

УДК 693.542.52-868

В.А. Басараб, к.т.н., зав. лабораторією КНУБА

## ОСОБЛИВОСТІ ПОВЕДІНКИ ВІБРОСИСТЕМИ В УМОВАХ ВІБРОУДАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

**АНОТАЦІЯ.** Стаття присвячена дослідженню взаємодії середовища (бетонної суміші) з робочим органом електромагнітної ударно – вібраційної установки для віброуцільнення будівельних сумішей. Досліджено поведінку системи для дискретної та континуальної моделей середовища. Створено дослідно – експериментальний стенд, що включає ударно – вібраційну установку та апаратуру прийому, запису та аналізу даних. Запропоновано нову конструкцію підвіски ударника, що дає змогу реалізовувати полічастотний режим руху. Створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки з магнітно-підвішаною конструкцією ударника.

**Ключові слова:** ударно-вібраційна установка, полічастотний режим коливань, магнітно-підвішана конструкція ударника.

**ANNOTATION.** The article presents a modern investigation of the problem of interaction between concrete mix and working platform electromagnetic shock – vibration setting under conditions of vibro-compacting. Applying the discrete and continuum models of the concrete mix the behavior of the system was researched. The laboratory test equipment which includes vibroimpact set and PC – based data acquisition system was created. The new suspended impactor design which gives a possibility to realize poliharmonic vibration conditions was proposed. The laboratory model two-mass electromagnetic shock-vibration machine with magnetically suspended construction of impactor was created.

**Key words:** shock-vibration machine, poliharmonic vibration conditions, magnetically suspended construction of impactor.

**Актуальність роботи.** Процес ущільнення є основним процесом в технології виробництва збірного залізобетону і має вирішальний вплив на якість виробів, трудоемкість робіт та технологічну ефективність.

Останнім часом більш ефективними є низькочастотні ударно-вібраційні технології ущільнення, що мають значну асиметрію прискорень. Багато праць присвячених дослідженню впливу середовища на вібраційну машину. В основному ці роботи присвячені дослідженню машин з гармонічним режимом руху. Окрім того, на сьогоднішній день з'явилися нові технології ущільнення, що потребують реалізації складних режимів руху робочого органу за умов отримання виробів високої якості та мінімальних енерговитрат. Тому, актуальним є питання створення полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки та дослідження особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем.

**Викладення основного матеріалу.** Для складання математичної моделі пропонується метод, у відповідності з яким робоче середовище в процесі коливань враховується в рівняннях руху робочих органів машин у вигляді контактної сили, що називається реакцією середовища. В якості фізичної моделі використовувалась система з розподіленими параметрами. Модель системи та схему прикладання сил представлено на рис. 1.

Досліджувана система складається з маси  $m_1$  – робочого органу і частини маси форми з сумішшю, яка припадає на один віброблок а також маси  $m_2$  – ударника. Коливання мас збуджуються електромагнітом з силою тяги  $F_e$ . Співударяння мас відбувається через пружні елементи (буфера) жорсткістю  $c_2$  з коефіцієнтом опору  $b_2$ . Взаємне переміщення мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткістю  $c_1$  з коефіцієнтом опору  $b_1$ . Маса  $m_1$  віброізолюється від фундаменту опорними пружними елементами (амортизаторами) жорсткістю  $c_3$  з коефіцієнтом опору  $b_3$ . При забезпеченні умов віброізоляції, опорні пружні елементи не виявляють суттєвого впливу на рух системи, тому, можна прийняти,  $c_3=0$  і  $b_3=0$ .

Динаміка системи описується рівняннями руху мас та рівняннями електромагнітного ланцюга. Рівняння руху верхньої маси:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3 \dot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_2 + x_k) + c_3 x_1 = -F_e, \quad (1)$$

де  $\ddot{x}_1$  - прискорення маси  $m_1$ .

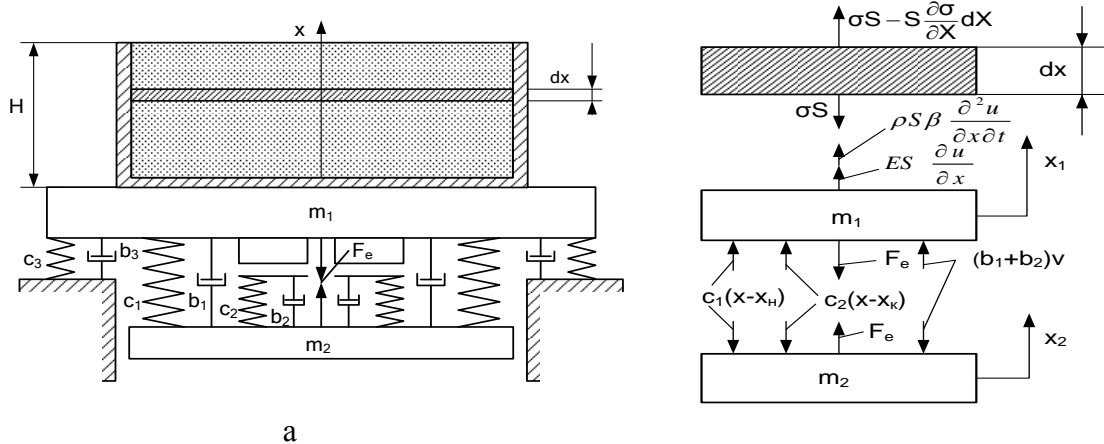


Рисунок. 1. Модель системи “машина-середовище”:  
а – фізична модель; б – схеми прикладання сил.

Рівняння руху ударника:

$$m_2 \ddot{x}_2 - (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) - c_2(x_1 - x_2 + x_k) = F_e, \quad (2)$$

де  $\ddot{x}_2$  - прискорення маси  $m_2$ ;

$x_k = 0.003\text{м}$  – зазор в магнітопроводі для запобігання співударяння статора та якоря електромагніта.

Рівняння електромагнітного ланцюга:

$$\dot{\psi}_n = U - iR. \quad (3)$$

де  $i$  – струм в котушці, А;  $R$  – опір котушки, Ом.

В системі з розподіленими параметрами реакція середовища представляється у вигляді контактної сили (сили опору середовища):

$$F_{on} = S \left( E \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \beta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right), \quad (4)$$

де  $E \frac{\partial u}{\partial x}$ ,  $\rho \beta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$  – складові, що знаходяться шляхом розв’язку хвильового рівняння.

Розглядаючи систему з розподіленими параметрами приведемо основні допущення прийняті в моделі:

- сила пружності підвіски ударника відповідає закону Гука;
- при розгляді напружено – деформованого стану середовища сили бокового опору не враховувались, тобто розглядається одномірна задача;
- процеси, що відбуваються в середовищі підпорядковуються лінійному закону;

Згідно принципу Даламбера запишемо рівняння руху системи з урахуванням сили опору середовища.

Рівняння руху робочого органу:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1} \left[ -(b_1 + b_2)v - (c_1 + c_2)x + c_1 x_n + c_2 x_k + F_{on} - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right]. \quad (5)$$

Рівняння руху ударника:

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{m_2} \left[ c_1 x_n + c_2 x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right]. \quad (6)$$

Рівняння зміни потокозчеплення:

$$\frac{d\psi}{dt} = \left[ U - iR - \frac{L_0 a \psi b v}{(b+x)^2} \right] / \left[ \frac{L_0 a x}{b+x} + L_0 A D e^{D\psi} + 1 \right], \quad (7)$$

де  $x = x_1 + x_2 + x_k$  – координата відносного положення мас;  
 $L$  – індуктивність котушки, Гн.

В результаті аналізу залежності основних параметрів роботи машини від  $t_z$  встановлено, що частота ударів змінюється в середньому на 15%, напіввзмахах коливань на 30%, потужність – більш ніж на 100%. Характер зміни напіввзмаху та потужності в залежності від жорсткості ресори є нелінійним і раціональним в межах оптимальних параметрів машини. Напіввзмах коливань робочого органу змінюється на 100%, потужність – більш ніж на 100%. частота руху робочого органу змінюється в межах 30%.

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено дослідно-експериментальний комплекс (рис.2), що складається з ударно-вібраційної установки та апаратури прийому і обробки сигналу.

Верхня маса включає масу робочого органу 1, на яку встановлено форму 17 з сумішшю, що ущільнюється, та масу статора 3 електромагніта з котушкою 15. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 11. Нижня маса включає масу ударника 16 з якорем 14 електромагніта. Ударник з'єднаний з робочим органом пружними елементами 18. Маси співударяються через буферні елементи 12, зазор в яких менший зазору в магнітопроводі електромагніта. Котушки електромагнітів всіх віброблоків підключено паралельно до виходу блока живлення. Між робочим органом та ударником встановлено переривач живлення 13, який є елементом зворотного зв'язку в схемі керування блоком живлення.

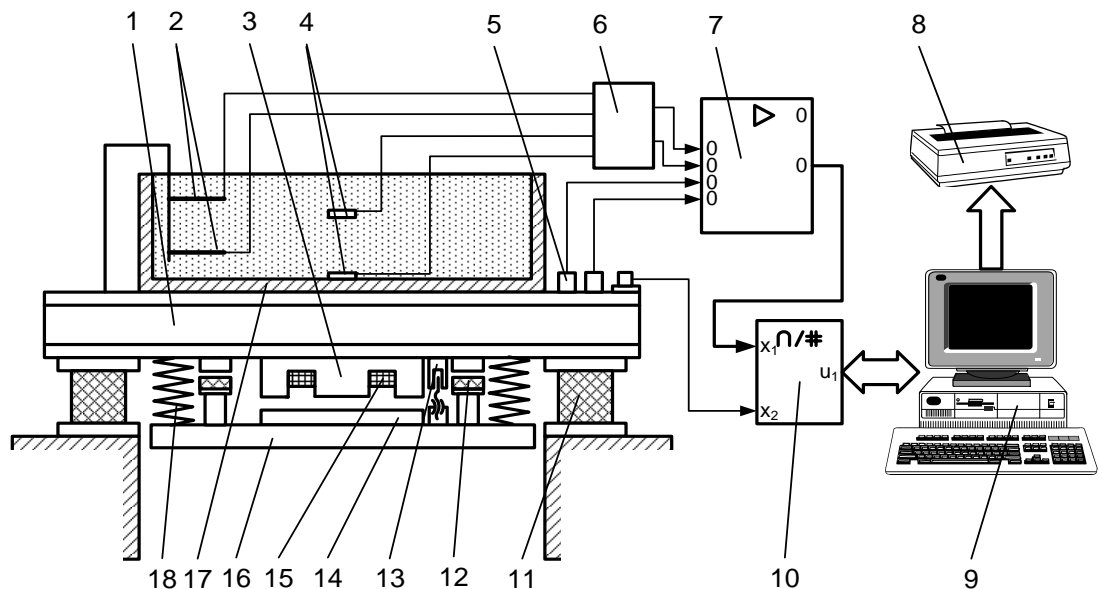


Рисунок. 2. Схема дослідно-експериментального комплексу:

1 – робочий орган віброустановки; 2 – датчик переміщення шару суміші; 3 – статор електромагніта; 4 – датчик тиску (мездоза); 5 – датчики переміщення, швидкості та прискорення; 6 – додаткові резистори; 7 – тензостанція; 8 – принтер; 9 – ЕОМ; 10 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 11 – опорні амортизатори; 12 – буферні елементи; 13 – переривач живлення; 14 – якорь електромагніта; 15 – котушка електромагніта; 16 – ударник; 17 – форма; 18 – пружні елементи.

Віброблок працює наступним чином. При протіканні струму в котушці, під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданому положенні мас (в початковий момент удару або дещо раніше), переривач знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніта, що створюється залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і стискають буферні елементи. Далі, під дією потенціальної енергії стиснення буферів та підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару, маси віддаляються. Через заданий інтервал часу (в початковий момент зближення мас або дещо пізніше) реле часу, увімкнене в схему керування, подає живлення на котушку і цикл повторюється.

Визначення параметрів взаємодії середовища з робочим органом установки здійснювалось за допомогою тензометричного обладнання. Для дослідження хвильових явищ в бетонній суміші використовувались датчики тиску (мездози) конструкції ЦНДІБК. Запис переміщення шарів суміші здійснювався за допомогою нестандартних датчиків які представляють собою консольні пластинки розміром  $(B \times L \times H) = 20 \times 160 \times 1,2$  мм. Чутливими елементами датчиків є тензорезистори, з'єднані за напівмостовою схемою.

Під час роботи установки сигнали від тензодатчиків підсилювались за допомогою тензостанції, далі сигнал надходив на вхід аналого-цифрового перетворювача (АЦП). АЦП за спеціальною програмою здійснював зчитування аналогового сигналу, перетворення сигналу в числовий код і побудову графіків на екрані ЕОМ. Побудова графіків та їх аналіз проводились за допомогою пакета стандартних програм MS Office та Mathcad.

Основні етапи проведення експериментальних досліджень зображено на рис. 3.

Для вимірювання переміщення та кута зсуву фаз шарів бетонної суміші по висоті форми використовувалась метрова форма з 8-ма встановленими тензометричними датчиками (рис. 4).



Віброплощадка з формою висотою 1 м



Встановлення датчиків



Суміш після віброущільнення

Рисунок 3. Основні етапи проведення експериментальних досліджень.

Аналіз результатів показав наступне: в умовах вільного встановлення датчиків, шари суміші на рівні  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  при висоті 0,3 м мають амплітуду руху 0,1...0,3 мм з невеликим зсувом фаз в початковий момент ущільнення. Суміш на рівні  $d_4$ ,  $d_5$ ,  $d_6$  характеризується складним рухом – пропорційно переміщенню робочого органу з протифазними показаннями датчиків. Амплітуда руху в даній зоні складає 0,1...0,5 мм, що пов'язано з активним формоутворенням. Якщо порівняти результати експериментальних досліджень з теоретичними то можна зробити висновок, що за умов представлення середовища дискретними моделями бетонна суміш рухається з невеликим запізненням по відношенню до руху робочого органу. Тому для даної зони доцільно використовувати дискретну модель. На рівні  $d_7$ ,  $d_8$  амплітуда руху складає 0,7...1,2 мм, характер руху – складний знакозмінний, відрізняється як від нижніх так і середніх шарів. Для даної висоти суміші ( $h > 0,5$  м) доцільно використовувати хвильову модель для описання руху суміші.

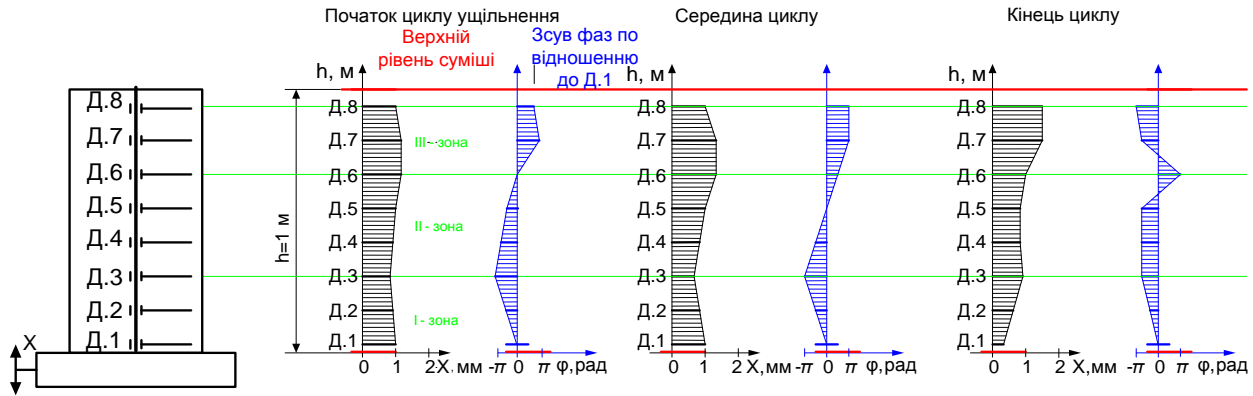


Рисунок 4. Дослідження переміщення шарів суміші та кута зсуву фаз.

Виходячи з вищенаведеного можна вказати на наявність в суміші умовно 3-х зон – контактної, перехідної та верхньої. Виходячи з характеру руху суміші в часі можна також весь цикл ущільнення розділити на 3 умовних періоди: період інтенсивного осадження суміші і формоутворення  $t=0\dots 10$  с, період формоутворення і перерозподілу компонентів суміші, період перерозподілу напружень та деформацій з високою інтенсивністю вищих гармонічних складових.

Значення переміщення шару суміші та кута зсуву фаз по координаті  $x$  можна представити у вигляді поліноміальних рядів:

$$u_g(x) = -27,401x^4 + 53,998x^3 - 34,147x^2 + 8,6027x + 0,0349, \quad (8)$$

$$\varphi_g(x) = 76769x^5 - 177571x^4 + 141962x^3 - 44997x^2 + 4549,7x - 107,95, \quad (9)$$

а по координаті  $t$  у вигляді тригонометричного ряду Фур'є

$$u(t) = \sum_{n=1}^N (a_n \sin(n\omega t) + b_n \cos(n\omega t)), \quad (10)$$

де  $a_n, b_n$  - коефіцієнти ряду, що обчислюються за умов апроксимації експериментальних осцилограм переміщення шарів суміші.

Тоді загальне рішення хвильового рівняння можна записати у вигляді:

$$u(x, t) = u(x)u(t). \quad (11)$$

Ефективності полічастотного впливу на бетонну суміш за умов віброущільнення присвячено багато праць, серед яких, слід відмітити роботи Кунноса Г.Я., Савінова О.А., Лавриновича Е.В., Шмигальського В.Н., Назаренка І.І. та ін. Практичне впровадження зазначеного положення в основному зводиться до реалізації принципу суперпозиції.

Відомо, що процес ущільнення бетонної суміші з точки зору ефективності впливу різних параметрів вібрації є досить протирічним. Низькочастотний режим забезпечує добру проникливість енергії в товщу суміші, але не несе достатньої енергії для ефективного ущільнення багатокомпонентного середовища. На противагу цьому високочастотний режим є носієм енергії високої інтенсивності, але має низьку ступінь проникливості і швидко поглинається середовищем. Тому, було прийнято рішення шукати розв'язання цієї задачі в раціональному поєднанні низькочастотних тобто несучих та високочастотних тобто накладаних режимів коливань робочого органу. Логічним підсумком вищенаведеного є необхідність створення вібромашини, яка дасть змогу реалізувати полічастотний характер руху робочого органу і цим самим забезпечити необхідний за технологією режим ущільнення.

В результаті проведення експериментальних досліджень, встановлено, що спектр напружень середовища в зоні контакту "форма-суміш" під час ущільнення зміщується в напрямку високих частот (максимальний вклад вносить 2-га гармоніка  $\omega_2=125.66$  рад/с,

другий пік відповідає 5-й гармоніці- $\omega_5=314.16$  рад/с, третій максимум встановлює 7-ма гармоніка- $\omega_7=439.82$  рад/с). Результати експериментальних досліджень доводять необхідність створення полічастотного режиму руху робочого органу вібростанини.

З роботи Баранова Ю.О. відомо, що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника -  $C_1$  та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів -  $t_z$  можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення, проте зміна параметрів в даній роботі відбувається за весь цикл ущільнення і не забезпечує полічастотного режиму коливань робочого органу.

Для створення полічастотного режиму коливань найбільш "зручним" параметром динамічної системи є жорсткість ресори  $C_1$ , проте змінювати жорсткість механічної системи з частотою, що перевищує основну частоту роботи машини не є ефективним і потребує додаткових витрат енергії, тому, було прийнято рішення замінити механічну ресору електромагнітним підвищенням ударника. Електромеханічна система за своїм фізичним принципом дії позбавлена цього недоліку і дозволяє, оскільки параметром жорсткості слугує магнітне поле, змінювати силу пружного підвищення з високою частотою і мінімальними енерговитратами.

В режимі комп'ютерного моделювання в середовищі MathCAD було проведено дослідження зміни параметрів роботи машини за умов зміни жорсткості ресори в міжударний період. За результатами моделювання вдалось отримати стійкий полічастотний характер руху робочого органу.

Динамічним параметром, що найсуттєвіше впливає на напружено-деформований стан середовища є прискорення елементарних шарів суміші, тому умовним критерієм оцінки якості процесу приймаємо прискорення робочого органу.

В якості функції керування пружністю підвіски застосовано трикутний (пилкоподібний), прямокутний та закон синуса. Моделювання проводилось за таких початкових умов: вантажопідйомність віброблока 100 кг, жорсткість  $C_1 = 80000 \dots 480000$  Н/м, час затримки  $t_z = 0,03 \dots 0,04$  с. На графіку наведено прискорення робочого органу (рис.5 а) під час дії функції керування  $C_1 = f(t)$  (рис.5 б).

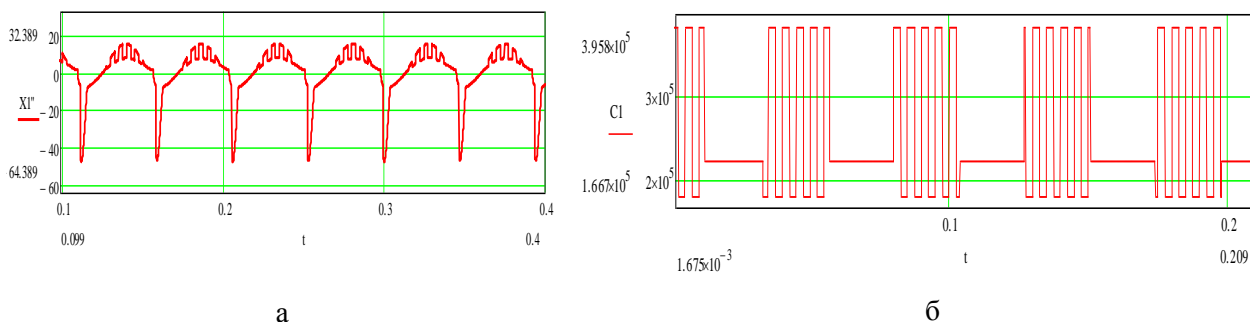


Рисунок 5. Графік зміни прискорення робочого органу за умови керуючої дії  $C_1=f(t)$ . а- графіки основних параметрів системи. б- графіки зміни жорсткості ресори.

Для перевірки працездатності системи створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки. Установка складається з робочого органу, ударника, що підвішений на постійних магнітах, опорної рами, гумових опор, електромагніта приводу та апаратури управління. Магніти підвищення розташовані зверху та знизу ударника. Від осьового переміщення ударник утримується двома направляючими осями. Загальний вигляд установки, конструктивні рішення магнітного підвищення, а також встановлення електромагніта та буферів наведено на рис. 6. а,б.

Нове конструктивне рішення підвіски ударника підтвердило свою працездатність – установка ефективно працювала в стійкому режимі з частотою 25 Гц. Дослід проведений з імітаторами робочого середовища засвідчив ефективну передачу ударно-вібраційної форми

коливань. Проведені випробування підтверджують доцільність використання магнітного підвішування ударника, що є темою подальших досліджень.



а



б

Рисунок 6. Лабораторна двомасова електромагнітна ударно-вібраційна установка зі зміненою конструкцією підвіски ударника.

### Висновки

1. Встановлено зв'язок параметрів руху робочого органу вібромашини з параметрами впливу бетонної суміші шляхом розв'язання контактної задачі взаємодії робочого органу ударно-вібраційної установки з бетонною сумішшю за умов віброущільнення.

2. Отримано графіки та знайдено апроксимовані залежності переміщення та кута зсуву фаз шарів бетонної суміші по висоті форми, що дають можливість уточнити математичну модель взаємодії робочого органу та середовища.

3. В режимі математичного моделювання отримано стійкий полічастотний характер руху робочого органу, завдяки якому стає можливим збільшити інтенсивність передачі енергії від робочого органу до середовища на 15-30%.

4. Розроблено нову конструкцію магнітно-підвішеного ударника, роботоздатність якого підтверджена в конструкції лабораторної установки. Нове конструктивне рішення дає можливість керувати параметрами руху робочого органу у відповідності до властивостей бетонної суміші та технологічних вимог.

### Література

1. Баранов Ю.О. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.
2. Дж. Ден- Гартог. Механические колебания. М.: Физматгиз. 1960. – 580 с.
3. Кравченко І.М., Басараб В.А. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи. Техніка будівництва №19.К.: КНУБА, 2006. – с.56-63.
4. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев, УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Басараб В.А., Кравченко І.М. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів. – Деклараційний патент № 68063 від 2.03.2012.
6. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Кравченко І.М., Клименко М.О., Басараб В.А. Розробка системи керування та впровадження низькочастотної електромагнітної вібромашини. Техніка будівництва №23.К.: КНУБА, 2009. – с.64-69.
7. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом.- Дисс. канд. техн. наук.- Киев, КИСИ, 1982.- 200с.