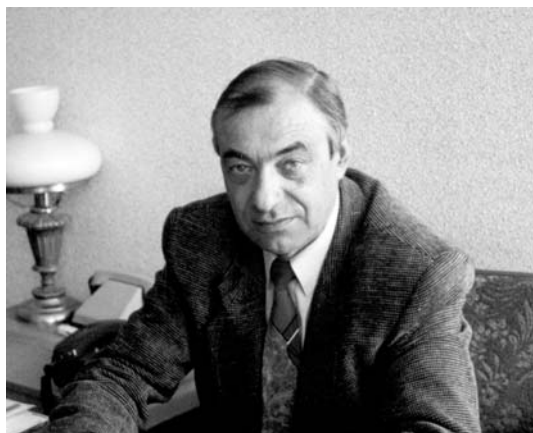


НАЗАРЕНКО Іван Іванович, інженер-механік, Заслужений діяч науки і техніки України, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри "Машини і обладнання технологічних процесів"



В 1968 р. закінчив Київський політехнічний інститут. За фахом – "інженер-механік". З 1988 р. – завідувач кафедри ЕРБМ (тепер МОТП) КІБІ. Автор 320 праць, з них: 35 – підручники, монографії, посібники; 72 – методичні розробки; 25 – авторські свідоцтва і патенти; 188 – статті.

Основні напрямки наукової діяльності: теорія і робочі процеси, аналіз і синтез машин будівельної індустрії.

За цим напрямком закладені основи наукової школи, результатом якої є підготовка 4 докторів наук і 12 кандидатів наук.

УДК 693.542.523

МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ (ІСТОРІЯ, НАУКОВІ ДОСЯГНЕННЯ ТА НАПРЯМКИ ДІЯЛЬНОСТІ)

Історичний нарис. Кафедра була створена в 1963 р. (наказ № 749 від 13.07.1963 р.) і мала назву "Експлуатація і ремонт будівельних машин". В зв'язку з розширенням тематики наукових напрямків та діяльності в учбовому процесі кафедра в 2001 р. рішенням Вченої ради університету (наказ ректора № 80 від 11.04.2001 р.) отримала сучасну назву.

Першим завідувачем кафедри (1963-1968 рр.) був Лауреат Державної премії СРСР, к.т.н. Петро Григорович Гребельник (1902-1975). В першому складі кафедри були к.т.н. доц. Саранча Г.А., к.т.н. доц. Степенко В.П., ст.викл. Сапунов С.І. Потім кафедра поновилася викладачами: Большаков А.М. (1963 р.), доц. Кулаков Г.Г. (1964 р.), к.т.н. доц. Юрін Я.Т. (1965 р.), ст.викл. Заверюха О.М. (1964 р.), доц. Петров Г.І. (1966 р.), к.т.н. доц. Поповиченко Г.Д. (1967 р.).

З 1968 р. кафедру очолив к.т.н. проф. Чубук Ю.Ф., який перейшов з кафедри будівельних машин. Разом з цією ж кафедри перейшли ст.викл. Добровольський В.І., доц. Морозов М.К., ас. Трюхан В.В. Згодом кафедра доповнилася викладачами: к.т.н. доц. Сівко В.Й. (1969 р.), ас. Чернега Г.К. (1969 р.) та ас. Кравчук В.Т. (1969 р.).

Крім учбового процесу значно розширилися наукові дослідження. Була створена міжгалузева лабораторія при Міністерстві промислового будівництва (керівник доц. Поповиченко Г.Д.), згодом був організований філіал кафедри при тресті "Будмеханізація" Головкиївміськбуду. Викладачами кафедри розроблялися програми дисциплін за новими навчальними планами, друкувалися підручники та учбові посібники.

Була відкрита аспірантура. У різний час аспірантами кафедри Назаренком І.І. (1975 р.), Гарнецем В.М. (1977 р.), Яковенком В.Б. (1981 р.) під керівництвом проф. Чубука Ю.Ф. були захищені кандидатські дисертації.

Проводилася науково-дослідна робота студентів. Кафедра протягом декількох років займала перші місця по науковій роботі студентів.

З 1988 р. кафедру очолив Заслужений діяч науки і техніки України, д.т.н. проф. Назаренко І.І. З часом на кафедрі створилася наукова школа вібраційної техніки, технології і оптимізації параметрів руху машин, результати якої відомі в Україні та за її межами. На базі цієї школи співробітниками кафедри (І.І. Назаренком, В.Й. Сівком, В.С. Ловейкіним, В.Б. Яковенком) були захищені докторські дисертації та ряд кандидатських дисертацій (Ю.О. Барановим, В.А. Омельченком, А.Т. Свідерським, М.М. Ручинським).

Наукові здобутки кафедри (1985 р.) були оцінені III премією Мінвузу України. Була розроблена модель електромагнітного вібромайданчика спільно з кафедрою електротехніки (д.т.н. проф. В.Л. Іносов, д.т.н. проф. І.І. Назаренко, к.т.н. доц. Ю.О. Баранов) яка демонструвалася на ВДНГ України і отримала срібну медаль виставки.

В сучасний період кафедра здійснює підготовку бакалаврів, спеціалістів і магістрів за спеціальністю "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання". Крім цього викладачі кафедри проводять заняття по 22 дисциплінам на 7 спеціальностях університету. Учебний процес і наукові дослідження на кафедрі ведуть 6 професорів, 4 доценти, 1 ст. викладач, 4 асистенти, 7 інженерів і лаборантів.

За час існування кафедри її співробітниками видано 35 підручників і навчальних посібників, опубліковано більше 30 монографій, 1000 наукових статей і методичних розробок. На кафедрі захищено 4 докторських і 20 кандидатських дисертацій.

Студенти приймають активну участь та неодноразово були призерами в олімпіадах за спеціальністю "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання" (відповідальний ас. Клименко М.О.).

На кафедрі сформувалися і успішно розвиваються наступні основні наукові напрямки: розробка теорії робочого процесу машин будіндустрії і створення на цій основі високоефективних машин нового покоління та новітніх технологій; напружено-деформований стан матеріалу в робочих процесах будівельних машин; наукові основи діагностування машин і їх приводів з метою підвищення експлуатаційної надійності машин і ефективною експлуатації двигунів будівельної техніки.

Кафедра редагує (головний редактор проф. Назаренко І.І.) два наукові збірники "Техніка будівництва" спільно з Академією України та "Теорія і практика будівництва" спільно з Українською Академією наук.

На кафедрі є дійсні члени Академії будівництва України (проф. Назаренко І.І., проф. Сівко В.Й. та проф. Яковенко В.Б.), дійсний член Української Академії наук (проф. Назаренко І.І.), чл.-кор. Академії будівництва України (доц. Свідерський А.Т., доц. Ручинський М.М., доц. Сердюк В.І.).

Кафедра підтримує тісні творчі зв'язки з багатьма організаціями та підприємствами: УБК тресту "Будмеханізація", ВАТ ЕМЗ "Металіст", СБМУ тресту "Будмеханізація", УБМ тресту "Будмеханізація", ЗБК № 1 та інші.

Так, з Управлінням баштових кранів створено науково-виробничий центр, в якому проводяться спільні з КНУБА дослідження, вдосконалення робочих програм тощо.

Існує і плідно працює філіал кафедри в тресті "Будмеханізація".

Розроблена програма спільної співпраці на засадах угоди з ВАТ "Управління спеціальних машин" тресту "Будмеханізація", де передбачено спеціальні розділи по проходженню практики, працевлаштуванню тощо.

Наукові досягнення. На кафедрі однією із тем наукових досліджень започатковано і розвивається напрямок по теоретичному дослідженню динаміки вібраційної техніки з метою підвищення їх ефективності та створення принципово нових конструкцій, оскільки існуючі машини потенційно себе вичерпали і необхідно сформулювати нові підходи до вирішення цієї проблеми.

Одним із шляхів вирішення цієї проблеми були покладені наступні робочі гіпотези [1-4]:

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 теоретичних дослідженнях [1] була запропонована наукова ідея:

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 динаміки вібромашин з гармонійним режимом руху розглядалася модель (рис. 1).

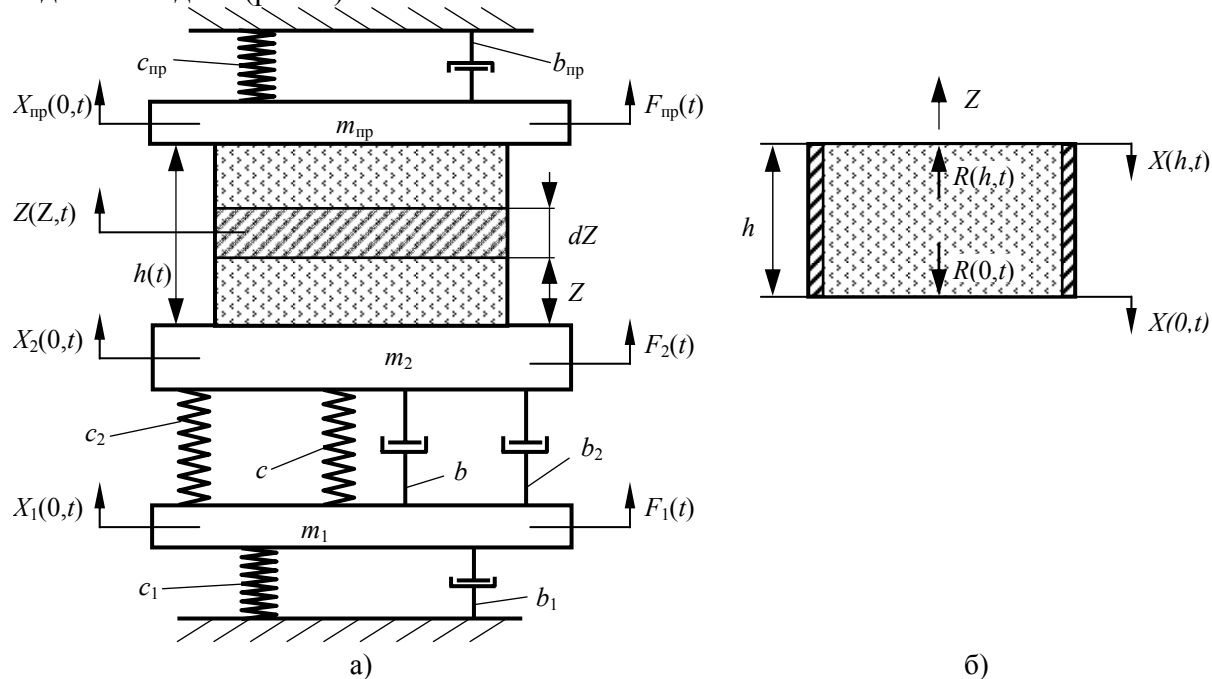


Рис. 1. Розрахункова модель:

а – загальна; б – еквівалентна для оброблюваного середовища

У відповідності 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

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

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 змущуючої 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

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

де m_0 - маса суміші; a_n, d_n - хвильові коефіцієнти:

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

$$d_n = \frac{\alpha_n \cos 2\beta_n h - \beta_n \sin 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}. \quad (3)$$

Як випливає із виразу (2) реакція складається із суми квадратів двохчленів, 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 дали можливість повністю оцінити вплив активних і реактивних сил на рух системи [4].

На основі аналізу виконаних досліджень [2-4] були визначені зони ефективного використання параметрів машини з гармонійним рухом для максимальної передачі енергії до середовища. З'ясовано, що середовище сприймає такий рівень енергії, коли воно рухається в протифазі до робочого органу (антирезонанс) і подібно до двомасової системи є основним поглиначем енергії.

Для дослідження динаміки віброударних машин для ущільнення бетонних сумішей 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, але зберегти реальні процеси поведінки вібромашини. Принцип переходу найбільш реальної схеми до розрахункової (дискретної) приведено на рис. 2.

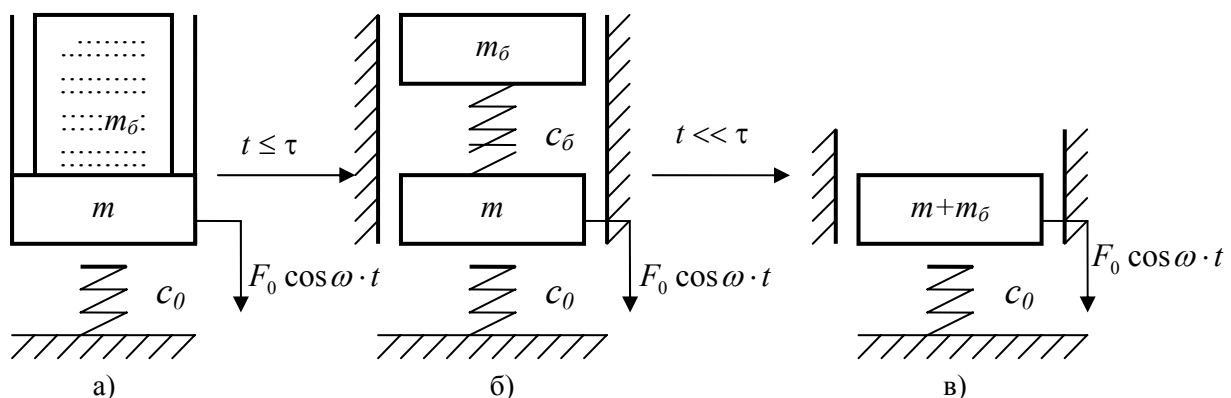


Рис. 2. Розрахункові схеми вібросистеми:

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

При розгляді системи (рис. 2) передбачається, що робочий орган здійснює несиметричний закон руху (рис. 3)

$$x^*(t) = \begin{cases} -x_1 \sin\left(\frac{\pi}{\tau_1} t\right), & 0 \leq t \leq \tau_1; \\ x_2 \sin\left(\frac{\pi}{\tau_2} t\right), & \tau_1 \leq t \leq \tau_2, \end{cases} \quad (4)$$

Тут x_1 і x_2 - амплітуда коливань робочого органу у відповідний час руху системи: τ , τ_1 , τ_2 .

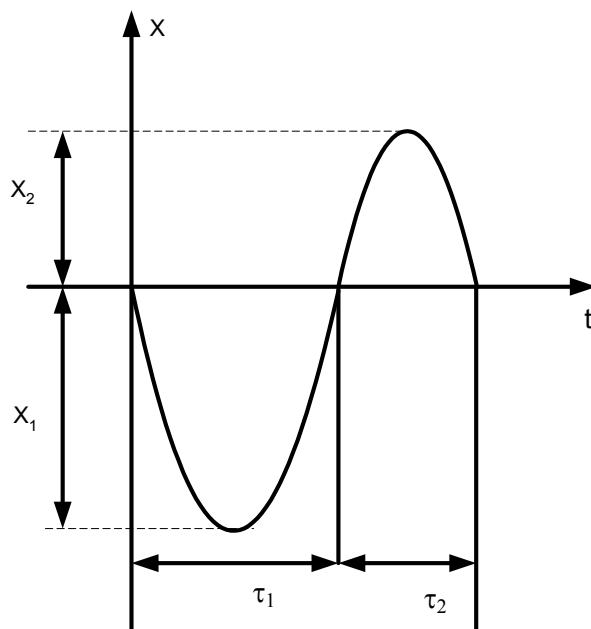


Рис. 3. Закон руху віброударної системи

Якщо період функції $x^*(t) \in T$, тоді її можна представити у вигляді ряду Фур'є:

$$x^*(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \bar{x}_n e^{in\omega t}; \quad \omega = 2\pi/T, \quad (5)$$

де $\bar{x}_n$ - коефіцієнт Фур'є для функції (5).

Для знаходження реакції середовища за законом руху (див. рис. 3) розглядається дещо інший шлях ніж для машин гармонійної дії. Ідея метода полягає в тому, що реактивна (інерційно-пружна) і активна (дисипативна) складові опору визначаються окремо з використанням основного закону Ньютона та порівнянням цієї сили з силою опору (реакцією) середовища. Так, у відповідності із законом Ньютона реакція середовища:

$$R_c = -m_c \ddot{x}, \quad (6)$$

де m_c - маса середовища; $\ddot{x}$ - прискорення контактної зони "робочий орган-середовище".

Сила опору зі сторони середовища враховуючи його властивості:

$$R_c = -ES \frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=0}, \quad (7)$$

де E - модуль пружності середовища; S - площа контактної зони; $\frac{\partial u}{\partial z}$ - деформація контактної зони середовища (u - переміщення, z - координата).

Для знаходження прискорення як і деформації застосуємо хвильове рівняння руху середовища

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2(1+i\gamma)} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}, \quad (8)$$

де c - швидкість розповсюдження пружних хвиль в середовищі; γ - коефіцієнт опору (розсіяння) енергії в середовищі.

Перепишемо рівняння (8) у вигляді:

$$\ddot{x} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \Big|_{z=0} = c^2(1+i\gamma) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \Big|_{z=0}, \quad (9)$$

і, співставляючи (6) і (7) і враховуючи (9), отримаємо

$$m_c = \frac{\left(-ES \frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=0} \right)}{c^2(1+i\gamma) \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \Big|_{z=0}}. \quad (10)$$

Таким чином за запропонованою методикою складову сили опору (маси m_c) можна точно визначити, якщо відомі аналітичні залежності для визначення деформації $\frac{\partial u}{\partial z}$ і її похідної $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$ в контактній зоні "робочий орган – середовище).

Подальша процедура аналітичних перетворень полягає у рішенні рівняння (8) для вихідних граничних умов і знаходженні деформації і її похідної.

Опускаючи ці перетворення, в кінцевому вигляді отримаємо вираз для маси середовища, який враховує реактивну складову:

$$\text{при } 0 \leq t \leq \tau_1, \quad m_c = 2\rho sh \frac{\tau_1}{(\tau_1 + \tau_2)} K_{XB}, \quad (11)$$

$$\text{при } \tau_1 \leq t \leq \tau_2, \quad m_c = 2\rho sh \frac{\tau_2}{(\tau_1 + \tau_2)} K_{XB}, \quad (12)$$

де K_{XB} - коефіцієнт, що враховує хвильові явища в середовищі:

$$K_{XB} = \frac{\alpha_1 sh 2\alpha_1 h + \beta_1 \sin 2\beta_1 h}{(\alpha_1^2 + \beta_1^2)(ch 2\alpha_1 h + \cos 2\beta_1 h)}. \quad (13)$$

Тут коефіцієнти α_1 і β_1 , що отримані на основі рішення хвильового рівняння (8):

$$\alpha_1 = \frac{\omega}{c} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma^2)}}; \quad \beta_1 = \frac{\omega}{c} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}+1}{2(1+\gamma^2)}}. \quad (14)$$

Аналогічним чином за методикою (6-14) знаходиться і активна складова загальної сили опору.

Подальша процедура дослідження віброударних систем полягає в складенні рівнянь руху робочих мас як дискретної системи, в якій таким чином враховані розподілені властивості оброблювального середовища.

Так, наприклад, для двомасового вібромайданчика закон руху може бути представлений у вигляді системи:

$$\begin{aligned} \text{при } x < 0, \quad \ddot{x} + \xi_1^2 \omega^2 x &= \frac{g}{q} \cdot \frac{m_2(m_1 + m_2)}{m_1^2} e^{i\omega t}, \\ \text{при } x > 0, \quad \ddot{x} + \xi_2^2 \omega^2 x &= \frac{g}{q} \cdot \frac{m_2(m_1 + m_2)}{m_1^2} e^{i\omega t}, \end{aligned} \quad (15)$$

де $x = x_1 - x_2$ - відносне переміщення мас m_1 і m_2 .

$$\xi_1^2 = \frac{(m_1 + m_2)c_1}{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^2}; \quad \xi_2^2 = \frac{m_1 + m_2(c_1 + c_2)}{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^2}; \quad q = \frac{m_2 g(m_1 + m_2)}{F_0 m_1}, \quad (16)$$

де F_0 - амплітуда змушуючої сили; c_1 - коефіцієнт пружності опорної маси;

c_2 - коефіцієнт пружності, що з'єднує маси m_1 і m_2 з зазором.

Коефіцієнти ξ_1 і ξ_2 за фізичною сутністю оцінюють співвідношення власної і вимушеної частот, а коефіцієнт q - співвідношення сили ваги і зовнішньої змушуючої сили.

Аналізом (16) та рішенням системи (15) побудовані карти стійкості системи (рис. 4), із якої визначається та чи інша зона ефективного руху.

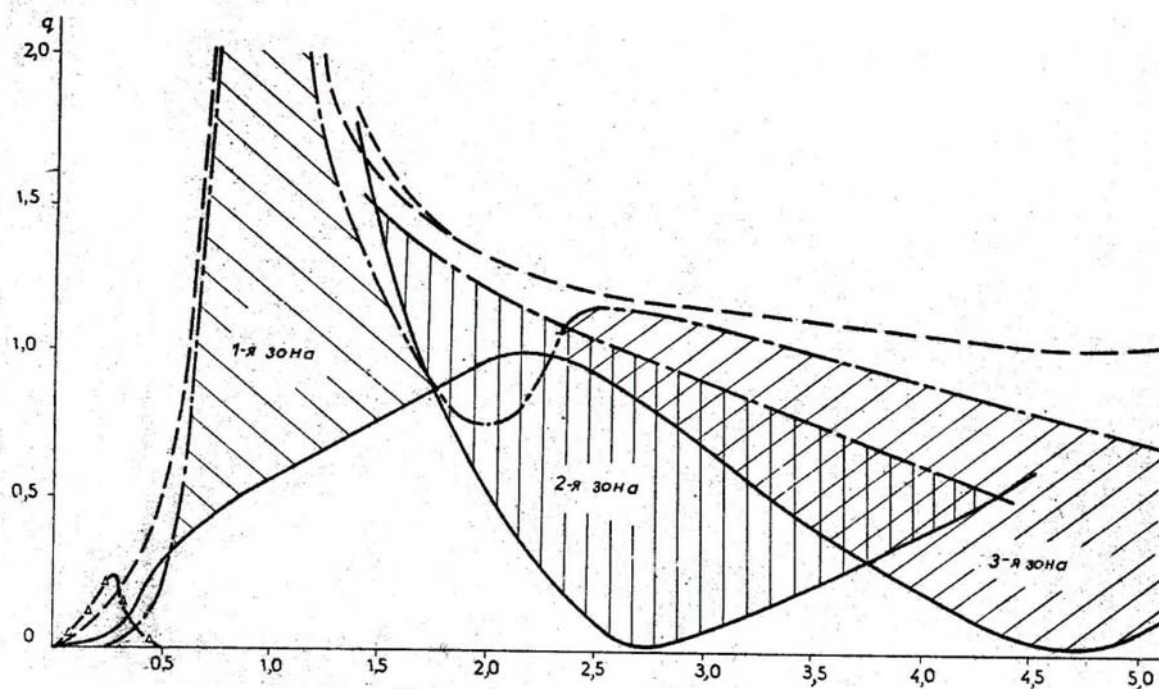


Рис. 4. Карта стійкості віброударної системи

Аналіз карт стійкості віброударних систем показав, що існує декілька їх зон (див. рис.4), при цьому ефективність передачі енергії визначається рядом факторів, серед яких слідє відмітити конструктивні параметри машини (маси, коефіцієнтів пружності, величини зазорів між обмежниками коливань), параметри середовища (висота, модуль пружності, швидкість розповсюдження хвиль), технологічні параметри (амплітуда і частота коливань, амплітуда зовнішньої сили) а також форма імпульсу навантаження.

Була отримана залежність для визначення коефіцієнта пружності обмежника коливань, що встановлений між двома масами:

$$c = \frac{m_{np}(1 + R)}{t_{yd}^2(1 - R)}, \quad (17)$$

де m_{np} - приведена маса вібросистеми; R - коефіцієнт відновлення швидкості при ударі;

t_{yd} - час співударяння мас.

Отримані аналітичні залежності та аналіз виконаних експериментальних досліджень у вигляді оцінки віброграм руху (рис. 5) дозволив сформулювати основні принципи вдосконалення існуючої та створення високоефективних віброуцільнюючих машин.

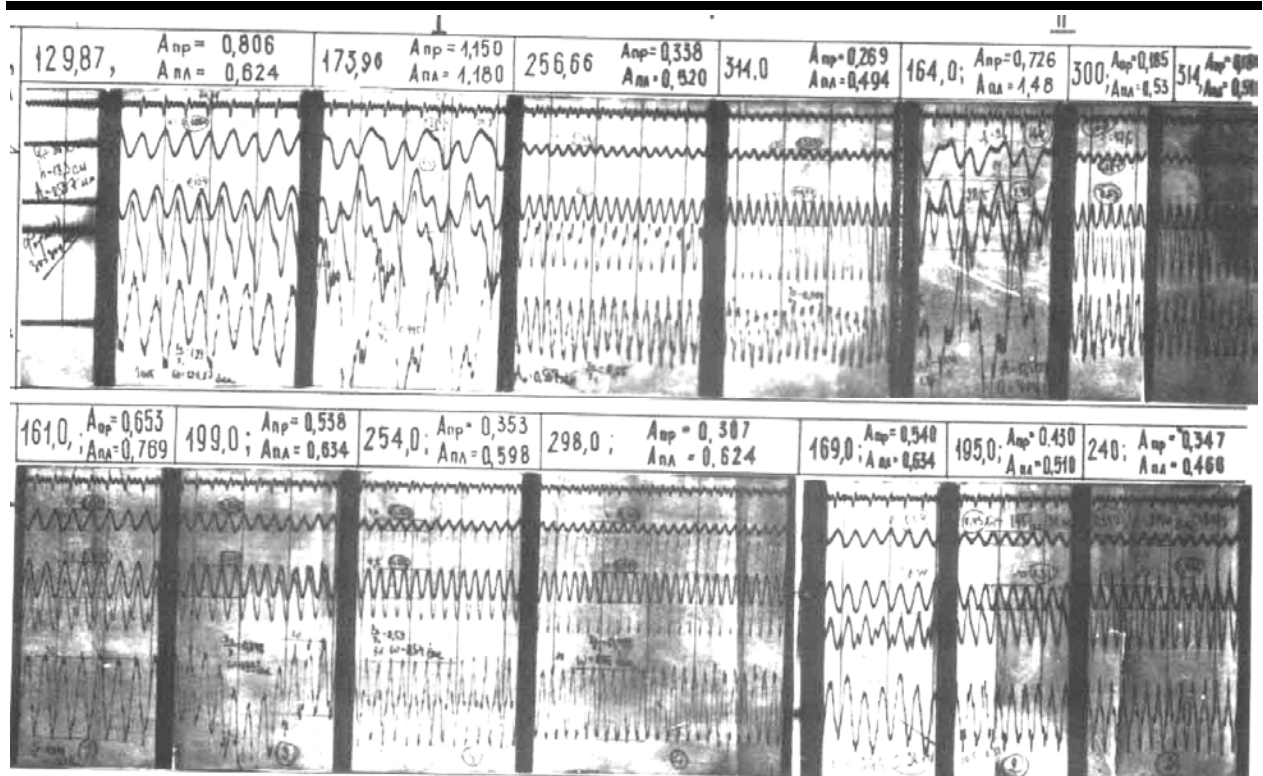


Рис. 5. Характерні віброграми руху досліджуваних вібросистем при зміні зовнішніх силових навантажень

1. Розгляд (моделювання) середовища і машин як єдиної системи, що володіє своєю динамічною індивідуальністю. Реалізація цього принципу являється гарантією руху віброущільнюючих машин в заданому або встановленому режимі роботи. Досягається реалізація цього принципу зведенням гібридних динамічних систем до розрахункової схеми з дискретними параметрами, що адекватно відображають фактичний стан вібросистеми в будь-який момент руху. Розроблені методи розрахунку перевірені практикою і підтверджені задовільним збігом розрахункових і фактичних параметрів.

2. Максимальна концентрація енергії робочого органу за рахунок внеску вищих гармонік. Технологічна ефективність внеску енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання вібрації і удару, що забезпечується використанням добавочних обмежників коливань і відповідним підбором їх пружності, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань. Досягненням цього принципу визначаються передумови для створення високоефективних машин з мінімальною енергоемністю.

3. Машина повинна забезпечувати високу якість виробів, що формуються, володіти можливістю ущільнювати жорсткі бетонні суміші, мати високу продуктивність. Реалізується цей принцип здатністю машини безпосередньо передавати рух робочого органу найбільшому числу частинок ущільнюючої суміші, тобто передачею коливань по найбільшій площині виробу, що формується. При цьому сили тертя і щеплення, що перешкоджають ущільненню, знімаються в напрямленні дії сили, які здатні інтенсифікувати процес ущільнення (ваги суміші). Використання асиметрії створює допоміжні умови для розвитку значних напружень стискування суміші, які прискорюють процес ущільнення.

4. Синхронне забезпечення високоефективних поліфазних і автоколивальних режимів формування. Реалізуються ці режими шляхом спеціального розташування дебалансів або застосуванням динамічних схем із незалежною підвіскою ударника.

5. Конструкція машини має забезпечувати формування виробів різної номенклатури, геометричних розмірів і мас без значного перелаштування. Цей принцип реалізується шляхом застосування блокової конструкції, яка дозволяє створювати машини

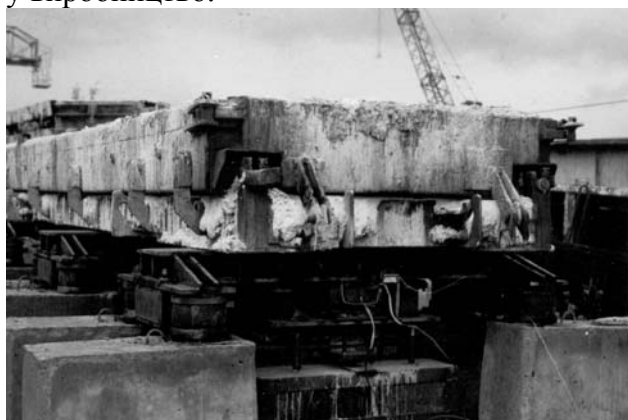
любої вантажопідйомності, а спирання робочої рами безпосередньо на фундамент виключає вплив зміни маси (при переході на інший тип виробу) на зазори між ударником і робочим органом.

6. Машина має бути простою за конструкцією, надійністю в роботі, зручністю в обслуговуванні, забезпечувати санітарно-гігієнічні норми по рівню шуму і вібрації. Цей принцип реалізується використанням електромагнітного та гідравлічного приводів та низькочастотного режиму коливань.

7. Машина при реалізації необхідного режиму коливань має мати понижені значення металоємності і енергоємності і при цьому вона має бути економічно вигідною за своєю вартістю. Принцип досягається налаштуванням машини на авторезонансний (самоналаштований) режим роботи, тобто енергія втрачається в основному на робочий процес, що здійснюється динамічним керуванням рухом системи на основі використання внутрішніх властивостей системи.

Впровадження результатів досліджень. Виконані дослідження дозволили на основі сформульованих вище принципів розробити алгоритм методів розрахунку, синтезувати конструктивні схеми, реалізуючих високоефективні режими з мінімальними значеннями матеріалоємності і енергоємності.

На рис. 6 приведені конструкції машин, що пройшли опробування і впровадження у виробництво.



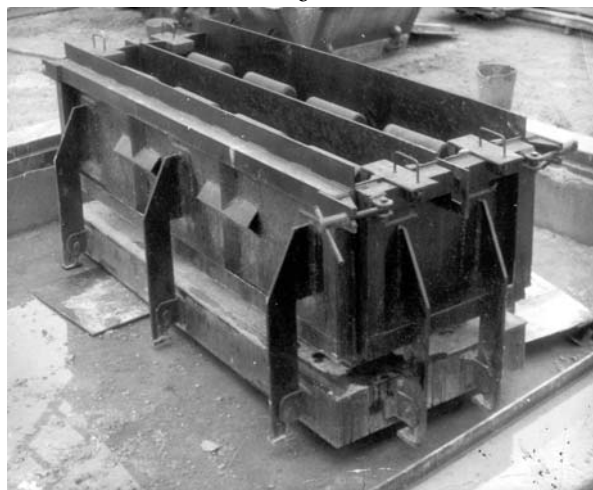
а



б



в



г

Рис. 6. Конструкції вібромайданчиків і віброустановок, що впроваджені у виробництво:
а – блоковий вібромайданчик з електромагнітним приводом; б – віброударний майданчик з поліфазним режимом руху; в – блоковий вібромайданчик з полічастотним режимом руху; г – віброустановка для формування фундаментних блоків

Оцінка ефективності режимів та параметрів руху робочих органів віброущільнюючих машин здійснювалась за розробленими критеріями. Так, отримана нова залежність для питомої корисної енергії, яка передається від робочого органу до середовища:

$$p_{y\theta} = \frac{R_{CT} \omega_{CP} (1 - \alpha)}{\pi^2 S \alpha} \cos^2 \left[\frac{\pi}{2(1 - \alpha)} \right], \quad (18)$$

де R_{CT} - амплітуда реакції в момент стискування контактної зони суміші; α - коефіцієнт асиметрії, який характеризує співвідношення часу навантаження t_{CT} до часу розвантаження t_p шару суміші. Дослідженням (18) на екстремум визначено, що максимальна передача енергії при досліджуваних законах зміни сили можлива. Вираз (18), залишаючись за своєю сутністю мірою енергії, визначається при інших рівних умовах, добутком прискорення контактної зони на час навантаження.

Отриманий і узагальнюючий критерій ефективності вібродій, який поряд з контактним напруженням σ , швидкістю деформації v враховує також кривизну профілю хвилі навантаження:

$$\frac{\sigma_{CT} v_{\xi_1} \Gamma\left(\frac{\pi_1 + 1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\pi_1}{2} + 1\right)} = \frac{\sigma_{CT} v_{\xi_2} \Gamma\left(\frac{\pi_2 + 1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\pi_2}{2} + 1\right)}, \quad (19)$$

де $\Gamma(x)$ - гамма-функція x ; v_{ξ_1} - швидкість деформації; n - коефіцієнт, який характеризує крутизну фронту.

Розрахунки показали, що співвідношення прискорень $\frac{a_b}{a_n} = 3 \dots 6$ забезпечує максимум передачі енергії (a_b - амплітуда верхнього прискорення; a_n - амплітуда нижнього прискорення).

В результаті виконаних досліджень можна сформулювати такі основні висновки.

1. Розкриті принципово нові потенційні можливості створення високоефективної вібраційної техніки, яка ґрунтується в основному на цілеспрямованому використанні внутрішніх пружно-інерційних (реактивних) властивостей системи, в результаті чого реалізується самоадаптований, найбільш гармонійний, закон руху.

2. Розроблено новий математичний апарат зведення гібридних дискретно-континуальних систем до зручних для аналітичних досліджень дискретних систем з урахуванням хвильових явищ в оброблювальному середовищі.

3. Встановлені закономірності руху гармонійних і віброударних систем при різних режимах навантаження з виявленням енергетично ефективних зон стійкості.

4. Запропоновані алгоритми розрахунку параметрів робочого процесу і створені конструкції нових віброущільнюючих машин, що реалізують резонансний, авто резонансний, суб- і суперрезонансний режими руху.

5. Отримані нові аналітичні залежності оцінки ефективності того чи іншого режиму руху, що оснований на енергетичній оцінці робочого процесу з урахуванням контактних напружень, швидкостей деформації та крутизни фронту хвилі.

Література

1. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
2. Назаренко І.І. Высокоэффективные виброформовочные машины. – К.: Вища школа, 1988. – 143 с.
3. Назаренко І.І. Машины для производства строительных материалов. – К.: "ВПОЛ", 1999. – 488 с.
4. Назаренко І.І., Туманська О.В. Машины и устаткування підприємств будівельних матеріалів. – К.: Вища школа, 2004. – 590 с.