



УДК 666

І.М. Кравченко, асистент КНУБА,

В.А. Басараб, інженер

КЕРУВАННЯ ДИНАМІЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Вступ. Постановка задач досліджень.

Застосування ударно-вібраційних машини, що працюють на понижених частотах і реалізують складні режими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.) доводить ефективність їхнього використання. Одним з таких напрямків є застосування електромагнітної ударно-вібраційної площадки, що працює на випрямленому струмі. Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [1, 5]. Проте, слід зауважити, що в цих роботах середовище розглядається як інерційна маса, що не змінює своїх властивостей під час роботи. Основним критерієм ефективності роботи машини є максимальна передача енергії від робочого органу до середовища за умов мінімальних непродуктивних витрат енергії, мінімально можливої тривалості циклу, отримання виробу високої якості а також збереження високої надійності машини. Цілком логічно, що реалізація даного критерію є неможливою без врахування особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем зі змінними в процесі роботи параметрами. Для розробки ефективних вібротехнічних машин необхідно провести ряд досліджень:

1. Провести теоретичні дослідження взаємодії робочого органу вібротехнічної машини з оброблюваним середовищем. Дослідити вплив параметрів машини та змінних параметрів середовища на динаміку системи “машина-середовище”.
2. Провести експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом вібротехнічної машини. Оцінити кількісну та якісну картини взаємодії.
3. Надати рекомендації щодо розробки системи управління електроприводом віброплощадки виходячи з досліджень системи “машина-середовище”.

Методика та результати досліджень.

За результатами попередніх досліджень [2] встановлено, що для моделювання впливу середовища на рух робочого органу більш точною є система з розподіленими параметрами.

Відомо [1], що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника - C_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів - t_3 можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення. Графіки залежності основних технологічних параметрів роботи машини (напіввзмаху коливача $X_1/2$, частоти робочого органу f , та спожитої потужності P) приведено на рис. 1, 2.

В результаті аналізу основних параметрів роботи машини від t_3 встановлено, що частота ударів змінюється в середньому на 15%, напіввзмах коливача на 30%, потужність – більш ніж на 100%.

Значення жорсткості підвіски ударника має неоднозначний вплив на параметри роботи машини. Так, характер зміни напіввзмаху коливача робочого органу та спожитої потужності залишається подібним, натомість частота коливача збільшується на 15%.

Зменшення часу затримки t_3 в порівнянні з розрахунковим значенням можна використати при перевантаженні віброблока а збільшення – в умовах недовантаження.

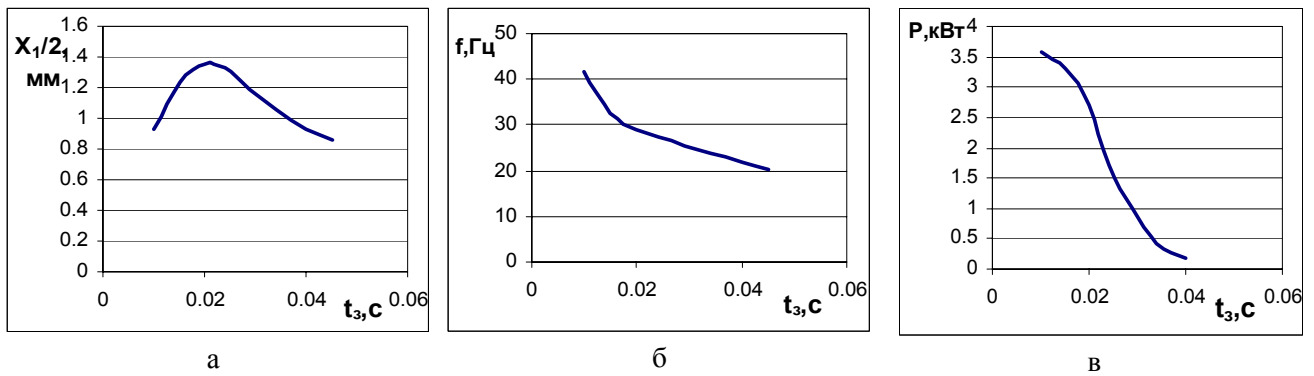


Рис. 1. Залежність основних параметрів машини від t_3 .

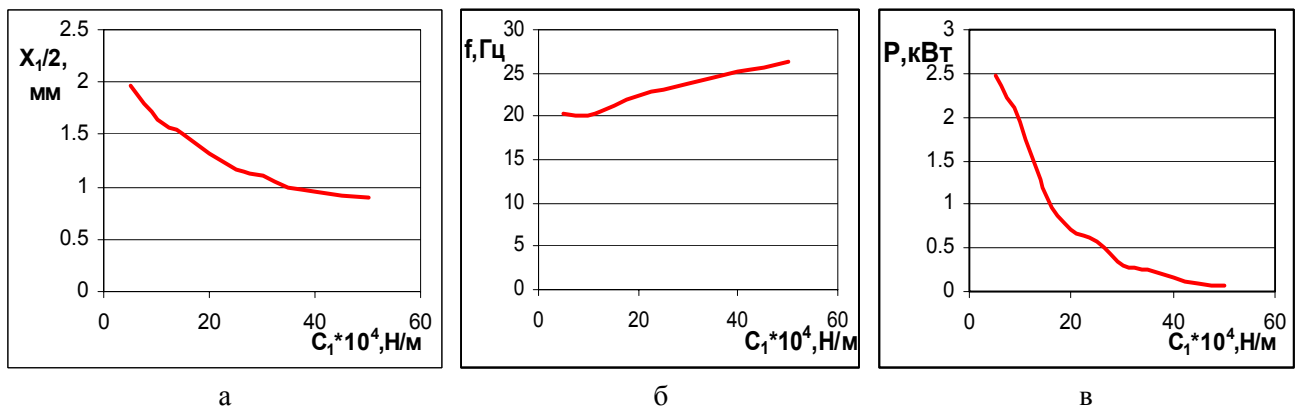


Рис. 2. Залежність основних параметрів машини від C_1

Спектральний аналіз запису зміни тиску в зоні контакту “форма – суміш”

Одним з методів оцінки якісної характеристики взаємодії системи “машина-середовище” є спектральний аналіз сигналу [3]. У відповідності з цим під спектральним аналізом взаємодії системи “машина-середовище” будемо розуміти розкладання їх на злічену множину гармонічних коливань з кратними частотами (гармоніками) – опис і дослідження властивостей періодичних сигналів взаємодії у частотній області за допомогою частотних розподілів (спектрів) амплітуд, фаз та потужностей цих гармонік. Метою спектрального аналізу у відповідності з принципом суперпозиції є подання (апроксимація) періодичного сигналу сумою гармонік для відшукування відгуку середовища (бетонної суміші) на складний характер руху робочого органу вібротурбини.

У відповідності до цілей наших досліджень задачею спектрального аналізу є:

1. Отримання кількісних та якісних характеристик експериментального сигналу взаємодії системи “машина-середовище”.
2. Аналіз отриманих спектральних характеристик для уточнення методики врахування реакції середовища та вироблення нових рекомендацій щодо створення на цій основі конструкцій машин з покращеними характеристиками.

Знайдемо коефіцієнти ряду Фур’є. Для знаходження коефіцієнтів ряду скористаємось чисельним методом. Для цього приведемо рівняння (1) до більш зручного вигляду (2).

$$\begin{aligned}
 a_0 &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m,t) dt ; & a_0 &= \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \Delta t ; \\
 a_n &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m,t) \cos(n\omega t) dt ; & a_n &= \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \cos(n\omega t) \Delta t ; & (1) \Rightarrow & (2) \\
 b_n &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m,t) \sin(n\omega t) dt ; & b_n &= \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \sin(n\omega t) \Delta t ;
 \end{aligned}$$

де $\tau = 0.05$ с – період коливань; $\omega = 20\pi$ рад/с – кутова швидкість коливань робочого органу; $\sigma(m, t)$ – масив числових даних зміни тиску в середовищі.

За отриманими коефіцієнтами запишемо тригонометричний ряд Фур'є:

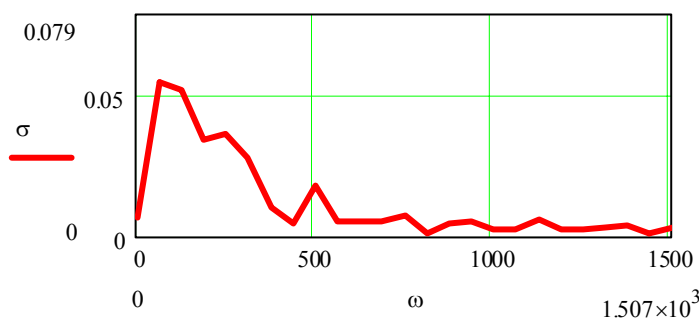
$$F(t) = \sum_n (a_n \sin(n\omega t) + b_n \cos(n\omega t)). \quad (3)$$

Відшукання коефіцієнтів ряду (2) здійснювалось чисельним методом за допомогою спеціально створеної програми в середовищі Mathcad 8.0.

За результатами аналізу експериментальних осцилограм встановлено, що спектр взаємодії системи “робочий орган - середовище” змінюється за цикл ущільнення, тому дані для спектрального аналізу будемо відбирати для трьох характерних періодів руху системи у вигляді вибірок масиву даних. Аналогічно можна отримати коефіцієнти ряду Фур'є для кривої переміщення шару суміші. Далі за отриманими коефіцієнтами будемо тригонометричний ряд (3).

Аналізуючи графік (рис.3) можна зробити висновок, що домінуючими гармоніками спектру для першої стадії ущільнення є відповідно 1-а, 4-та та 8-ма (це підтверджує тезу про те, що початковий етап характеризується процесом формоутворення і суміш ще не має достатньої об'ємної жорсткості). Дещо інша ситуація для другого та третього етапу ущільнення. Як свідчить розподіл спектрів амплітуд зміни тиску в зоні контакту (рис. 4, 5) – відбувається плавне зміщення спектру в бік 2-ї, 5-ї та 7-ї гармонік. По мірі ущільнення бетонна суміш змінює свої властивості (c , ρ , E), відповідно ця зміна відображається на спектрі взаємодії. Цей факт є підтвердженням раніше зробленого висновку, що кінцевий етап ущільнення характеризується суттєвим збільшенням впливу вищих гармонік. На даному етапі можна зробити наступні висновки: по-перше якісну зміну спектру взаємодії можна розглядати як критерій якості процесу ущільнення суміші і по-друге з точки зору енергетики процесу значна частина енергії, що поглинається вищими гармонічними складовими за звичай не враховуються в методиці розрахунку.

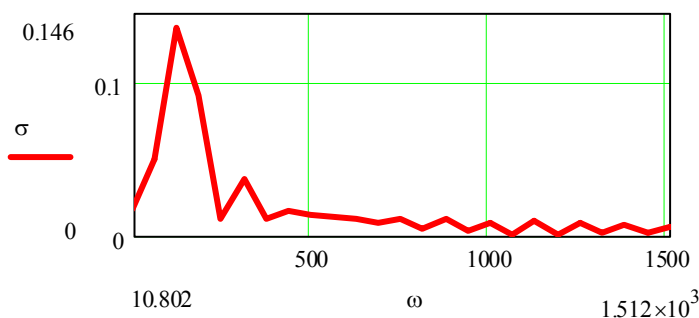
1. Початкова стадія ущільнення.



Максимальний вклад в спектр зміни тиску вносить 1-ша гармоніка ($\omega_1=20\pi$ рад/с), другий пік відповідає 4-й гармоніці ($\omega_4=251.33$ рад/с), третій максимум встановлює 8-ма гармоніка ($\omega_8=502.65$ рад/с).

Рис. 3. Спектр напруження в зоні контакту “форма – суміш”

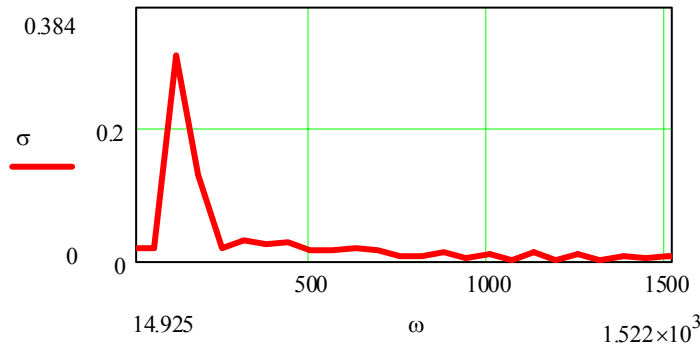
2. Середина циклу.



Максимальний вклад в спектр зміни тиску 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).

Рис. 4. Спектр напруження в зоні контакту “форма – суміш”

3. Кінцевий етап ущільнення.



Максимальний вклад в спектр зміни тиску вносить 2-га гармоніка ($\omega_2=125.66$ рад/с), другий пік відповідає 5-й гармоніці ($\omega_5=314.16$ рад/с)

Рис. 5. Спектр напруження в зоні контакту “форма – суміш”

Синтез тригонометричного ряду для кількості коефіцієнтів $n=3$, $n=25$ представлено на рис. 6. Для $n=25$ ряд максимально наближається до експериментальної кривої, що характерно для початкової стадії ущільнення. Тригонометричний ряд Фур’є для кінцевої стадії ущільнення за умов $n=3$, $n=25$ приведено на рис.7. Видно, що для $n=25$ розбіжність між реальною кривою і її рядом збільшується.

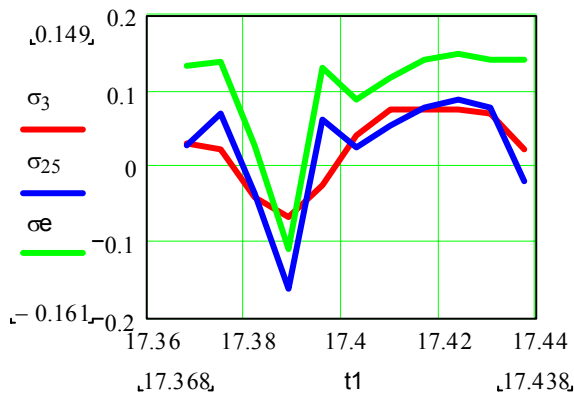


Рис. 6. Період коливань, початковий етап:
 1 – Експериментальна крива
 2 – Ряд Фур’є за умови $n=25$
 3 – Ряд Фур’є за умови $n=3$

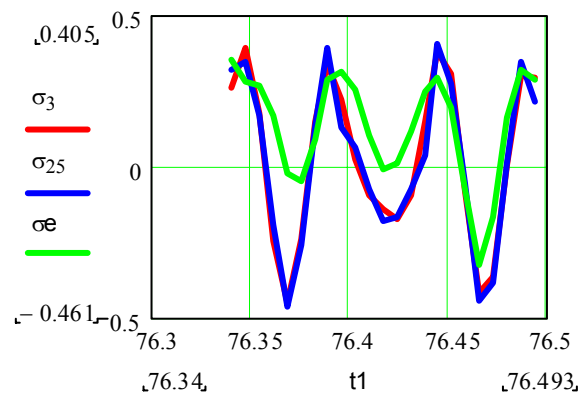


Рис. 7. Період коливань, кінцевий етап:
 1 – Експериментальна крива
 2 – Ряд Фур’є за умови $n=25$
 3 – Ряд Фур’є за умови $n=3$

Тепер слід відповісти на питання, яким чином потрібно враховувати вищевказані характеристики для проектування вібротрибних машин з покращеними параметрами роботи? Як було відмічено, спектр взаємодії є енергетично насиченим і для повнішого відображення фізичної картини існує необхідність врахування енергетики вищих складових коливального руху в методиці розрахунку. Зміна якості спектру як критерій ефективності процесу ущільнення може слугувати засобом керування електроприводу в системі зворотного зв’язку. Як свідчить аналіз експериментальних даних, інтенсивна генерація вищих складових відбувається під час різкої зміни характеру кривої прискорення робочого органу. Цей факт нашоує на думку про доцільність використання складних нелінійних характеристик руху (існування перехідних режимів в кожному періоді коливань). Ефективності полічастотного впливу на бетонну суміш присвячено багато праць [4, 6, 7]. Практичне впровадження зазначеного принципу в основному зводиться до реалізації принципу суперпозиції, тобто конструкція машини проектується таким чином, що в ній присутні різночастотні генератори коливань. Таким чином в бетонній суміші генерується складний спектр коливань, завдяки чому і досягається ефект підвищення якості ущільнення.



В нашому випадку пропонується можливість зміни форми і спектру коливань робочого органу за один період руху.

Як було відмічено раніше, для електромагнітної ударно-вібраційної системи встановлено можливість керування параметрами роботи машини за допомогою зміни жорсткості підвіски ударника та зміни часу затримки на вмикання живлення електромагнітів. Реалізація такого режиму руху полягає в цілеспрямованій зміні жорсткості підвіски ударника (ресори) за допомогою спеціального механізму переведення, в якому використовується внутрішня енергія системи. Слід підкреслити, що зміни жорсткості відбуваються за певної відповідності до періоду коливань з частотою $n\omega_0$ ($n=0,1\dots 10$).

Далі слід привести деякі міркування стосовно впливу полічастотного режиму на рівень енергопоглинання середовища, що є одним з критеріїв якості ущільнення.

Відомо, що процес віброущільнення бетонної суміші з точки зору ефективності впливу різних параметрів вібрації є досить протирічним. Основна частота роботи вібромашини є оптимальною за найбільш характерними для даних умов ущільнення ознаками (напружено-деформований стан середовища, енергія, що поглинається, час ущільнення та ін.), це означає, що решта діапазону амплітудно-частотного спектру ($n\omega$, $n=2,\dots,N$) внаслідок фільтруючих властивостей вібросистеми (лінійної у більшості випадків) не передається бетонній суміші.

Також відомо, що низька частота (несуча) має добру проникливість в товщу суміші, але не несе достатньої енергії в кількісному та якісному вимірах для ефективного ущільнення багатокomпонентного середовища. На противагу цьому висока частота (високочастотний спектр) є носієм енергії високої інтенсивності, але має низьку ступінь проникливості і швидко поглинається середовищем.

Розв'язання цієї задачі слід шукати в раціональному поєднанні низькочастотних (несучих) та високочастотних (накладаємих) режимів коливань робочого органу. Логічним підсумком вищевказаного є необхідність проектування вібромашин, що мають змогу реалізувати модульований характер руху робочого органу і цим самим забезпечити необхідний за технологією режим взаємодії системи "машина-середовище".

Далі продемонструємо наші міркування на прикладі теоретичного моделювання роботи машини за умов зміни C_1 та t_3 за лінійним (пилкоподібним) законом та за законом синуса. На рис. 8, 9 приведено графіки основних параметрів роботи машини.

Результати отримані за таких початкових умов: вантажопідйомність віброблока – 100 кг, частота коливань – 20 Гц, середнє ударне прискорення – 35 м/с². Значення C_1 змінюється для лінійного закону в межах: 280000...480000 н/м, для закону синуса в межах: 80000...480000 н/м (оптимальне значення $C_1=280000$ н/м); t_3 відповідно становить для лінійного закону – 0.03...0.04 с, для закону синуса – 0.032...0.038 с (оптимальне значення $t_3=0,035$ с.).

З отриманих графіків видно, що по – перше вдалось отримати стійкий модульований характер руху вібросистеми, по друге на графіках зміни прискорення робочого органу видно поєднання основної (робочої) частоти та високочастотної складової в міжударний період (а як відомо напруження в середовищі пропорційно прискоренню робочого органу) і по-третє для такого режиму існує можливість регулювання динамічними параметрами у відповідності з технологічними вимогами.

На рис.9 наведено схему системи управління електромагнітним приводом.

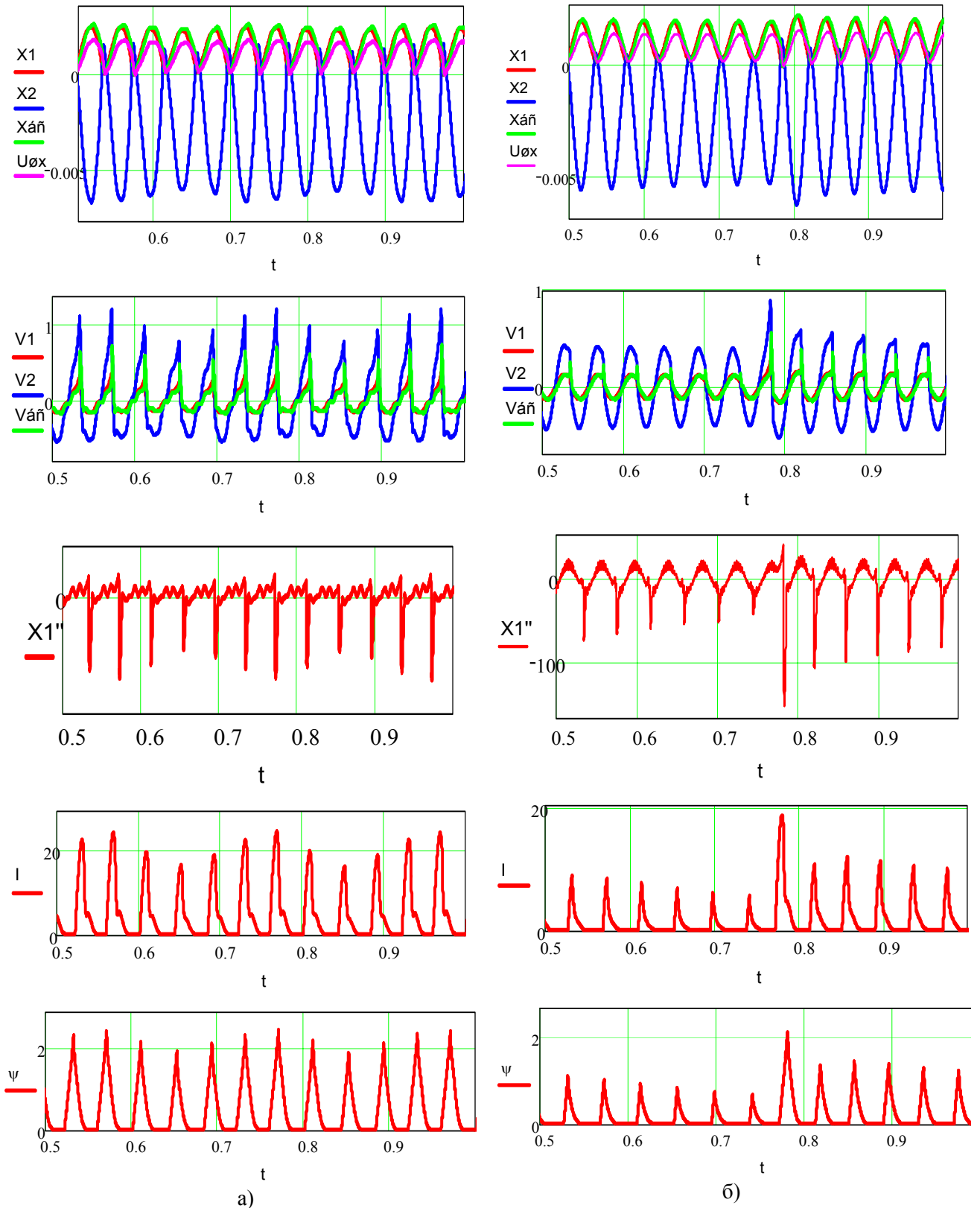


Рис.8. Основні параметри роботи машини:
 а- зміна t_3 та C_1 за законом синуса, б- зміна t_3 та C_1 за лінійним законом.

В електромагнітних приводах постійного струму основним недоліком є виникнення зворотного струму в силових котушках електромагніта після його вимикання. Тобто частина електричної енергії перетворюється на електромагнітну енергію поля, а після вимикання струму живлення іде зворотний процес перетворення електромагнітної енергії у електричну, причому напрямку струму буде зворотний. Традиційно у таких випадках

застосовують демпфування, тобто паралельно із силовою котушкою електромагніта підключають коло з послідовно-з'єднаними діодом та резистором. Недоліком цієї схеми є перетворення значної кількості електричної енергії на теплову, що незворотно втрачається.

Втрати можуть складати від 10 до 35%. Повернення цієї енергії в конкретному електроприводі пов'язано із суттєвим ускладненням схеми управління та силового тиристорного комутатора (ТК).

Але є ще один шлях, який передбачає вирішення двох проблем одночасно. Існує можливість повернути зворотну енергію силових котушок і направити її на допоміжні котушки з метою форсування приводу. Саме ця невикористана енергія спрямовується на систему керування жорсткістю ресори. Для такого випадку теж передбачено демпфуючий ланцюг, при цьому втрати енергії будуть на порядок нижче.

У загальному вигляді (рис. 9) маємо такі складові частини: 1 – силовий блок, або тиристорний комутатор; 2 – електромагніт (вібробудник); 3 – безконтактний датчик положення робочого органу; 4 – блок управління; 5 – підсилювач управляючих сигналів.

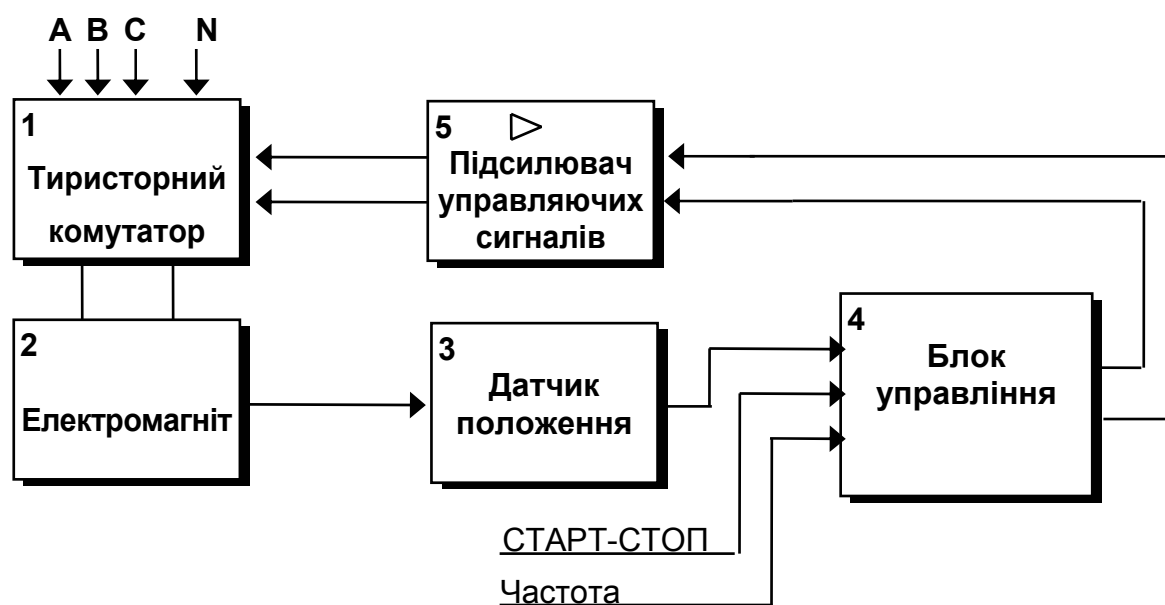


Рис.9. Схема структурна системи управління електромагнітним приводом вібробудника

Тиристорний комутатор призначений для вмикання та вимикання струму у котушках електромагнітів. Складається з двох частин: основних силових тиристорів, які є трифазним одно-напівперіодним випрямлячем; схеми примусової комутації силових тиристорів. Електромагніт – основна частина приводу, має ш-подібне осердя і силову котушку. Безконтактний датчик положення робочого органу або ударника призначений для фіксації моменту удару та формування блоком управління імпульсів вимикання та вмикання силових тиристорів та тиристорів схеми примусової комутації. Блок управління складається з преретворювача рівня для узгодження безконтактного датчика зі схемою управління, формувачів імпульсів затримки часу та логічного блоку. Підсилювач управляючих імпульсів призначений для гальванічної розв'язки силового блоку і схеми управління та підсилення імпульсів управління.

Література

1. Баранов Ю.О Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.

2. Басараб В.А Теоретичні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки// Техніка будівництва. – №17. – 2006.
3. Мазор Ю.Л., Мачуський Є.А., Правда В.І. Радіотехніка: Енциклопедичний навчальний довідник: Навч. Посібник. – К.: Вища школа, 1999. – 838 с.
4. Овчинников П.Ф., Бабий В.С Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара. – Кишинев: Штиинца, 1976. – 134 с.
5. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом.- Дисс. ... канд. техн. наук.- Киев, КИСИ, 1982.- 200с.
6. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И, Гарнец В.Н Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа, 1985. – 168с.
7. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. – М.: Стройиздат, 1968. – 104 с.

УДК 621. 778. 04

О. С. Медвідь, асистент (НУВГП)

СИЛОВІ АСПЕКТИ ВЗАЄМОДІЇ ШТАНГИ МЕХАНІЗМУ КУЛІРУВАННЯ З ДРОТОМ В МАШИНІ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КРУЧЕНОЇ МЕТАЛЕВОЇ СІТКИ

Для механізації процесу виготовлення крученої металеві сітки використовується пристрій [1], що здійснює утворення скруток дротів за допомогою спеціальних скручувальних вузлів у вигляді шестерні з двома похилими пазами, основи яких знаходяться нижче діаметральної осі, а верхні частини проходять по впадинах зубів і утворюють скручуючий палець. Скручувальні вузли розміщені в два ряди. Для утворення гвинтової лінії скрутки в зоні між ними, необхідна наявність додаткового, компенсаційного запасу дроту, що забезпечується шляхом його кулірування - прогином штангою між рядами скручувальних вузлів [2].

Схема зони кулірування показана на рис. 1.

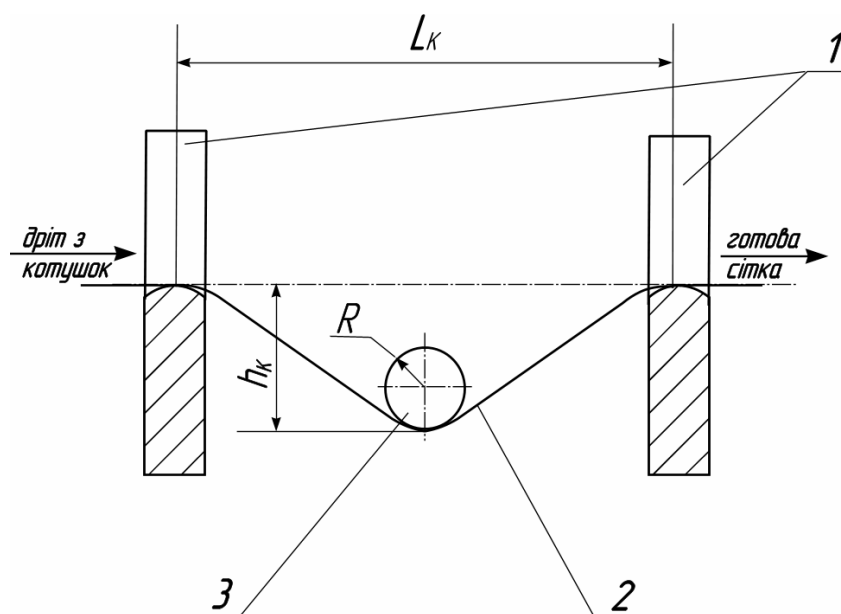


Рис. 1. Схема зони кулірування:

1 – скручувальні вузли; 2 – дріт; 3 – штанга куліруючого механізму