

of the current State Sanitary Rules for Atmospheric Air Protection of Settlements (from chemical and biological pollution), the method of calculating concentrations in the air of harmful substances contained in emissions of enterprises, standards of Ukraine for air quality control.

Conclusions: intensification of technological processes at cement plants leads to an increase in emissions of harmful substances into the atmosphere, which requires constant monitoring of air pollution. Due to the abolition of some regulations and standards, it is necessary to consider the organization of control of emissions of harmful substances from cement plants in accordance with current standards of control bodies. To take into account the development of the project of organization of construction of the cement plant system of external control over emissions of harmful substances at stationary and route checkpoints.

cement, industrial dust, harmful substances, maximum permissible concentrations, labour protection, control of atmospheric air

Одержано (Received) 26.11.2021

Прорецензовано (Reviewed) 14.12.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022

УДК 622.74: 621.928.235 DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.188-196](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.188-196)

Вол. Вол. Яцун, доц., канд. техн. наук, **В. В. Яцун**, доц., канд. техн. наук, **В. Ю. Данілов**
Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
e-mail: yvkr@i.ua

Експериментальне дослідження універсальної будівельної вібромашини широкого застосування

В роботі проведені експериментальні дослідження працездатності способу збудження резонансних вібрацій пасивними автобалансирами для одномасної вібромашини з поступальним прямолінійним рухом віброплатформи. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що у порівнянні зі звичайною інерційною вібромашиною нова машина має на 15-25% більшу продуктивність при меншому на 10-40% споживанні енергії. При цьому дебалансні маси у новому віброзбуднику менші у 4-6 разів дебалансних мас у звичайному інерційному віброзбуднику.

резонансний віброзбудник, вібростіл, віброрито, автобалансир, вібрація, будівельні машини

Постановка проблеми. Серед вібромашин типу віброрит, вібростолів найбільш енергоефективними є резонансні [1-7]. Такі машини дозволяють ефективно збуджувати значні вібрації платформ віброзбудниками малої маси й потужності. Тому відома загальна проблема по розробці нових резонансних вібраційних машин. Для збудження резонансних вібрацій можна використовувати пасивні автобалансири – кульові, роликові, маятникові. Працездатність цього способу для одномасових машин перевірялася в роботах [8-9]. В роботі [9] працездатність цього способу перевірена комп'ютерним 3D моделюванням.

Актуально з використанням результатів робіт [8-9] запроектувати й експериментально дослідити динаміку дослідного зразка будівельної резонансної машини широкого призначення, у якій вібрації збуджує кульовий автобалансир.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш прості по конструкції й надійні в роботі збудники резонансних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда. Розглянемо більш докладно способи збудження резонансних коливань вібромашин, засновані на ефекті Зомерфельда. В [5] описаний спосіб, у якому маятник насаджений на вал електродвигуна. Номінальна частота обертання ротора електродвигуна трохи менше резонансної частоти коливань платформи. Через ефект Зомерфельда маятник не

може розігнатися до номінальної швидкості обертання ротора й застряє на резонансній частоті коливань робочої платформи. Недолік методу полягає в тому, що електродвигун при цьому перевантажений. В [6] описаний спосіб, у якому замість електродвигуна використовується вітрове колесо, сполучене з дебалансом. На колесо подається потік стисненого повітря. Колесо поступове розганяється до резонансної частоти коливань платформи. Недолік методу полягає в низькому коефіцієнті корисної дії системи «стиснене повітря – вітрове колесо – платформа». В [7] описаний спосіб, у якому на вали малопотужних електродвигунів насаджені маятники. Згодом рух маятників синхронізується й вони застряють на резонансній частоті коливань робочої платформи. Недолік способу – перевантаження електродвигунів. В [8] запропоновано збуджувати двочастотні резонансні вібрації платформи віброзбудником у вигляді кульового, роликowego чи маятникового автобалансира. Для цього використовується особливий режим руху маятників, куль або роликів, що виникає при малих силах опору руху вантажів щодо корпусу автобалансира. У цьому режимі вантажі збираються разом, не можуть наздогнати вал, на який насаджений автобалансир і застряють на резонансній частоті коливань робочої платформи. В [9] запропоновано за рахунок застрягання вантажів збуджувати повільні резонансні коливання платформи. Так само запропоновано на корпус автобалансира встановлювати дебаланс. Корпус із дебалансом обертаються синхронно з валом. Цим збуджуються швидкі коливання платформи. Параметри двочастотних вібрацій міняються в широких межах зміною швидкості обертання ротора, дебалансної маси на корпусі автобалансира, сумарної маси вантажів. Передбачається, що віброзбудник у вигляді пасивного автобалансира застосовний для одно-, дво-, тримасних вібромашин з різною кінематикою руху платформ. Новий спосіб заснований на тому ж ефекті Зомерфельда, що й способи в роботах [5-7]. Тільки замість малопотужного двигуна використовуються невеликі сили в'язкого опору відносно руху вантажів. У якості другого віброзбудника використовується дебалансна маса, сполучена з корпусом автобалансира. Проведений огляд показує, що актуально теоретично й експериментально досліджувати працездатність способу збудження двочастотних вібрацій пасивним автобалансиром.

Постановка завдання. Таким чином, метою даної роботи є експериментальне дослідження працездатності способу збудження резонансних вібрацій пасивними автобалансирами для одномасної вібромашини з поступальним прямолінійним рухом віброплатформи.

Виклад основного матеріалу. Запроектована вібромашина з розмірами платформи 1000x600мм у якій у якості віброзбудника використовується кульовий автобалансир.

Вібромашина може працювати в 2 двох режимах: перший – вібраційне сито; другий – вібраційний стіл. Відмінність режимів полягає в різних амплітудах і частотах руху робочої поверхні (табл.1).

Таблиця 1 – Режими роботи вібромашини

Тип машини	Режим роботи	
	Основний	Допоміжний
Вібростіл	Швидкі коливання із частотою 50 Гц, амплітуда рівна 0,2-0,7мм	Повільні резонансні коливання із частотою 6-10 Гц, обмежена амплітуда
Вібросито	Повільні резонансні коливання із частотою 10 Гц, амплітуда рівна 2-6 мм	Швидкі коливання із частотою 50 Гц, обмежена амплітуда

Джерело: розроблено автором

По технічних рекомендаціях у САПР Solidworks та із застосуванням додаткового модуля Cosmos Motion створено 3D модель одномасної вібраційної машини з віброзбудником у вигляді кульового автобалансира (рис. 1, а). Після перевірки працездатності створеної 3D моделі були підбрані оптимальні параметри й був створений промисловий зразок вібраційної машини (точна копія 3D моделі) (рис. 1, б). В таблиці 2 наведені основні параметри 3D моделі й промислового зразка.

Таблиця 2 – Основні параметри вібромашини

№	Параметр	3D модель	Промисловий зразок
1	Маса платформи й прикріплених до неї деталей, кг	35	35
2	Маса завантаженої платформи й прикріплених до неї деталей, кг	90	90
3	Резонансна частота коливань платформи, Гц	10	10
4	Коефіцієнт жорсткості опори, Н/м	$140 \cdot 10^3$	розраховується
5	Маса сталеві кулі, кг	0,325	0-3x0.24
6	Діаметр бігової доріжки кулі, м	0,19	0,19
7	Відстань від поздовжньої осі ротора до центру мас кулі, м	0,0735	розраховується
8	Дебалансна маса, кг	0,1	0-0,2
9	Відстань від поздовжньої осі ротора до дебалансної маси, м	0,105	0,105

Джерело: розроблено автором

Коефіцієнт твердості опори, Н/м :

$$k = M_{\Sigma} \cdot \omega^2 = M_{\Sigma} \cdot (2\pi \cdot n)^2, \quad (1)$$

де M_{Σ} – маса платформи й прикріплених до неї деталей;

n – резонансна частота коливань платформи.



а – 3D модель; б – промисловий зразок

Рисунок 1 – Резонансна вібраційна машина

Джерело: розроблено автором

Відстань від поздовжньої осі ротора до центру мас кулі:

$$R = 0.5(D_r - D_b), \quad (2)$$

де D_r – діаметр бігової доріжки куль; D_b – діаметр кулі.

Конструкція віброста дозволяє:

- змінювати частоту обертання вала;
- змінювати кількість куль в автобалансири;
- змінювати масу головної платформи за допомогою додаткових вантажів;
- змінювати масу дебаланса шляхом поєднання декількох однакових дебалансів;
- змінювати твердість пружних опор;
- змінювати кут нахилу решет;
- встановлювати решета з різним діаметром просіювальних отворів
- спостерігати за відносним рухом куль.

Перед проведенням експериментів проводиться динамічне балансування валу з автобалансири в зборі без куль у власних опорах (рис. 2).

Використовується пристрій "Балком 4". Балансування проводиться в двох площинах корекції. Перша площина розміщена в області корпусу автобалансири, друга площина в області шківу. Датчики вібрації встановлені в місцях кріплення опор валу. Для визначення швидкості обертання вала використовується цифровий оптичний тахометр Venetech HS2234 (рис.2).



Рисунок 2 – Динамічне балансування валу Резонансна вібраційна машина

Джерело: розроблено автором

В основу виміру швидкості обертання покладений принцип підрахунку кількості оптичних імпульсів відбитих від сигнальної мітки за одиницю часу. Мітка наноситься на корпус автобалансири.

Запускається програма приладу Балком 4, вибирається режим балансування у двох площинах корекції (рис. 22).

Проводиться запуск двигуна, виконуються виміри.

Установлюється пробний вантаж у першій площині корекції, проводиться запуск двигуна, виконуються виміри. Установлюється пробний вантаж у другій площині корекції, проводиться запуск двигуна, виконуються виміри. Після проведених вимірів визначається значення коректувальних мас і місце їх установки, проводиться контрольний вимір рівня вібрацій (рис. 3).

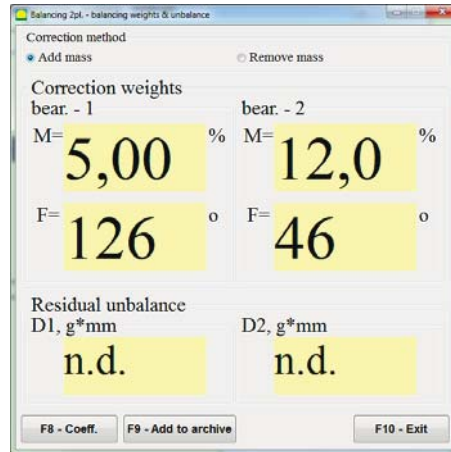


Рисунок 3 – Результати балансування

Джерело: розроблено автором

Після перевірки якості балансування проводилося перевірка прямолінійності руху платформи. Кулі в автобалансири були вилучені. На робочу поверхню платформи були нанесено 4 контрольні точки (рис. 4). Запускався електродвигун із частотою обертання 25 Гц. Далі за допомогою приладу "Балком 4" в кожній точці одночасно проводились виміри значення віброшвидкостей.



Рисунок 4 – Схема розміщення контрольних точок

Джерело: розроблено автором

В результаті перевірки прямолінійності руху платформи встановлено, що різниця значень вимірів в різних точках не перевищує 25% (рис.5).

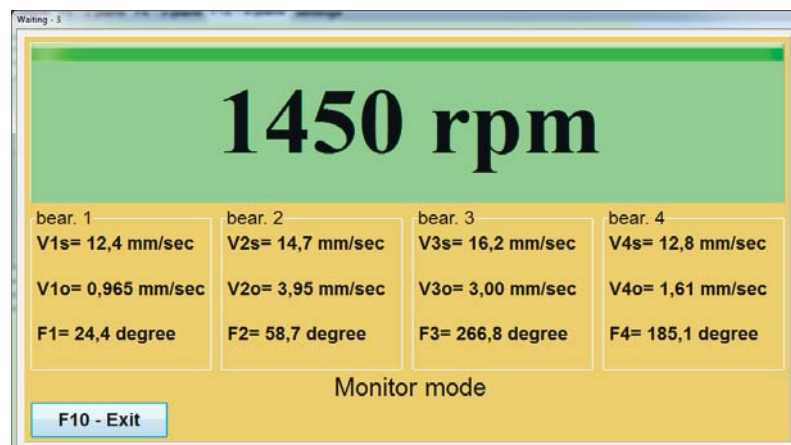


Рисунок 5 – Результати перевірки прямолінійності руху платформи

Джерело: розроблено автором

Це свідчить про прямолінійність руху всіх точок робочої поверхні платформи і відповідно решет.

Тестування стенда в режимі вібростола. Кулі вилучені, змінюється дебалансна маса на корпусі автобалансира, платформа не завантажена. Запускався електродвигун із частотою обертання 50 Гц. За допомогою віброметра "Walcom" WM6360 проводилися виміри значення переміщення робочої поверхні стола. Після чого виконувався добір дебалансної маси при якій розмах коливань платформи відповідав стандартним значенням промислових вібростолів. Далі платформа завантажувалася вантажем масою 25 кг, 55 кг і експеримент повторювався. Результати вимірів наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Характеристики вібромашини в режимі "вібростіл"

Дебаланса маса на корпусі μ , кг	Маса платформи M , кг		
	35	60	90
	Розмах, мм		
0,10867	0,365	0,312	0,284
0,20756	0,765	0,741	0,689
0,30916	1,156	1,123	0,965

Джерело: розроблено автором

Так само був виконаний вимір рівня вібрацій з використанням датчиків акселерометрів ММА6231Q 2АХ 4. У режимі спектрального аналізатора на екран комп'ютера виводився графік спектра коливань. На частоті 50 Гц спостерігався яскраво виражений пік. Це свідчить про наявність єдиної складової вібрацій викликані дебалансною масою на корпусі автобалансира.

Тестування стенда в режимі вібростита. Дебалансна маса вилучена, змінюється кількість і маса куль в автобалансирі, платформа не завантажена. Запускався електродвигун із частотою обертання 25 Гц. Виміри значення переміщень проводилися за допомогою кулькової ручки закріпленої на платформі. Під час роботи стенда, до ручки підводився аркуш паперу на якому фіксувалася рівна лінія. Далі штангенциркулем проводився вимір лінії, яка відповідає значенню зсуву платформи. Після чого виконувався добір маси й кількості куль при яких розмах коливань платформи відповідав стандартним значенням промислових вібростит. Далі платформа завантажувалася вантажем масою 25 кг, 55 кг і експеримент повторювався. Результати вимірів наведено в таблиці 4.

Таблиця 4 – Характеристики вібромашини в режимі "вібростито"

Дебаланса маса від куль N , кг	Маса платформи M , кг		
	35	60	90
	Розмах, мм		
1·0,0448	2,6	1,7	1,5
1·0,11145	3,2	2,0	1,9
1·0,289	4	2,7	2,5

Джерело: розроблено автором

Так само був виконаний вимір рівня вібрацій з використанням датчиків акселерометрів ММА6231Q 2АХ 4. У режимі спектрального аналізатора на екран комп'ютера виводився графік спектра коливань. На частоті 10 Гц спостерігався яскраво

виражений пік. Це свідчить про наявність єдиної складової вібрації викликаної дебалансною масою на корпусі автобалансира.

Далі проводилась перевірка енергоефективності запропонованої конструкції віброзбудника (табл.5). Проводились заміри витрати електричної енергії на різних частотах обертання і з різними віброзбудниками.

Таблиця 5 – Показники витрати електричної енергії

№	Частота обертання валу, об/с	Витрата електричної енергії, Вт		
		Збалансований вал	Сталева куля масою 240 г	Дебаланс на корпусі автобалансиру масою 100 г
1	25	128	135	149
2	35	172	180	205
3	50	255	260	433

Джерело: розроблено автором

В результаті досліджень встановлено, що запропонований спосіб збудження вібрацій дійсно значно енергоефективніший ніж відомий класичний. Так в залежності від значення робочої частоти, економія електричної енергії може становити в межах 9,4 – 40% в порівнянні з класичною конструкцією віброзбудника. Також встановлено, що підвищення маси кулі неістотно впливає на витрату електричної енергії, в той час як збільшення значення дебалансу на корпусі викликає значне підвищення витрати електричної енергії, особливо під час пуску електродвигуна.

На практиці можлива робота машини одразу на двох частотах. Це сприятиме підвищенню продуктивності за рахунок інтенсифікації технологічних процесів (утворення киплячого шару) та самоочищенню решета.

Висновки. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що у порівнянні зі звичайною інерційною вібромашиною нова машина має на 15-25% більшу продуктивність при меншому на 10-40% споживанні енергії. При цьому дебалансні маси у новому віброзбуднику менші у 4-6 разів дебалансних мас у звичайному інерційному віброзбуднику. В подальшому планується проведення модернізації конструкції машини на двомасову, що сприятиме зменшенню негативного впливу вібрацій на оператора.

Список літератури

1. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы / С. Л. Букин, С. Г. Маслов, А. П. Лютый, Г. Л. Резниченко . *Обогащение полезных ископаемых: наук.-техн. зб.* 2009. Вып. 36(77)-37(78). С. 81–89.
2. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія. Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. 324 с.
3. Artyunin A. I. "Effect of "Crawling" and Peculiarities of Motion of a Rotor with Pendular Self-Balancers". *Applied Mechanics and Materials*, Vols. 373-375, pp. 38-42, 2013. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.373-375.38
4. Реалізація ефекту Зоммерфельда у вібраційному майданчику з інерційним приводом / О. В. Ланець, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський, П. Ю. Леонович . *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.* 2013. Вып. 47. С. 12 – 28. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Avtomatyzac_2013_47_4 (дата звернення: 17.01.2022)
5. Sommerfeld, A. Beitrage zum dynamischen Ausbay der Festigkeislehre . *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure.* 1904. Bd. 48 (18). P. 631–636.

6. Кузьо І. В., Ланець О. В., Гурський В. М. Синтез низькочастотних резонансних вібраційних машин з аероінерційним збуренням, *Науковий вісник Національного гірничого університету*, 2013. № 2, С. 60–67. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_2_11
7. Jung, D., DeSmidt, H. Nonsynchronous Vibration of Planar Autobalancer/Rotor System With Asymmetric Bearing Support. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2017. Vol. 139, Issue 3, 031010 (24 p.). doi: <https://doi.org/10.1115/1.4035814>
8. Филимонихин Г. Б., Яцун В. В. Способ возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2015. № 4/7 (76). С. 9–14. doi: 10.15587/1729-4061.2015.47116.
9. Experimental study into rotational-oscillatory vibrations of a vibration machine platform excited by the ball auto-balancer / V. Yatsun, G. Filimonikhin, A. Nevdakha, V. Pirogov. *Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, N 7(94). P. 34–42. doi: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.140006>

Referencis

1. Bukin, S.L., Maslov, S.G., Ljutyj, A.P. & Reznichenko, G.L. (2009). Intensification of technological processes through the implementation of vibrators biharmonic modes. *Obogashhenie poleznykh iskopaemykh: nauk.-tehn. zb. – Enrichment of minerals: Scientific and technical journal*, 36–37 (77-78), 81–89. [in Russian]
2. Lanets, O.S. (2008). *Vysokoeffektyvni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromagnitnym pryvodom (teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia) [High-Efficiency Inter-Resonances Vibratory Machines with an Electromagnetic Vibration Exciter (Theoretical Bases and Practice of Creation)]*. Lviv: Publishing house of Lviv Polytechnic National University [in Ukrainian]
3. Artyunin, A.I. & Eliseyev, S.V. (2013). "Effect of "Crawling" and Peculiarities of Motion of a Rotor with Pendular Self-Balancers". *Applied Mechanics and Materials*, Vols. 373-375, pp. 38-42, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.373-375.38 [in English]
4. Lanets, O.V., Shpak, Ya. V., Lozynskyi, V.I. & Leonovych, P.Yu. (2013). Realizatsiya efektu Zommerfelda u vibratsynomu maydanchyku z inertsynym pryvodom [Realization of the Sommerfeld effect in a vibration platform with an inertia drive]. *Avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni – Avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, 47, 12–28 [in Ukrainian].
5. Sommerfeld, A. (1904). Beitrage zum dynamischen Ausbayer der Festigkeitslehre. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 48 (18), 631–636 [in German].
6. Kuzo, I.V., Lanets, O.V., Gurskyi, V.M. (2013). Synthesis of low-frequency resonance vibratory machines with an aero inertia drive. *Syntezy nyz'kochastotnykh rezonansnykh vibratsiynykh mashyn z aeroinersynym zburenniam – Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2, 60–67. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_2_11 [in Ukrainian].
7. Jung, D., DeSmidt, H. (2017). Nonsynchronous Vibration of Planar Autobalancer/Rotor System With Asymmetric Bearing Support. *Journal of Vibration and Acoustics*, 139 (3), 031010, 24. doi: <https://doi.org/10.1115/1.4035814> [in English].
8. Filimonikhin, G.B. & Yatsun, V.V. (2015). Method of excitation of dual frequency vibrations by passive autobalancers. *Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies*, 4(7(76)), 9–14. doi: 10.15587/1729-4061.2015.47116 [in Russian].
9. Yatsun, V., Filimonikhin, G., Nevdakha, A., & Pirogov, V. (2018). Experimental study into rotational-oscillatory vibrations of a vibration machine platform excited by the ball auto-balancer. *Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies*, 4(7 (94)), 34-42. doi: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.140006> [in English].

Volodymyr Yatsun, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Volodymyr Yatsun**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.,

Vladislav Danilov, student

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Experimental Study of a Universal Construction Vibrating Machine of Wide Application

Experimental studies of the efficiency of the method of excitation of resonant vibrations by passive autobalancers for a single-mass vibrating machine with translational rectilinear motion of the vibrating platform have been carried out.

A vibrating machine with a platform size of 1000x600 mm has been designed, in which a ball balancer is used as a vibrating exciter. The vibrating machine can work in 2 two modes: the first - a vibrating sieve; the second is a vibrating table. The difference between the modes is the different amplitudes and frequencies of the

working surface. According to the technical recommendations, Solidworks CAD created a 3D model of a single-mass vibrating machine with a vibrating exciter in the form of a ball autobalancer using the Cosmos Motion module. After checking the performance of the created 3D model, the optimal parameters were selected and an industrial design of the vibrating machine (an exact copy of the 3D model) was created. Before the experiments, a dynamic balancing of the shaft with the autobalancer assembly without balls in their own supports was performed. After checking the quality of balancing, the straightness of the platform was checked. Balls in the autobalancer were removed. 4 checkpoints were applied to the working surface of the platform. An electric motor with a speed of 25 Hz was started. Then with the help of the device "Beam 4" at each point simultaneously measured the value of vibration velocities. As a result of checking the straightness of the platform, it was found that the difference between the values of measurements at different points does not exceed 25%. This indicates the straightness of the movement of all points of the working surface of the platform and, accordingly, the sieve. An electric motor with a speed of 50 Hz was started. Using a vibrometer "Walcom" WM6360 were measured values of movement of the working surface of the table. Then the selection of the unbalanced mass was performed at which the oscillation range of the platform corresponded to the standard values of industrial vibrating machines. Then the platform was loaded with a load of 25 kg, 55 kg and the experiment was repeated. A series of experiments to determine the main characteristics of the developed design of the vibrating machine in the mode of vibrating table and vibrating screen. The energy efficiency of the proposed design of the vibrator was also tested. Measurements of electric energy consumption at different speeds and with different vibrators are performed.

As a result of experimental studies, it was found that compared to a conventional inertial vibrating machine, the new machine has 15-25% higher productivity with 10-40% lower energy consumption. The unbalanced masses in the new vibrator are 4-6 times less than the unbalanced masses in the conventional inertial vibrator.

resonant vibrator, vibrating table, vibrating screen, car balancer, vibration, construction machinery

Одержано (Received) 13.02.2022

Прорецензовано (Reviewed) 02.03.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022