

ТЕОРІЯ І ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ ВІБРОМАШИН БУДІНДУСТРІЇ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

У статті показано, що за рахунок вкладу вищих гармонік, достатньо коректного врахування сил на основі уточнених моделей та налаштування роботи вібросистеми з цілеспрямованим використанням спільної енергії машини і середовища відкриваються нові можливості для створення вібромашин нового покоління.

Ключові слова: спектральна гармонійна складова, вібромашина, ціленаправлене використання енергії.

В статье показано, что за счет вклада высших гармоник, достаточно корректного учета сил на основе уточненных моделей и налаживания работы вибросистемы с целенаправленным использованием общей энергии машины и среды приоткрываются новые возможности для создания вибромашин нового поколения.

Ключевые слова: спектральная гармоническая составляющая, вибромашина, целенаправленное использование энергии.

It is shown in the article, that due to the deposit of ultraharmonics, it is enough a correct account of forces on the basis of the specified models and tuning of the vibrosystem work with the purposeful use of the machine and environment general energy, new possibilities for creation of a new generation vibromachinery are opened.

Key words: spectral harmonic component, vibration machine, purposeful use of energy.

Постановка проблеми. Вібраційна техніка широко використовується в будівельній індустрії, яка, як правило, працює в гармонійному зарезонансному режимі. Однак зараз висуваються нові вимоги щодо підвищення ефективності та зменшення енергоємності й металоємності. Існуюча техніка не відповідає сучасним вимогам, і тому виникає проблема пошуку нових підходів у моделюванні, дослідженні та розробці конструкцій машин. Одним із шляхів вирішення проблеми є застосування системного підходу на основі розгляду спільного руху системи «машина – оброблювальне середовище» із цілеспрямованим використанням внутрішніх властивостей підсистем із реалізацією суб-, сеперезонансних та резонансних режимів роботи.

Аналіз останніх досліджень і виділення нерозв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття. У проведених теоретичних дослідженнях [1, 2], а також у практичній реалізації [1–4] було започатковане наукове вивчення проблеми: розробка надійних і найбільш ефективних віброущільнюючих машин для різних умов формування бетонних і залізобетонних виробів забезпечується становленням і раціональним використанням закономірностей зміни внутрішніх (пружно-інерційних і дисипативних) властивостей системи "машина-середовище".

Формулювання цілей статті. Розроблення теорії робочого процесу взаємодії робочих органів вібромашин та оброблюваних середовищ (бетонних сумішей і ґрунтів) з метою створення машин нового покоління.

Виклад основного матеріалу. В теоретичних дослідженнях розглядалася модель (рис. 1).

Відповідно до запропонованого методу [1], оброблювальне в процесі коливань середовище враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили (рис. 1, б), названої реакцією середовища. Для пошуку реакції застосовувалося рівняння руху

$$\frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial^2 z^2} = \frac{\rho^*(z,t)}{E^*(z,t)} \cdot \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2}, \quad (1)$$

де $u(z,t)$ - переміщення по координаті Z в момент часу t ; $\rho^*(z,t)$ – щільність суміші; $E^*(z,t)$ - комплексний модуль потужності.

Розв'язання рівняння (1) методом Фур'є при законах зміни змушуючої сили

$$F(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} F_n e^{in\omega t},$$

$$\text{де } \omega = 2\pi/T; n = \pm 1, \pm 2, \dots; F_n = \frac{1}{T} \int_{-\tau/2}^{\tau/2} F(\tau) e^{in\omega \tau} d\tau.$$

Отримана реакція середовища

$$R(0,t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} X_n \omega_n \omega_0 n^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} e^{i \arctg \frac{a_n}{d_n}} e^{in\omega t}, \quad (2)$$

де m - маса суміші; a_n, d_n - хвильові коефіцієнти:

$$a_n = \frac{\alpha_n sh 2\alpha_n h + \beta_n \sin 2\beta_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]};$$

$$d_n = \frac{\alpha_n \sin 2\beta_n h - \beta_n sh 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}.$$

Як випливає із виразу (2), реакція складається із суми квадратів двох членів, які відрізняються між собою коефіцієнтами a_n і d_n , що за фізичною сутністю визначають ступінь впливу пружно-інерційних (реактивних) і дисипативних (активних) складових сил середовища на рух системи в цілому.

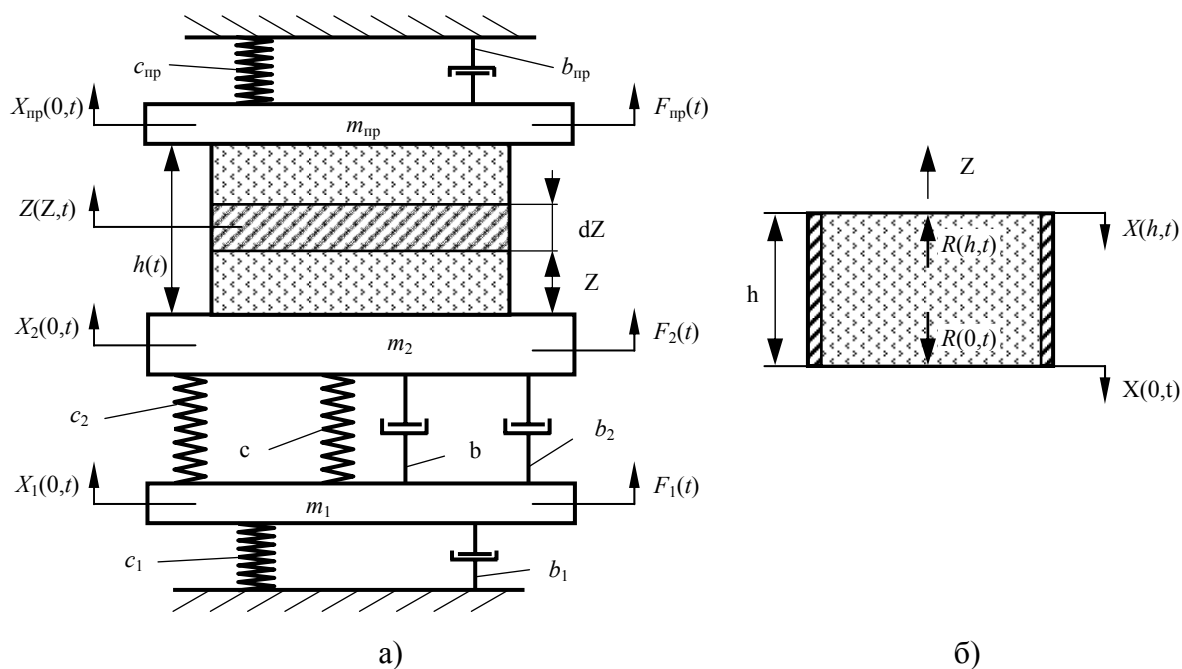


Рисунок 1 – Розрахункова модель:
а – загальна; б – редукована

Отримані теоретичні залежності [2] дали можливість повністю оцінити вплив активних і реактивних сил на рух системи.

Експериментальні дослідження динаміки вібросистем виконувалися на установках, які давали можливість реєструвати увесь комплекс параметрів, що визначають рух та енергетичні властивості.

У результаті теоретичних та експериментальних досліджень було запропоновано принципово нову конструкцію віброустановки для формування багатопустотних плит [2].

Дослідженню руху віброударних систем для ущільнення бетонних сумішей присвячено низку робіт, що являють собою аналіз і синтез механічних віброударних систем. Запропонована нова методика переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна – машина, континуальна – середовище) до суто дискретних з урахуванням хвильових явищ у бетонній суміші. Такий підхід дає можливість значно спростити розрахункову схему. Принцип переходу найбільш реальної схеми до розрахункової (дискретної) наведено на рисунку 2.

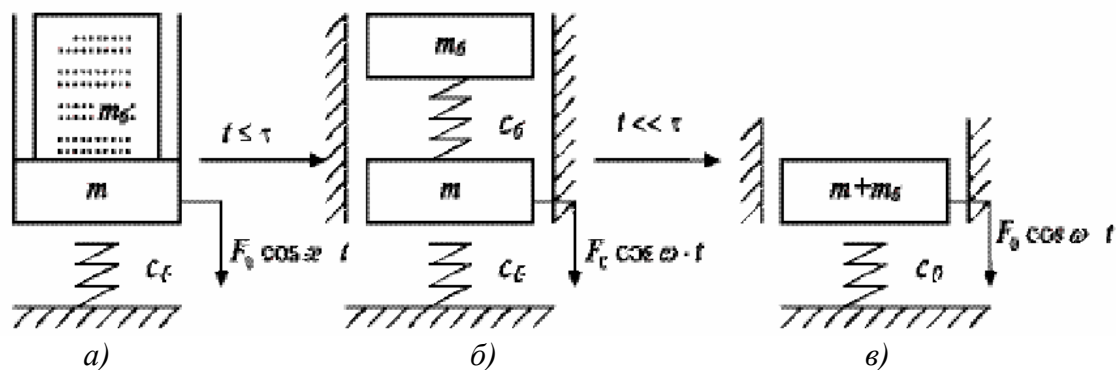


Рисунок 2 – Розрахункові схеми вібросистеми:

а – дискретно-континуальна, б – дискретна (двомасова), в – дискретна (одномасова)

Один із основних критеріїв таких систем – енергія удару в періодичному русі, яка і визначає ефективність режиму.

Розглянемо умову існування стійкості режимів руху системи з відривом від пружного обмежника коливань (рис.2, в) на межах лінійних ділянок:

$$\frac{\varepsilon^2}{|1-\varepsilon^2|} \cdot \frac{\sin \varphi + \sin(\tau_x + \varphi)}{2} \leq q \leq \frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2}, \quad (3)$$

$$\text{де } \varepsilon^2 = \frac{c}{m\omega^2}; \quad \varphi = \frac{\pi + \tau_x}{2}; \quad \left(\varphi = \frac{3\pi + \tau_x}{2} \right).$$

У залежностях (3) прийняті умовні позначення:

c – пружна жорсткість обмежника; q – відношення ваги вібромашини ($Q=mg$) до амплітуди змушуючої сили F_0 : $q = \frac{Q}{F_0}$; ω – частота змушуючої

сили; τ_x – тривалість руху вібромашини у контакті з пружним обмежником коливань: $\tau_x = \frac{\pi}{\varepsilon}$; φ – фазовий кут, який у розрахунках приймається таким, що забезпечує додатне значення q у межах $c = \infty$ ($\varepsilon = \infty, \tau_x = 0$).

Умова (3) дає значення

$$q = 1. \quad (4)$$

Із (4) випливає, що верхня і нижня межі областей стійких режимів збігаються.

Разом із тим стійкість періодичних режимів при абсолютно жорстких обмежниках коливань визначається співвідношенням

$$1 \leq q \leq \infty. \quad (5)$$

Із порівняння співвідношень (4) і (5) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем із пружними обмежниками (при жорсткості $c \rightarrow \infty$) при граничному значенні не переходить в умову стійкості під час руху відповідних систем із співударом об абсолютно жорсткі обмежники. Для ліквідації цього незбігання урахування ударної взаємодії є заміна пружності і дисипації обмежників ударною парою з урахуванням тривалості співудару. Такий підхід дозволяє врахувати ударну взаємодію у вібросистемі теоремою імпульсів і коефіцієнтом відновлення швидкості удару.

При реалізації ударно-вібраційних режимів руху системи вирази для хвильових коефіцієнтів a і d відрізняються від виразів із врахуванням співвідношення тривалості процесу: $0 \leq t \leq \tau_1$ (рух поза контактом) вираз помножується на $\frac{\tau_1}{(\tau_1 + \tau_2)}$, а при $\tau_1 \leq t \leq T$ (рух у контакті) – на

$\frac{\tau_2}{(\tau_1 + \tau_2)}$, де τ_1, τ_2 – відповідно тривалість руху системи до та після удару.

При врахуванні всієї сукупності окремих спектральних гармонійних складових, коефіцієнти, що характеризують реактивний й активний опір, мають вигляд

$$m_{EKK} = \frac{\frac{SE}{\omega^2} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n \cdot n' \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \cdot \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \cdot N \cdot N' \cdot \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right\}^{\frac{1}{2}}}{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n \cdot (n')^2 \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \cdot \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \cdot \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right\}^{\frac{1}{2}}}; \quad (6)$$

$$b_{EKK} = \frac{\frac{SE}{\omega} \gamma \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n \cdot n' \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \cdot \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \cdot N \cdot N' \cdot \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right\}^{\frac{1}{2}}}{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n \cdot (n')^2 \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \cdot \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \cdot \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right\}^{\frac{1}{2}}}, \quad (7)$$

де S – площа контакту форми з бетонною сумішшю; γ – коефіцієнт втрат у суміші; μ_n, ν_n – амплітуди n -ої гармоніки $x_1(t)$;

$$N = \frac{\alpha_{11} sh(2\alpha_{1n} \cdot h) - \beta_{11} \sin(2\beta_{1n} \cdot h)}{ch(2\alpha_{1n} \cdot h) + \cos(2\beta_{1n} \cdot h)},$$

$$\alpha_{1n} = \frac{n\omega}{c_n \sqrt[4]{1 + \gamma^2}} \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \arctg(-\gamma) \right];$$

$$\beta_{1n} = \frac{n\omega}{c_n \sqrt[4]{1 + \gamma^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \cdot \arctg(-\gamma) \right].$$

Вклад кожної гармоніки визначається виразом

$$\frac{\pi |x_n|}{2(x_{\tau_1} + x_{\tau_2})} = \frac{\sin \frac{n\omega\tau_0}{2}}{n}, \quad (8)$$

де x_{τ_1} і x_{τ_2} – амплітуди імпульсу у відповідні інтервали руху; τ_0 – тривалість удару.

Обираючи основну гармоніку поблизу $\frac{2\pi}{\tau_0}$, ми можемо відповідно збільшити амплітуду 3/2 гармоніки, 5/2 гармоніки тощо. У роботі наведено аналіз і сформульовані умови забезпечення вкладу вищих гармонік. Установлено, що на параметри системи особливий вплив має величина τ_0 .

Існують умови формування, при яких вирази для m_{EKB} і b_{EKB} можуть бути значно спрощеними. Параметром, що визначає граничні значення m_{EKB} і b_{EKB} , є відношення висоти стовпа суміші h до довжини хвилі

$$\text{при } \frac{h}{\lambda} \leq 1; \quad m_{EKB} = m_{\delta}; \quad b_{EKB} = \frac{m_{\delta} \omega \gamma}{\sqrt{1 + \gamma^2}}; \quad (9)$$

$$\text{при } \frac{h}{\lambda} \geq 1; \quad m_{EKB} = \frac{\rho c_{\epsilon} S}{2\omega} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} - 1}{2(1 + \gamma)^2}}; \quad b_{EKB} = \frac{\rho c_{\epsilon} S}{2} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} - 1}{2(1 + \gamma)^2}}, \quad (10)$$

де c_{ϵ} – швидкість розповсюдження хвиль у бетонній суміші.

Отримані залежності (6 – 10) дають можливість врахувати хвильові процеси в ущільнюваній суміші в дискретних параметрах загальної гібридної динамічної системи “машина-середовище”.

У межах методу реакції отримано вираз для питомої корисної енергії, що передається від робочого органу середовища через контактну поверхню

$$P_{num} = \frac{R_{cm} \omega_{cp} (1 - \alpha)}{\pi^2 S \alpha^2} \cdot \cos^2 \left\{ \frac{\pi}{2(1 - \alpha)} \right\}, \quad (11)$$

де R_{cm} – амплітуда реакції у момент стиснення контактної зони шару суміші; α – коефіцієнт асиметрії, котрий характеризує співвідношення тривалості навантаження t_{cm} до тривалості розвантаження t_p шару суміші.

Дослідженням (11) на екстремум визначено, що максимальна передача енергії при заданому законі зміни сили $R(t) = -R_{cm} \cdot \sin \left\{ \frac{\pi t}{t_{cm} (1 - \alpha)} \right\}$ можлива при $\alpha = 0,374$. Вираз (11), що залишається за своєю фізичною сутністю мірою енергії, визначається при інших однакових умовах множенням прискорення контактної зони на тривалість навантаження.

З метою дослідження інтенсивності динамічного впливу у роботі використано метод динамічної петлі гістерезису. Отримані вирази для площ петлі гістерезису ΔW із різноманітними законами навантаження. При несиметричному законі в стаціонарному режимі роботи

$$\Delta W = \frac{\sigma_{сж}^2 \gamma \pi}{2E_0 (1 + \gamma^2)} \left[1 + \frac{(1 - K_{\tau})}{K_{\tau}^2} \right], \quad (12)$$

де $K_{\tau} = \frac{\tau}{T}$ – відношення тривалості удару до тривалості процесу (скважність).

Із (11) випливає, що площі на стискання і розтискання різні за своєю величиною і залежать від скважності. Тут, як і у формулі (11), визначальним параметром є прискорення контактної зони. Залежності (11, 12) наведено для стаціонарного (встановленого) режиму руху, тобто енергія ΔW , що йде на ущільнення одиниці об'єму суміші v , є величиною постійною. Для оцінки енергії, необхідної на ущільнення суміші від початкового значення щільності до необхідної за технологією, вираз (12) представлено у вигляді

$$E_n = \frac{t_n}{T} \Delta W_0 v \frac{K_S - 1}{K_S \ln K_S}, \quad (13)$$

де t_n – тривалість технологічного процесу; ΔW_0 – площа петлі гістерезису у початковий момент ущільнення суміші; K_S – коефіцієнт, що характеризує зміни площі петлі гістерезису в процесі коливань.

На основі формул (12) і (13) отримані вирази для питомої потужності й коефіцієнту корисної дії, що має найбільше значення при $K_\tau = 1/\sqrt{2}$. Виведено узагальнюючий критерій оцінки ефективності вібровпливу, який поряд із контактною напругою σ та швидкістю деформації v враховує крутизну профілю хвилі навантаження

$$\frac{\sigma_{сж} \cdot v_{\varepsilon_1} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1 + 1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_1}{2} + 1\right)} = \frac{\sigma_{сж} \cdot v_{\varepsilon_2} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1 + 1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_2}{2} + 1\right)}, \quad (14)$$

де $\Gamma(x)$ – гамма-функція X ; v_{ε_1} – швидкість деформації; n – коефіцієнт, що характеризує крутизну фронту. Але ж система буде ефективнішою, якщо показник (14) буде вищим.

Одним із параметрів, що істотно впливає на величини параметрів (11–14), є частота коливань, раціональна величина якої визначається розв'язанням наступних трансцендентних рівнянь:

$$tg\left(\frac{\omega h}{c_\varepsilon}\right) = \frac{m_\delta c_\varepsilon (c_0 - m\omega^2 + m_{np} \cdot \omega^2)}{\omega h \left[m_{np} (c_0 - m\omega^2) - \frac{m_\delta^2 c_\varepsilon^2}{h^2} \right]}, \quad (15)$$

а для розрахункової схеми дисперсійне співвідношення (15) подається у вигляді

$$tg\left(\frac{\omega h}{c'_\varepsilon}\right) = \frac{m_2}{m_\delta} \cdot \frac{\omega h}{c_\varepsilon} - \frac{hc_2}{m_\delta c_\varepsilon \omega}. \quad (16)$$

Розв'язанням (15) і (16) знайдено спектр раціональних частот

$$\frac{\omega_0^*}{2} + \frac{3\pi c}{4h} \leq \omega_{yuz} \leq \frac{5\pi c}{2h_g}. \quad (17)$$

Було оцінено ефективність вібровпливу зі змінними режимами ущільнення при забезпеченні постійного прискорення $a = x_0 \omega^2$ і постійної питомої потужності $P_{num} = x_0^2 \omega^3 = const$. При цьому виникло завдання спектрального аналізу: з відомої амплітудно-частотної характеристики вібросистем знайти її амплітуду коливань. Амплітудно-частотна характеристика визначається, виходячи з умов завдання

$$x_0 = \frac{a}{\omega^2}, \quad (18)$$

$$x_0 = \frac{\sqrt{P_{num}}}{\omega^{\frac{3}{2}}}. \quad (19)$$

Форма сигналу (19) вивчалась при врахуванні хвильових процесів у бетонній суміші. Результати розрахунків (19) порівнювались із даними, отриманими із залежності (18).

Зміну амплітудно-частотного спектру визначали вихідною функцією

$$f(t) = \frac{\sqrt{2P_{num}}}{\pi} \int_{\omega_H}^{\omega_G} \frac{\cos \omega t}{\omega \sqrt{b_0 + m_0 \omega d_1}} d\omega. \quad (20)$$

Характерним є те, що в (20) увійшли основні характеристики процесу: питома потужність P_{num} , коефіцієнт опору машини b , маса бетонної суміші m_0 та хвильовий коефіцієнт d , що враховує акустичні властивості та геометричні розміри стовпа ущільнюваного середовища. Вони визначають форму імпульсу, котрий слід подавати від робочого органу в інтервалі частот від ω_H до ω_G . Числові значення частот приймали такими, що дорівнювали 65.8 с^{-1} та 314 с^{-1} відповідно.

Розрахунки для низки значень $h=0.1\dots 0.5$ м та зміна основної частоти в межах $157\dots 314 \text{ с}^{-1}$ свідчать про те, що у відносних одиницях режим однаковий для умов (18), а за умови (19) амплітуда спектру змінюється в межах від $4.4 \cdot 10^{-3}$ до $2.1 \cdot 10^{-2}$. Була визначена область зміни числових значень нижнього та верхнього прискорень. Розрахунки показали, що співвідношення $a_G/a_H=3\dots 6$ забезпечують ефективну передачу енергії від робочого органу до середовища. Таким чином, розроблений метод реакції дозволив не тільки привести рівняння гібридної системи до зручного для аналізу вигляду, але і надав можливість отримати інженерні формули (11–14) для енергетичного оцінювання ефективності вібровпливу за різним законом руху робочих органів вібромашин.

У результаті досліджень було запропоновано низку конструкцій, що реалізують складний полічастотний та поліфазний режими руху, що дає

можливість передавати енергію до бетонної суміші не тільки на основній, а й на більш високих частотних гармоніках.

Висновки і перспективи подальших досліджень.

1. Розроблена теорія робочого процесу взаємодії робочих органів вібротришків і оброблюваних середовищ (бетонних сумішей і ґрунтів) дала можливість встановити закономірності зміни основних параметрів і визначити основні принципи створення машин нового покоління.

2. Запропонований аналітичний метод визначення впливу оброблюваного середовища на динаміку робочих органів віброущільнюючих машин на основі розгляду напруженого стану середовища в контактній зоні.

3. Виявлені зони ефективної дії параметрів і характеристик системи “машина-середовище” для забезпечення високої якості процесу ущільнення, в основі якого покладена ідея цілеспрямованого використання пружних характеристик загальної вібротришки, що за всіх рівних умов ще дає і зменшення енергетичних витрат для деяких машин до 50%.

4. Запропоновані принципи створення вібротришків об’ємного формування з високоефективними показниками енергоємності та матеріалоємності, які впроваджені у виробництво.

ЛІТЕРАТУРА

1. Назаренко *И.И.* Прикладные задачи теории вибрационных систем / *И.И. Назаренко.* – К.: *І.С.Д.О.*, 1993. – 216 с.

2. Назаренко *І.І.* Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / *І.І. Назаренко.* – К.: *КНУБА*, 2007. – 203 с.

3. Свідерський *А.Т.* Вивчення та впровадження сучасних гідравлічних вібраційних систем у виробничий процес – шлях до створення універсальних само адаптованих високопродуктивних віброущільнювачів / *А.Т. Свідерський* // *Техніка будівництва.* – К.: *КНУБА*, 2004. – № 13. – С. 66–70.

4. Ручинський *М.М.* Високоефективна машина для формування фундаментних блоків / *М.М. Ручинський* // *Техніка будівництва.* – К.: *КНУБА*, 2004. – № 13. – С. 63–65.