НАЗАРЕНКО Іван Іванович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри МОТП КНУБА, дійсний член Академії будівництва України

Народився 20 січня 1944 р.

В 1968 р. закінчив Київський політехнічний інститут. За фахом - "інженер-механік". 1968-71 рр. - інженер інституту "Діпробуд"; 1971-73 рр. – аспірант КІБІ; 1973-87 рр. - асистент, доцент КІБІ; з 1987 р. - завідувач кафедри ЕРБМ КІБІ. Автор 220 праць, з них: 25 – підручники, монографії, посібники; 42 - методичні розробки; 19 - авторські свідоцтва і патенти; 134 – статті

Основні напрямки наукової діяльності: аналіз і синтез машин будівельної індустрії на основі врахування динамічних властивостей робочих органів і оброблюваних середовищ, що розглядаються як єдина система, рух якої є найбільш ефективним в автоколивальному, самоналаштованому енергетичному і силовому режимі.

За цим напрямком закладені основи наукової школи, результатом якої є підготовка 3 докторів наук і 9 кандидатів наук.

УДК 693.542.523

ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА СТВОРЕННЯ МАШИН БУДІНДУСТРІЇ НА ОСНОВІ СИНТЕЗУ СИСТЕМ "МАШИНА-СЕРЕДОВИЩЕ"

Найбільш поширеною технікою в будіндустрії є змішувачі та вібраційні машини, особливо вібромайданчики для ущільнення бетонної суміші.

З моменту створення перших вібромайданчиків (1930 р.) вчені і інженери шукали шляхи вдосконалення конструкцій цих машин, а також розробки найбільш досконалих методів розрахунку. На жаль початкові теоретичні дослідження ґрунтувалися на спробі створення "галузевої" теоретичної бази, уявлення про систему "машина-середовище" як таку, що веде себе подібно твердому тілу. Феномен збільшення амплітуди коливань гідромашини при навантаженні середовищем не був нічим поясненим, як представлення деякої "фіктивної" (від'ємної) маси. Такий підхід стримував розвиток і теорії, і обґрунтованих розробок нових конструкцій машин.

З застосуванням класичної теорії коливань механічних систем та механіки суцільних середовищ було пояснено ряд фізичних процесів, що відбуваються в системі "машина-середовище", та сформульовані основні положення до визначення параметрів робочого процесу, невирішеною залишалася проблема напрямків вдосконалення існуючої та створення нової вібротехніки для ущільнення бетонних сумішей.

Одним із шляхів вирішення цієї проблеми були покладені наступні робочі гіпотези:

1. Система "машина-середовище" представляє собою складну гібридну (змішану) динамічну систему, в якій машина є система з дискретними параметрами, а середовище - з розподіленими параметрами і ця система може бути редуцирована до розрахункової у вигляді системи з дискретними параметрами, в якій збережені хвильові явища середовища і представлені контактною силою.

2. Підвищення ефективності віброущільнюючих будівельних машин досягається шляхом створення конструктивних схем з ефективним використанням енергії, що

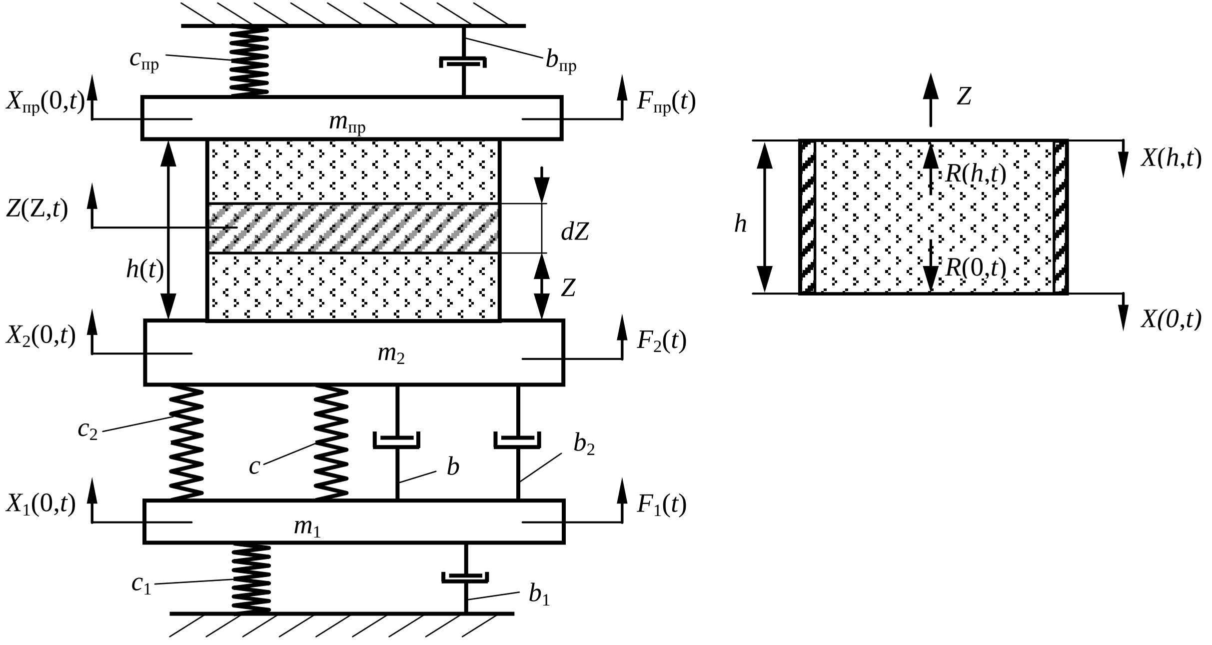
підводиться до середовища як на основному, так і на супергармонічному резонансному режимі коливань вібраційної системи, а також зі змінним, керованим у часі, режимом роботи.

3. Надійність машини забезпечується раціональним поєднанням ефекту удару і вібрації на понижених частотах, а також застосуванням надійних (наприклад, електромагнітних) віброзбуджувачів коливань.

В проведених теоретичних дослідженнях [3, 11-20], а також в практичній реалізації [1, 2, 5, 6] була започаткована наукова ідея проблеми:

розробка надійних і найбільш ефективних віброущільнюючих машин для різних умов формування бетонних і залізобетонних виробів забезпечується становленням і раціональним використанням і раціональним використанням закономірностей зміни внутрішніх (пружно-інерційних і дисипативних) властивостей системи "машина-середовище".

В теоретичних дослідженнях розглядалася модель (рис. 1).



а) б)

Рис. 1. Розрахункова модель:
а – загальна; б – редуцирована

У відповідності до запропонованого методу [13], 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

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

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:

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

де $\omega=2\,\pi/T$; $n=\pm1,\ \pm2,\ \ldots$; $F_\text{п} = \dfrac{1}{T}\displaystyle\int_{-\tau/2}^{\tau/2} F(\tau)e^{inwt}$;

отримана реакція середовища

$$R(0,t)=\sum_{n=-\infty}^{+\infty} Xn\omega n\omega_{б} n^2\sqrt{a_n^2+d_n^2}\,e^{iarctg\frac{an}{dn}}e^{in\omega t} \qquad (2)$$

де $m\upsilon$ – маса суміші; a_{n}, d_{n} – хвильові коефіцієнти:

$$a_n=\frac{\alpha_n sh2\alpha_n h+\beta_n\sin 2\beta_n h}{h(\alpha_n^2+\beta_n^2)[ch2\alpha_n h+\cos 2\beta_n h]};$$

$$d_n=\frac{\alpha_n\sin 2\beta_n h-\beta_n sh2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2+\beta_n^2)[ch2\alpha_n h+\cos 2\beta_n h]}.$$

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.

Отримані теоретичні залежності [3, 12-18] дали можливість повністю оцінити вплив активних і реактивних сил на рух системи (рис. 2).

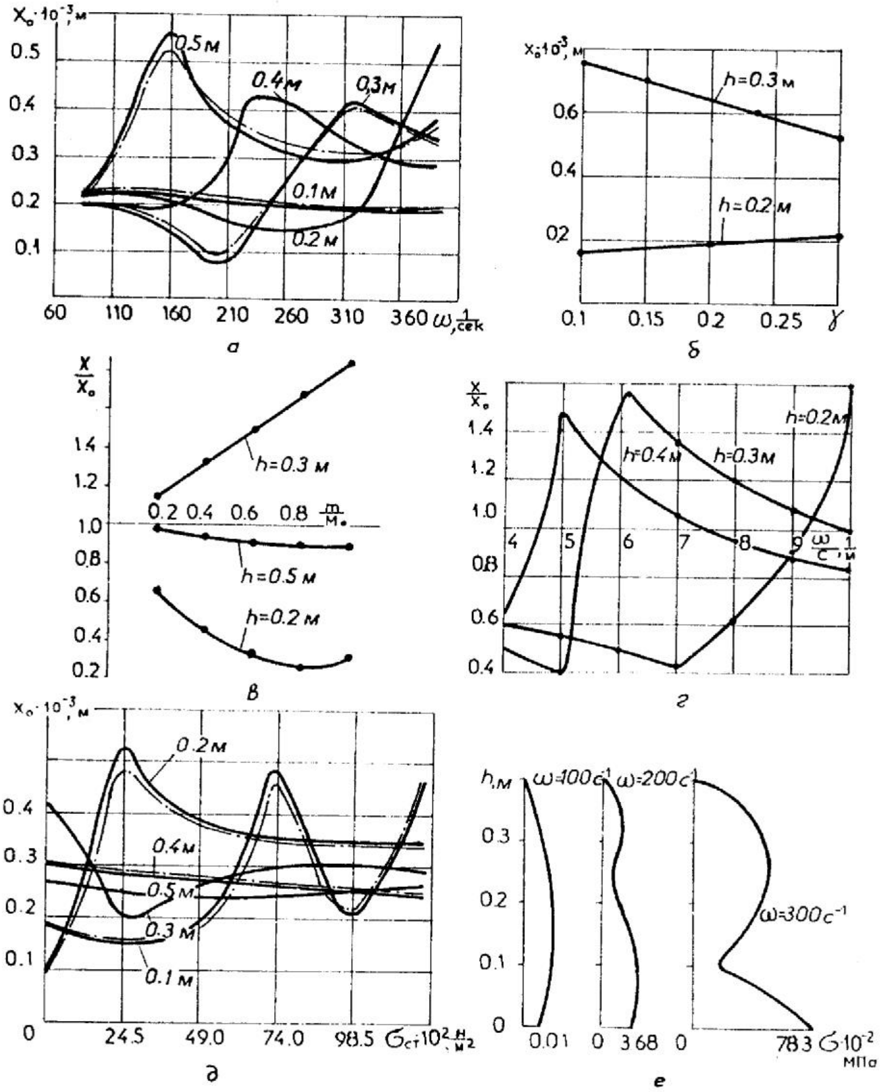
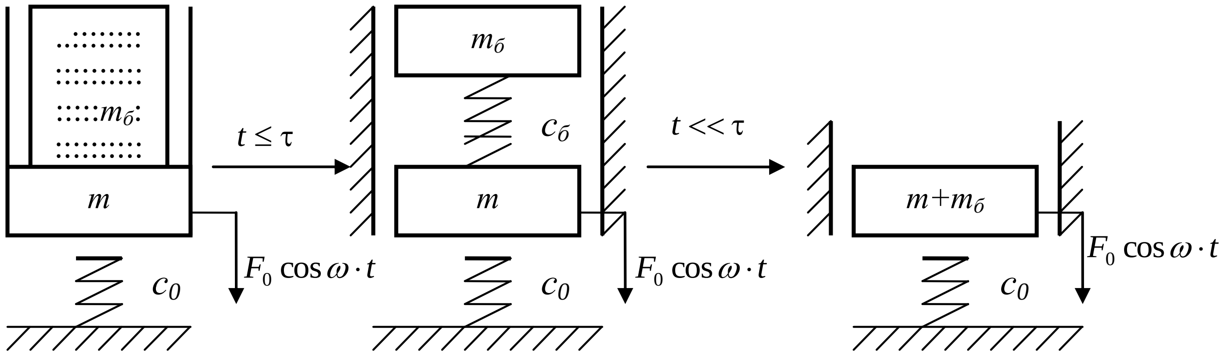


Рис. 2. Вплив характеристик активних і реактивних сил на рух системи

Дослідженню руху віброударних систем присвячено багато робіт, що являють собою аналіз і синтез механічних віброударних систем. Щодо робіт, присвячених дослідженню віброударних машин для ущільнення бетонних сумішей, можна відмітити, що в цих роботах визначаються параметри руху подібних систем, виходячи із тих чи інших припущень. Найбільш загальними є припущення щодо моделі системи "вібромашина - оброблювальне середовище", яка представляється дискретною. В роботах [3, 5, 7, 11-18] зроблено уточнення моделі, де запропоновано методику 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 в роботі [3] (рис. 3).



а) б) в)

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

Одним 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:

$$\frac{\varepsilon^2}{\left|1-\varepsilon^2\right|}\cdot\frac{\sin\varphi+\sin\left(\tau_x+\varphi\right)}{2}\le q\le\frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2}; \qquad (3)$$

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

В залежностях (3) прийняті умовні позначення:

c – пружна жорсткість обмежника; *q* – відношення ваги вібромашини (*Q=mg)* до амплітуди змушуючої сили *F₀*: $q=\frac{Q}{F_0}$; $\omega-$частота змушуючої сили; 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 додатне значення q на границях $c=\infty(\varepsilon=\infty,\tau_x=0)$, умова (3) дає значення:

$$q=1 \qquad (4)$$

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

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

$$1\le q\le\infty \qquad (5)$$

При порівнянні співвідношень (4) і (5) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем з пружними обмежниками (при жорсткості $c\to\infty$) при граничному значенні не переходить в умову стійкості при рухові відповідних систем із співударом об абсолютно жорсткі обмежники. Для ліквідації цього неспівпадання врахування 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.

Рух маси m при відсутності контакту описується рівнянням

$$m\ddot{y} = F_0 \cos(\omega t + \varphi) + Q.$$

Запишемо його в безрозмірних параметрах, враховуючи, що

$$\tau = \omega \cdot t, y = \frac{q\omega^2}{g}, . \tag{6}$$

Отримаємо

$$\ddot{y} = \cos(\tau + \varphi) + q. \tag{7}$$

Якщо прийняти, що удар здійснюється в момент $\tau = 0$ і триває час до моменту $\tau = \tau_x$, то умова на початку і в кінці руху вібромашини при відриві від обмежника будуть такими:

$$\text{при } \tau = \tau_x, y = 0, \dot{y} = -R\dot{y}_0; \tag{8}$$

$$\text{при } \tau = 2\pi \cdot i, y = 0, \dot{y} = y_0, i = 1,2,3\ldots$$

де R – коефіцієнт відновлення швидкості удару $\dot{y}_0$.

Використовуючи (6) і (7), отримаємо закономірність руху вібромашини у відриві від обмежника коливань:

$$\begin{aligned} y &= a\sin\varphi + b\cos\varphi + cP_0, \\ \dot{y} &= \dot{a}\sin\varphi + \dot{b}\cos\varphi + \dot{c}P_0. \end{aligned} \tag{9}$$

де a, b, c – прийняті змінні:

$$a = \frac{(\tau - 2\pi \cdot i)\sin\tau_x}{2\pi \cdot i - \tau_x} + \sin\tau;$$

$$b = \frac{(\tau - 2\pi \cdot i)(1 - \cos\tau_x)}{2\pi \cdot i - \tau_x} - \cos\tau + 1;$$

$$c = \frac{(2\pi \cdot i - \tau)(\tau_x - \tau)}{2},$$

a, b, c з крапками – похідні змінних по z.

Визначення параметра q, при якому забезпечується максимальна швидкість удару і, як наслідок, висока технологічна ефективність [3] знаходиться із рівняння

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

Максимальне значення швидкості удару

$$\dot{y}_{o\max} = q_{onm} \frac{2\pi \cdot i - \tau_x}{1 + R}.$$

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

$$\ddot{y}_1 + 2n\dot{y}_1 + \varepsilon^2 y_1 = \cos(\tau + \varphi) + mg \tag{10}$$

де n' - коефіцієнт дисипації; $\varepsilon^2 = \frac{c_0}{m\omega^2}; 2n = \frac{n'}{m\omega}$.

Так як рух є періодичним, то

$$y_1(0) = y(2\pi \cdot i) = 0; \qquad \dot{y}_1(0) = \dot{y}(2\pi \cdot i) = \dot{y}_0. \tag{16}$$

На основі (10) і (11) отримуємо закономірності руху вібромашини в контакті з обмежником $(0 \le \tau \le \tau_x)$

$$\begin{aligned} y_1 &= \dot{y}_0 a_1 + b_1 \sin\varphi + c_1 \cos\varphi + d_1 q, \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_0 \dot{a}_1 + \dot{b}_1 \sin\varphi + \dot{c}_1 \cos\varphi + \dot{d}_1 q. \end{aligned} \tag{12}$$

В (12) як і в (9) крапки над a_1, b_1, c_1, d_1 є похідними по τ, а саме

$$a_1 = e^{-n\tau}\varepsilon_1^{-1}\sin\varepsilon_1\tau; d_1 = \left(1 - \dot{a}_1 - na_1\right)\varepsilon^{-2};$$

$$b_1 = \left[\left(a_1 - \sin\tau\right)\cos\psi + \left(\cos\tau - d_1 - na_1\right)\sin\psi\right]\left[\left(1 - \varepsilon^2\right)^2 + 4n^2\right]^{-\frac{1}{2}}; \qquad (13)$$

$$c_1 = \left[\left(\cos\tau - d_1 - nd_1\right)\cos\psi - \left(a_1 - \sin\tau\right)\sin\psi\right]\left[\left(\varepsilon^2 - 1\right)^2 + 4n^2\right]^{-\frac{1}{2}};$$

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\varepsilon^2 - n^2}; tg\psi = \frac{2n}{\varepsilon^2 - 1}.$$

Для моменту τ_x відриву вібромашини від обмежника коливань отримаємо

$$y_1\left(\tau_x\right) = y\left(\tau_x\right) = 0; \dot{y}_1\left(\tau_x\right) = \dot{y}\left(\tau_x\right) = -R\dot{y}_0 \qquad (14)$$

Після відповідних перетворень отримаємо залежності для визначення R і τ_x:

$$R = \frac{\delta\left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 ctg\,\frac{\tau_x}{2}\right) + 2\lambda_1\left(\dot{d}_1 + \delta\dot{a}_1\right)}{\delta\left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 ctg\,\frac{\tau_x}{2}\right) - 2\lambda_1\left(\delta + \dot{d}_1\right)}, \qquad (15)$$

$$2\lambda_1\left[\dot{d}_1\left(d_1 - 1\right) - a_1\left(\delta + \dot{d}_1\right)\right] + \left(c_1 + b_1 ctg\,\frac{\tau_x}{2}\right)\left[2\dot{d}_1 + \delta\left(1 + d_1\right)\right] - \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 ctg\,\frac{\tau_x}{2}\right)\left(2d_1 + \delta a_1\right) = 0,$$

де $\lambda_1 = \frac{2}{\delta} + ctg\,\frac{\tau_x}{2}; \quad \delta = 2\pi \cdot i - \tau_x.$

Тут під $a_1, b_1, c_1, d_1, \dot{a}_1, \ldots$ розуміються значення цих величин при $\tau = \tau_x$:

$$\tau_x = \frac{\pi}{\sqrt{\varepsilon^2 - n^2}}; \quad R = e^{-n\tau_x}. \qquad (16)$$

Ці співвідношення для нашої системи (див. рис. 3) справедливі при $F_0 = 0$.

Як випливає з рис. 4, що побудований на основі формул (15) для різних значень *n* (суцільні лінії) і по формулам (16) (пунктирні лінії), при ${}^{\varepsilon}\!/_{n} \to \infty$ $\gamma \to 0$, $R \to 1$ і $\tau_x \to 0$. Штрихпунктирна крива, яка проведена через точки перетину кривих $R = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ і $\gamma = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ обмежує значення $\left({}^{\varepsilon}\!/_{n}\right)$, при яких можлива заміна пружності і дисипації ударною парою. Із збільшенням відношення $\left({}^{\varepsilon}\!/_{n}\right)$ значення R і τ_x розраховані по залежностям (15) і (16) відповідно сходяться і при визначених значеннях $\left({}^{\varepsilon}\!/_{n}\right)$ стають одинакові. Це обумовлюється тим, що по мірі зростання відношення $\left({}^{\varepsilon}\!/_{n}\right)$ збільшується нелінійність системи. При цьому завдяки зменшенню τ_x змушуючи сила вібромашини $F_0 \to const$.

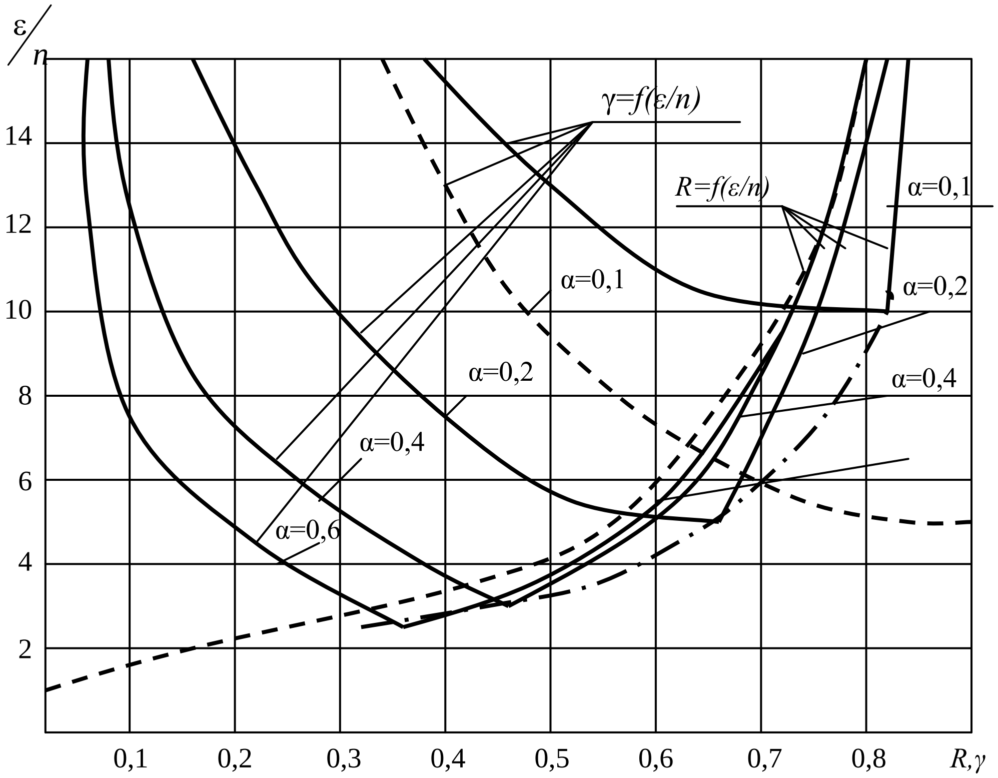


Рис.4. Діаграма залежностей коефіцієнта відновлення швидкості від співвідношення $\frac{\varepsilon}{n}$

Разом з тим, за рахунок збільшення не лінійності зменшується вплив змушуючої сили і ваги на процес співударяння і посилюється вплив ударного імпульсу. Цікаво відмітити, для тих умов формули (15) і (16) дають дуже близькі результати.

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

$$q \le \frac{\lambda\sqrt{\varepsilon_1^2+\varepsilon_2^2}}{f_1}. \qquad (17)$$

Для реального виникнення періодичних режимів необхідно забезпечити визначені обмеження параметрів системи і збурення, визначеними умовами стійкості цих режимів. Для системи (рис.3, в) межа областей стійкості періодичних режимів визначається рівнянням:

$$\pm\dot{y}_0(1\pm R)^2+(2\pi\cdot i-\tau_x)[q(1+R)+\cos(\tau_x+\varphi)+R\cos\varphi]=0 \qquad (18)$$

Тут верхні знаки перед $\dot{y}_0$ і R відповідають нижній, а нижні знаки – верхній межі. Виключивши із (18) $\dot{y}_0$ і φ , за допомогою залежності (9) отримаємо границі областей стійкості режимів на площині параметрів q і $R(\tau_x)$

Карта стійкості приведена для двох значень коефіцієнта опору $n=0{,}2$ і $n=0{,}4$. Із карти стійкості слідує, що із збільшенням дисипації область стійких режимів руху системи зменшується при $R\to 0$. При $R=1$ (абсолютно пружна система співудару) границі стійких режимів, що визначаються рівнянням (18), співпадають з границями, які визначаються співвідношенням (5).

Аналіз отриманих результатів показує на існування декількох зон стійкості, що важливо для визначення параметрів віброударної системи, які, як відомо, зводяться до двох основних:

$$\varepsilon=\sqrt{\frac{c}{m\omega^2}} \text{ і } q=\frac{mg}{F_0} \qquad (19)$$

Значення ε і q приведені в роботах [3, 5].

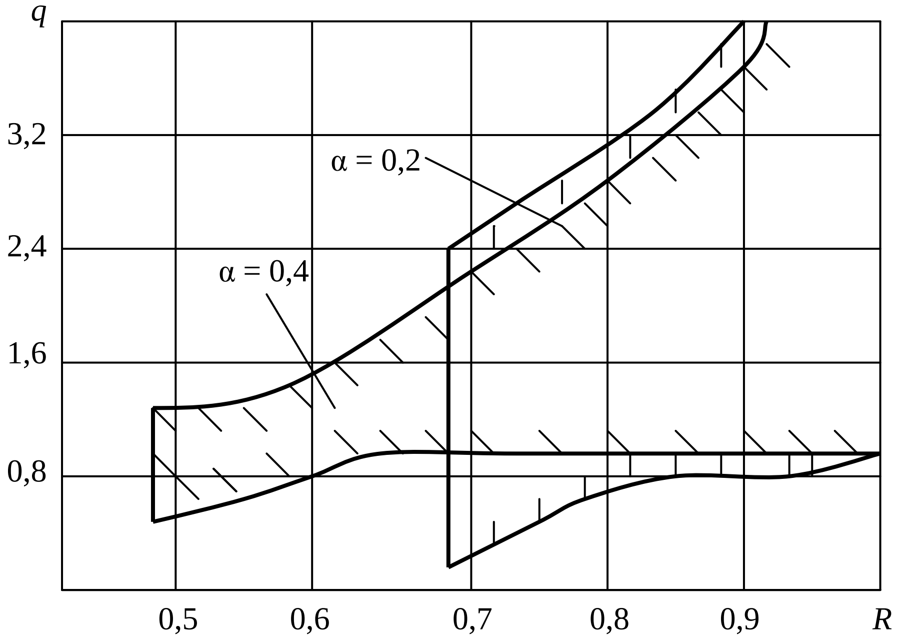


Рис.5. Карта стійкості вібросистеми

Аналіз отриманих теоретичних досліджень дав можливість запропонувати принципово нові конструкції машин, що захищені авторськими свідоцтвами та впроваджені у виробництво.

Теорія робочого процесу найшла відображення в учбовому процесі [1, 2, 3, 7, 9, 10] і в подальших дослідженнях аспірантів кафедри, що успішно захистили дисертації (Баранов Ю.О., Омельченко В.А., Свідерський А.Т., Ручинський М.М.) та працюють над завершенням своїх робіт (Клименко М.О., Косминський І.В.).

Основні праці:

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: Віпол, 1999. – 485 с.
2. Назаренко И.И., Кархов А.А. Строительные машини и оборудование. Учебник. – К.: Вища школа, 1986. – 277 с.
3. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. Учебное пособие. – К.: Віпол, ІСДО, 1993. – 216 с.
4. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. Навчальний посібник. – Київ-Полтава, ІЗИН, 1998. – 175 с.
5. Назаренко И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины. Монография. – К.: Вища школа, 1988. - 140с.
6. Назаренко И.И., Пенчук В.А., Гарнец В.Н., Бондаренко Ф.Ф. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона. Монография. – К.: Будивэльник, 1988. - 168с.
7. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н., Яковенко В.Б. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. Учебное пособие. – К.: Вища школа, 1985. – 168 с.
8. Назаренко И.И., Пенчук В.А., Сердюк В.И., Хмара Л.А. Основы модернизации строительных машин. Монография. – К.: Леся, 2003. - 163 с.
9. Онищенко О.Г., Назаренко І.І., Баладинський В.Л. Будівельна техніка. Підручник. - Київ-Полтава, ПДТУ, 2001. – 463 с.
10. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Фізичні основи механіки будівельних матеріалів. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 128 с.

11. Назаренко И.И. Определение сил сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадки// Горные, строительные и дорожные машины. – 1973. - №6.
12. Назаренко И.И. Динамика вибрационной площадки// Горные, строительные и дорожные машины. – 1977. - №23.
13. Назаренко И.И. К синтезу моделей динамической системы "вибромашина - бетонная смесь"// Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. - Рига, РПИ, 1979. с.220-221.
14. Назаренко И.И. Эффективность вибрационной машины// Горные, строительные и дорожные машины. – 1984. - №37. - С.96-102.
15. Назаренко И.И. Проблема расчета и создания высокоэффективных виброплощадок для уплотнения бетона// Статика и динамика пространственных конструкций. – К.: КИСИ, 1985. - С.137.
16. Назаренко И.И. Определения критерия эффективности виброуплотняющих машин методом динамической петли гистерезиса// Сб. "Рабочие процессы и динамика машин для разработки, уплотнения грунтов и вибрационного формования изделий". - Ярославль, 1986.
17. Назаренко И.И. Многорежимные вибромашины для формования железобетонных изделий// Горные, строительные и дорожные машины. – 1988. - №41.
18. Назаренко И.И., Човнюк Ю.В. Дискретно-континуальное моделирование процессов виброударного формования длинномерных строительных изделий и конструкцій// Сб. научных статей "Теория и практика процессов измельчения, разрушения, смешивания и уплотнения". - Одесса, ОГМА. – 2002. – С.94-102.
19. Назаренко І.І., Клименко М.О. Теоретичне та експериментальне дослідження руху матеріалу в гладкому обертовому барабані// Техніка будівництва. – 2002. - №12.
20. Назаренко І.І., Гарнець В.М., Баранов Ю.О., Омельченко В.А., Свідерський А.Т., Ручинський М.М. Високоефективні машини для виготовлення виробів із бетонних сумішей// Техніка будівництва. - 2001. - №9.