

**І.І. Назаренко, д.т.н, проф., М.М. Ручинський, к.т.н.,доц.,
А.Т. Свідерський, к.т.н.,доц., Ю.О. Баранов, к.т.н.,доц., О.П. Дєдов, к.т.н., доц.,
Б.В. Корнійчук, асистент, М.Г. Кобижський, магістрант**

Київський національний університет будівництва і архітектури

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА СТВОРЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ІЗ КОМБІНАЦІЙНИМИ РЕЗОНАНСНИМИ РЕЖИМАМИ

Запропонована теорія спільного руху робочих органів вібромашин і оброблюваних середовищ, що моделюються дискретно-континуальними системами із врахуванням вкладу вищих гармонік.

***Ключові слова:** вібраційна система, віброуцільнення, вищі гармоніки, ефективність вібраційних машин.*

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими чи практичними завданнями. Вібраційні машини різного технологічного призначення, як правило, працюють в гармонійному, переважно зарезонансному, режимі. Це обумовлено забезпеченням стабільного режиму, що і є їх основною перевагою. Однак, енергоємність таких машин, наприклад, вібромашин будіндустріції, є значною, що в більшості випадків спонукає до зниження надійності, підвищення матеріалоємності, збільшення довготривалості робочого процесу. Більш привабливими є машини резонансного типу, робота яких можлива і на інших ефективних режимах (комбінаційних-субрезонансних і суперрезонансних режимах), що і є предметом досліджень в даній роботі. Реалізація таких режимів дає можливість значно (інколи в 5 – 10 разів) зменшити енергоємність процесу, підвищити загальну ефективність всіх показників робочого процесу.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій і виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Багаторежимні рухи притаманні нелінійним динамічним системам, в яких виникають субгармонійні і супергармонійні коливання, які формуються при певних умовах, визначених співвідношенням кількості n періодів вимушеної сили T_w із m періодами застосування віброударних систем, використання нелінійних пружних характеристик відновлюючих сил, зміною пружних характеристик у часі.

Дослідженням подібних режимів присвячені роботи [1, 2] при моделюванні вібросистем дискретними параметрами. Більш достовірними є моделі з дискретно-континуальними системами [3, 4], коли машина в своєму русі представлена дискретними параметрами, а оброблювальне середовище (технологічне навантаження) моделюється розподіленими параметрами. Математичні труднощі рішення задачі долаються зведенням дискретно-континуальних систем до дискретних систем [3] шляхом приведення діючих сил континуальної системи до контактної сили у дискретному вигляді, залежність якої враховує вплив розподілених параметрів відповідними хвильовими коефіцієнтами [4].

Постановка завдання. Метою статті є визначення стійких зон реалізації багаторежимних коливань вібросистеми «машина – технологічне навантаження» і створення на цій основі нових конструкцій із високою ефективністю виконання технологічних процесів. При цьому були сформульовані основні наукові робочі гіпотези:

- ефективність вібросистем із кусочно-лінійною характеристикою відновлюючої сили визначається ударним прискоренням і при розрахунку динамічних параметрів системи варто враховувати її власні коливання та вклад вищих гармонік;

- стабілізація або керування системою в заданому режимі здійснюється ціленаправленим спільним використанням активних і реактивних складових сил робочих органів і оброблених середовищ.

Виклад основного матеріалу дослідження. В основу теоретичних досліджень покладено рівняння, що описує рух вібросистеми з кусочно-лінійною відновлюючою пружною силою за методикою, приведеною в роботі [3]:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + \begin{cases} c_1x, & |x| \leq \Delta, \\ c_2x + (c_1 - c_2)\Delta \operatorname{sign}x, & |x| \geq \Delta, \end{cases} = F_0 \sin(\omega t + \phi) \quad (1)$$

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

x – приведені 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:

$$m = m_{p.o.} + m_{m.n.} \quad (2)$$

де $m_{m.n.}$ – маса оброблювального середовища:

$$m_{m.n.} = \frac{ES}{\omega^2} \frac{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} nn' \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot \sqrt{a_{n'}^2 + d_{n'}^2} NN' \cos(\phi_n - \phi_{n'}) \right\}^{\frac{1}{2}}}{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n^2 (n')^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot \sqrt{a_{n'}^2 + d_{n'}^2} \cos(\phi_n - \phi_{n'}) \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

Тут

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

$$\phi_n = n\omega t - \operatorname{arctg} \left(\frac{d_n}{a_n} \right); \quad N = \frac{\alpha_{11} \operatorname{sh}(2\alpha_{1n}h) - \beta_{11} \sin(2\beta_{1n}h)}{\operatorname{ch}(2\alpha_{1n}h) + \cos(2\beta_{1n}h)}; \quad (4)$$

$$\beta_n = \frac{\omega_n}{c_{x\delta}} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} + 1}{2(1 + \gamma^2)}}; \quad \alpha_n = \frac{\omega_n}{c_{x\delta}} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} - 1}{2(1 + \gamma^2)}};$$

S – площа контакту середовища із робочим органом; E – динамічний модуль пружності середовища; $c_{x\delta}$ – 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, ω, b, ϕ визначаються за стандартною методикою [3]. Для зручності рішення рівняння (1) представлено в безрозмірному вигляді

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

де

$$\begin{aligned} y &= x/\Delta; \tau = \omega_{01}t; \omega_{01} = \sqrt{c_1/m}; \\ \delta &= b/2\sqrt{c_1m}; f = F/k_1\Delta; \nu = \omega/\omega_{01}. \end{aligned} \quad (6)$$

Дослідженню підлягала і вібростема, 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 $\nu=0,2$, що відповідає середньому рівню втрат енергії у вібраційних машинах і оброблювальних середовищах [4].

Визначення енергії вібростеми на підтримання коливань здійснювалося із умови її балансу:

$$A = E_{p.o.} + E_{m.n.} + E_{об.к}, \quad (7)$$

де A - робота зовнішньої сили за період коливань;

$E_{p.o.}$ – енергія, що розсіюється робочим органом вібростеми:

$$E_{p.o.} = \pi m_{p.o.} a^2 \omega^2 \beta_{p.o.}, \quad (8)$$

a – напіврозмах коливань робочого органу;

$E_{m.n.}$ – енергія, що розсіюється в середовищі, яка визначається усередненням по висоті стовпа енергії коефіцієнтом $k_{E(n)}$:

$$E_{m.n.} = \pi m_{m.n.} \cdot \gamma a^2 \omega^2 k_{E(n)}, \quad (9)$$

де

$$k_{E(n)} = \frac{ch2r\mu \frac{x}{h} - \cos 2r\mu \frac{x}{h}}{ch2r\mu + \cos 2r}$$

Тут $\mu = \gamma/2$ для числових значень $\gamma \leq 0,4$; $r = (\omega/c)h$; x – координата.

$E_{об.к}$ – енергія, що розсіюється в обмежниках коливань:

$$E_{об.к} = \frac{1}{2} \psi_0 c_2 \delta_0^2, \quad (10)$$

де δ_0 – найбільша деформація стискування обмежника коливань [3].

В результаті рішення рівняння (1) при врахуванні (2)...(10) були отримані амплітудно-частотні характеристики та здійснена оцінка вкладу вищих гармонік в загальний процес руху вібростеми «машина – технологічне навантаження».

Якщо розглянути відому умову виникнення багаторежимності в системі [1]

$$nT_\omega = mT, \quad (11)$$

то при $m=1$ – реалізуються субгармонійні коливання з порядком $1/n$;

$n=1: m \geq 2$ – реалізуються супергармонійні коливання.

Дробні резонанси, що мають порядок m/n , належать до субгармонійних і в цьому випадку, як вже було вище зазначено, m періодів змушуючої сили «підтримують» n періодів вільних коливань.

Виконання умови (11) залежить не тільки від співвідношення гармонік, а і від амплітуди f зовнішньої сили і від ступені нелінійності c_2/c_1 пружної характеристики, що підтверджує діаграма в площині параметрів f і c_2/c_1 (рисунок 1а), а на рисунку 1б приведена амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) в координатах $y=f(v)$.

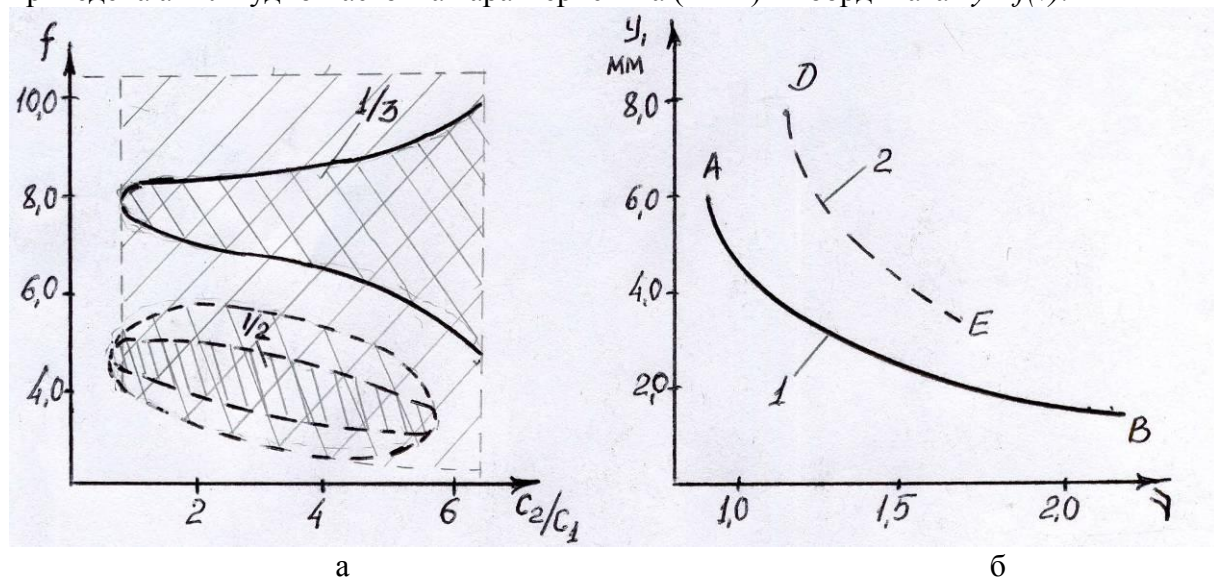


Рисунок 1 – Субгармонійні коливання вібростисеми:

а – діаграма областей існування субгармонійних коливань; б – амплітудно-частотна характеристика; 1 – основна частота, 2- частота порядку 1/2.

Аналізом АХЧ встановлено, що за прийнятими числовими значеннями параметрів отримано раціональне співвідношення показників коефіцієнтів пружності в межах $3 \leq c_2/c_1 \leq 5$, 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. Плавне змінення частоти збудження дає можливість здійснення так званого затягування субгармонійного коливання. Також можна здійснити подібний ефект і за рахунок зміни сили f . Ефект затягування за частотою або амплітудою легко пояснити на прикладі АХЧ (2) на нелінійну (1) і навпаки.

При збільшенні змушуючої частоти відношення ω/ω_0 буде зменшуватися і зображаюча точка на графіку буде переміщуватися вліво до такого положення, при якому маса буде торкатися обмежника коливань (точка Г). При подальшому збільшенні частоти маса буде вдарятися в обмежник коливань і лінійний режим перейде в нелінійний. В піддіапазоні частот, що відповідає відрізку ГВ, коливання будуть із обмеженою амплітудою x_0 і із збільшеним прискоренням, при збільшенні частоти змушуючої сили приведуть зображаючу точку в область стійких періодичних віброударних режимів (відрізок БА). використання такого підходу відкриває напрямки створення руху в заданому режимі за допомогою програмного керування.

Амплітудно-частотна характеристика супергармонійних коливань вібростисеми (рисунок 2б) ілюструє зміну амплітуди для різних значень ступені порогової несиметрії Δ .

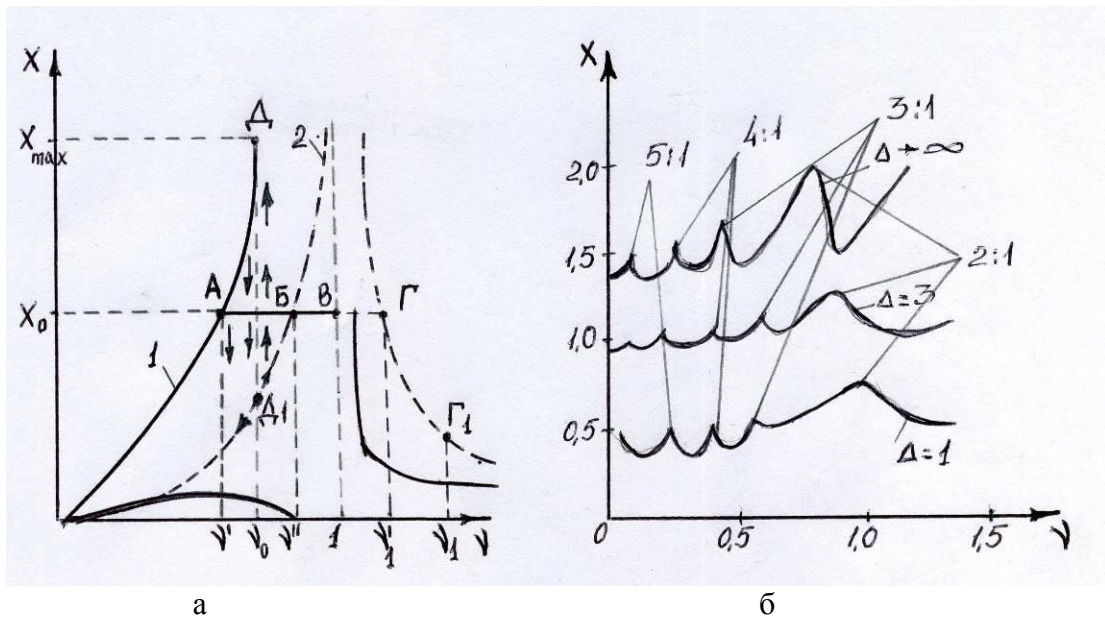


Рисунок 2 – Амплітудно-частотні характеристики:

а – на основному резонансі кусочно-лінійної пружності (1) і лінійної пружності (2); А, Б, В, Г, Д – можливі точки переходу вібросистеми з одного на інший режими руху; б – супергармонійні коливання для різних значень ступені порогової несиметрії.

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 c_2/c_1 змінюються в незначних межах, а амплітуди старших гармонік змінюються більш суттєво. Так на резонансі порядку 3:2 здійснюється підсилення гармонік різної кратності, а на суперрезонансі відношення 2:1 – різного знаку; на суперрезонансі відношення 3:1 разом із підсиленням парних гармонік відбувається зменшення амплітуд непарних.

Динаміка машин із параметричним збудником коливань досліджувалася за аналогічною методикою. За отриманими результатами встановлено, що стаціонарні коливання мають квазігармонійний характер, а спектральний склад засвідчує про збудження інтенсивних гармонійних складових, частота нижньої складової в 4 рази менше частоти параметричного збудження.

Експериментальні дослідження здійснювались на експериментальній установці з вимірюванням параметрів коливань (рисунок 3) з фіксацією амплітуд коливань та динамічного тиску. Обробка результатів досліджень підтвердила стійкі комбінаційні режими коливань.

За результатами виконаних досліджень розроблено ряд нових вібромашин з максимальною концентрацією енергії робочого органа за рахунок внеску вищих гармонік. Технологічна ефективність вкладу енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання удару і вібрації (рисунок 4), забезпечуваного включенням додаткових обмежників коливань і відповідним підбором їх жорсткості, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань.

Синхронне забезпечення поліфазних, автоколивальних режимів формування (рисунок 5) реалізується за рахунок розфазіровки дебалансів.

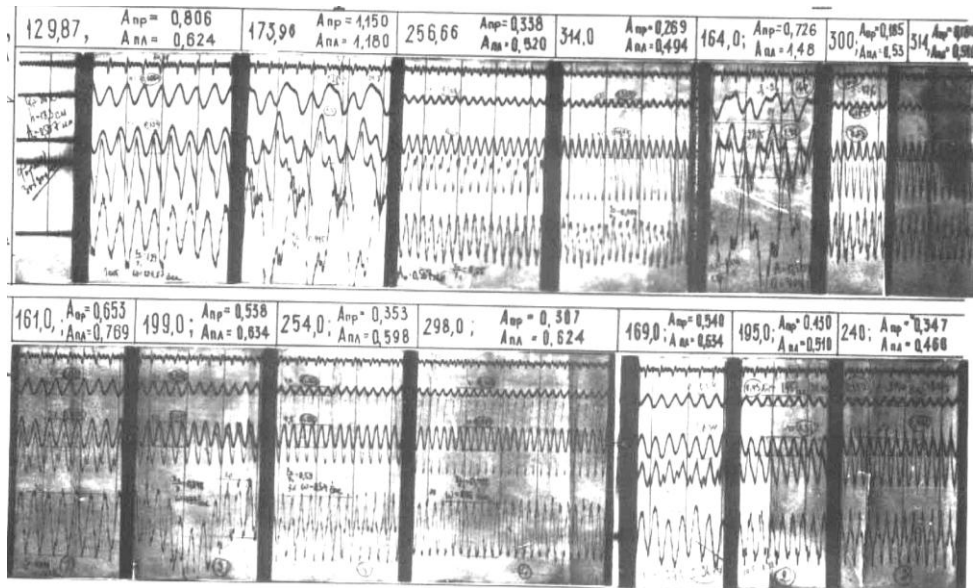


Рисунок 3 – Характерні віброграми руху досліджуваних вібросистем при зміні зовнішніх силових навантажень.

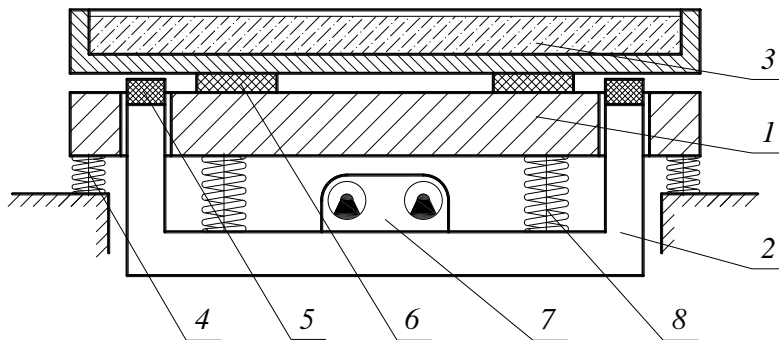


Рисунок 4 – Віброударний майданчик:

1 – рама, 2 – ударник, 3 – форма з сумішшю, що ущільнюється, 4 – віброізолюючі опори, 5 – буфер ударника, 6 – додатковий буфер, 7 – вібророзбудувач.

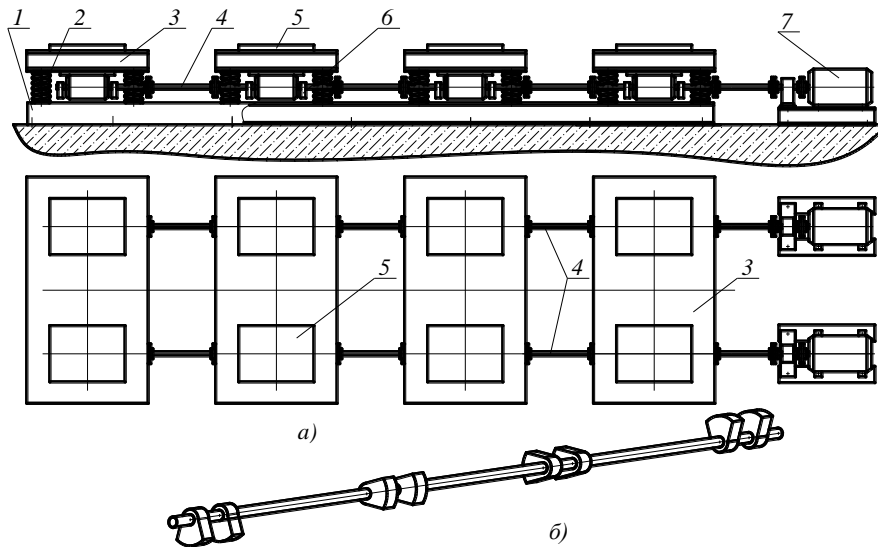
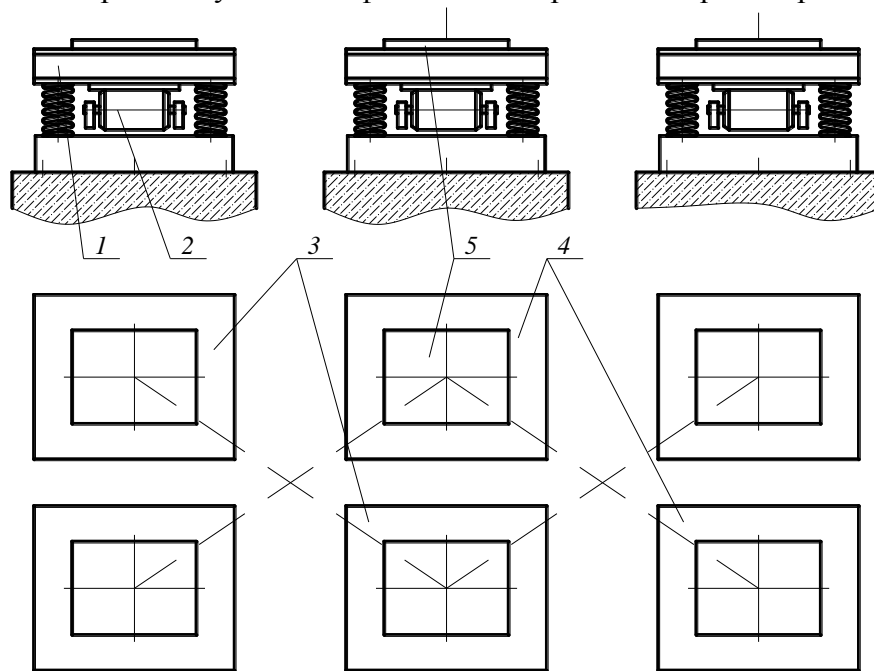


Рисунок 5 – Вібромайданчик з поліфазним режимом руху:

а) – загальний вигляд; б) – схема розміщення дебалансів на валу; 1 – рама, 2 – пружні елементи, 3 – вібророзбудувач, 4 – карданний вал, 5 – буфер ударника, 6 – дебаланс, 7 – електродвигун.

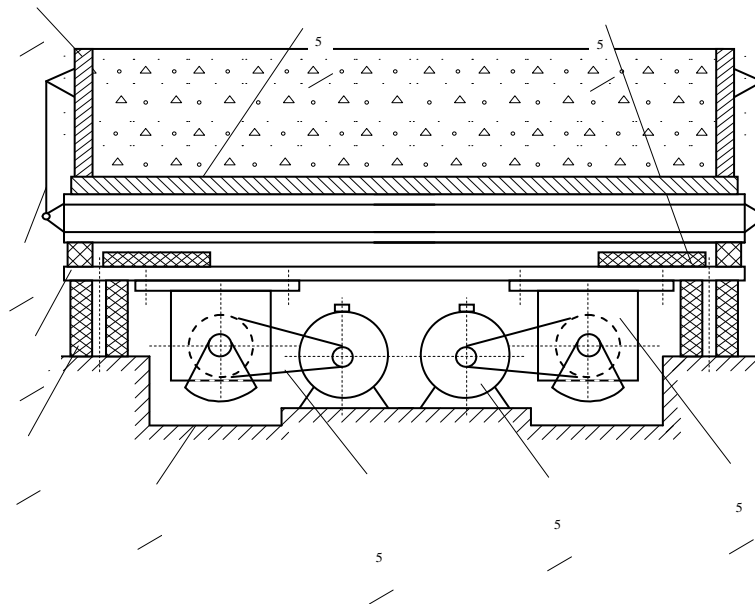
Блочно-модульна побудова конструкцій вібротрибок з автономними приводами (рисунк 6) дозволяє реалізувати поліфазний багаторежимний режим роботи.



Рисунк 6 – Блочно-модульна полічастотна вібротрибок для ущільнення будівельних виробів:

1 – рама, 2 – вібротрибок, 3 – низькочастотні вібраційні блоки, 4 – високочастотні вібраційні блоки, 5 – буфер ударника.

Резонансна вібротрибок (рисунк 7) реалізує субрезонансний режим роботи.



Рисунк 7 – Принципова схема резонансної вібротрибок:
 1 – підмоторна рама; 2 – віброопори; 3 – робоча рама; 4 – кронштейн;
 5 – борснащення; 6 – піддон; 7 – обмежник коливань; 8 – віброблок;
 9 – двигун; 10 – клинопасова передача.

Вібромайданчик з електромагнітним вібробудувачем (рисунок 8) реалізує віброударний режим роботи.

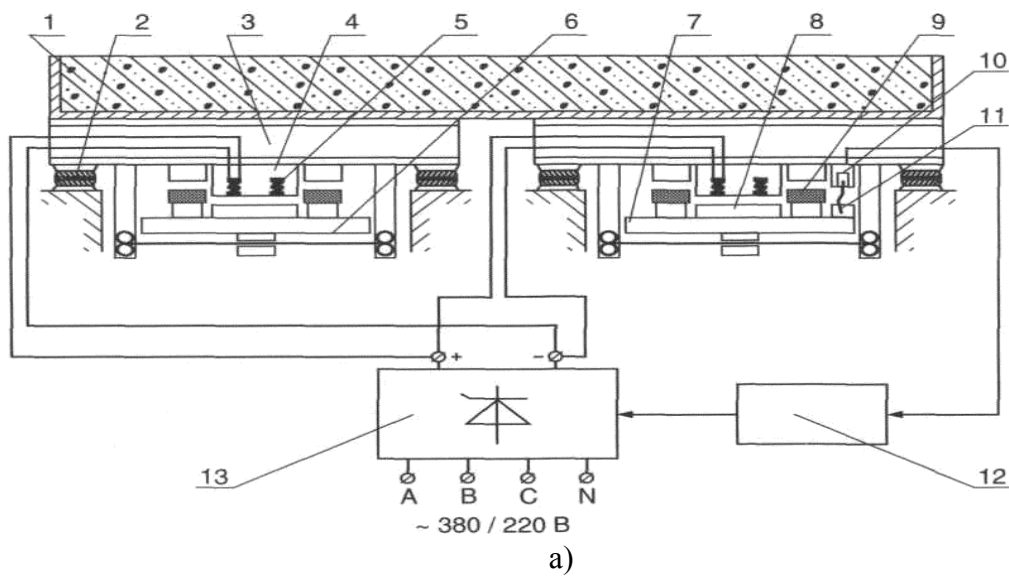


Рисунок 8 – Електромагнітний вібромайданчик з керованим режимом роботи:
 а) – схема вібромайданчика, 1 - форма; 2 - опорні амортизатори; 3- робочий орган;
 4 – статор електромагніта; 5 - котушка електромагніта; 6 - пружний зв'язок; 7 -
 ударник; 8 - електромагніт; 9 - буфер; 10 - індукційний датчик; 11 - прапорець; 12 -
 елемент зворотного зв'язку; 13 - блок живлення; б) – загальний вигляд.

Реалізація динамічного керування рухом систем на основі використання внутрішніх властивостей систем, що забезпечується застосуванням гідравлічного приводу для вібраційних трамбівок (рисунок 9).

Віброустановка із двома вібробудувачами коливань (рисунок 10), вісь дії яких співпадає із віссю форми, яка складається із двох напівформ, що з'єднуються в єдину систему на час формування кільця, а вібробудувачі забезпечують необхідний за технологією рух робочого органу.

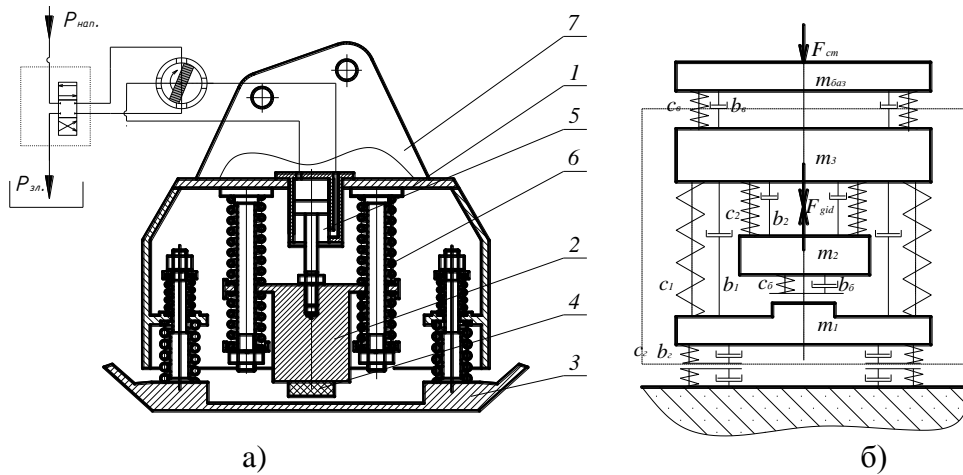


Рисунок 9 – Гідравлічна віброударна трамбівка:

а) конструктивна схема; б) розрахункова схема, 1 – корпус, 2 – ударник, 3 – ущільнююча плита, 4 – буфер, 5 – гідравлічний віброзбуджувач, 6 – пружні елементи, 7 – навісний пристрій.

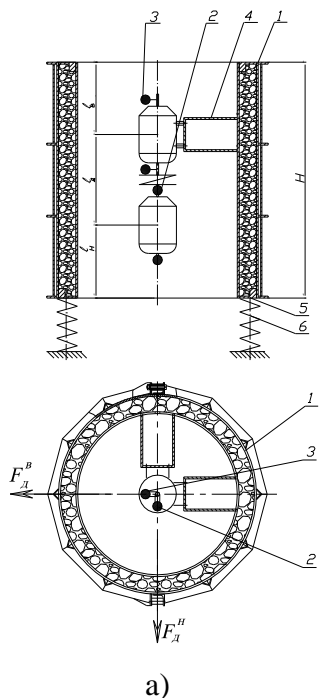


Рисунок 10 – Експериментальна установка: а – конструктивна схема (1 – форма; 2, 3 – віброзбудники коливань; 4 – основа для кріплення збудників коливань; 5 – нижня рама; б – опори); б – загальний вид установки та вібраторів в зібраному вигляді.

Висновки

1. Досліджена ефективність вібросистем, що реалізують комбінаційні резонанси з ціленаправленим спільним використанням внутрішніх властивостей робочих органів і оброблювальних середовищ. Запропоновано енергетичний критерій, який дає можливість оцінити ефективність вібраційної машини.

2. Виявлені зони стійкості вібромашин з кусочно-лінійною характеристикою відновлюючої сили при моделюванні загальної вібросистеми гібридною з дискретно-континуальними параметрами.

3. Запропоновані та розроблені принципи нові схеми вібротомашин із багаторежимними законами руху.

Література

1. Закржевський М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем./ Закржевский М.В. – Рига, 1980. – 190с.

2. Иорши Ю.И. Субгармонический резонанс в системе с упругими ограничителями хода./ Иорши Ю.И. Журн. техн. физики, 1946, т.16, вып.6, С. 681 – 694.

3. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання). К.: Видавничий Дім “Слово”. 2010. – 440с.

4. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: – К.: КНУБА, 2007. – 203 с.

Надійшла до редакції

© І.І. Назаренко, М.М. Ручинський, А.Т. Свідерський, Ю.О. Баранов, О.П. Дедов,
Б.В. Корнійчук, М.Г. Кобижський

**И.И. Назаренко, д.т.н, проф., М.М. Ручинський, к.т.н., доц.,
А.Т. Свідерський, к.т.н.,доц., Ю.О. Баранов, к.т.н.,доц., О.П. Дедов, к.т.н., доц.,
Б.В. Корнійчук, асистент, М.Г. Кобижський, магістрант**

Киевский национальный университет строительства и архитектуры

ИССЛЕДОВАНИЕ И СОЗДАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С КОМБИНИРОВАННЫМИ РЕЗОНАНСНЫМИ РЕЖИМАМИ

Предложена теория совместного движения рабочих органов вибрационных машин и обрабатываемых сред, которые моделируются дискретно-континуальными системами с учетом вклада высших гармоник.

Ключевые слова: *вибрационная система, виброуплотнение, высшие гармоники, эффективность вибрационных машин.*

**I.I. Nazarenko, Dt. S, M.M. Ruchynskiy, Ph. D, A.T. Sviderskiy, Ph. D,
Y.O. Baranov, Ph. D, O.P. Dedov, Ph. D, B.V. Korniychuk, Assistant,
M. G. Kobizhskiy, Graduate**

Kyiv National University of Engineering and Architecture

RESEARCH AND CREATION OF VIBRATION MACHINES WITH THE COMBINED RESONANT MODES

Offered theory of general motion of workings organs of vibromachines and processed environments which are designed the diskretno-kontinual'nimi systems recognition deposit of ultraharmonics.

Key words: *vibration system, vibration compaction, the higher harmonics, efficiency vibrating machines.*