

**Ємельяненко М.Г., Рачковський О.В.**

*Харківський національний університет будівництва та архітектури  
(вул. Сумська, 40, Харків, 61002, Україна; e-mail: [nikgrigem@gmail.com](mailto:nikgrigem@gmail.com); [rachkovskiyalex@gmail.com](mailto:rachkovskiyalex@gmail.com);  
[orcid.org/0000-0002-6411-1354](https://orcid.org/0000-0002-6411-1354), [orcid.org/0000-0001-6743-3845](https://orcid.org/0000-0001-6743-3845))*

## **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ПНЕВМОГІДРОПРИВОДОМ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ДРІБНОШТУЧНИХ БЕТОННИХ ВИРОБІВ**

В результаті аналітичного та експериментального дослідження дано наукове обґрунтування методики розрахунку віброплощинки з пневмогідролічним приводом, що комплексно враховує режими вібрації, параметри пневмосистеми та характеристики матеріалу (бетонної суміші).

**Ключові слова:** формування дрібноштовхувачних бетонних виробів, вібраційні машини з пневмогідролічним приводом, моделювання динамічних систем.

**Постановка проблеми.** В сучасному будівництві широко використовують дрібноштовхувачні бетонні вироби (блоки, бордюри, тротуарна плитка), які виготовляють з використанням вібрації, або вібропресування [1-3].

Обладнання технологічних комплексів для виготовлення дрібноштовхувачних бетонних виробів, в порівнянні з обладнанням виробництв збірного залізобетону, дешевше і займає менші площі, а витрати енергії на одиницю продукції значно нижчі [2].

Для виробництва дрібноштовхувачних бетонних виробів актуальним є створення формуючих пристроїв невеликої вантажопідйомності з новими варіантами приводу, що дозволяють легко змінювати параметри вібрації при зміні складу бетонної суміші, а також при розширенні номенклатури виробів. Таким вимогам відповідають вібраційні машини з пневматичним і пневмогідролічним приводом [4-5], для створення яких необхідно вирішити питання динаміки вібраційних систем машин, оцінки впливу характеристик бетонної суміші на робочі органи і розробки методик розрахунку.

**Аналіз останніх досліджень.** Сучасний розвиток вібраційних машин для формування бетонних виробів йде в таких напрямках [1-3, 6-14]:

- удосконалення конструкцій їх вузлів [1, 3, 6-14] (створення нових варіантів приводу, пружних елементів, змінних робочих органів);
- автоматизації робочого процесу [2, 3, 6-8];
- розширення технологічних можливостей [2-4, 6-9, 11-14] (створення машин для стадійного або двочастотного формування бетонних виробів).

Класичними працями по пневматичним приводам і методикам розрахунку їх параметрів, безсумнівно, можна вважати [4, 5]. Відомості про пневматичних вібраційних пристроях містяться в книгах по будівельних машинах, наприклад в [8]. Про ефективність застосування низькочастотних машин для формування бетонних виробів переконливо показано в роботах [1, 10, 13]. Розробці конструкцій і методик розрахунку низькочастотних пневматичних і пневмогідролічних вібраційних машин для формування бетонних виробів присвячені роботи [10-14]. Аналіз джерел свідчить про необхідність уточнення існуючих методик розрахунку пневматичних вібраційних формувальних машин з урахуванням особливостей нових розробок.

**Мета дослідження** – наукове обґрунтування та розробка методики розрахунку вібраційних машин з пневмогідролічним приводом для формування дрібноштовхувачних бетонних виробів.

**Виклад основного матеріалу.** За результатами патентних досліджень, аналізу наукових джерел і виробничого досвіду розроблено і запатентовано нову вібраційну машину

[10] для формування бетонних виробів (рис. 1, 2) та з використанням положень теорії обґрунтовано вибір параметрів [10-14].

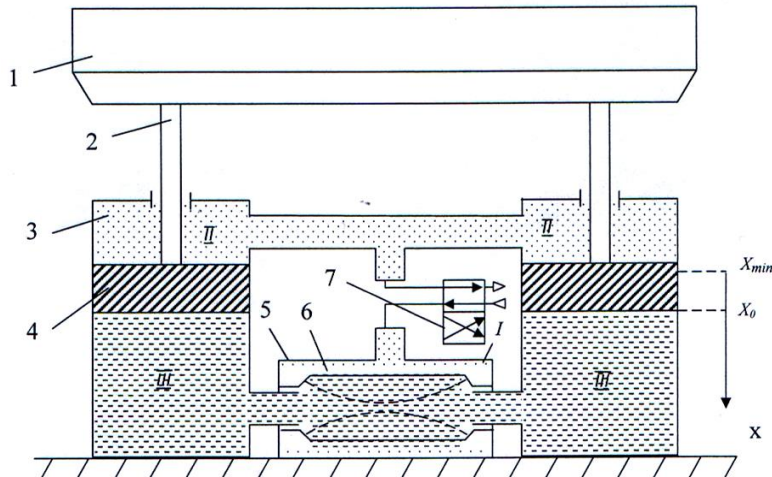


Рис. 1. Вібромашина, яка містить привод з двобічною подачею стисненого повітря: 1 – стіл; 2 – шток; 3 – циліндр; 4 – поршень; 5 – емкість; 6 – еластична оболонка; 7 – розподільник

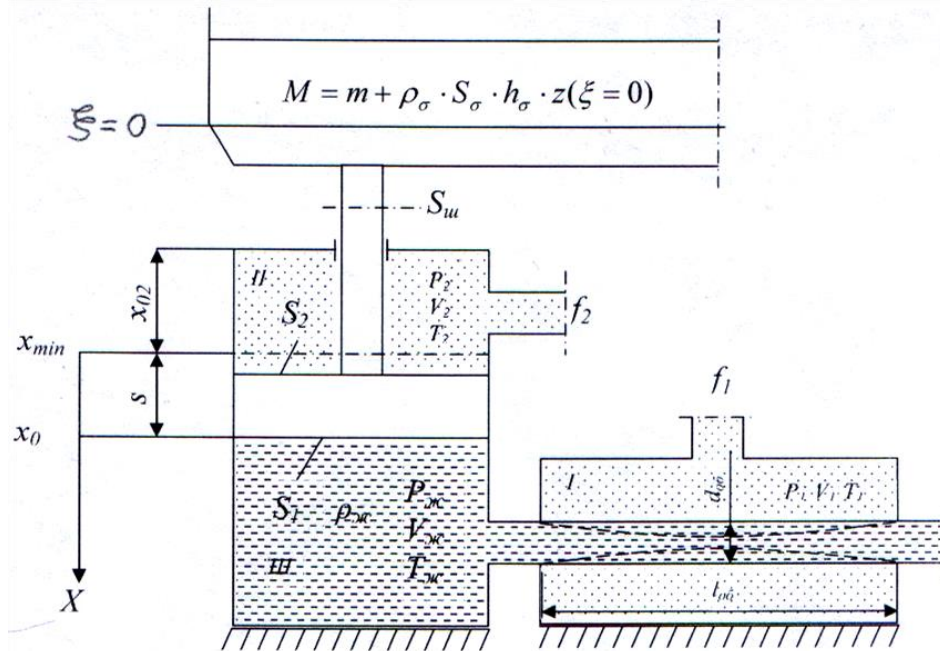


Рис. 2. Розрахункова схема двочастотної машини з пневмогідроприводом

Систему рівнянь руху робочого органу і стану пневмосистеми вібромашини відповідно [11, 13, 14] одержано в безрозмірному вигляді:

$$\ddot{\xi} = (-\sigma_1 + \sigma_n + \Pi_1 \cdot \sigma_2) \cdot N_p + \Pi_2 - \text{Sign}(\dot{\xi}) \cdot [\Pi_3 \cdot \tilde{f}_0(\xi) + \Pi_4 \cdot \dot{\xi}] + G(\xi) \cdot \xi; \quad (1)$$

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{01} - \xi} \cdot \left\{ \Pi_5 \cdot H_1(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right\}; \quad \frac{d\sigma_2}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{02} + 1 + \xi} \cdot \left\{ \Pi_6 \cdot H_2(\sigma_2) - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right\},$$

$$\text{де } \Pi_1 = \frac{S_2}{S_1}; \quad \Pi_2 = \frac{Mg + p_a \cdot S_{III} \cdot N_p}{S_1 \cdot p_M}; \quad \Pi_3 = \frac{f_{OTP}}{S_1 \cdot p_M}; \quad \Pi_4 = b \cdot \sqrt{\frac{s}{M \cdot S_1 \cdot p_M}}; \quad \Pi_5 = \frac{k_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_M \cdot T_0} \cdot f_{e1}}{S_1 \cdot S \cdot N_p};$$

$$\Pi_6 = \frac{k_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_M \cdot T_0} \cdot f_{e2}}{S_2 \cdot s}; \quad \Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_6 - \text{симплекси подібності систем:}$$

$$T_0 = \sqrt{\frac{M \cdot s}{S_1 \cdot p_M}}; \quad G(\xi) = \frac{c_1 \cdot s}{S_1 \cdot p_M}, \quad \xi < 0; \quad G(\xi) = \frac{c_2 \cdot s}{S_1 \cdot p_M}, \quad \xi > 0,$$

$M = m_{p.o} + \rho_{ж} \cdot V_{ж} + N_p \cdot (m_{п} + m_{ш}) + \rho_{\sigma} S_{\sigma} h_{\sigma} z(\xi = 0)$  – маса рухомих частин системи;  $x_0$  – координата положення нижнього торця поршня;  $\rho_{ж}$ ,  $V_{ж}$  – щільність та об’єм робочої рідини в приводі;  $N_p$  – кількість циліндрів;  $N_e$  – кількість оболонок;  $P_1, V_1, T_1$  – тиск, об’єм, і абсолютна температура в пневматичній порожнині I;  $P_{II}, V_{II}, T_{II}$  – тиск, об’єм, і абсолютна температура в пневматичній порожнині II;  $f_{\Sigma 1} = \mu \cdot f_1$ ;  $f_{\Sigma 2} = \mu \cdot f_2$  – ефективні площі отворів для входу та виходу стисненого повітря ( $f_1, f_2$  – площі отворів;  $\mu$  – коефіцієнт розходу);  $S_1, S_2, S_{ш}$  – площі торців поршня і перерізу штока;  $c$  – зведений коефіцієнт жорсткості пружних елементів;  $b$  – зведений коефіцієнт опору;  $f_{отр}$  – амплітудне значення сили тертя покою;  $\tilde{f}_0(\dot{x})$  – швидко убиваюча зі зростанням  $\dot{x}$  функція;  $k$  – показник адиабати;  $k_1 = \sqrt{2k(k-1)}$ ,  $R$  – газова постійна;  $T_M$  – абсолютна температура повітря у магістралі;  $P_a, P_M$  – атмосферний і магістральний тиск;  $P_{п}$  – пороговий тиск оболонки;  $\phi(\sigma_i) = \phi(p_i/p_M)$  – розхідна функція ( $i = 1, 2$ );  $d_0, l_0$  – внутрішній діаметр та довжина еластичної оболонки.

Перехід до розмірних параметрів здійснюється наступним чином:

$$x = s \cdot \xi; \quad t = T_0 \tau; \quad P_1 = P_M \sigma_1; \quad P_2 = P_M \sigma_2; \quad P_n = P_M \sigma_n.$$

З аналізу симплексів подібності П1, П2, ... П6 видно, що при  $S_1 \approx S_2$   $P_1 \approx 1$ , а конструктивні параметри пневмовібраційної системи в П2, П3, П4 при  $S_{ш} \ll S_1$  охоплені симплексами П5 і П6, причому для відносин  $f_{e1}/S_1, f_{e2}/S_2$  в [11-14] встановлено раціональні значення в діапазоні 0,04...0,07, тому в якості характерного симплекса можна прийняти П5, в якому відображені також параметри еластичних оболонок.

Для системи з одним циліндром і однією оболонкою з (1), після підстановок замість  $T_0$  і  $s$  їх виразів, після перетворень, одержано:

$$П_5 = \sqrt{\frac{8k}{(k-1) \cdot \pi}} \cdot \frac{f_{e1}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{RT_M \cdot M}{p_M \cdot d_0^3}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{ld}}}, \quad (2)$$

де  $\varepsilon_{ld} = l_0/d_0$  – відношення довжини оболонки до її внутрішнього діаметру, яке вибрано в якості фактора, що входить в симплекс подібності  $П_5$ .

На підставі факторного експерименту, виконаного на віброплощині з пневмогідролічним приводом, отримано рівняння регресії і визначені діапазони раціональних значень параметрів, що забезпечують достатню міцність при стисненні зразків (близько 30 МПа): частота вібрації  $\nu = 4 \dots 5$  Гц; відношення довжини оболонки до діаметру  $\varepsilon_{ld} = l_0/d_0 = 2.30 \dots 2.45$ ; критерій  $П_5 = 34.9 \dots 33.8$ ; рухливість суміші ОК = 2 ... 6 см; час ущільнення 60 ... 90 секунд.

На підставі залежності (2) з використанням отриманих діапазонів раціональних значень параметрів отримано вираз для необхідного діаметра еластичної оболонки пневмовібраційного приводу:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{8k}{(k-1) \cdot \pi} \cdot \left(\frac{f_{e1}}{S_1}\right)^2 \cdot \frac{RT_M \cdot M}{p_M \cdot П_5^2} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{ld}}}, \quad (3)$$

З використанням (3) і отриманих діапазонів раціональних значень параметрів побудовані графіки для визначення діаметра еластичної оболонки при зміні магістрального тиску і маси віброуючих частин формуючої машини (рис. 3).

На рис. 4 представлено осцилограми режимів роботи експериментальної віброплощини з пневмогідролічним приводом: 1, 2 – час подачі стисненого повітря у порожнини I та II; 3 – переміщення робочого органу (при його масі 200 кг); 4 – прискорення робочого органу; 5 – тиск рідини у порожнині III; 6 – тиск повітря у порожнині I.

Пікові значення прискорень робочого органу і тиску рідини у порожнині ІІІ в періоди зменшення тиску повітря у порожнині І відповідають моментам «м'яких» ударів (протидія примусовому розширенню еластичної оболонки).

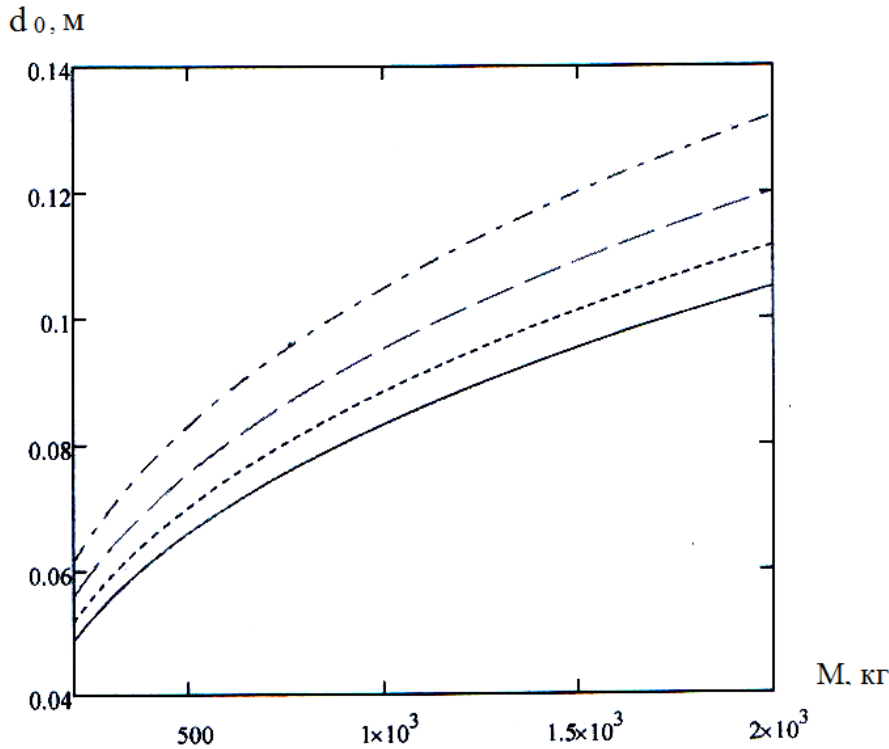


Рис. 3. Залежності для визначення необхідного діаметра еластичної оболонки при зміні магістрального тиску і маси вібруючих частин формуючої машини:  $P_M = 0,6$  МПа;  $P_M = 0,5$  МПа;  $P_M = 0,4$  МПа;  $P_M = 0,3$  МПа

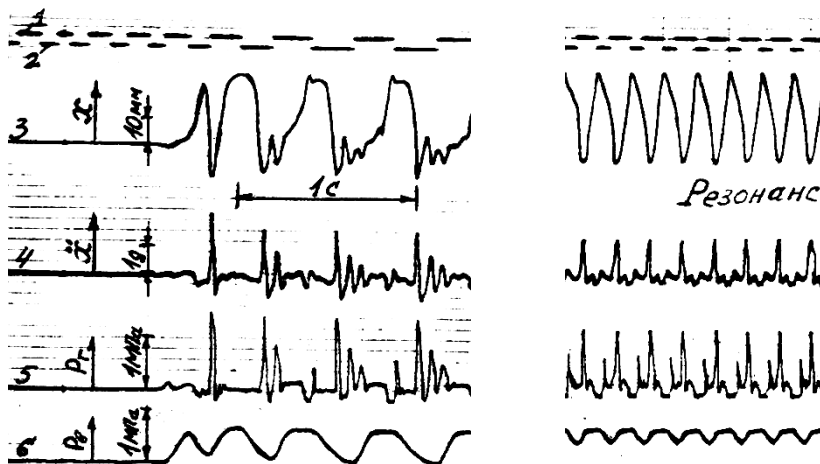


Рис. 4. Експериментальні осцилограми

Результати теоретичних і експериментальних досліджень покладені в основу наступної уточненої методики розрахунку параметрів віброплощинки з пневмогідравлічним приводом.

1. Збуджуюча сила на штоку одного пневмоциліндру:

$$F_e = \frac{k_p \cdot M \cdot (2 \cdot \pi \cdot \nu)^2 \cdot A_n}{2 \cdot N_\sigma}$$

де  $A_n$  – напіврозмах коливань;  $\nu$  – частота коливань;  $k_p = 1.5 \dots 1.7$  – коефіцієнт запасу.

2. Внутрішній діаметр пневмоциліндра [4, 5]:

$$D_n \approx 1.13 \sqrt{\frac{F_6}{\chi \cdot p_M \cdot (1 - k_{TP})}},$$

де  $\chi$  – безрозмірний параметр навантаження ( $\chi = 0,5$ );  $k_{TP}$  – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в циліндрі (в довіднику [4] наводяться для магістрального тиску 0,5 ... 0,6 МПа при корисному навантаженні 6,0 ... 25 кН значення  $k_{TP} = 0,12$  ... 0,08 відповідно).

3. Діаметр штока з умови міцності на розрив:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{4F_{6,n}}{[\sigma]_P}},$$

де  $[\sigma]_P$  – допустиме напруження на розрив для матеріалу штока.

4. Параметри еластичної оболонки (рукава) з умови забезпечення заданого розмаху руху робочого органу:

- об'єм рідини, що витісняється з поршневих порожнин циліндрів, повинен бути менше, ніж об'єм порожнини оболонки:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot A_n \cdot N \leq V_0.$$

- довжина оболонки (робоча):

$$l_0 = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot d_0^2},$$

де  $d_0$  – внутрішній діаметр оболонки.

При цьому на підставі дослідження необхідно дотримуватися умова  $L_0/d_0 \geq 2 \dots 3$ .

5. Кількість рідини, необхідна для переміщення поршнів на величину ходу поршня

$x_{max}$ :

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot x \sigma_{max}$$

Об'єм пневмопорожнини (з урахуванням об'ємів в місцях кріплення оболонки)

$$V_n = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_0^2)}{4} \cdot L_0.$$

6. Необхідні площі  $f_1, f_2$  і діаметри  $d_1, d_2$  впускних і випускних отворів в пневмоциліндрах:

$$f_1 \geq \frac{0,0036 \cdot v \cdot V_n}{\mu_1}; \quad d_{o1} \geq \sqrt{\frac{4f_1}{\pi}}; \quad f_2 \geq \frac{0,009 \cdot v \cdot V_n}{\mu_2}; \quad d_{o2} \geq \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}.$$

7. Витрата повітря в пневмогідрравлічному приводі [12-14]:

$$Q = 30 \cdot v \cdot (\alpha_p \cdot A - 1) \cdot \left\{ \left[ 1 - \frac{1}{\left( 1 + \frac{\mu \cdot f_1}{0,05 \cdot V_1 \cdot v} \right)^7} \right] \cdot V_1 + \left[ 1 - \frac{1}{\left( 1 + \frac{\mu \cdot f_2}{0,05 \cdot V_2 \cdot v} \right)^7} \right] \cdot V_2 \right\}.$$

8. Вибір пневморозподільника по його пропускної здатності [4, 5]:

$$K_V = \frac{Q}{C\sqrt{\Delta P \cdot P_M}}$$

де  $C = 4,7$ ;  $\Delta P$  – перепад тиску на вході і виході розподільника ( $\Delta P=0,015$ МПа).

**Висновки.** Складено диференціальні рівняння, які описують динаміку робочого органу та параметри стану стисненого повітря пневмосистеми. Встановлено раціональні співвідношення параметрів пневмовібраційної системи формуючих машин.

За результатами дослідження дано наукове обґрунтування методики розрахунку віброплощинки з пневмогідролічним приводом, що комплексно враховує режими вібрації, параметри пневмосистеми та характеристики матеріалу (бетонної суміші).

ЛІТЕРАТУРА:

1. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. *Вибрационная технология бетона*. К.: Будівельник, 1991. 160с.
2. Уткин В.Л. *Новые технологии строительной индустрии*. М.: ЗАО «Русский издательский дом», 2004. 116 с.
3. Савченко О.Г. *Обладнання комплексів для виробництва будівельних дрібно штучних стінових виробів: Навчальний посібник*. Харків: Тимченко, 2006. 416 с.
4. Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В. *Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Под ред. Е.В. Герца*. М.: Машиностроение, 1981. 407 с.
5. Герц Е.В. *Динамика пневматических систем машин*. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
6. Сердюк Л.И. *Вибрационные управляемые машины. Международный периодический сборник научных трудов: Обработка дисперсных материалов и сред*. Одесса: НПО «ВОТУМ», 2003. Вып. №13. С. 33-39.
7. Lemser D. *Automatisierte Regelung der Verdichtungsarbeit. Bauwirtschaft*. Wiesbaden, 1997. №1-2. S. 32.
8. Болотских Н.С., Емельянова И.А., Савченко А.Г. и др. *Машины для строительно-монтажных работ: Справочник. / Под ред. Н.С. Болотских*. К.: 1993. 344 с.
9. Дворкін Л.Й., Житковський В.В., Каганов В.О. *Бетони на основі надзорстких сумішей*. Рівне: Вид-во РДЦНТЕІ, 2006. 179 с.
10. Емельяненко Н.Г., Симонов Н.Ф., Токарев В.А. *Вибрационная машина*. А.с.1672017 SU, F15B 21/12/ (СССР). №4622334/29; Заявл. 21.12.88; Оpubл. 23.08.91, Бюл.№31. 2 с.
11. Емельяненко Н.Г. *Аспекты динамики виброформовочных машин с приводами, включающими элементы текучей среды. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків: НТУ «ХПІ». 2006. №30. С. 128-133.
12. Емельяненко Н.Г. *Обоснование выбора соотношений параметров пневмопривода вибромашины. Науковий вісник будівництва*. Харків:

REFERENCES:

1. Gusev B.V., Zazimko V.G. *Vibratsionnaya tekhnologiya betona*. K.: Budivel'nik, 1991. 160 s.
2. Utkin V.L. *Novyye tekhnologii stroitel'noy industrii*. M.: ZAO «Russkiy izdatel'skiy dom», 2004. 116 s.
3. Savchenko O.G. *Obladnannya kompleksiv dlya virobnitstva budivel'nikh dribno shtuchnikh stinovikh virobiv: Navchal'niy posibnik*. Kh.:Timchenko, 2006. 416 s.
4. Gerts Ye.V., Kudryavtsev A.I., Lozhkin O.V. *Pnevmaticheskiye ustroystva i sistemy v mashinostroyenii: Spravochnik / Pod red. Ye.V.Gerts*. M.: Mashinostroyeniye, 1981. 407 s.
5. Gerts Ye.V. *Dinamika pnevmaticheskikh sistem mashin*. M.: Mashinostroyeniye, 1985. 256 s.
6. Serdyuk L.I. *Vibratsionnyye upravlyayemyye mashiny. Mezhdunarodnyy periodicheskiy sbornik nauchnykh trudov: Obrabotka dispersnykh materialov i sred*. Odessa: NPO «VOTUM», 2003. Vyp. №13. S. 33-39.
7. Lemser D. *Automatisierte Regelung der Verdichtungsarbeit. Bauwirtschaft*. Wiesbaden, 1997. №1-2. S. 32.
8. Bolotskikh N.S., Emelianenko I.A., Savchenko A.G. i dr. *Mashiny dlya stroitel'nomontazhnykh rabot: Spravochnik. / Pod red. N.S. Bolotskikh*. K.: 1993. 344 s.
9. Dvorkin L.Y., Zhitkovskiy V.V., Kaganov V.O. *Betoni na osnovi nadzhorstkikh sumishey*. Rivne: Vid-vo RDTSNTEI, 2006. 179 s.
10. Emelianenko N.G., Simonov N.F., Tokarev V.A. *Vibratsionnaya mashina*. A.s.1672017 SU, F15V 21/12/ (SSSR). №4622334/29; Zayavl. 21.12.88; Opubl. 23.08.91, Byul. №31. 2 s.
11. Emelianenko N.G. *Aspekty dinamiki vibroformovochnykh mashin s privodami, vklyuchayushchimi elementy tekuchey sredy. Visnik Natsional'nogo tekhnichnogo universitetu «Kharkivs'kiy politekhnichniy institut»*. Kharkiv: NTU «KHPÍ». 2006. №30. S. 128-133.
12. Emelianenko N.G. *Obosnovaniye vybora sootnosheniy parametrov pnevmoprivoda vibromashiny. Naukoviy visnik budivnitstva*. Har'kov:

- ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2007. Вип. 42. С. 137-140.
13. Ємельяненко М.Г. Розробка та дослідження обладнання з пневмогідролічним приводом для формування елементів конструкцій. *Науковий вісник будівництва*. Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2011. Вип. 65. С. 371-375.
14. Ємельяненко М.Г. Наукове обґрунтування вібраційних машин з пневмо-гідроприводом для постадійного або двочастотного формування дрібноштучних бетонних виробів. *Науковий вісник будівництва*. Харків: ХНУБА, ХОТВ АБУ, 2013. Вип. 73. С. 318-322.
- Kharkiv: KHDTUBA KHOTV ABU, 2007. Vip. 42. S. 137-140.
13. Emelianenko M.G. Rozrobka ta doslidzhennya obladnannya z pnemogidravlichnim privodom dlya formuvannya yelementiv konstruktsiy. *Naukoviy visnik budivnitstva*. Kharkiv: KHDTUBA, KHOTV ABU, 2011. Vip. 65. S. 371-375.
14. Emelianenko M.G. Naukove obgruntuvannya vibratsiyних mashin z pnemmo-gidroprivodom dlya postadiynogo abo dvochastotnogo formuvannya dribnoshtuchnikh betonnikh virobiv. *Naukoviy visnik budivnitstva*. Kharkiv: KHNUBA, KHOTV ABU, 2013. Vip. 73. S. 318-322.

**Emelianenko N.G., Rachkovskiy O.V. SCIENTIFIC SUBSTANTIATION OF THE METHOD OF CALCULATION OF VIBRATION MACHINES WITH PNEUMO-HYDRO-DRIVER FOR FORMATION OF SMALL-SCREW CONCRETE PRODUCTS.** As a result of the analytical and experimental research, a method for calculating a vibro-pad with a pneumohydraulic drive is given, which takes into account the vibration modes, the parameters of the pneumatic system and the characteristics of the material (concrete mixture) in a complex manner. **Key words:** molding of small-piece concrete products, vibrating machines with pneumohydraulic drive, modeling of dynamic systems.

doi.org/10.29295/2311-7257-2021-103-1-270-274  
УДК 621.829

**Фідровська Н.М.<sup>1</sup>, Хурсенко С.О.<sup>2</sup>, Караван Р.А.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
(вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, 61002 Україна; e-mail: [nfidrovskaya@ukr.net](mailto:nfidrovskaya@ukr.net);  
[orcid.org/0000-0002-5248-273X](https://orcid.org/0000-0002-5248-273X))

<sup>2</sup> Українська інженерно-педагогічна академія  
(вул. Університетська, 16, Харків, 61003 Україна; e-mail: [sergeyhursenko@gmail.com](mailto:sergeyhursenko@gmail.com))

## **ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДО ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КАНАТНОГО БАРАБАНА**

Питання міцності елементів машин завжди стоїть досить актуально, тому що міцність визначає такі важливі показники як надійність конструкції і її довговічність.

Методики розрахунку різних типів конструкцій ґрунтуються на застосуванні різних теорій. Складність металевих конструкцій обмежує можливість застосування для визначення їх напружено-деформованого стану точних методів будівельної механіки. Застосування комп'ютерної техніки і вибір нових програм дає можливість уточнити розрахункову практику, зробити її більш наближеною до дійсних умов до напружено-деформованого стану. Однією з таких теорій, яка дозволяє проводити точні розрахунки міцності і довговічності різних деталей машин, являється теорія кінцевих елементів.

У статті розглядається стінка канатного барабану як балка, яка защемлена з обох боків. Використовуючи метод скінчених елементів визначаємо поперечні сили, згинальні моменти та переміщення у стінці.

**Ключові слова:** барабан, канат, міцність, напружено-деформований стан, модуль пружності.

**Вступ.** Міцність стінок канатного барабану забезпечує в певній мірі надійність роботи механізму підйому. Крім цього, визначення геометричних та вагових параметрів барабану також залежить від забезпечення його міцності та сталості. Методика розрахунку міцності канатного барабану базується на формулі Леме для товстостінної безкінечної труби.

**Огляд рішень.** Великий внесок в теорію канатних барабанів зробили такі вчені, як Б.С. Ковальський [1], С.В. Кожин [2], Б.А. Морозов [3] та інші.