

УНІФІКАЦІЯ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Юлія Саленко

доктор технічних наук, професор, професор кафедри машинобудування

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, вул. Університетська, 20, Кременчук, Полтавська область, Україна, 39600, salenko.yulia.75@gmail.com

ORCID: 0000-0002-5458-0990

Роман Вакулєнко

кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри машинобудування

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, вул. Університетська, 20, Кременчук, Полтавська область, Україна, 39600, rom.vak311@gmail.com

ORCID: 0000-0002-8845-962X

Владислав Запорожець

аспірант кафедри машинобудування

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, вул. Університетська, 20, Кременчук, Полтавська область, Україна, 39600, zaporojets.vlad@gmail.com

ORCID: 0009-0000-0791-4962

У статті викладено питання уніфікації та стандартизації вібраційних машин для ущільнення бетонних і тому подібних сумішей у будівельному виробництві. Описано конструкцію та принцип дії вібраційних збудників коливань, що є основним вузлом вібраційних машин (вібраційних площадок) вантажопідйомністю 5–25 тонн, призначених для формування бетонних виробів із жорстких бетонних сумішей. Розроблено віброзбудники коливань, що легко вбудовуються в конструкцію вібраційних площадок із горизонтальними та просторовими коливаннями. Конструктивне виконання віброзбудників коливань істотно впливає на працездатність, загальний пристрій і конструкцію, а також на енергоємність і металомісткість вібраційних площадок. Використовуючи методи стандартизації та уніфікації базових вузлів, можна впровадити оптимізацію і систематизацію вже на стадії проекту, зменшити трудовитрати на розробку й проектування. Наведено конструктивні відмінності між низькочастотним вібраційним збудником коливань і високочастотним віброзбудником коливань. Описано регулювання амплітуди вимушувальної сили та методику розрахунку потужності приводу віброзбудника коливань, яка буде складатися з потужності, що витрачається на подолання тертя в підшипниках, і потужності, що витрачається на підтримку коливань рухомих частини вібраційної машини. Подано методику розрахунку радіальних сферичних дворядних роликотітшипників, що використовуються у вібраційних збудниках із низькою та високою частотами коливань, описано технічні характеристики високочастотних і низькочастотних віброзбудників коливань. Запропоновані віброзбудники коливань порівняно з відомими вібраційними збудниками коливань мають найкращі показники.

Ключові слова: уніфікація та стандартизація, вібраційна машина, вібраційний збудник коливань, ущільнення, бетонна суміш.

Актуальність роботи. Важливим етапом у розвитку сучасного машинобудування й, зокрема, будівельних і дорожніх машин є використання методів уніфікації та стандартизації основних базових вузлів і деталей. Це дає змогу зменшити трудовитрати на розробку й проектування, впровадити оптимізацію і систематизацію вже на концептуальній стадії проекту [1; 2; 3]; урахувати залежності між кількістю прийнятих критеріїв та оптимальною кількістю прийнятих варіантів реалізації технології виробництва продукції з певними коефіцієнтами синергії й узгодженості між параметрами, відповідно до яких

реалізується технологія [4; 5]; поліпшити умови експлуатації [6; 7]; підвищити якість, знизити енергоємність і вартість розроблюваних машин [8; 9; 10].

Під уніфікацією вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей розуміється раціональне скорочення різноманіття типів віброзбудників коливань, пружних амортизаторів, сполучних вузлів, конструкцій рухомих та опорних рам, які мають однакове функціональне призначення [11].

При цьому створення широкої номенклатури модифікацій основних базових машин для пев-

ного виду технологічного процесу з високим коефіцієнтом уніфікації $K_u = 75...80\%$ дасть змогу отримати вищі показники в комплексній механізації будівництва, підвищити якість продукції, що виготовляється, і її ремонтпридатність.

Матеріал і результати досліджень. Вібраційні збудники коливань є основними вузлами вібраційних площадок для формування цементобетонних сумішей [12; 13]. Їх конструктивне виконання істотно впливає на працездатність, загальний пристрій і конструкцію, а також на енергоємність і металомісткість вібраційних площадок. Вібраційні збудники коливань повинні легко вбудовуватися в конструкцію віброплощадок, бути компактними, мати невелику металомісткість, порівняно просту конструкцію й бути легкими в обслуговуванні під час експлуатації, а також генерувати в певному напрямку досить

потужний вимушений вплив за певним законом. На основі цих вимог ми розробили віброзбудники коливань із дебалансними валами, ротаційні віброзбудники коливань і планетарні віброзбудники коливань, призначені для використання на вібраційних площадках горизонтальної та просторової дії з одно- й двочастотним вібраційним впливом на ущільнюваний бетон.

Для приводу вібраційних площадок із горизонтальними та просторовими коливаннями рухомої рами розроблено вібраційні збудники (рис. 1, 2) з високою та низькою частотами коливань, які встановлюються на віброплощадки вантажопідйомністю 5–40 тонн, призначені для формування бетонних виробів різної конфігурації з пластів бетонної суміші.

Високочастотний вібраційний збудник коливань (рис. 1) включає корпус 1, виконаний у вигляді

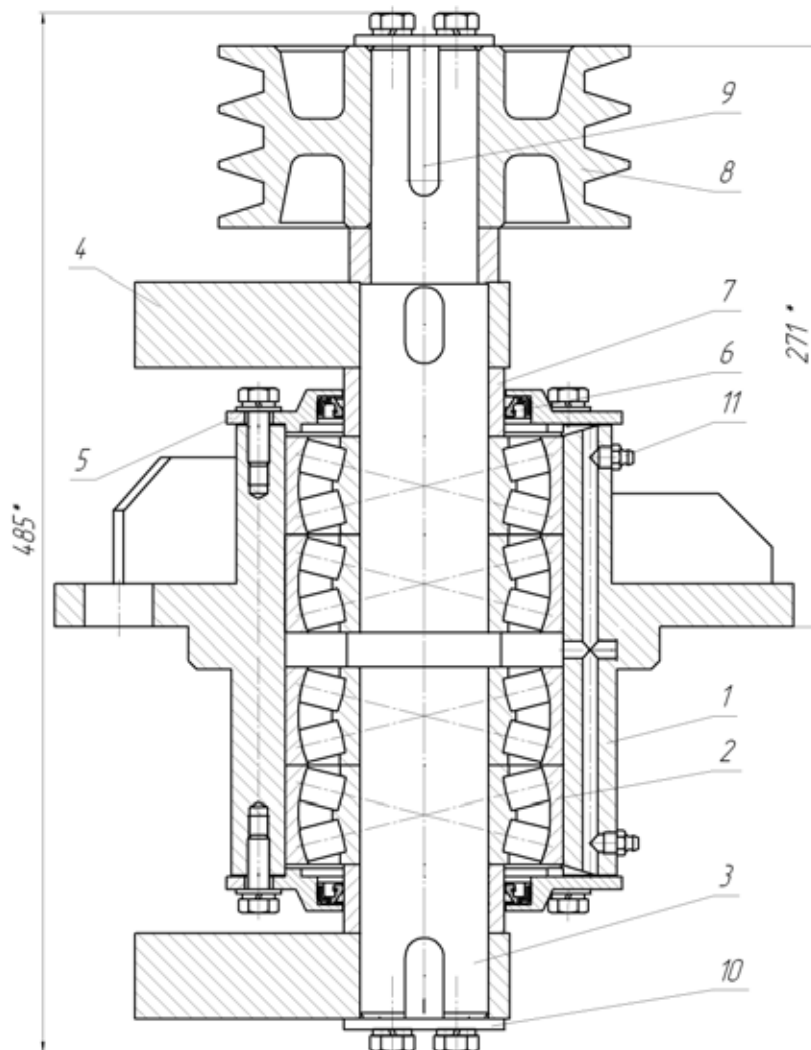


Рис. 1. Високочастотний вібраційний збудник коливань

жорстко закріпленого на фланцевій опорі циліндра, усередині якого за допомогою чотирьох радіальних сферичних дворядних роликотідшипників 2 змонтований несучий дебалансний вал 3 з дебалансами 4, винесеними за межі корпусу 1. Торці корпусу 1 закриті прохідними кришками 5 з ущільнювальними манжетами 6. Для поділу попарно блокованих роликотідшипників 2 й утворення в центральній частині корпусу порожнини для змащення передбачений на валу 3 буртик. Між підшипниками 2 і дебалансами 4 встановлено розпірні втулки 7. Привід дебалансного валу здійснюється через шків 8

8 клинопасової передачі. За допомогою шпонкових з'єднань 9 змонтовані на несучому валу дебаланси 4 і шків 8, для запобігання зміщенням в осьовому напрямку передбачено торцеві шайби 10. На корпусі 1 встановлено масленички 11, які слугують для періодичної подачі мастила до підшипників. Завдяки спеціально виконаним пазам у прохідних кришках 5 мастило вільно потрапляє у верхній і нижній підшипники.

На високочастотному вібраційному збуднику коливань зазвичай використовуються нерегульовані дебаланси.

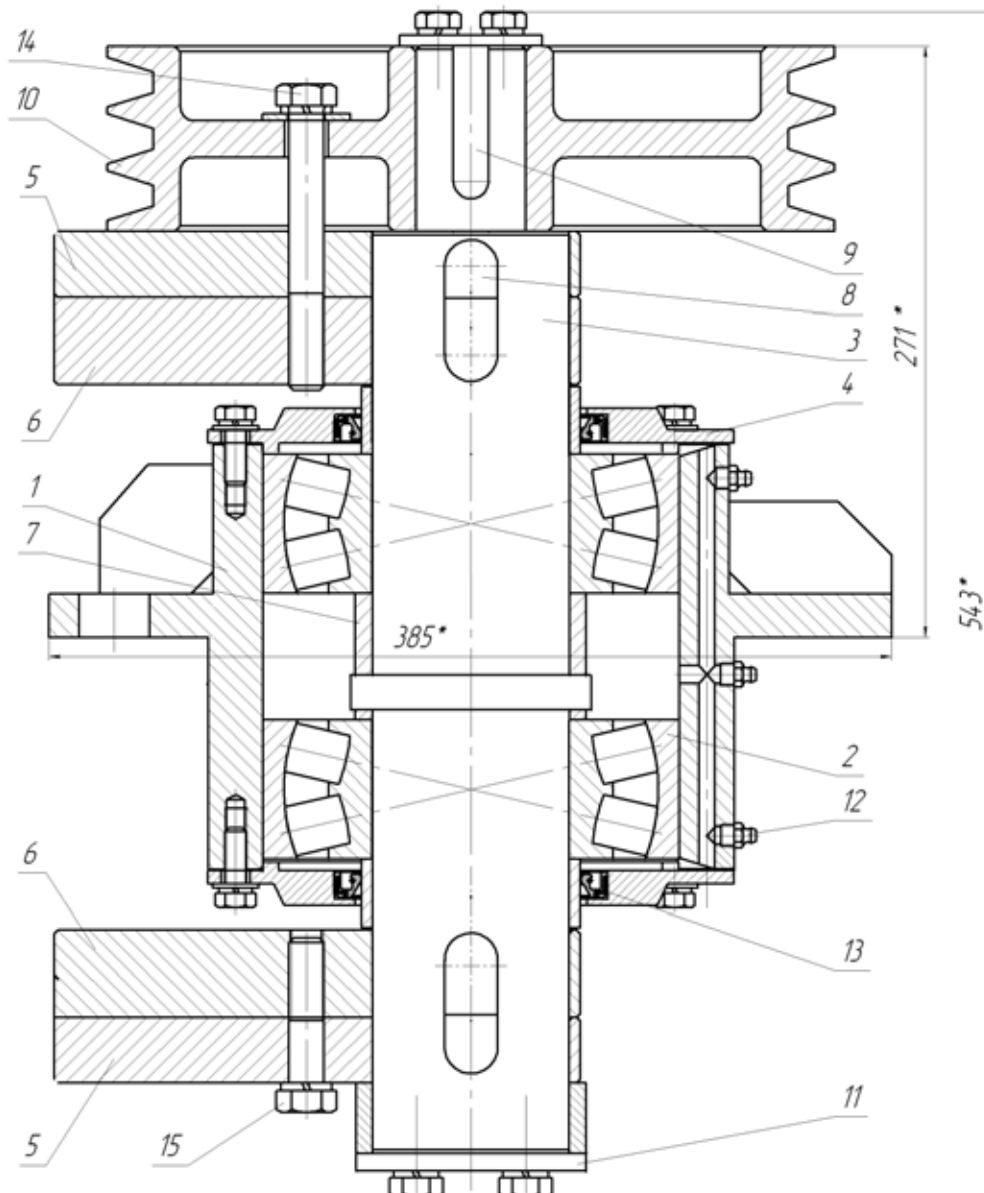


Рис. 2. Низькочастотний вібраційний збудник коливань: 1 – корпус; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – кришка підшипника прохідна; 5 – дебаланс, що повертається на валу; 6 – нерухомий дебаланс; 7 – розпірна втулка; 8 – спеціальна шпонка; 9 – шпонка; 10 – шків; 11 – торцева шайба; 12 – масленичка; 13 – манжета; 14, 15 – регулювальні болти

Низькочастотний вібраційний збудник коливань (рис. 2) відрізняється від високочастотного віброзбудника коливань конструктивним виконанням. У ньому використовують лише 2 радіальні сферичні дворядні роликотидшипники і застосовані регульовані дебаланси, що дають змогу змінювати амплітуду вимушеної сили.

Амплітуду вимушувальної сили регулюють так. Спочатку викручуються болти 14 і 15. Потім дебаланси 5 розвертаються щодо дебалансів 6 і закріплюються в одному з чотирьох положень. Для цього дебаланси 5 вільно посаджені на валу 3 й у них виконано чотири отвори, а дебаланси 6 з'єднані з валом 3 за допомогою шпонкових з'єднань.

Для змащування підшипників використовували літол М.

У процесі розрахунку підшипників кочення використовували методику, яка основана на відомостях щодо рекомендованих ресурсів підшипникових вузлів для машин та обладнання різного призначення відповідно до чинних нормативів, та уточнені характеристики найпоширеніших стандартних підшипників.

Для забезпечення найбільш сприятливої роботи підшипників при циркулюючому навантаженні обрано такі посадки: на вал по $L_0/j_s 6$, у корпус по $J_s 7/l_0$.

Динамічна вантажопідйомність підшипника визначається за відомою залежністю:

$$C = P_{екв} \sqrt[n]{L}, \quad (1)$$

де $P_{екв}$ – еквівалентне динамічне навантаження; L – довговічність підшипника в мільйонах обертів; n – показник ступеня, для роликотидшипників $n=10/3$.

Під час розрахунку віброзбудників коливань прийнято 90% імовірність безвідмовної роботи підшипників, що необхідно для опор машин загального призначення, і важкий режим їх роботи. Тоді для радіальних сферичних дворядних роликотидшипників, що використовуються у вібраційних збудниках з низькою та високою частотами коливань, еквівалентне динамічне навантаження може бути визначене з такої залежності:

$$P_{екв} = \frac{Q}{z} V_n K_E K_b, \quad (2)$$

де Q – амплітуда вимушувальної сили віброзбудника коливань, Н; z – кількість несучих підшипників у віброзбуднику коливань; K_E – коефіцієнт режиму роботи, для важкого режиму роботи

$K_E=0,8$; K_b – коефіцієнт безпеки, $K_b=1,3$; V_n – коефіцієнт, що враховує обертання зовнішнього кільця підшипника.

Розрахункова довговічність підшипника в мільйонах обертів:

$$L = 573\omega \cdot t \cdot 10^{-6}, \quad (3)$$

де ω – кутова частота вимушених коливань, рад/с; t – розрахункова довговічність роботи підшипника в годинах.

Підставляючи вирази (2) і (3) у залежність (1), визначимо амплітуду вимушеної сили Q вібраційного збудника коливань залежно від типорозміру вибраних підшипників і їх кількості у вібраційному збуднику:

$$Q = \frac{C_r z}{V_n K_E K_b \sqrt[n]{573\omega t 10^{-6}}}, \quad (4)$$

де C_r – динамічна вантажопідйомність певного типорозміру підшипника.

У таблиці 1 наведено значення динамічної вантажопідйомності C_r радіальних сферичних дворядних роликотидшипників 3612 і 3618 з латунним сепаратором, що мають клас точності 0, які використовували, відповідно, під час створення віброзбудників з високою та низькою частотами коливань.

Технічні характеристики високочастотних віброзбудників коливань (рис. 1) наведено в таблиці 2, а низькочастотних віброзбудників коливань (рис. 2) – у таблиці 3.

Для порівняльного оцінювання віброзбудників коливань використовували відношення Q/m_v , тобто відношення амплітуди вимушеної сили до маси віброзбудника коливань.

Потужність приводу віброзбудника коливань P буде складатися з потужності P_1 , що витрачається на подолання тертя в підшипниках, і потужності P_2 , що витрачається на підтримку коливань рухомої (що вібрується) частини вібраційної машини:

$$P = Qf\omega \frac{d}{2} + \frac{2mA\omega}{\pi}, \quad (5)$$

де f – тертя ковзання в підшипниках кочення; d – внутрішній діаметр підшипників, м; m – маса рухомої частини вібраційної машини, кг; A – амплітуда коливань рухомої частини вібраційної машини, м.

Висновки. Вібраційні збудники коливань із дебалансними валами мають порівняно нескладну та компактну конструкцію, легко вбудовуються в центральну частину віброплощинки й мають надійне кріплення.

Таблиця 1

Характеристика радіальних роликопідшипників і шарикопідшипників, що використовують у пропонуваніх вібраційних збудниках коливань

Умовне позначення підшипників	Розміри, мм			Навантаження, кН		Частота обертання, об/хв. під час змащування*	
	d	D	B	C_r	C_0	k	g
3612	60	130	46	239,1	261,1	2800	3600
3618	90	190	64	445,3	550,8	1800	2400
320	100	215	47	217,3	207,8	2700	3500

* k – консистентне мастило; g – рідке мастило

Таблиця 2

Технічна характеристика високочастотних віброзбудників кругових коливань

№ з/п	Найменування показників	Тип віброзбудника коливань				
		V1-335	V1-292-1	V1-292-2	V1-292-3	V1-272-4
1	Кутова частота вимушених коливань, рад/с	335	292	292	292	272
2	Статичний момент маси дебалансів, кг·см	71,25	97,25	117,54	140,4	190
3	Амплітуда вимушувальної сили, кН	80	82,9	100,2	119,7	140,5
4	Маса віброзбудника, кг	83,6	85,7	88,2	89,2	97,5
5	Q/m_v , кН/кг	0,957	0,963	1,136	1,342	1,44

Таблиця 3

Технічна характеристика низькочастотних віброзбудників кругових коливань

№ з/п	Найменування показників	Тип віброзбудника коливань		
		B2-175	B2-190	B2-204
1	Кутова частота вимушених коливань, рад/с	175,2	189,6	204,4
2	Статичний момент маси дебалансів, кг·см	463,5; 401,4 327,7; 231,8	385,7; 334,0 272,7; 192,9	320,9; 277,9 226,9; 160,5
3	Амплітуда вимушувальної сили, кН	142,3; 132,2 100,6; 71,2	138,9; 120,3 98,2; 69,5	134,0; 116,0 94,7; 67,0
4	Маса віброзбудника, кг	164,6	155,6	147
5	Q/m_v , кН/кг	0,864	0,893	0,911

Завдяки компактній конструкції та симетричному розташуванню дебалансів щодо фланцевих опор вони під час роботи не створюють перекидальних моментів, забезпечуючи тим самим рівномірність амплітуд коливань рухомої рами віброплощадки по всій її довжині, що позитивно впливає на якість виробу.

Тривала експлуатація віброзбудників коливань із дебалансними валами показала, що вони досить надійні в роботі й не вимагають трудомісткого обслуговування. Пропонувані низькочастотні та високочастотні віброзбудники коливань можуть установлюватися спільно на одній рухомій рамі віброплощадки або окремо.

За співвідношенням Q/m_v пропонувані віброзбудники коливань мають найкращі показ-

ники порівняно з відомими вібраційними збудниками коливань, що випускає промисловість.

ЛІТЕРАТУРА

1. Wang Z., Hu H., Gong J. Framework for modeling operational uncertainty to optimize offsite production scheduling of precast components. *Journal Automation in Construction*. 2018. Vol. 86. P. 69–80.
2. Real-time data analytics edge computing application for industry 4.0: The mahalanobis-taguchi approach / B. Bajic, N. Suzic, N. Simeunovic, S. Moraca, A. Rikalovic. *International Journal of Industrial Engineering and Management*. 2020. Vol. 11. № 3. P. 146–156.
3. Wu Y., Wang R., Wang Y. Towards Sustainable Chemical Processes, Applications of Sustainability Assessment and Analysis, Design and Optimization, and Hybridization and Modularization. Elsevier, Amsterdam, The Netherlands,

2020. Sustainable design of industrial complex: Industrial area-wide layout optimization. P. 199–240.

4. Azimpoor S., Taghipour S. Joint inspection and product quality optimization for a system with delayed failure. *Reliability Engineering & System Safety*. Elsevier, 2021. Vol. 215. P. 107793.

5. Understanding the long-term emergence of autonomous vehicles technologies / S. Woo, J. Youtie, I. Ott, F. Scheu. *Technological Forecasting and Social Change*. Elsevier, 2021. Vol. 170. P. 120852.

6. Liu P., Wang G. Minimal repair models with non-negligible repair time. *Reliability Engineering & System Safety*. Elsevier, 2022. Vol. 217. P. 108046.

7. A tailored Maintenance Management System to control spare parts life cycle / R. Accorsi, A. Gallo, A. Tufano, M. Bortolini, S. Penazzi, R. Manzini. *Procedia Manufacturing*. 2019. Vol. 38. P. 92–99.

8. Tirkel I., Rabinowitz G. Modeling cost benefit analysis of inspection in a production line. *International Journal of Production Economics*. 2014. Vol. 147. P. 38–45.

9. Recent advances on industrial data-driven energy savings: Digital twins and infrastructures / S.Y. Teng, M. Touš, W.D. Leong, B.S. How, H.L. Lam, V. Máša. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 2021. Vol. 135. P. 110208.

10. An energy-efficient service-oriented energy supplying system and control for multi-machine in the production line / L. Li, H. Huang, X. Zou, F. Zhao, G. Li, Z. Liu. *Applied Energy*. Elsevier, 2021. Vol. 286. P. 116483.

11. Blekhman I.I. Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology. *The Publishing House "Ore and Metals"*. 2013. 640 p.

12. Maslov A.G., Salenko Y.S. Vibratsionnyie mashiny i protsessyi v dorozhno-stroitelnom proizvodstve: monografiya [Vibrating machines and processes in road construction industry: monograph]. PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine, 2014. 262 p.

13. Маслов О.Г., Саленко Ю.С., Маслова Н.О. Дослідження взаємодії віброуючої плити з цементобетонною сумішшю. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук : КрНУ, 2011. Вип. 2 (67). Ч. 1. С. 93–98.

14. Вакуленко Р.А., Воробйов В.В., Ахметова Л.М. Дослідження діючих сил і моментів у планетарному вібраційному збуджувачі коливань. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. Кременчук : КрНУ, 2017. Вип. 6 (107). Ч. 1. С. 110–115.

UNIFICATION AND STANDARDIZATION OF VIBRATING MACHINES FOR CONCRETE COMPACTION

Yulia Salenko

Doctor of Technical SCIENCES, Professor, Professor at the Department of Industrial Engineering
Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 20 University str., Kremenchuk, Poltava region, Ukraine,
39600, salenko.yulia.75@gmail.com

ORCID: 0000-0002-5458-0990

Roman Vakulenko

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor at the Department of Industrial Engineering

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 20 University str., Kremenchuk, Poltava region, Ukraine,
39600, rom.vak311@gmail.com

ORCID: 0000-0002-8845-962X

Vladyslav Zaporozhets

Graduate Student at the Department of Industrial Engineering

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, 20 University str., Kremenchuk, Poltava region, Ukraine,
39600, zaporozhets.vlad@gmail.com

ORCID: 0009-0000-0791-4962

Purpose. Standardization and unification of vibration machines and devices used in construction production and other industries. **Methodology.** To drive vibrating platforms with horizontal and spatial vibrations of the movable frame, unified vibration exciters with high and low vibration frequencies have been developed, which are installed on vibrating platforms with a lifting capacity of 5–40 tons, designed for molding concrete products of various configurations from plastic and rigid concrete mixtures. Fundamentally new designs of vibration exciters are proposed, which include a housing made in the form of a cylinder rigidly fixed on a flange support, inside which a bearing unbalance shaft with unbalances outside the housing is mounted using radial spherical double-row roller bearings. The ends of the housing are closed with pass-through covers with sealing cuffs. A lubrication system is provided. **Results.** The basic principles of designing vibration exciters are shown. A constructive

design and a normal range of unified low-frequency and high-frequency vibration exciters are proposed. The amplitudes of the disturbing forces of vibration exciters are determined depending on their design, service life and angular frequency of vibrations. The required motor power has been installed to drive vibration exciters. The ratio of the amplitude of the disturbing force of vibration exciters to their mass is found. **Originality.** Theoretical dependencies for determining the service life of rolling bearings, the amplitude of disturbing forces and the drive power of vibration exciters are proposed. **Practical.** The obtained results allow us to propose and justify the rational parameters of unified low-frequency and high-frequency vibration exciters used in construction production and other industries. The proposed vibration exciters have been introduced into production and can be widely used in the practice of construction and other industries. References 13, tables 3, figures 2.

Key words: unification and standardization, vibration machine, vibration exciter, compaction, concrete mix.

REFERENCES

1. Wang Z., Hu H., Gong J. (2018) Framework for modeling operational uncertainty to optimize offsite production scheduling of precast components. *Journal Automation in Construction*, Vol. 86, pp. 69–80.
2. Bajic B., Suzic N., Simeunovic N., Moraca S., Rikalovic A. (2020) Real-time data analytics edge computing application for industry 4.0: The mahalanobis-taguchi approach. *International Journal of Industrial Engineering and Management*, 2020, Vol. 11 (No 3), pp. 146–156.
3. Wu Y., Wang R., Wang Y. (2020) *Towards Sustainable Chemical Processes, Applications of Sustainability Assessment and Analysis, Design and Optimization, and Hybridization and Modularization*. Elsevier, Amsterdam, The Netherlands, 2020. Sustainable design of industrial complex: Industrial area-wide layout optimization, pp. 199–240.
4. Azimpoor S., Taghipour S. (2021) Joint inspection and product quality optimization for a system with delayed failure. *Reliability Engineering & System Safety*. Elsevier, Vol. 215, 107793.
5. Woo S., Youtie J., Ott I., Scheu F. (2021) Understanding the long-term emergence of autonomous vehicles technologies. *Technological Forecasting and Social Change*. Elsevier, Vol. 170, 120852.
6. Liu P., Wang G. (2022) Minimal repair models with non-negligible repair time. *Reliability Engineering & System Safety*. Elsevier, Vol. 217, 108046.
7. Accorsi R., Gallo A., Tufano A., Bortolini M., Penazzi S., Manzini R. (2019) A tailored Maintenance Management System to control spare parts life cycle. *Procedia Manufacturing*, Vol. 38, pp. 92–99.
8. Tirkel I., Rabinowitz G. (2014) Modeling cost benefit analysis of inspection in a production line. *International Journal of Production Economics*, Vol. 147, pp. 38–45.
9. Teng S.Y., Touš M., Leong W.D., How B.S., Lam H.L., Máša V. (2021) Recent advances on industrial data-driven energy savings: Digital twins and infrastructures. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 2021, Vol. 135, 110208.
10. Li L., Huang H., Zou X., Zhao F., Li G., Liu Z. (2021) An energy-efficient service-oriented energy supplying system and control for multi-machine in the production line. *Applied Energy*. Elsevier, Vol. 286, 116483.
11. Blekhan I.I. (2013), Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology. The Publishing House “Ore and Metals”. 640 p.
12. Maslov A.G., Salenko Y.S. (2014), *Vibratsionnyie mashiny i protsessy v dorozhno-stroitelnom proizvodstve: monografiya* [Vibrating machines and processes in road construction industry: monograph], PP Cherbatyh, Kremenchuk, Ukraine. 262 p.
13. Maslov A.G., Salenko Y.S., Maslova N.A. *Issledovanie vzaimodeistvia vibrirushchey plity s tsementobetonnoy smesi* [Investigation of the interaction of the vibrating plate with cement – concrete mixtures]. *Bulletin Kremenchug nationality University name M. Ostrogradskiy*, no. 2011. 2 (67). Kremenchug, 2011, pp./ 93–98.
14. Vakulenko R.A., Vorobyov V.V., Akhmetova L.M. *Study of acting forces and moments in a planetary vibratory exciter of oscillations* [Doslidzhennia diiuchykh syl i momentiv u planetarnomu vibratsiinomu zbudzhuvachi kolyvan]. *Bulletin Kremenchug nationality University name M. Ostrogradskiy*, no. 2017. 6 (67). Kremenchug, 2017, pp. 93–98.

Стаття надійшла 15.09.2023