань, що змінюються у межах від 0 м до 1,015 м, при фіксованих значеннях жорсткостей пружних елементів 30450 Н/м, 60900 Н/м, 91350 Н/м. На основі аналізу одержаних графіків зробити висновок про технічну відповідність чи невідповідність жорсткісних характеристик цієї віброопори технологічним вимогам щодо забезпечення якісного віброуцільнення відповідних сортів бетонних сумішей.

4. Виклад основного матеріалу. Конструкція віброізоляційної опори містить дві основи – верхню і нижню, що являють собою металеві пластини 1 прямокутної форми однакових розмірів. До обох пластин симетрично відносно їх геометричних центрів методом зварювання приєднано штуцери 2 – відрізки металевих труб із зовнішніми діаметрами 50 мм і довжиною 40 мм кожен. За допомогою болтових з'єднань чотири пластини зі штуцерами кріпляться зверху до рухомої рами в чотирьох кутових точках, рівновіддалених відносно її геометричного центра, а інші чотири – знизу до нерухомої основи віброплощадки так, щоб геометричні центри кожної пари лежали на одній вертикальній прямій. На вільних кінцях штуцерів нарізано метричну різьбу М50 довжиною по 20 мм, відповідно на верхніх

штуцерах – праву, а на нижніх – ліву. В просторі між парами співвісних штуцерів розміщуються пружні елементи у вигляді порожнистих циліндрів 3 з гумовокордного матеріалу висотою по 100 мм кожен, із внутрішніми та зовнішніми діаметрами відповідно 48 мм та 68 мм. Регулювання висоти цих елементів відбувається шляхом закручування обох їхніх кінців по різьбових частинах циліндричних поверхонь штуцерів за або проти годинникової стрілки. Для надійного з'єднання гумовокордного елемента з металевими штуцерами застосовуються силові сталеві хомути 4.

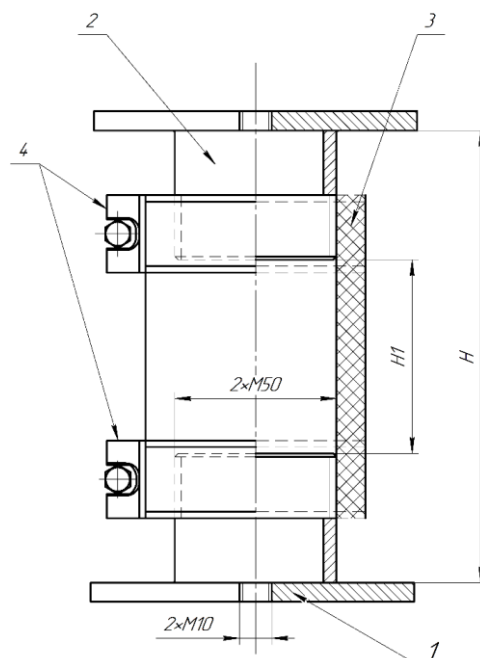


Рисунок 1. Будова пружної віброізоляційної опори змінної жорсткості: H – висота віброопори; H_1 – робоча висота пружного елемента.

Figure 1. Structure of an elastic vibration isolation support of variable stiffness: H – height of the vibration support; H_1 – working height of the elastic element.

Рухома частина вібраційної площадки вільно утримується на чотирьох віброізоляційних опорах за рахунок того, що амплітуда коливної маси набагато менша за осадку пружних елементів опор під дією ваги робочого органу. В робочому режимі віброплощадки гумовокордні елементи зазнають допустимих комбінованих деформацій стиснення та згину, спричинених дією сили збурення віброзбуджувача на рухому раму, забезпечуючи при цьому надійну віброізоляцію фундаменту.

В таблиці 2 наведено числові значення інерційно-жорсткісних параметрів вібраційної площадки для формування малогабаритних бетонних виробів.

Таблиця 2 – Інерційно-жорсткісні параметри вібраційної площадки
Table 2 – Inertial and stiffness parameters of the vibration platform

№ п/п	Назва параметра	Одиниця вимірювання	Числові значення
1	Маса віброплити	кг	100
2	Маса бетонної суміші	кг	80
3	Маса форми	кг	32
4	Маса віброзбуджувача	кг	11
5	Маса дебаланса	кг	2

6	Коливна маса віброплощадки	кг	134
7	Коефіцієнт присіднання бетонної суміші	—	0,3
8	Сила збурення	Н	3000
9	Статичний момент дебаланса	кг·м	0,0334
10	Потужність електричного двигуна	Вт	750
11	Колова частота вимушених коливань системи	рад/с	298,5

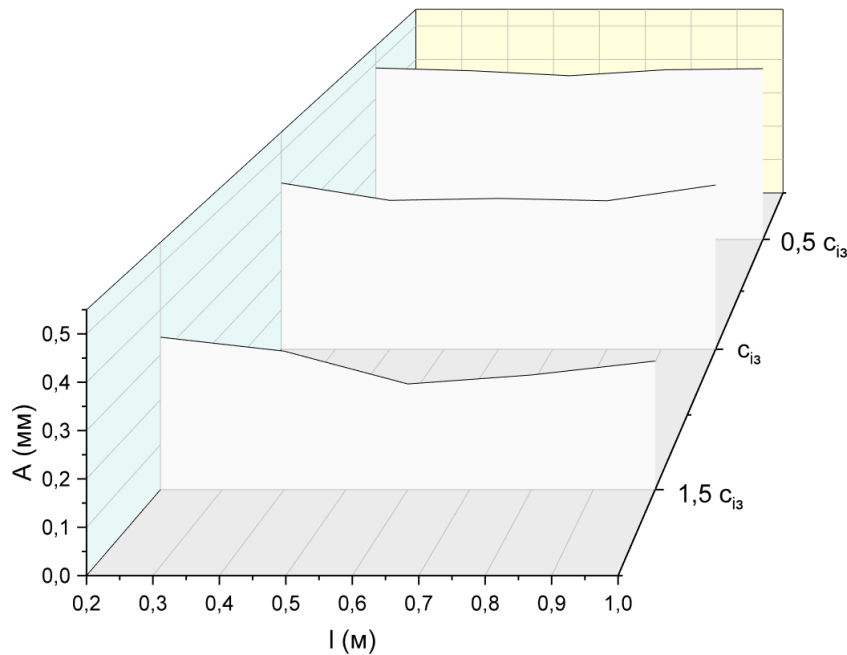


Рисунок 2 – Графіки залежності амплітуд вимушених вертикальних вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органу віброплощадки від їх відстаней від центра коливань, при фіксованих значеннях жорсткостей пружних елементів віброізоляційної опори.
Figure 2 – Graphs of the dependence of the amplitudes of forced vertical vibration displacements of selected points of the surface of the working body of the vibrating platform on their distances from the center of oscillations, with fixed values of the stiffnesses of the elastic elements of the vibration isolation support

При найменшій жорсткості пружних елементів віброізоляційної опори варіації амплітуд вертикальних вібропереміщень є найменшими. Отримані значення амплітуд вертикальних вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органу віброплощадки на циклічній частоті 47,5 Гц вимушених коливань відповідають технологічним вимогам формування малогабаритних виробів із жорстких бетонних сумішей.

Дія такої вібраційної опори ґрунтується на застосуванні залежності жорсткості гумовокордного зразка від пружних деформацій та геометричних розмірів. Зокрема, при незмінній деформуючій силі та площі поперечного перерізу жорсткість такого пружного елемента обернено пропорційна до зміни його довжини. Оскільки зразок чинить опір зміщенню від положення рівноваги, то згідно закону Гука, зі збільшенням жорсткості пружного елемента амплітуда його вібропереміщень зменшується, і навпаки [11]. Гумовокордні елементи вібраційних опор під час роботи вібраційної площадки зазнають періодичних динамічних навантажень. Коли віброплощадка перебуває в режимі холостого ходу, на пружні елементи її опори діє тільки вага рухомої рами з порожньою формою, а в робочому режимі на ці елементи діють динамічні зусилля від маси вібраційної рами з формою і бетонною сумішшю та

додаткове зусилля, що створюється рушійною силою вібробудувача. Крім того, вібраційна площадка після запуску послідовно проходить три частотні режими – дорезонансний (при запуску її в роботу), резонансний (коли частота вимушених коливань віброплощадки, спричинена рухом дебаланса, збігається з власною частотою коливань її рухомої частини) та далеко зарезонансний (номінальний робочий режим віброплощадки з дебалансним приводом).

Підбір жорсткісних параметрів для пружних елементів віброізоляційних опор здійснюють для робочого режиму вібраційної площадки у відповідності з умовами (1) – (3). Зокрема, для конструктивного параметра резонансного налагодження $z_{iz}=7$ значення сумарної жорсткості віброізоляційного вузла із урахуванням її коливної маси $m_k = 134$ кг дорівнює:

$$c_{iz} = m_k \left(\frac{\Omega}{z_{iz}} \right)^2 = 134 \cdot \left(\frac{298,5}{7} \right)^2 = 2,44 \cdot 10^5 \left(\frac{H}{м} \right), \quad (4)$$

де M – коливна маса вібраційної площадки; Ω – колова частота вимушених коливань системи.

За розрахованою жорсткістю віброізоляційного вузла підбирають геометричні розміри перерізів пружних елементів для конкретних умов експлуатації та визначають амплітуду коливань вібраційної машини [8]. Розрахуємо висоту пружного елемента для однієї віброізоляційної опори у формі порожнистого циліндра, який виготовлений з гумовокордного трансверсально-ізотропного матеріалу (гумова матриця та текстильний корд) і перебуває в умовах плосконапруженого стану під дією торцевих навантажень. За геометричною будовою гумовокордний пружний елемент відповідає моделі двошарового композиту з косокутним армуванням. Кути армування волокон у шарах становлять $\theta = \pm 45^\circ$, а ізотропна та трансверсальна складові модуля пружності гумовокордного матеріалу відповідно дорівнюють: $E_L = 1440 \text{ МПа}$, $E_T = 6,9 \text{ МПа}$.

При стисненні пружного елемента поздовжньою силою тиску деформування двошарового гумовокордного композиту спричинює зміну кута укладання його кордних волокон. Деформації гумової матриці та волокон сильно відрізняються через значну різницю числових значень жорсткостей цих матеріалів. Внаслідок різниці осьових деформацій на межі поділу з'являються напруження зсуву, через що верхній кінець пружного елемента зсувається відносно нижнього кінця без провертання. Для цього випадку жорсткість пружного елемента дорівнює [6]:

$$c_n = \frac{c_{iz}}{n} = \frac{12EJ}{h^3}, \quad (5)$$

де E – модуль поздовжньої пружності матеріалу пружного елемента; J – момент інерції поперечного перерізу пружного елемента; h – висота елемента.

Модуль поздовжньої пружності трансверсально-ізотропного матеріалу пружного елемента та момент інерції його поперечного перерізу розраховуємо за формулами [11, 12]:

$$E_x = \frac{E_L E_T \left(\sin^4 \theta - \sin^2 \theta \cos^2 \theta + \cos^4 \theta + \frac{3}{4} E_T^2 \right)}{E_L \sin^4 \theta + E_T} = 6,93 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (6)$$

$$J = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) = 7,884 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (7)$$

Тоді висота пружного елемента згідно з (5) становитиме:

$$h = \sqrt[3]{\frac{12EJ}{c_n}} = 10,23 \cdot 10^{-2} \text{ м} \quad (8)$$

При проектуванні віброізоляційних опор на основі гумокордних елементів із гумовою матрицею та армованими волокнами важливим є розрахунок їх напружено-деформованого стану для того, щоб у процесі експлуатації вони витримували допустимі динамічні навантаження на фундамент, спричинені дією вібраційної машини. Підходи до визначення напружено-деформованого стану гумовокордних елементів мають враховувати специфічні властивості гуми – слабку стисливість, в'язко- та термопружність, геометричну нелінійність гумовокордних матеріалів при їх деформаціях [13], та базуватися на застосуванні аналітичних та чисельних методах розрахунку деформованих твердих тіл з композитних анізотропних матеріалів.

5. Висновки. В цій статті описано будову та принцип дії віброізоляційної опори з регульованою жорсткістю для віброплощадок малої вантажопідйомності. Створено та випробувано із застосуванням трифакторного експерименту чотири дослідні опори. В якості пружних елементів цих опор використано зразки композитного гумовокордного матеріалу, силовою основою якого є каркас, складений із двох перехресних шарів обгумованого корду, матрицею є один із сортів гуми із заданими реологічними характеристиками ядра спадковості, а кордом – армовані текстильні волокна.

На основі проведених вимірювань побудовано графіки залежності амплітуд вертикальних вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органа віброплощадки від відстаней від центру коливань при фіксованих значеннях жорсткостей пружних елементів дослідних опор. Амплітуди вертикальних вібропереміщень робочого органа віброплощадки відповідають технологічним умовам її роботи у гармонійному режимі.

Список використаних джерел:

1. Назаренко І. І. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских залізобетонних виробів / І. І. Назаренко, О. П. Дєдов, О. С. Дьяченко, А. Т. Свідерський // Збірник наукових праць. Будівельні машини і технологічне обладнання. – 2017. – Вип. 90. – с. 49-58. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0301>
2. Nesterenko M.P. 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://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/8439>
3. Ланець О. С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин: Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа : навч. посіб./ О. С. Ланець. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 612 с ISBN 978-966-941-217-1.
4. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посібник / В. О. Повідайло. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2004. – 248 с ISBN 966-553-421-1.
5. Дудар І. Н. Технологія роздільного віброімпульсного формування каменобетонних виробів : монографія / І. Н. Дудар, В. П. Загребя, А. О. Коваленко. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 92 с ISBN 978-966-641-493-2.
6. Назаренко І. І., Туманська О. В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації. // І. І. Назаренко, О. В. Туманська – К. : Вища школа, 2004. – 590 с ISBN 966-642-147-X.
7. Нестеренко М. П. Розроблення пружних опор вібраційних площадок для формування залізобетонних виробів / М. П. Нестеренко, О. П. Воскобійник, А. М. Павленко // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво / за заг. ред. С.Ф. Пічугіна. – Полтава : ПолтНТУ, 2015. – Вип. 1(43). – с. 238-243. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/3054>
8. Нестеренко М. П. Високоєфективні пружні опори для вібраційних площадок із просторовими коливаннями робочого органа / М. П. Нестеренко // Техніка будівництва. – 2012. – № 28. – с. 15–19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/8021>
9. Назаренко І. І. Обґрунтування алгоритму розрахунку вібраційної установки для ущільнення бетонних сумішей зі змінним режимом роботи / І. І. Назаренко, О. П. Дєдов, О. С. Дьяченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2019. – Вип. 93. – с. 19-26. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0301>

10. Лях М. М. Визначення жорсткості віброопор бурових вібросит / М. М. Лях, Н. В. Федоряк, О. О. Рейті // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – с. 46–47.
11. Wright W. W. Composite materials series-3: Textile structural composites Edited by T.-W. Chou and F. K. KO, Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, 1989. pp. 480. ISBN 0-444-42992-1 [Electronic resource] / W. W. Wright // British Polymer Journal. – 1990. – Vol. 22, no. 1. – P. 85–86. <https://doi.org/10.1002/pi.4980220115>
12. Писаренко Г. С. Опір матеріалів: підруч. для студ. мех. спец. вищ. навч. закл. / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; за ред. Г. С. Писаренка. — 2-ге вид., допов. і переробл. — Київ: Вища шк., 2004. — 656с.: іл ISBN 966-642-056-2.
13. Клименко М. І. Напружено-деформований стан гумових та гумовокордних віброізоляторів в умовах температурного та нелінійного деформування // М. І. Клименко, С. М. Гребенюк, А. М. Богуславська, А. В. Гаценко / Геотехнічна механіка. — 2018.— №138 — с. 196–204. <http://dx.doi.org/10.15407/geotm2018.01.196>

References:

1. Nazarenko, I. I., Dedov, O. P., Diachenko, O. S., & Svidersky, A. T. (2017). Ogljad i analiz vibracijnogo obladnannja dlja formuvannja ploskih plit zalizobetonnih virobiv. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Review and analysis of vibrating equipment for the formation of flat reinforced concrete products], Iss. 90, 49–58. <https://doi:10.32347/gbdmm2019.93.0301>
2. Nesterenko M.P., Nesterenko M.M., Orysenko O.V., Sklyarenko T.O. (2019) Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products – *Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering, Poltava: NUPP*, 2 (53), 13–19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/8439>
3. Lanets, O. S. (2018). *Osnovy rozrakhunku ta konstruiuvannia vibratsiinykh mashyn: Knyha 1. Teoriia ta praktyka stvorennia vibratsiinykh mashyn z harmoniinym rukhom robochoho orhana* [Basics of calculation and design of vibration machines: Book 1. Theory and practice of creating vibration machines with harmonious movement of the working organ]. NU «Lvivska politehnika» Publ ISBN 978-966-941-217-1.
4. Povidailo, V. O. (2004). *Vibratsiini protsesy ta obladnannia* [Vibration processes and equipment]. NU «Lvivska politehnika» Publ ISBN 966-553-421-1.
5. Dudar, I. N., Zahreba, V. P., & Kovalenko, A. O. (2012). Tekhnolohiia rozdilnoho vibroimpulsnoho formuvannia kamenobetonnykh vyrobiv: Monohrafiia [Technology of separate vibro-pulse moulding of stone concrete products: Monograph]. Vinnytsia: VNTU ISBN 978-966-641-493-2.
6. Nazarenko, I. I., & Tumanska, O. V. (2004). Mashyny i ustatkuvannia pidpriemstv budivelnykh materialiv: konstruksii ta osnovy ekspluatatsii [Machinery and equipment of building materials enterprises: design and basics of operation]. Kyiv: Vyshcha shkola Publ ISBN 966-642-147-X.
7. Nesterenko, M. P., Voskobiinyk, O. P., & Pavlenko, A. M. (2015). Rozroblennia pruzhnykh opor vibratsiinykh ploshchadok dlja formuvannia zalizobetonnykh vyrobiv [Development of elastic supports for vibration platforms for forming reinforced concrete products]. *Zbirnyk naukovykh prats. Seriia: Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo – Academic Journal Industrial Machine Building, Civil Engineering*, Poltava: PolNTU, 1(43), 238–243. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/3054>
8. Nesterenko, M. P. (2015). Vysokoefektyvni pruzhni opory dlja vibratsiinykh ploshchadok iz prostorovymy kolyvanniamy robochoho orhana [Highly efficient elastic supports for vibrating platforms with spatial oscillations of the implement]. *Tekhnika budivnytstva – Construction techniques*, Poltava: PolNTU, 28, 15–19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/8021>
9. Nazarenko, I. I., Diedov, O. P., & Diachenko, O. S. (2019). Obgruntuvannia alhorytmu rozrakhunku vibratsiinoi ustanovky dlja ushchilnennia betonnykh sumishei zi zminnym rezhymom roboty [Justification of the algorithm for calculating the vibration installation for compacting concrete mixtures with a variable operating mode]. *Hirnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny – Mining, construction, road and reclamation machines*, 93, 19–26. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0301>
10. Liakh, M. M., Fedoliak, N. V., & Reni, O. O. (2016). Vyznachennia zhorstkosti vibroopor burovnykh vibrosyt [Determination of the stiffness of vibration supports for drilling vibrating screens]. In *Aktualni zadachi suchasnykh tekhnolohii – Current challenges of modern technologies*, (pp. 46–47) Ternopil: TNTU.

11. Wright, W. W. (1990). Composite materials series-3: Textile structural composites Edited by T.-W. Chou and F. K. KO, Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, 1989. pp. 480. ISBN 0-444-42992-1. *British Polymer Journal*, 22(1), 85–86. <https://doi.org/10.1002/pi.4980220115>
12. Pysarenko, H. S., Kvitka, O. L., & Umanskyi, E. S. (2004). *Opir materialiv: Pidruchnyk* (H. S. Pysarenko, Ed.; 2nd ed.) [Resistance of materials: A Textbook (2nd ed.)]. Kyiv: Vyshcha shkola ISBN 966-642-056-2.
13. Klymenko, M. I., Grebenyuk, S. M., Boguslavska, A. M., & Hatsenko, A. V. (2018). Napruzhenno-deformovanyi stan humovykh ta humovokordnykh vibroizoliatoriv v umovakh temperaturnoho ta neliniinoho deformuvannia [Stress-strained state of rubber and rubber-cord vibroinsulators under condition of temperature and nonlinear deformation]. *Heotekhnichna mekhanika – Geo-Technical mechanics*, 138, 196–204. <https://doi.org/10.15407/geotm2018.01.196>