



КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ



МІНІСТЕРСТВО
ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ



УКРАЇНЬКА РАДА
ІНЖЕНЕРІВ-БУДІВЕЛЬНИКІВ



БУДІВЕЛЬНА
ПАЛАТА
УКРАЇНИ



АКАДЕМІЯ
БУДІВНИЦТВА
УКРАЇНИ



ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДЕРЖАВНИЙ НАУКОВО-
ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ»



VI Міжнародна науково-практична конференція «ЕНЕРГООЩАДНІ МАШИНИ І ТЕХНОЛОГІЇ»

20-21 травня 2025 року

Присвячено 95-річчю з дня заснування КНУБА

Матеріали конференції

Київ 2025

ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ ЗАЛЕЖНОСТІ АМПЛІТУДИ ВЕРТИКАЛЬНИХ ВІБРОПЕРЕМІЩЕНЬ ГАРМОНІЙНОЇ ВІБРОПЛОЩАДКИ НА ОСНОВІ ТРИФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

Олександр Орисенко, доцент, к.т.н., завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки¹ (ORCID: 0000-0003-3103-0096),

Олександр Шека, аспірант¹ (ORCID: 0009-0005-1328-1416),

¹ Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», проспект Віталія Грицаєнка, 24, 36011, Україна

АНОТАЦІЯ. Під час проведення пробних досліджень було встановлено, що на амплітуду вібропереміщень точок рухомої рами віброплощадки найсуттєвіший вплив створюють такі параметри як: жорсткість вібраційних опор, відстань від центра коливань та маса рухомої частини. Ці чинники були обрані за незалежні фактори при проведенні досліджень за допомогою трифакторного експерименту. У результаті математико-статистичної обробки отриманих даних експерименту було одержано рівняння множинної регресії другого порядку. Розраховані значення дисперсії в нульовій точці, дисперсія адекватності та критерій Фішера підтверджують можливість використання отриманого рівняння для опису досліджуваного процесу. За результатами досліджень побудовано тривимірні поверхні відгуку у кодованій формі та при фіксованому значенні одного з факторів. Отримані результати дозволяють встановлювати оптимальне регулювання віброізоляційних опор зі змінною жорсткістю, що, в свою чергу, дозволяє підвищити якість ущільнення бетонних виробів.

Ключові слова: віброплощадка; вібраційна опора; амплітуда вібропереміщень; жорсткість; трифакторний експеримент.

Вступ. Вібраційні площадки з малою вантажопідйомністю, які застосовують для формування малогабаритних та дрібноштучних виробів, виконують переважно з об'ємним або поверхневим ущільненням бетонних сумішей. Як правило, такі віброплощадки належать до класу одномасових вібраційних машин з гармонійним зарезонансним режимом роботи [1]. Їхні рухомі частини встановлюються на пружні віброізоляційні опори і приводяться у коливальний рух від зовнішніх дебалансних вібробуджувачів. Найпоширенішими є вібраційні площадки коливання яких спрямовані вертикально та мають циклічні частоти вимушених коливань в діапазоні 25 – 50 Гц, амплітуди вібропереміщень робочих органів яких знаходяться в межах 0,3 – 0,6 мм [2 – 4].

На амплітуду вимушених коливань робочого органу віброплощадки впливає сукупність незалежних чинників різної фізичної природи, серед яких: маса робочого органу, маса та реологічні характеристики бетонної суміші, жорсткість віброізоляційних опор, величина змушувальної сили, наявність та маса привантажувача, а також інші експлуатаційні параметри.

Оскільки амплітуда вимушених коливань робочого органу вібромашини залежить від жорсткості її пружної ланки – віброізоляційних опор, то, можна стверджувати, що і якість ущільнення бетонних сумішей залежить від пружної деформабельності цих елементів.

Аналіз літературних джерел. У наукових джерелах наведено приклади застосування багатофакторних експериментів для дослідження параметрів різних технологічних процесів. У роботі [5] представлено результати дослідження режимів ущільнення легкобетонних сумішей на ударно-вібраційній установці із застосуванням методу математичного планування експерименту. За допомогою реалізації трифакторного експерименту було встановлено вплив конструктивних параметрів установки на міцнісні характеристики відформованих бетонних виробів.

Зокрема, у роботі [6] досліджують оптимізацію параметрів роботи вібраційної машини шляхом застосування методів багатофакторного експерименту. Метою дослідження є визначення раціональних режимів роботи машини для забезпечення ефективного ущільнення бетонних сумішей.

Мета роботи. Висвітлення результатів дослідження оптимального робочого режиму пружної віброопори змінної жорсткості віброплощадки з гармонійним зарезонансним режимом роботи на основі вивчення впливу вхідних факторів на амплітуду вертикальних вібропереміщень точок поверхні її рухомої рами.

Виклад основного матеріалу. За результатами пробних дослідів встановлено, що на амплітуду вібропереміщень точок поверхні робочого органу віброплощинки найбільший вплив створюють такі фактори як: жорсткість віброопор, відстань від центра коливань та маса рухомої частини установки. Зазначені параметри є керованими, піддаються вимірюванням та можуть бути зафіксовані на заданих рівнях. З метою встановлення функціональної залежності амплітуди вимушених коливань від обраних факторів, з урахуванням їх кількості, було прийнято рішення про проведення експериментальних досліджень із використанням трифакторного плану експерименту [7].

При проведенні дослідів, згідно до прийнятого плану, фактори варіювались на трьох рівнях – основному, верхньому і нижньому. Отримані в результаті проведення дослідів дані зведено до таблиці 1.

Таблиця 1

Фактори, їх рівні та інтервали варіювання

Рівні досліджуваних факторів	Досліджувані фактори					
	Жорсткість віброізоляційної опори c_{iz} , Н/м		Відстань від центра l , м		Маса рухомої частини m , кг	
	X_1	x_1	X_2	x_2	X_3	x_3
Верхній рівень $X_{i\max}$	121833,69	+1	0	+1	130	+1
Нульовий рівень X_{oi}	243667,38	0	0,25375	0	110	0
Нижній рівень $X_{i\min}$	365501,07	-1	0,5075	-1	90	-1
Інтервали варіювання ΔX_i	-121833,69	1	-0,25375	1	20	1

У результаті математико-статистичної обробки даних експерименту одержано рівняння множинної регресії другого порядку:

$$\hat{y}_i = 0,22084 + 0,022x_1 + 0,0401x_2 - 0,0019x_3 + 0,04763x_1^2 - 0,02387x_2^2 - 0,00867x_3^2 - 0,00088x_1x_2 + 0,01940x_1x_3 + 0,01363x_2x_3 \quad (1)$$

де \hat{y}_i – амплітуда вимушених коливань, яка оптимізується;

x_1, x_2, x_3 – вхідні фактори у кодованій формі.

Таблиця 2

Значення розрахованих критеріїв до отриманої регресійної моделі

Критерії оцінки	Позначення критерію	Функція відгуку \hat{y}_i
Дисперсія в нульовій точці	S_0^2	0,000024333
Дисперсія адекватності	S_{ad}^2	0,00024328
Критерій Фішера	F_p	9,998
Критичне значення критерію Фішера для 5% рівня значимості	$[F_p]$	19,30

Для наочності результату дослідження побудовано тривимірні поверхні відгуку отриманої регресійної моделі у кодованій формі при фіксованому значенні одного з факторів на основному рівні і зміні двох інших факторів. Для побудови поверхонь використано інженерну обчислювальну систему PTC Mathcad Prime 10.

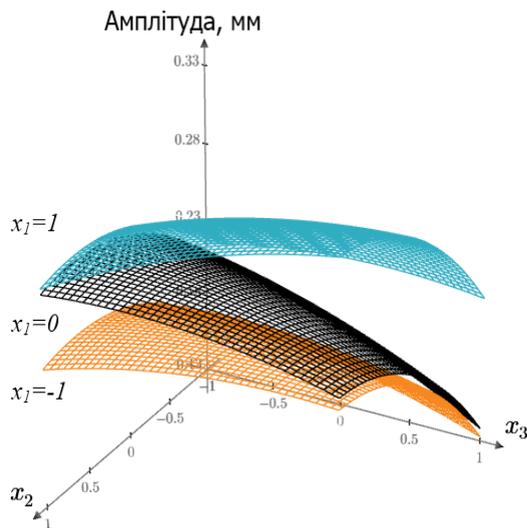


Рис.1. Графік залежності амплітуди вертикальних коливань від жорсткості опор та відстані від центра коливань при фіксованій масі рухомої частини

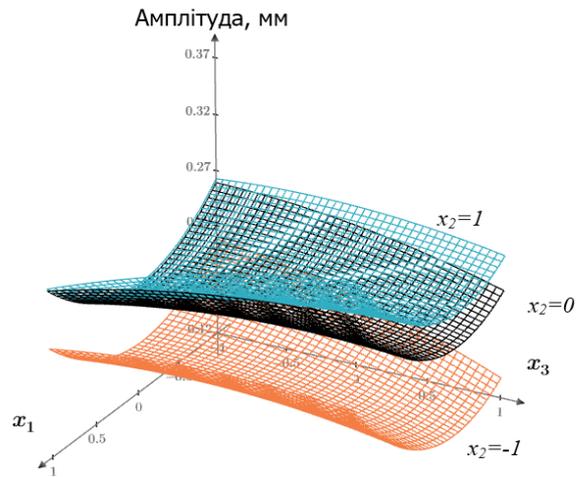


Рис.2. Графік залежності амплітуди вертикальних коливань від жорсткості опор та маси рухомої частини при фіксованій відстані від центра коливань

Висновки. При аналізі отриманих поверхонь, що показані на рисунку 1, можна зробити висновок, що при мінімальному значенні жорсткості опори $x_1 = +1$ амплітуда вібропереміщень є найбільшою, і зі збільшенням маси (фактор x_3) та відстані від центра коливань (фактор x_1) в межах зазначених діапазонів майже не змінюється. При фіксованому значенні фактора $x_1 = -1$ амплітуда вібропереміщень швидко спадає при збільшенні маси та повільніше спадає при збільшенні відстані від коливного центра. При фіксованому значенні фактора x_1 на основному рівні зміни амплітуди вібропереміщень є аналогічними до попереднього випадку особливо при збільшенні маси рухомої частини віброплощадки.

Розглянувши поверхню, що відповідає залежності при відстані $x_2 = -1$, можна простежити, що при зменшенні жорсткості віброопори (фактор x_1) амплітуда вібропереміщень збільшується до максимального значення. Маса також впливає на амплітуду вібропереміщень: із зменшення маси рухомої частини амплітуда коливань збільшується. Збільшення маси (фактор x_1) призводить до зменшення амплітуди. Дві тривимірні поверхні, які розташовані вище, показують залежність амплітуди від тих самих факторів, але відповідно для відстаней точок від коливного центра $x_2 = 0$ та $x_2 = +1$. Характер прив'язки цих поверхонь майже повністю повторює форму поверхні при $x_2 = -1$. Ці висновки відповідають законові Гука, згідно з яким зі збільшенням жорсткості пружної віброопори амплітуда вібропереміщень рухомої частини зменшується, і навпаки. Відповідно змінюється і амплітуда вібропереміщень точок поверхні віброплити.

Список використаних джерел:

1. Nazarenko, I. I. (2007). *Prykladni zadachi teorii vibratsiinykh system (2-e vydannia) [Applied problems of the theory of vibration systems (2nd edition)]*. Kyiv: KNUCA. [in Ukrainian].
2. Lanets, O. S. (2018). *Osnovy rozrakhunku ta konstruiuvannia vibratsiinykh mashyn: Knyha 1. Teoriia ta praktyka stvorennia vibratsiinykh mashyn z harmoniinyim 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 politekhnika» Publ ISBN 978-966-941-217-1.
3. Nazarenko, I. I., Dedov, O. P., Diachenko, O. S., & Svidersky, A. T. (2017). *Ogljad i analiz vibracijnogo obladnannja dlja formuvannja ploskih плит 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. [in Ukrainian]. <https://doi:10.32347/gbdmm2019.93.0301>

4. Dudar, I. N., Zahreba, V. P., & Kovalenko, A. O. (2012). *Tekhnolohiia rozdilnoho vibroimpulsnoho formuvannia kamenebetonnykh vyrobiv: Monohrafiia* [Technology of separate vibro-pulse moulding of stone concrete products: Monograph]. Vinnytsia: VNTU ISBN 978-966-641-493-2. [in Ukrainian].
5. Tsurkan, O. V., Horbatiuk, R. M., & Prysiazhniuk, D. V. (2020). *Planuvannia bahatofaktornoho eksperymentu dlia vyznachennia ratsionalnykh parametriv roboty vibratsiinoi mashyny* [Planning of a multifactor experiment to determine the rational parameters of a vibration machine]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh – Vibrations in Engineering and Technology*, (2(97)), 5–14. [in Ukrainian].
6. Nesterenko, M. M. (2013). *Doslidzhennia rezhymiv ushchilnennia lehkobetonnykh sumishei na udarno-vibratsiinii ustanovitsi za dopomohoiu metodu matematychnoho planuvannia eksperymentu* [Investigation of compaction modes of lightweight concrete mixtures on a shock-vibration installation using the method of mathematical planning of the experiment]. *Tekhnika budivnytstva*, (31), 19–24. [in Ukrainian].
7. Nechaiev, V. P., et al. (2005). *Teoriia planuvannia eksperymentu: Navchalnyi posibnyk dlia studentiv vyshchykh navchalnykh zakladiv* [Theory of experiment planning: A textbook for students of higher educational institutions]. Kyiv: Kondor. [in Ukrainian].

КОНЦЕПЦІЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ВИЛОЧНОГО АВТОНОМНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Микола Кочеток, студент¹,

Дмитро Мішук, к.т.н., доцент¹ (ORCID: 0000-0002-8263-9400),

¹Київський національний університет будівництва і архітектури, проспект Повітряних сил 31, 03037, Україна

АНОТАЦІЯ. Малогабаритні вилочні навантажувачі мають великі перспективи їхнього застосування при будівництві об'єктів в стиснених умовах та густозаселених агломераціях. Також такі технічні системи дозволяють значно підвищити ефективність застосування вантажних автомобілів. В даній роботі показано концепцію конструкції малогабаритного навантажувача, який може бути застосований, як автономна машина для розвантажувально-завантажувальних робіт. Навантажувач містить ходову раму з двигуном потужністю 16,2 кВт та підйомник з гідравлічним приводом і ланцюговим поліспастом. Висота підйомника досягає 2,4 м.

Ключові слова: автовантажувач; малогабаритний навантажувач; автономна платформа.

Сучасні потокові технологічні і автоматизовані лінії, міжцеховий і цеховий транспорт, вантажно-розвантажувальні операції вимагають застосування різноманітних типів підйомно-транспортних машин і механізмів, що забезпечують безперервність і ритмічність виробничих процесів. Саме тому підйомально-транспортне обладнання в даний час відіграє важливу роль в механізації виробничих процесів [1].

Фронтальні універсальні вилокові навантажувачі застосовують на вантажно-розвантажувальних і будівельно-монтажних роботах, для транспортування на невеликі відстані та штабелювання штучних і тарних вантажів на відкритих майданчиках і дорогах з твердим покриттям, а також в складському господарстві. Зазвичай навантажувачі обладнуються комплектом змінних робочих органів:

- вилами та спеціальними захоплювачами для навантаження і розвантаження, переміщення та складування штучних, тарних і довгомірних вантажів (труб, контейнерів, будівельних блоків та ін.);
- стрілами з грейферними ковшами для насипних і кускових вантажів;
- вантажними стрілами (блоковими та безблоковими) для підйомання вантажів на невелику висоту та монтажу різних будівельних конструкцій і обладнання.

Створення мобільних малогабаритних та автономних систем є перспективним напрямком розробки вилових навантажувачів [1, 2]. На рис. 1. показано конструкцію розробленої концепції малогабаритного мобільного навантажувача, яка складається з основної ходової шарнірно-зламної рами 1, підйомника 2, двигуна 3 та виконавчих систем гідроприводу 4.

Основним робочим органом даного навантажувача є робочий орган у вигляді двох вигнутих під прямим кутом сталевих брусів. Даний вилочний робочий орган встановлюється шарнірно на підйомну каретку підйомника, яка складається з основної рами, що шарнірно прикріплена до