

І.І. Назаренко, д-р техн.наук, проф., М.М. Ручинський, канд.техн.наук, доц.,
С.А. Теренчук, канд.фіз.-мат.наук, доц.,
Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОГРЕСИВНИХ ВІБРОМАШИН

Рассмотрен аналитический метод определения влияния обрабатываемой среды на динамику рабочих органов вибрационных машин. Представлены результаты исследований, которые позволили выявить зоны эффективного действия параметров и характеристик системы "машина - среда" для обеспечения высокого качества процесса уплотнения, в основе которого лежит идея целенаправленного использования упругих характеристик обшей вибросистемы.

Considered an analytical method for determining the effect environment on the dynamics of working bodies vibrating machines. The results of studies that have revealed a zones of effective action parameters and characteristics of the "machine - environment" to ensure the quality of the compress, which is based on the idea of purposeful use of the elastic characteristics of the overall vibrate system.

Постановка проблеми.

Вібраційні машини широко використовуються у будівельній галузі для ущільнення бетонних сумішей і ґрунту. Найбільш ефективними з них є машини віброударної дії. Пояснюється це тим, що під час реалізації удару у робочій суміші виникають великі стискальні напруження (за рахунок великих прискорень), які спричиняють виникнення деформацій і, як наслідок, збільшення щільності суміші. Однак ступінь ефективності цих машин значною мірою визначається величиною енергетичних витрат на реалізацію необхідних робочих навантажень. Тому вирішення проблеми зменшення енерговитратності віброударних машин при збереженні їх високої технологічної ефективності є важливою науково-практичною задачею.

Аналіз досліджень.

Дослідженню руху віброударних систем присвячено багато робіт [1, 2, 3, 4 та інші], що являють собою аналіз і синтез механічних віброударних систем. Щодо робіт, присвячених дослідженню віброударних машин для ущільнення бетонних сумішей, можна відмітити [7, 8, 9, 10, 11 і інші]. В цих роботах визначаються параметри руху подібних систем, виходячи із тих чи інших припущень. Найбільш загальним є припущення щодо представлення системи „вібромашина – оброблювальне середовище” у вигляді дискретної моделі. В роботах [10, 11] зроблено уточнення такої моделі і запропоновано методику переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна – машина, континуальна – середовище) до суто дискретних з урахуванням хвилових явищ у бетонній суміші. Такий підхід дає можливість значно спростити розрахункову схему. Принцип переходу найбільш реальної схеми до розрахункової (дискретної) приведено в роботі [10] (рис. 1).

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

Формування мети статті.

Метою статті є дослідження та встановлення ефективних зон стійкості та оцінка енергетичних характеристик системи „вібромашина – оброблювальне середовище” для розробки нових прогресивних машин.

Виклад основного матеріалу.

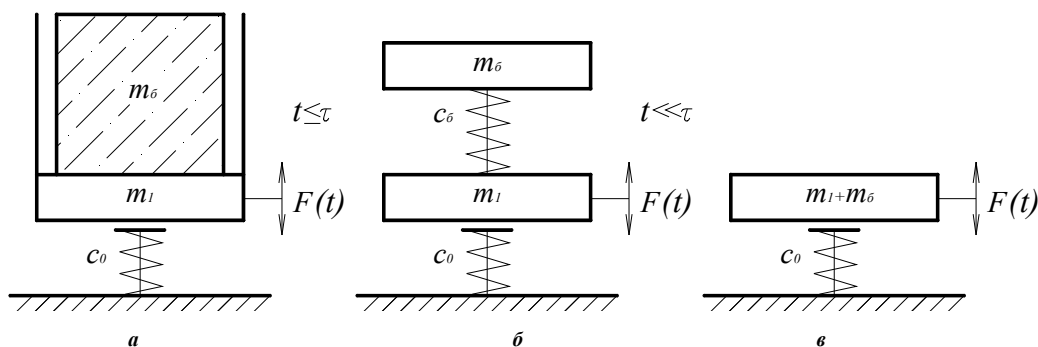


Рис.1. Розрахункові схеми вібросистеми: а) – дискретно – континуальна, б) – дискретна (двомасова), в) – дискретна (одномасова)

Розглянемо умову існування стійкості режимів руху системи з відривом від пружного обмежника коливань (рис. 1, в) на межах лінійних ділянок відповідно до роботи [4]:

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

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

де

В залежностях (1) прийняті умовні позначення: c – жорсткість обмежника; $q = \frac{Q}{F_0}$ – відношення ваги вібромашини ($Q = mg$) до амплітуди F_0 сили збурення; ω – частота сили збурення; τ_x – тривалість руху вібромашини у контакті з пружним обмежником коливань: $\tau_x = \frac{\pi}{\varepsilon}$; φ – фазовий кут, який в розрахунках приймається таким, що забезпечує позитивне значення q на границях $c = \infty$ ($\varepsilon = \infty, \tau_x = 0$), умова (1) дає значення:

$$q = 1 \quad (2)$$

Така умова визначає суміщення верхньої і нижньої границі областей стійких режимів.

Разом з тим, за даними роботи [7] стійкість періодичних режимів при абсолютно жорстких обмежниках коливань визначається співвідношенням

$$1 \leq q \leq \infty \quad (3)$$

При порівнянні співвідношень (2) і (3) 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 усунення цієї умови характеристик пружності і дисипації обмежників ударною парою, в якій враховується тривалість співудару. Такий підхід дозволяє врахувати ударну взаємодію в вібросистемі коефіцієнтом відновлення швидкості удару.

Визначення параметра q , при якому забезпечується максимальна швидкість удару і, як наслідок, висока технологічна ефективність [10] знаходиться з умови:

$$\frac{\partial \dot{y}_0}{\partial q} = 0$$

Згідно [10], значення цього параметру визначається залежністю:

$$q_{onm} = \frac{1+R}{1-R} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\cos \tau)}}{(2\pi \cdot i - \tau_x)^2} \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right) \quad (4)$$

Тоді максимальне значення швидкості удару визначатиметься залежністю:

$$\dot{y}_{0\max} = q_{onm} \frac{2\pi \cdot i - \tau_x}{1+R} \quad (5)$$

Розглянемо тепер рух вібромашини в інтервалі $0 \leq \tau \leq \tau_x$. В безрозмірних змінних будемо мати:

$$\ddot{y}_1 + 2n\dot{y}_1 + \varepsilon^2 y_1 = \cos(\tau + \varphi) + q \quad (6)$$

$$2n = \frac{n'}{m\omega}$$

де

n' – коефіцієнт дисипації.

Так як рух є періодичним, то

$$y_1(0) = y(2\pi \cdot i) = 0; \quad \dot{y}_1(0) = \dot{y}(2\pi \cdot i) = \dot{y}_0. \quad (7)$$

На основі (6) і (7) отримуємо закономірності руху вібромашини в контакт з обмежником ($0 \leq \tau \leq \tau_x$)

$$\begin{aligned} y_1 &= \dot{y}_0 a_1 + b_1 \sin \varphi + c_1 \cos \varphi + d_1 q, \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_0 \dot{a}_1 + \dot{b}_1 \sin \varphi + \dot{c}_1 \cos \varphi + \dot{d}_1 q. \end{aligned} \quad (8)$$

де

$$\begin{aligned} a_1 &= e^{-n\tau} \varepsilon_1^{-1} \sin \varepsilon_1 \tau; d_1 = (1 - \dot{a}_1 - na_1) \varepsilon^{-2}; \\ b_1 &= [(a_1 - \sin \tau) \cos \psi + (\cos \tau - d_1 - na_1) \sin \psi] \cdot \left[(1 - \varepsilon^2)^2 + 4n^2 \right]^{-\frac{1}{2}}; \\ c_1 &= [(\cos \tau - d_1 - nd_1) \cos \psi - (a_1 - \sin \tau) \sin \psi] \cdot \left[(\varepsilon^2 - 1)^2 + 4n^2 \right]^{-\frac{1}{2}}; \\ \varepsilon_1 &= \sqrt{\varepsilon^2 - n^2}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{2n}{\varepsilon^2 - 1}. \end{aligned} \quad (9)$$

Для моменту τ_x відриву вібромашини від обмежника коливаний початкові умови будуть такими:

$$y_1(\tau_x) = y(\tau_x) = 0; \quad \dot{y}_1(\tau_x) = \dot{y}(\tau_x) = -R\dot{y}_0 \quad (10)$$

З врахуванням залежностей (8) та умов (10) отримаємо:

$$\begin{aligned} R &= \frac{\delta \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) + 2\lambda_1 (\dot{d}_1 + \delta \dot{a}_1)}{\delta \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) - 2\lambda_1 (\delta + \dot{d}_1)}, \\ 2\lambda_1 [\dot{d}_1 (d_1 - 1) - a_1 (\delta + \dot{d}_1)] + \left(c_1 + b_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) [2\dot{d}_1 + \delta (1 + d_1)] - \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) (2d_1 + \delta a_1) &= 0, \\ \lambda_1 &= \frac{2}{\delta} + \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2}; \quad \delta = 2\pi \cdot i - \tau_x. \end{aligned} \quad (11)$$

де

Тут під $a_1, b_1, c_1, d_1, \dot{a}_1, \dots$ розуміються значення цих величин при $\tau = \tau_x$.
Відповідно до роботи [1]

$$\tau_x = \frac{\pi}{\sqrt{\varepsilon^2 - n^2}}; \quad R = e^{-n\tau_x}. \quad (12)$$

Ці співвідношення для нашої системи (див. рис. 1) справедливі при умові $F_0 = 0$.

Як впливає із діаграми залежностей коефіцієнта відновлення (рис. 2), побудованої на основі формул (11) для різних значень n (суцільні лінії) і за формулами (12) (пунктирні лінії) – при $\varepsilon/n \rightarrow \infty$, $\gamma \rightarrow 0$, $R \rightarrow 1$ і $\tau_x \rightarrow 0$. Штрихпунктирна крива, яка проведена через точки перетину кривих $R = f(\varepsilon/n)$ і $\gamma = f(\varepsilon/n)$ обмежує значення (ε/n) , при яких можлива заміна пружності і дисипації ударною парою. Із збільшенням відношення (ε/n) значення R і τ_x , розраховані за залежностями (11) і (12) відповідно, сходяться і при визначених значеннях (ε/n) стають однаковими. Це обумовлюється тим, що із зростанням відношення (ε/n) збільшується нелінійність системи. При цьому завдяки зменшенню τ_x сила збурення вібромашини $F_0 \rightarrow \text{const}$.

Разом з тим, за рахунок збільшення нелінійності зменшується вплив сили збурення і ваги на процес співударяння і посилюється вплив ударного імпульсу. Цікаво відзначити, що для таких умов формули (11) і (12) дають дуже близькі результати.

Визначимо тепер умову існування і стійкості періодичних режимів. Область дійсних значень y_0 обмежується співвідношенням

$$q \leq \frac{\lambda \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2}}{f_1} \quad (13)$$

Для реального виникнення періодичних режимів необхідно забезпечити визначені обмеження параметрів системи і збурення, визначеними умовами стійкості цих режимів. Для системи (рис.1, в) межа областей стійкості періодичних режимів визначається рівнянням:

$$\pm \dot{y}_0(1 \pm R)^2 + (2\pi \cdot i - \tau_x)[q(1 + R) + \cos(\tau_x + \varphi) + R \cos \varphi] = 0 \quad (14)$$

Тут знак “плюс” перед $\dot{y}_0$ і R відповідає нижній, а знак “мінус” – верхній межі. Виключивши із (14) $\dot{y}_0$ і φ , отримаємо границі областей стійкості режимів на площині параметрів q і $R(\tau_x)$.

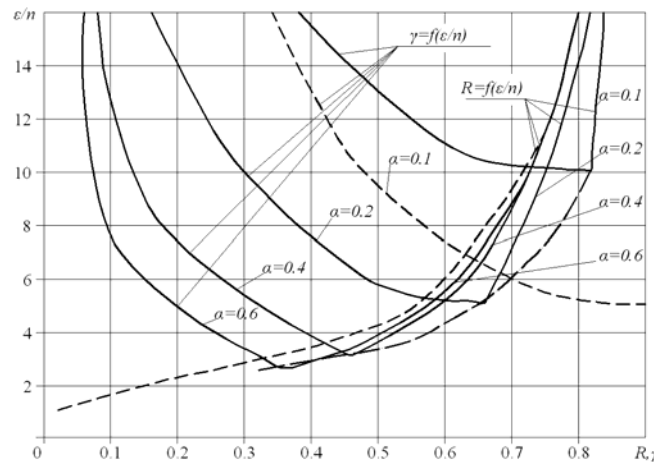


Рис. 2. Діаграма залежностей коефіцієнта відновлення від співвідношення $\frac{\varepsilon}{n}$

Аналіз отриманих результатів вказує на існування декількох зон стійкості (рис. 3.), що важливо для визначення параметрів віброударної системи, які, як відомо, зводяться до двох основних [10]:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{c}{m\omega^2}} \quad q = \frac{mg}{F_0} \quad (15)$$

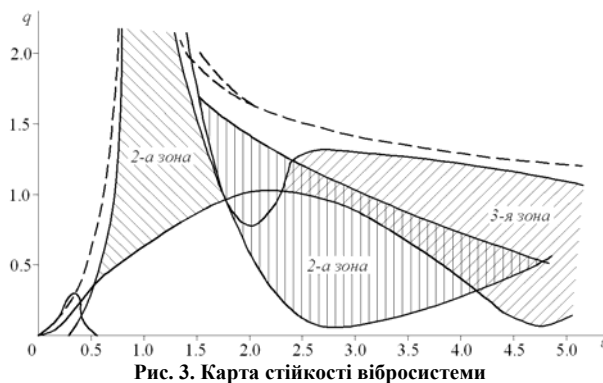


Рис. 3. Карта стійкості вібросистеми

Значення ε і q рекомендується обирати в межах $0,8 < q \leq 1,4$, а $1,6 < \varepsilon < 2$, в той же час параметр ε може приймати значення $4 > \varepsilon > 2$, що є також зоною стійкого режиму коливань.

У межах метода, запропонованого в роботі [10] отримано вираз для питомої корисної енергії, що передається від робочого органу середовища через контактну поверхню:

$$P_{\text{nut}} = \frac{R_{cm} \omega_{cp} (1 - \alpha)}{\pi^2 S \alpha^2} \cdot \cos^2 \left\{ \frac{\pi}{2(1 - \alpha)} \right\}, \quad (16)$$

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

Дослідженням (16) 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 (16), що залишається за своєю фізичною сутністю мірилом енергії, визначається при інших рівних умовах добутком прискорення контактної зони на тривалість навантаження.

Для дослідження інтенсивності динамічного впливу було застосовано метод динамічної петлі гістерезису. Отримані вирази для площі петлі гістерезису ΔW з різноманітними законами навантаження. При несиметричному законі в стаціонарному режимі роботи маємо:

$$\Delta W = \frac{\sigma_{cm}^2 \gamma \pi}{2E_0(1+\gamma^2)} \left[1 + \frac{(1-K_\tau)}{K_\tau^2} \right], \quad (17)$$

де $K_\tau = \tau/T$ – відношення тривалості удару до тривалості процесу (скажність).

Із (17) випливає, що площі енергій на стискання і розтягування різні за своєю величиною і залежать від коефіцієнта K_τ . Тут, як і у формулі (16), визначальним параметром є прискорення контактної зони. Залежності (16, 17) приведено для стаціонарного (усталеного) 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 (17) представлено у вигляді:

$$E_n = \frac{t_n}{T} \Delta W_0 v \frac{K_s - 1}{K_s \ln K_s} \quad (18)$$

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 коливаль.

На основі формул (17) і (18) 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 контактним напруженням σ та швидкістю деформації v враховує крутизну профілю хвилі навантаження:

$$\frac{\sigma_{cm} \cdot v_{\varepsilon_1} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_1+1}{2}\right)} = \frac{\sigma_{cm} \cdot v_{\varepsilon_2} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_2+1}{2}\right)} \quad (19)$$

де $\Gamma(x)$ – гама-функція X ; v_{ε_1} – швидкість деформації; n – коефіцієнт, що характеризує крутизну фронту.

Ефективнішою буде та система, в якій показник (19) буде вищим.

За результатами досліджень розроблені методи оцінки енергетичних характеристик та визначені зони стійкості руху вібромашин для будівельної індустрії при формуванні багатопустотних плит та фундаментних блоків.

Висновки:

1. Виявлені зони зміни дії параметрів і характеристик системи “машина-середовище” для забезпечення ефективності процесу ущільнення, що при всіх рівних умовах дає зменшення енергетичних витрат для деяких машин до 50%.

2. Отримані аналітичні залежності для оцінки енергії на ущільнення середовища на основі використання методу динамічних петель гістерезису.

Список літератури.

1. Кобринский Е.А. Виброударные системы / Е. А. Кобринский, А.А. Кобринский. – М.: Наука, 1973. – 592 с.
2. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Пановко Я.Г. – М.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний / Бидерман В.Л. – М.: «Высшая школа», 1972. – 416 с.
4. Рагульскене В.Л. Виброударные системы. Вильнюс / Рагульскене В.Л. – Минтис, 1974. – 320с.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.У.Янг, У. Уивер. – М.: Машиностроение, 1991. – 369 с.
6. Закржевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем / Закржевский М.В. – Рига.: Зинатне, 1980. – 190 с.
7. Гусев Б.В. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей / [Б.В. Гусев, А.Д. Деминов, Б.И. Крюков и др.]. – М.: Стройиздат, 1982. – 152 с.
8. Осмаков С.А. Вибрационные формовочные машины / С.А. Осмаков, Ф.Г. Брауде. – Л.: Стройиздат, 1976. – 128 с.
9. Савинов О.А. Вибрационная техника уплотнения и формования бетонных смесей / О.А. Савинов, Е.В. Лавринович. – Л.: Стройиздат, 1986. – 280 с.
10. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання) / Назаренко І.І. – К.: Видавничий Дім “Слово”. 2010. – 440 с.
11. Ручинський М.М. Методи дослідження і розрахунку параметрів віброустановки для формування фундаментних блоків // Гірничі, будівельні та меліоративні машини. – 1999. – №54, С.83–86.