



Назаренко І. І.

Свідерський А. Т.

Ручинський М. М.

Дєдов О. П.

**Київський
національний
університет
будівництва і
архітектури**

УДК 69.00.25

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ І ПАРАМЕТРІВ НЕЛІНІЙНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН БУДІНДУСТРІЇ

В статье исследованы режимы и параметры вибросистем, реализующих комбинационные резонансы с целенаправленным совместным использованием внутренних свойств рабочих органов и обрабатываемых сред.

The article investigates vibration modes and parameters of systems that implement a combination of resonance with the internal properties of the system and working environment that is being processed.

Постановка проблеми. Вібраційні машини широко використовуються в різних технологічних процесах. Ефективність їх застосування визначається відмінністю параметрів, що обумовлені конкретною технологією та робочим режимом. Рішення проблеми криється у визначенні моделі, яка адекватно відображає реальний процес.

Аналіз досліджень. Постійно удосконалюючись технологія залишає свій відбиток і на напрямках розвитку конструкцій вібраційних машин. Таким чином можна сформулювати декілька основних напрямків:

1) створення машин з гармонічним збуренням, але діючим на виріб, що формується, багатокомпонентним спектром коливань;

2) розробка та дослідження машин багатоцільового призначення, що поєднують в собі процес укладання, розподілу і ущільнення будівельної суміші;

3) впровадження машин, які працюють в зоні близькій до резонансу з віброударною дією на середовище, що ущільнюється, при зменшеній частоті коливань;

4) пошук конструктивних рішень створення машин зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань;

5) дослідження і розробка вібромашин з нелінійними характеристиками, при роботі яких застосовуються ефекти комбінаційних резонансів.

Прикладом першого напрямку можуть бути дослідження [8], які дозволили створити вібромайданчики і віброустановки з

багатокомпонентними коливаннями, що збурюються віброзбудниками з вертикальним валом. Перевагою таких машин є їх простота у конструкції. За рахунок застосування середніх частот коливань ($\omega=157 \text{ c}^{-1}$) і переважною дією в горизонтальній площині (амплітуда коливань в 3-4 рази більша ніж амплітуда коливань у вертикальній площині) такі вібромайданчики найбільш ефективні при формуванні рухомих сумішей.

До машин багатоцільового призначення відносяться формувальні агрегати [8], в яких для ущільнення суміші використовуються поверхневі вібромашини. Їх застосування дозволяє механізувати ряд технологічних процесів. Дослідження таких машин являє собою актуальну задачу, що є окремою областю та виходить за рамки даної роботи.

Багато досліджень присвячено третьому напрямку [12, 13, 14 та ін.]. Але існує ряд не вирішених проблем при виборі раціональних конструктивних схем ударно-вібраційних машин, застосування ефективних віброзбудників, встановлення оптимальних режимів формування. Разом з тим цей напрямок є першим кроком, котрий дозволив розкрити резерви підвищення інтенсифікації процесів формування. Дійсно, використання протягом довгого часу гармонійних коливань з частотою $\omega=314 \text{ c}^{-1}$ гальмувало створення конструкцій вібромайданчиків, які б забезпечили експлуатаційну надійність. Тому рішення застосувати понижену частоту коливань в поєднанні з ударом [9, 15] забезпечили як процес формування, так і



надійність машин. Відсутність вище згаданих недоліків ударно-вібраційних машин відкрила можливість широко застосувати їх в технологічних лініях виробництва залізобетонних виробів.

Четвертий та п'ятий напрямок є найбільш перспективні, так як ціленаправлене використання внутрішніх властивостей системи дозволить створювати машини з меншою енергоємністю та матеріалоємністю.

Формування мети статті. Метою роботи є дослідження режимів і параметрів нелінійних вібротехнічних машин на основі обґрунтованого вибору моделі системи "машина – середовище".

Виклад основного матеріалу.

Одною із головних задач досліджень вібротехнічних систем є вибір реологічної моделі оброблюваного середовища. В реології існує два взаємовиключаючих поняття: «ідеально пружне тіло» і «нев'язка рідина» [9]. У першому випадку напруження досягається миттєво, а в невязкій рідині напруження ізотропно не залежить від стану течії, тобто така рідина не здатна створювати і підтримувати напруження зсуву. Між граничним станом цих тіл в природі існує велике різноманіття тіл проміжного характеру, серед яких є три проміжні моделі

ідеалізованих матеріалів: ідеально-пружне тіло (Гука); ідеально в'язка рідина (Ньютона); ідеально пластичне тіло (Сен-Венана). Для опису реальних матеріалів і застосовуються простіші ідеальні тіла, що володіють лише одною фізико-механічною властивістю і з'єднуються між собою паралельно або послідовно.

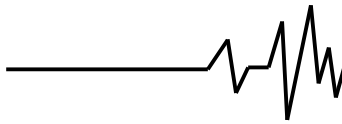
Так і з'явилися моделі: Кельвіна-Фойгта, Максвелла, Бінгама-Шведова і інші, застосування яких обумовлено врахуванням тих чи інших властивостей [4].

Виходячи із фізики процесу, наприклад, ущільнення бетонної суміші [1, 2, 10], зміни її властивостей із початковою до кінцевого стану ущільнення [5, 7, 11] представляється можливим отримати узагальнену (синтезовану) модель (рис. 1), що залежить від етапу ущільнення та володіє тими чи іншими властивостями.

Зручність такої структурної моделі полягає в тому, що за вибраними критеріями (часом ущільнення, швидкості процесу і відношення прискорення робочого органу до прискорення вільного падіння) представляється можливим описати процес і визначити приведену контактну вібраційну силу, яка є складовою робочого процесу.



Рис. 1. Систематизована структурна модель системи "середовище – вид обробки"



В основу теоретичних досліджень покладено рівняння, що описує рух вібросистеми з кусочно-лінійною відновлюючою пружною силою за методикою, приведеною в роботі [5]:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + \begin{cases} c_1 x, & |x| \leq \Delta, \\ c_2 x + (c_1 - c_2)\Delta \operatorname{sign} x, & |x| \geq \Delta, \end{cases} = F_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

де m – приведена маса віброустановки, що враховує масу робочого органу $m_{p.o.}$ оброблювального середовища $m_{т.н.}$, в якому враховані хвильові явища;

x – приведене переміщення вібросистеми;

b – еквівалентний коефіцієнт опору;

c_1 і c_2 – коефіцієнти пружності вібросистеми;

Δ – значення переміщення x , за яким здійснюється зміна характеристики відновлюючої сили;

F_0, ω, φ – амплітуда сили, частота коливань і фазовий кут зсуву змушуючої сили.

В рівнянні (1) прийняті параметри визначаються за залежностями:

$$m = m_{p.o.} + m_{т.н.} \quad (2)$$

де $m_{т.н.}$ – маса оброблювального середовища;

$$m_{т.н.} = \frac{SE \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n n' \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot \sqrt{a_{n'}^2 + d_{n'}^2} N N' \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right\}^{1/2}}{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n^2 (n')^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot \sqrt{a_{n'}^2 + d_{n'}^2} \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right\}^{1/2}}$$

Тут

$$d_{1n} = \frac{\omega n}{c_{xe} \sqrt[4]{1 + \gamma^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \operatorname{arctg}(-\gamma) \right];$$

$$a_{1n} = \frac{\omega n}{c_{xe} \sqrt[4]{1 + \gamma^2}} \cos \left[\frac{1}{2} \operatorname{arctg}(-\gamma) \right]; \quad (3)$$

$$\varphi_n = n\omega t - \operatorname{arctg} \left(\frac{d_n}{a_n} \right);$$

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

$$\alpha_n = \frac{\omega_n}{c_{xe}} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} - 1}{2(1 + \gamma^2)}};$$

$$\beta_n = \frac{\omega_n}{c_{xe}} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} + 1}{2(1 + \gamma^2)}}; \quad (4)$$

S – площа контакту середовища із робочим органом; E – динамічний модуль пружності середовища; c_{xe} – швидкість розповсюдження в

середовищі пружних хвиль в напрямку прикладених сил; γ – коефіцієнт, що характеризує розсіяння енергії в середовищі; h – висота; n – номер гармоніки.

Величини F_0, w, b, φ визначаються за стандартною методикою [5]. Для зручності рішення рівняння (1) представлено в безрозмірному вигляді:

$$y + 2\delta y + \begin{cases} y, & |y| \leq 1, \\ \frac{c_2}{c_1} y + \left(1 - \frac{c_2}{c_1}\right) \operatorname{sign} y, & |y| \geq 1, \end{cases} = f \sin(\nu \tau + \varphi) \quad (5)$$

$$y = x/\Delta; \tau = \omega_{01} t; \omega_{01} = \sqrt{c_1/m}; \quad (6)$$

$$\delta = b/2 \sqrt{c_1 m}; f = F/k_1 \Delta; \nu = \omega/\omega_{01}.$$

Дослідженню підлягала і вібросистема, що має параметричне збудження коливань за рахунок зміни коефіцієнта пружності гумового елемента. Рівняння руху відрізняється від (5) видом збудження та законом зміни жорсткості приводного пружного елемента в напрямку дії, який прийнято у вигляді $c(1+2b\sin\omega t)$. Рішення рівняння (5) здійснювалось на ЕОМ зміною параметрів c_1, c_2, f, ν при значеннях $\delta=0,02$ і $\gamma=0,2$, що відповідає середньому рівню втрат енергії у вібраційних машинах і оброблювальних середовищах [6].

На рис. 2. наведені осцилограми руху вібросистеми, що отримані в результаті комп'ютерного експерименту, а на рис.3 – осцилограми експериментальних досліджень.

Аналізом результатів досліджень встановлено, що за прийнятими числовими значеннями параметрів отримано раціональне співвідношення показників коефіцієнтів пружності в межах виконаних досліджень а коефіцієнт динамічного підсилення коливань на субрезонансі збільшується в 2 – 3 рази. Виявлено, що на кожній частоті збудження існують свої межові значення сили, за межами яких субгармонійний режим втрачає стійкість. Плавна зміна частоти збудження дає можливість здійснення так званого затягування субгармонійного коливання. Також можна здійснити подібний ефект і за рахунок зміни змушуючої сили.

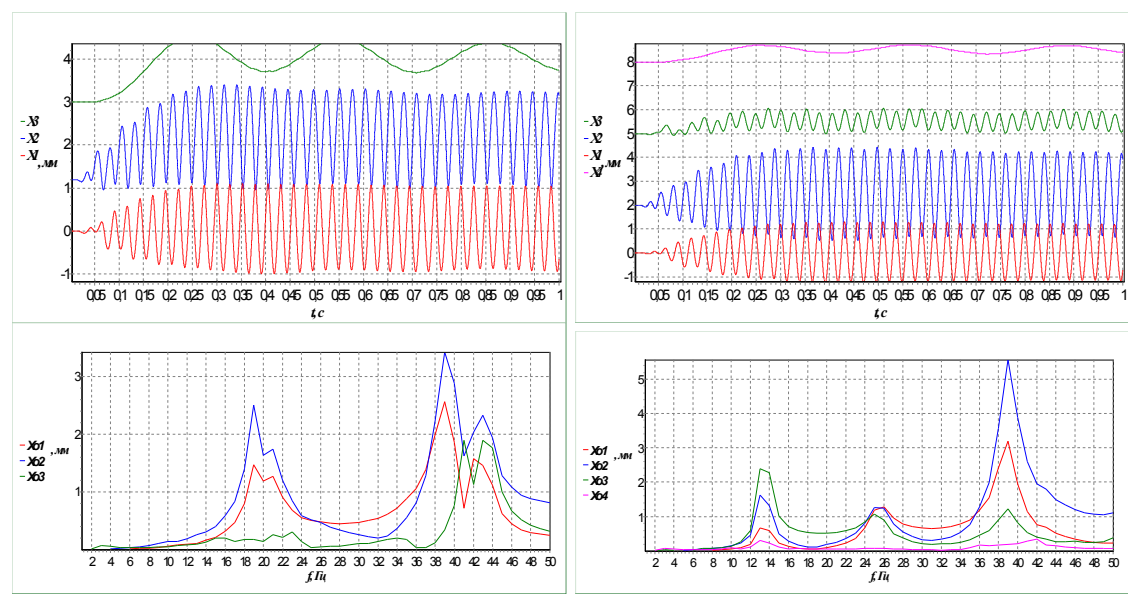
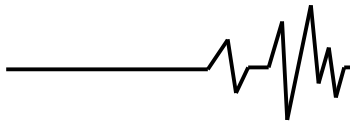


Рис. 2. Віброграми руху та амплітудно-частотні характеристика тримасної та чотирьохмасної вібраційних систем

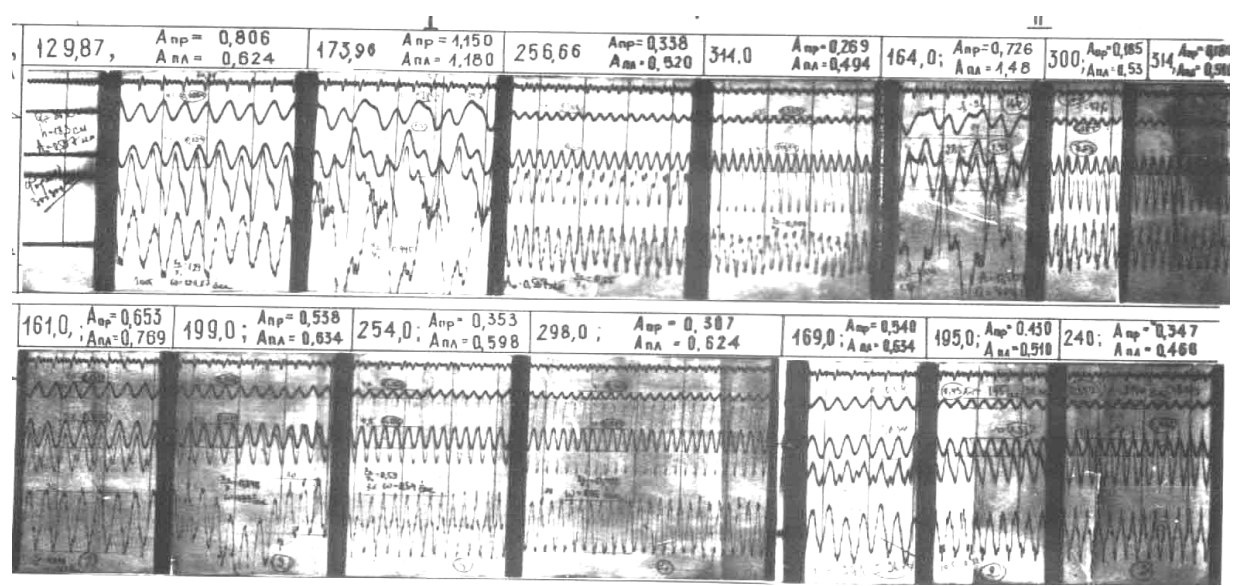


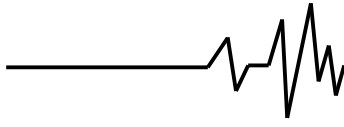
Рис. 3. Характерні віброграми руху досліджуваних вібросистем при зміні зовнішніх силових навантажень

Амплітудно-частотна характеристика супергармонійних коливань вібросистеми засвідчила зміну амплітуди для різних значень ступені порогової несиметрії коливань Δ . Так, із збільшенням Δ здійснюється збільшення амплітуд коливань на всіх резонансах, виникнення комбінаційних резонансів порядку 3:2, що були відмічені при $\Delta > 2,5$.

Аналізом отриманих спектрограм встановлена закономірність у формуванні спектрального аналізу: амплітуди основних

гармонік із збільшенням порогової асиметрії змінюються в незначних межах, а амплітуди старших гармонік змінюються більш суттєво.

За результатами виконаних досліджень розроблено ряд конструкцій нових вібромашин з максимальною передачею енергії робочого органа до робочого середовища із внеском вищих гармонік. Технологічна ефективність вкладу енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання удару і вібрації, що забезпечується включенням



додаткових обмежників коливань і відповідним підбором їх жорсткості, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань.

Висновки

1. Розроблена синтезована структурна модель процесу обробки середовища на різних стадіях та режимах роботи вібросистеми.

2. Досліджені режими і параметри вібросистем, що реалізують комбінаційні резонанси з ціле-направленим спільним використанням внутрішніх властивостей робочих органів і оброблювальних середовищ.

3. Виявлені зони стійкості вібромашин з нелінійною характеристикою відновлюючої сили при моделюванні загальної вібросистеми дискретно-континуальними параметрами.

Література

1. Бриезде В.А., Файтельсон Л.А. Сб. «Исследования по механике строительных материалов и конструкций», вып. IV. /В.А. Бриезде, Л.А. Файтельсон. – Рига, 1968. – с. 19-32.

2. Гусев Б.В. Вибрационная технология бетона /Б.В. Гусев, В.Г. Зазимко. – К.: Будівельник, 1991. – 230 с.

3. Лялинов А.Н. Новые вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / А.Н. Ляликов. – Л.: Ленинградский ДНТП, 1970. – 31 с.

4. Назаренко І.І. Фізичні основи механіки будівельних матеріалів /І.І. Назаренко, М.М. Ручинський. – Львів: Афіша, 2002. – 128 с.

5. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання) /І.І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.

6. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії /І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 207. – 203с.

7. Овчинников П.Ф. Виброреология /П.Ф. Овчинников. – К.: Наукова думка, 1983. – 271 с.

8. Олехнович К.А., Сердюк Л.И., Виноградов Ю.И. Исследования характера многокомпонентных колебаний малошумных виброплощадок / К.А. Олехнович, Л.И. Сердюк, Ю.И. Виноградов. – Полтава: инж.-строит. ин-т, 1980. – 13 с.

9. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф.Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа, 1985. – 157с.

10. Савинов О.А. Теория и методы вибрационного формирования железобетонных изделий /О.А. Савинов, Е.В. Лавринович. – Л.: Стройиздат, 1972, – 153 с.

11. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. /В.И. Сивко. – К.: Вища школа, 1988. – 168с.

12. Дорохова А.Д., Кракиновский Л.М., Моргайло В.С. Вертикальная ударная площадка для формирования железобетонных изделий // Исследование вибрационной техники: Сб. ВНИИстройдормаша. – М., 1975 – Вип. 67. – С.48-51.

13. Методические рекомендации по выбору режимов формирования и расчету оптимальных параметров виброударных площадок. – К.: НИИСП Госстроя УССР, 1975. – 40с.

14. Методические рекомендации по расчету динамических параметров и технологических режимов работы ударно-вибрационных формовочных машин и оснастки. – К.: НИИСП Госстроя УССР, 1980. – 63с.

15. Назаренко И.И., Баранов Ю.А., Довгалюк Л.А. Опыт использования сложных нелинейных вибровоздействий на бетонную смесь //Материалы, технологии и конструкции для нечерноземья: Тез. Докл. НИИЖБ Госстроя СССР. –Брянск, 1985. – С.77.