



Назаренко І. І.

Ручинський М. М.

Пентюк Б. М.

Київський
національний
університет
будівництва і
архітектури

УДК 69.00.25

ТЕОРІЯ ВІБРОМАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ НА ОСНОВІ СИНТЕЗУ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ СИСТЕМ

В статье исследуются дискретно-континуальные вибросистемы. Установлено, что за счёт вклада высших гармоник, достаточно корректного учёта сил на основе уточнённых моделей и налаживания работы вибросистемы с целенаправленным использованием общей энергии машины и среды приоткрываются новые возможности для создания вибромашин нового поколения.

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

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

2. Аналіз досліджень. 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».

3. Формування мети статті.

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

4. Виклад основного матеріалу.

В теоретичних дослідженнях розглядалася модель (рис. 1,2).

Відповідно до запропонованого методу [1], оброблювальне в процесі коливань середовище враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили (рис. 2), 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.

Рішення рівняння (1) методом Фур'є при законах зміни змушуючої сили:

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

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

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

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

$$a_n = \frac{\alpha_n s h 2 \alpha_n h + \beta_n \sin 2 \beta_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[c h 2 \alpha_n h + \cos 2 \beta_n h]}$$

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

Як впливає 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.

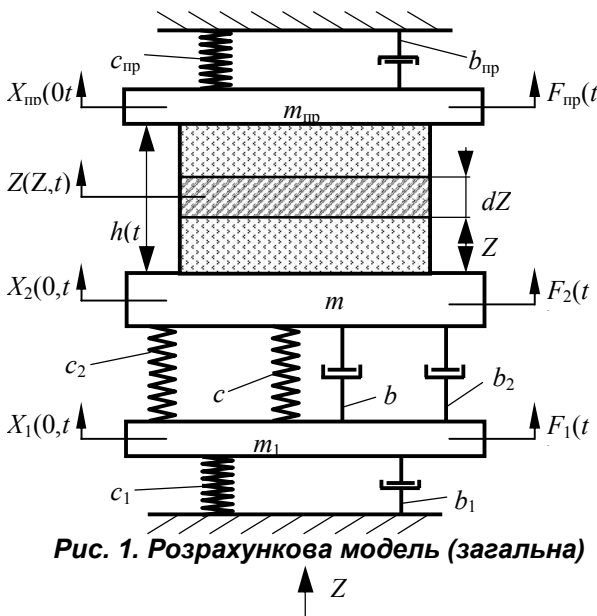


Рис. 1. Розрахункова модель (загальна)

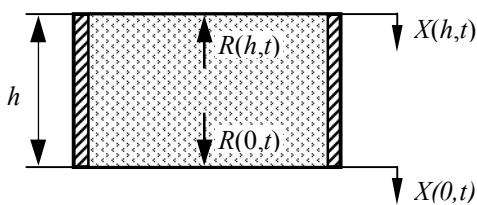


Рис. 2. Розрахункова модель (редуквана)

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 весь комплекс параметрів, що визначають рух та енергетичні властивості.

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

Дослідженню руху віброударних систем для ущільнення бетонних сумішей присвячено ряд 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) приведено на рис.3.

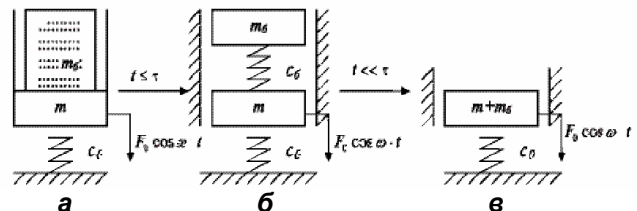


Рис. 3. розрахункові схеми вібросистеми: а – дискретно-континуальна, б – дискретна (двомасова), в – дискретна (одномасова)

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.3, в) на межах лінійних ділянок:

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

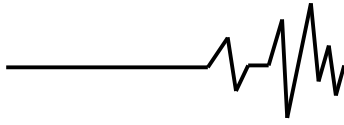
де:

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

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

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

При порівнянні співвідношень (4) і (5) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем з пружними обмежниками (при жорсткості $c \rightarrow \infty$) при граничному значенні не переходить в умову стійкості при рухові відповідних систем із співударом об абсолютно жорсткі обмежники. Для ліквідації цього неспівпадання урахування ударної взаємодії є заміна пружності і дисипації обмежників ударною парою з урахуванням тривалості співудару. Такий підхід дозволяє врахувати ударну взаємодію в 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 з 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:

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

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

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

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

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

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

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 $\frac{2\pi}{\tau_0}$,

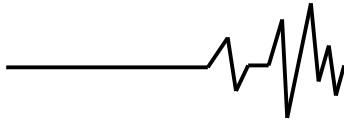
ми можемо відповідно збільшити амплітуду 3/2 гармоніки, 5/2 гармоніки тощо. У роботі наведено аналіз і сформульовані умови забезпечення вкладу вищих гармонік. Встановлено, що на параметри системи особливий вплив має величина τ_0 .

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

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

при:

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



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 метода 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 суміші; α – коефіцієнт асиметрії, 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 по своїй фізичній сутності мірою енергії, визначається при інших однакових умовах множенням прискорення контактної зони на тривалість навантаження.

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

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

де $K_\tau = \tau/T$ – відношення тривалості удару до тривалості процесу (скважність). Із (11) слідує, 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) приведено 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 коливальних процесів.

На основі формул (12) і (13) отримані вирази для питомої потужності і коефіцієнту корисної дії, що має найбільше значення при

$K_\tau = 1/\sqrt{2}$. Виведено узагальнюючий критерій оцінки ефективності вібровпливу, який поряд з контактною напругою σ та швидкістю деформації v враховує крутизну профілю хвилі навантаження:

$$\frac{\sigma_{сж} \cdot v_{\epsilon_1} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_1}{2}+1\right)} = \frac{\sigma_{сж} \cdot v_{\epsilon_2} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_2}{2}+1\right)} \quad (14)$$

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

Одним з параметрів, що істотно впливає на величини параметрів (11–14) є частота коливальних, раціональна величина якої визначається рішенням наступних трансцендентних рівнянь. Для схеми:

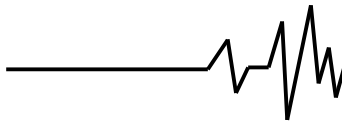
$$\operatorname{tg} \left(\frac{\omega h}{c_\epsilon} \right) = \frac{m_\delta c_\epsilon (c_0 - m\omega^2 + m_{np} \cdot \omega^2)}{\omega h \left[m_{np} (c_0 - m\omega^2) - \frac{m_\delta^2 c_\epsilon^2}{h^2} \right]}, \quad (15)$$

а при розрахунковій схемі дисперсійне співвідношення (15) представляється у вигляді:

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

Рішенням (15) і (16) знайдено спектр раціональних частот:

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



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 в бетонній суміші. Результати розрахунків з (19) порівнювались з даними, отриманими із залежності (18).

Зміну амплітудно – частотного спектру визначали вихідною функцією

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

Характерно 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_j до ω_a . Числові значення частот приймали рівними 65.8 c^{-1} та 314 c^{-1} відповідно.

Розрахунки для ряду значень $h=0.1...0.5$ м та зміна основної частоти в межах $157...314 \text{ c}^{-1}$ показали, 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 $a_e/a_n=3...6$ 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

енергетичної оцінки ефективності вібровпливу за різним законом руху робочих органів вібромашин.

У результаті досліджень було запропоновано ряд конструкцій, що реалізують складний полічастотний та поліфазний режим руху, що дає можливість передавати енергію до бетонної суміші не тільки на основній, а й на більш високих частотних гармоніках.

Висновки

1. Розроблена теорія робочого процесу взаємодії робочих органів вібромашин і оброблюваних середовищ (бетонних сумішей і ґрунтів) дала можливість встановити закономірності зміни основних параметрів і створити 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 ціленаправленого використання пружних характеристик загальної вібросистеми, що при всіх рівних умовах ще дає і зменшення енергетичних витрат для деяких машин до 50%.

4. Запропоновані принципи створення вібромашин об'ємного формування з високоефективними показниками по енергоємності та матеріалоємності, які впроваджені у виробництво.

Література

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

2. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії:- 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. Техніка будівництва № 13. К.: КНУБА, 2004. – с. 66-70.

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