МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Козлов Андрій Юрійович

УДК 621.3:681.5

Керований електромагнітний привод установок для формування високоякісних бетонних виробів

141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
Здобувач: Козлов Андрій Юрійович
Науковий керівник: Черно Олександр Олександрович, д-р техн. наук, професор

Миколаїв – 2024

АНОТАЦІЯ

Козлов А. Ю. Керований електромагнітний привод установок для формування високоякісних бетонних виробів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв 2024.

Технологія виробництва високоякісних бетонних виробів включає в себе вібрування бетонної суміші на різних частотах. Традиційно даний процес забезпечується відцентровими вібраційними приводами. В той самий час, електромагнітний вібраційний привод має більш високу надійність, робочий ресурс та дає можливість незалежно керувати частотою та амплітудою вібрації. Але, для забезпечення високої енергоефективності його необхідно використовувати у режимі, близькому до резонансного. Це обумовило появу великої кількості наукових робіт, присвячених синтезу резонансних коливальних систем з електромагнітним приводом та систем автоматичного керування його амплітудою та частотою.

Але, на сьогоднішній день, не досліджено в достатній мірі сумісне керування резонансним електромагнітним приводом та пристроями з регульованою жорсткістю, що унеможливлює ефективне застосування електромагнітного привода для вібромашин зі змінною резонансною частотою. Тому, проведення таких досліджень є актуальною науковою задачею.

Метою дисертаційної роботи є створення керованого електромагнітного привода вібраційних машин зі змінною резонансною частотою для формування високоякісних бетонних виробів.

Новизна результатів, одержаних в дисертації, полягає в наступному.

1. Отримала розвиток динамічна модель електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній машині, яка враховує взаємозв'язок процесів при сумісному керуванні амплітудою та частотою електромагнітного вібратора і резонансною частотою динамічного віброгасника з конічними пружинами, що дає можливість здійснювати аналіз та синтез систем автоматичного керування вібраційними машинами зі змінною резонансною частотою з метою підвищення їх ефективності.

2. Вперше науково обґрунтовано доцільність застосування комбінованого принципу керування частотою вібраційних машин, резонансна частота яких регулюється пристроями з нелінійними пружними елементами, що забезпечує енергетичну ефективність таких машин у пускових та перехідних режимах.

3. Вперше запропоновано структуру системи автоматичного керування частотою та амплітудою вібраційної машини з електромагнітним приводом і динамічним віброгасником з нелінійними пружними елементами, яка відрізняється тим, що містить канал непрямого вимірювання резонансної частоти у комбінації з контуром фазової автопідстройки, що забезпечує високу швидкодію і точність налаштування на резонанс і, як наслідок, високий коефіцієнт корисної дії.

Наукове значення роботи полягає у розвитку електромагнітного вібраційного привода в частині поширення його на вібраційні машини зі змінною резонансною частотою шляхом удосконалення структури систем автоматичного керування і розвитку динамічної моделі для їх дослідження.

Практичне значення роботи:

– розроблено імітаційну модель процесів у керованому електромагнітному приводі вібраційної машини зі змінною резонансною частотою, яка може використовуватись при проєктуванні вібраційного обладнання, зокрема для виготовлення високоякісних бетонних виробів;

– удосконалено експериментальну установку та програмне забезпечення системи автоматичного керування нею, що може бути використано для подальших досліджень за цим напрямком, а також взято за основу при проєктуванні електромагнітних приводів вібраційних машин зі змінною резонансною частотою.

У вступі дисертаційної роботи обґрунтовано актуальність теми, показано її зв’язок з науковими програми й темами, сформульовано об’єкт і предмет дослідження, мету та головні його задачі, представлено методи дослідження та обґрунтування достовірності отриманих результатів, визначено наукову новизну та практичне значення результатів роботи, відображено повноту викладення результатів у публікаціях та ступінь апробації.

У першому розділі проведено аналіз сучасних вібраційних установок для формування бетонних виробів та особливості технологічних процесів вібраційного ущільнення. Також проаналізовано принципи побудови вібраційних машин зі змінною резонансною частотою та систем автоматичного керування їх приводами.

У другому розділі проведено моделювання керованого електромагнітного вібраційного привода зі змінною резонансною частотою. Розроблено функціональну схему вібраційної установки для виготовлення високоякісних бетонних виробів з електромагнітним вібратором та керованим динамічним віброгасником з конічними пружинами. Розроблено модель електромагнітних та електромеханічних процесів на основі коло-польового методу, основаного на апроксимації залежностей потокозчеплення та електромагнітної сили від МРС та величини повітряного проміжку, які отримані шляхом числових розрахунків магнітного поля. Складено модель механіки чотирьохмасової коливальної системи та модель процесів у приводі руху преса віброгасника. Проведено моделювання процесів у керованому електроприводі, результати показали, що при переході між частотами привод зберігає високу енергетичну ефективність.

У третьому розділі проведено синтез системи автоматичного керування електромагнітним приводом вібраційної машини зі змінною частотою. Проаналізовано шляхи удосконалення системи та обґрунтовано доцільність застосування комбінованого принципу автоматичного керування, що реалізується додаванням до існуючої системи каналу прямого керування частотою на основі вимірювання поточних значень координати переміщення преса динамічного віброгасника. Проведено моделювання перехідних процесів у системі з комбінованим керуванням частотою, результати яких підтвердили доцільність застосування запропонованої структури системи керування.

Четвертий розділ присвячено експериментальним дослідження розробленого привода. Наведено опис установки, яка дає можливість досліджувати перехідні та стаціонарні процеси у вібраційній машині зі змінною резонансною частотою і автоматичним керуванням параметрами вібрації. Розроблено алгоритми програми, що реалізує створену структуру системи автоматичного керування. Досліджено розімкнену систему керування та визначено характеристики регулювання резонансної частоти. Досліджено замкнену систему автоматичного керування амплітудою і частотою. Результати проведених експериментів підтвердили, що для керування частотою електромагнітного привода вібромашини зі змінною резонасною частотою доцільно використовувати комбінований принцип автоматичного керування. Це забезпечує необхідну швидкість та стійкість налаштування на нову резонансну частоту в перехідних режимах.

Ключові слова: механічні вібрації, вібраційна машина, частотно-керований електромагнітний привод, керований віброгасник, резонанс, електроенергія, динамічні моделі, автоматичне керування.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Публікації, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. O.O. Cherno, A.Yu. Kozlov. Modeling of a controlled electromagnetic vibration drive with a variable resonant frequency. *Технічна електродинаміка*. 2023. №4. С. 62 – 71. DOI: https://doi.org/10.15407/techned2023.04.062 **(*індексується в наукометричній базі Scopus, квартиль Q3*).**

2. Черно О.О., Козлов А.Ю. Комбіноване керування частотою вібраційної машини зі змінною частотою резонансу. Науково-виробничий журнал "*Електромеханічні і енергозберігаючі системи*". 2023. №3 С. 56 – 63. DOI https://doi.org/10.32782/2072-2052.2023.3.62.6 **(*входить до переліку наукових фахових видань України*).**

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

3. Козлов А.Ю. Перспективи розвитку технологій виробництва високоякісних бетонних виробів із застосуванням керованих електромагнітних приводів та елементів з регульованою жорсткістю. *Сучасні проблеми автоматики та електротехніки. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції.* 2020. С. 14 – 17. Режим доступу: https://rep.nuos.edu.ua/server/api/core/bitstreams/69a859ad-28a6-41de-b086-5e5b377033c1/content

ABSTRACT

Kozlov A. Yu. Controlled electromagnetic drive of the devices for forming high-quality concrete products. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for the Doctor of Philosophy degree in specialty 141 "Electropower, electromechanics and electrical engineering" – Admiral Makarov National Shipbuilding University, Mykolaiv 2024.

The technology for the production of high-quality concrete products includes the vibration of the concrete mixture at various frequencies. Traditionally, this

process is provided by centrifugal vibration drives. At the same time, the electromagnetic vibration drive has higher reliability, service life and enables independent control of the vibration frequency and amplitude. However, to ensure high energy efficiency, it must be used in a mode close to resonance. This led to the emergence of a large number of scientific works devoted to the synthesis of resonant oscillatory systems with an electromagnetic drive and systems for automatic control of its amplitude and frequency.

But nowadays the compatible control of the resonant electromagnetic drive and devices with adjustable stiffness has not been sufficiently investigated, which makes it impossible to effectively use the electromagnetic drive for vibrating machines with a variable resonant frequency. Therefore, conducting such research is an urgent scientific task.

The aim of the dissertation work is to create a controlled electromagnetic drive of vibrating machines with a variable resonance frequency for forming high-quality concrete products.

The scientific novelty of the results obtained in the dissertation is as follows.

1. A dynamic model of electromagnetic, electromechanical, mechanical, and energy processes in the resonant vibration machine was developed, which takes into account the interrelationship of processes during the simultaneous control of the electromagnetic vibrator amplitude and frequency and the resonant frequency of the dynamic vibration absorber with conical springs, which makes it possible to perform the vibrating machines with a variable resonance frequency automatic control systems analysis and synthesis in order to increase their efficiency.

2. For the first time, the expediency of applying the feedback and feedforward frequency control of the vibration machines with the resonance frequency regulated by devices with nonlinear elastic elements, which ensures the energy efficiency of such machines in starting and transition modes, has been scientifically substantiated.

3. For the first time, the structure of the automatic frequency and amplitude control system of a vibrating machine with an electromagnetic drive and a dynamic

vibration absorber with nonlinear elastic elements is proposed, which differes that it contains a channel for indirect measurement of the resonant frequency in combination with a phase auto-adjustment circuit, which ensures high speed and accuracy of resonance tuning and, as a result, a high efficiency.

The scientific significance of the work is in the development of the electromagnetic vibration drive in terms of its extension to vibration machines with a variable resonant frequency by improving the structure of automatic control systems and developing a dynamic model for their research.

Practical meaning of the work:

– the simulation model of the processes in the controlled electromagnetic drive of the vibrating machine with a variable resonant frequency has been developed, which can be used in the vibrating equipment design, in particular for the production of high-quality concrete products;

– the experimental sample and the software of its automatic control system have been improved, which can be used for further research in this direction, and also taken as a basis for the design of electromagnetic drives of vibrating machines with a variable resonance frequency.

The introduction of the dissertation substantiates the relevance of the topic, shows its connection with scientific programs and topics, formulates the object and subject of the research, the goal and its main tasks, presents research methods and substantiation of the obtained results reliability, defines the scientific novelty and practical significance of the work results, the completeness of the presentation results in the publications and the degree of approval are reflected.

In the first chapter an analysis of modern vibration devices for the concrete product formation and the peculiarities of the vibration compaction technological processes has been carried out. The principles of vibration machine with a variable resonant frequency construction and their drive automatic control systems have been also analyzed.

In the second section, the simulation of the controlled electromagnetic vibration drive with a variable resonance frequency has been carried out. A

functional diagram of a vibration device for the high-quality concrete products forming with an electromagnetic vibrator and a controlled dynamic vibration absorber with conical springs has been developed. A model of electromagnetic and electromechanical processes has been developed based on the circle-field method, based on the approximation of the dependences of flux coupling and electromagnetic force on the MMF and the air gap, which are obtained by numerical calculations of the magnetic field. A model of the mechanics of the four-mass oscillating system and a model of the processes in the drive of the vibration absorber press have been made. The simulation of the processes in the controlled electric drive has been carried out, the results showed that the drive maintains high energy efficiency during the transition between frequencies.

In the third chapter, the synthesis of the the vibrating machine with variable frequency electromagnetic drive automatic control system has been carried out. Ways to improve the system were analyzed and the feasibility of applying the feedback and feedforward automatic control, realized by adding to the existing system a channel of direct frequency control based on the measurement of the current values of the dynamic vibration absorber press movement coordinate, has been justified. Modeling of transient processes in the feedback and feedforward frequency control system has been carried out, the results of which confirmed the feasibility of using the proposed structure of the control system.

The fourth chapter is devoted to experimental studies of the developed drive. A description of the experimental sample which makes it possible to study transient and steady-state processes in a vibrating machine with a variable resonance frequency and automatic control of vibration parameters is given. Algorithms of the program that implements the proposed automatic control system structure have been developed. The open-loop control system has been investigated and the characteristics of the resonant frequency regulation have been determined. A closed amplitude and frequency automatic control system has been investigated. The results of the experiments confirmed that it is advisable to use the feedforward automatic frequency control for the electromagnetic drive of the vibrating machine

with a variable resonant frequency. This provides the necessary speed and stability of tuning to a new resonant frequency in transient modes.

Key words: mechanical vibrations, vibrating machine, frequency-controlled electromagnetic drive, controlled vibration absorber, resonance, electric power, dynamic models, automatic control.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень та скорочень 13
ВСТУП 17
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ 22
1.1 Особливості технологічних процесів вібраційного ущільнення бетонних сумішей 22
1.2 Вібраційні установки для формування бетонних виробів високої якості 27
1.3. Вібраційні установки з електромагнітним приводом зі змінною резонансною частотою 29
Висновки за першим розділом та постановка задачі дослідження 33
РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОГО ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДА ЗІ ЗМІННОЮ РЕЗОНАНСНОЮ ЧАСТОТОЮ 35
2.1 Функціональна схема вібраційної установки для виготовлення високоякісних бетонних виробів 35
2.2 Модель електромагнітних та електромеханічних процесів. 36
2.3 Модель механіки коливальної системи та процесів у приводі руху преса віброгасника 43
2.4 Модель процесів у системі керування та розрахунок перехідних процесів у електроприводі 49
Висновки за другим розділом 53
РОЗДІЛ 3 СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ЗІ ЗМІННОЮ РЕЗОНАНСНОЮ ЧАСТОТОЮ 55
3.1 Аналіз шляхів удосконалення та вибір алгоритму роботи системи керування 55
3.2 Побудова структури системи керування 58

3.3 Визначення характеристики функціонального перетворювача каналу збурення 61
3.4 Моделювання перехідних процесів у системі з комбінованим керуванням частотою 63
3.5 Моделювання роботи системи комбінованого керування частотою при імпульсному живленні 66
Висновки за третім розділом 74
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ЗІ ЗМІННОЮ РЕЗОНАНСНОЮ ЧАСТОТОЮ 75
4.1 Опис експериментальної установки 75
4.2 Розробка алгоритму керуючої програми 79
4.3 Дослідження розімкненої системи керування. Визначення 85
характеристики регулювання резонансної частоти 85
4.4 Дослідження замкненої системи автоматичного керування амплітудою і частотою 87
Висновки за четвертим розділом 97
ВИСНОВКИ 98
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 100
Додаток А Фрагмент програми мікроконтролера, що здійснює автоматичне керування електромагнітним приводом вібраційної машини зі змінною резонансною частотою 108
Додаток Б Програма апроксимації характеристики регулювання резонансної частоти 118
Додаток В Програма обробки результатів експерименту 124

Перелік умовних позначень та скорочень

Позначення

a − прискорення робочого органа, м/с^2;

B − магнітна індукція, Тл;

b − величина, що задає фокусну відстань гіперболічної апроксимуючої функції;

b_0 – коефіцієнт втрат в амортизаторах, Н/(м/с);

b_1 – коефіцієнт втрат у пружинах підвісу проміжної платформи, Н/(м/с);

b_2 − коефіцієнт втрат у пружинах віброгасника, Н/(м/с);

b_3 – дисипативний параметр бетонної суміші, Н/(м/с);

c_0 – жорсткість амортизаторів, Н/м;

c_1 – жорсткість пружин у підвісі проміжної платформи, Н/м;

c_2 − жорсткість пружин віброгасника, Н/м;

c_3 – пружній параметр бетонної суміші, Н/м;

f – частота, Гц;

f_I − частота струму, Гц;

F_{spr} – сила реакції конічної пружини, Н;

f_{ref} – приписане значення частоти вібрації, Гц;

h – крок гвинта, м;

i − миттєве значення струму обмотки вібратора, А;

$i_{e.c.}$ − МРС, що створюється вихровими струмами, А;

i_h − МРС, що обумовлює реактивну складову намагніченості, А;

i_r – передавальне число редуктора;

j − номер залежності, що відповідає певній величині повітряного проміжку;

k_r − коефіцієнт ротації гіперболічної апроксимуючої функції;

K_m – коефіцієнт передачі двигуна, $(\text{В}\cdot\text{с})^{-1}$;

K_t – коефіцієнт передачі двигуна за моментом, $(\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$;

k_{i2} − коефіцієнт інтегрального регулятора частоти;

m_0 – маса робочого органа, кг;

m_1 – маса проміжної платформи, кг;

m_2 – маса рухомої частини віброгасника, кг;

m_3 – інерційний параметр бетонної суміші, кг;

M_r – момент опору, Н·м;

n_{elmagn} – кількість електромагнітів;

$\mathbf{n}_{w\,j}$ − нормаль до площини j-го витка обмотки;

$\mathbf{n}$ − вектор нормалі до поверхні якоря;

P_{out} – вихідна потужність вібратора, Вт;

R – активний опір обмотки електромагніта, Ом;

$R^*_{e.c}$ – еквівалентний опір контурів замикання вихрових струмів, Ом;

$R^*_{h.st}$ – фіктивний опір, що характеризує втрати на гістерезис, Ом;

$S_{w\,j}$ − площа j-го витка обмотки, м^2;

S − поверхня якоря;

T_e – електромагнітна постійна часу, с;

T_m – електромеханічна постійна часу, с;

u_m – напруга на обмотці якоря двигуна електропривода преса віброгасника, В;

U – амплітудне значення напруги електромагнітного вібратора, В;

W – число витків обмотки електромагніта;

X_w – амплітуда вібраційного переміщення робочого органа; м;

$X_{w.ref}$ – приписане значення амплітуди вібраційного переміщення робочого органа, м;

x_c – координата центру гіперболічної апроксимуючої функції;

x_1 − переміщення проміжної платформи;

x_2 – переміщення віброгасної маси;

x_{pr} – переміщення преса віброгасника;

y_c – координата центру гіперболічної апроксимуючої функції;

δ – величина повітряного проміжку, м;

ε_φ – помилка керування за фазою, рад;

ε_x – помилка керування за амплітудою, м;

ε_ω – помилка керування за частотою, рад/с;

η_{gear} − ККД механізму, що враховує втрати у редукторі та гвинтовій передачі;

φ – фаза вібраційних переміщень, град;

φ_{ref} – приписане значення фази вібраційних переміщень, град;

ψ – потокозчеплення; Вб;

ω – частота вібрації робочого органа, рад/с;

ω_m – кутова швидкість двигуна привода преса віброгасника, рад/с;

$\omega_{m.idl}$ – кутова швидкість двигуна привода преса віброгасника при холостому ході, рад/с;

$\omega_{\min}$ − мінімальна кутова швидкість двигуна привода преса віброгасника, достатня для подолання сили в'язкого тертя, рад/с;

$\hat{\omega}_r$ – оцінене значення резонансної частоти, рад/с;

ω_{ref} – приписане значення частоти вібрації, рад/с.

Скорочення

АЦП – аналого-цифровий перетворювач;

А – акселерометр;

ГС – генератор синусоїди;

Д – датчик вібрації;

ДПС – двигун постійного струму;

ДПФ – дискретне перетворення Фур'є;

ДП − датчик переміщення;

ДС – датчик струму;

ЕМВ – електромагнітний вібратор;

ЕРС – електрорушійна сила;

І – інтегральний регулятор;

К– компаратор;

КДВГ – керований динамічний віброгасник;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МК − мікроконтролер;

МП – механізм переміщення;

МРС – магніторушійна сила;

ОЗ – об’єкт захисту;

ПІ – пропорційно-інтегральний регулятор;

ППП − послідовний прийомо-передавач;

ПЧ – перетворювач частоти;

Р – редуктор;

РА – регулятор амплітуди;

РК − релейний комутатор;

РО – робочий орган;

РПП − регулятор переміщення преса;

РФ – регулятор фази;

РЧ − регулятор частоти;

ТП – транзисторний перетворювач постійної напруги;

УП – узгоджуючий підсилювач;

ФД – фазовий дискримінатор;

ФОС – формувач опорних сигналів;

ФП − функціональний перетворювач;

ЦР – цифровий регулятор;

ШІМ – широтно-імпульсний модулятор;

LCD – liquid crystal display (електронний пристрій візуального відображення інформації);

USB – Universal serial bus (універсальна послідовна шина).

ВСТУП

Актуальність дисертаційного дослідження. Технологія виробництва високоякісних бетонних виробів включає в себе вібрування бетонної суміші на різних частотах. Традиційно даний процес забезпечується відцентровими вібраційними приводами. В той самий час, електромагнітний вібраційний привод має більш високу надійність, робочий ресурс та дає можливість незалежно керувати частотою та амплітудою вібрації. Але, для забезпечення високої енергоефективності його необхідно використовувати у режимі, близькому до резонансного. Це обумовило появу великої кількості наукових робіт присвячених синтезу резонансних коливальних систем з електромагнітним приводом та систем автоматичного керування його амплітудою та частотою.

За даними напрямками працювали вітчизняні та іноземні вчені: Боровець В.М., Гуров А.П., Гурський В.М., Ланець О.С., Назаренко І.І., Нейман Л.А., Сілін Р.І., Черно О.О., Чубик Р.В., Despotovic Z., Popescu S., Ribic A., Sinik V. Зокрема, в роботах Гурова А.П. і Черно О.О. розглядається питання регулювання жорсткості підвісу динамічних віброгасників у складі вібромашин з метою забезпечення резонансного режиму на різних частотах.

Але, на сьогоднішній день, не досліджено в достатній мірі сумісне керування резонансним електромагнітним приводом та пристроями з регульованою жорсткістю, що унеможливлює ефективне застосування електромагнітного привода для вібромашин зі змінною резонансною частотою. Тому, проведення таких досліджень є актуальною науковою задачею.

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основні результати дисертаційної роботи отримано в рамках Пріоритетних напрямків розвитку науки й техніки в Україні: напрямок 3 «Енергетика та енергоефективність». Результати роботи були використані при виконанні НДР «Удосконалення керованих електромагнітних приводів вібраційного

обладнання» (№ДР 0124U002443), що виконувалась без фінансування, де автор був виконавцем.

Метою дисертаційної роботи є створення керованого електромагнітного привода вібраційних машин зі змінною резонансною частотою для формування високоякісних бетонних виробів.

Задачі наукового дослідження:

– розвиток динамічної моделі процесів у вібраційній машині для ущільнення бетонних сумішей з електромагнітним приводом та змінною резонансною частотою;

– дослідження електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній системі, що містить керований за частотою та амплітудою електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник, яка працює в режимі послідовного вібрування на різних частотах;

– визначення структури системи автоматичного керування електромагнітним приводом вібраційної машини з керованим динамічним віброгасником, що забезпечує його високу енергетичну ефективність в перехідних режимах;

– моделювання динаміки системи автоматичного керування вібраційною машиною зі змінною резонансною частотою при різних формах напруги живлення електромагнітного привода;

– проведення експериментальних досліджень для підтвердження отриманих теоретичних результатів.

Об’єкт дослідження: Електромагнітні, електромеханічні, механічні та енергетичні процеси в електромагнітних приводах вібраційних машин.

Предмет дослідження: Автоматичне керування електромагнітним приводом вібраційних машин зі змінною резонансною частотою для формування високоякісних бетонних виробів.

Методи дослідження: При створенні математичних моделей електромагнітних та електромеханічних процесів у вібраційному приводі

застосовувався коло-польовий метод, що включає використання методу кінцевих елементів для розрахунку магнітного поля, методу електричних заступних схем і методів апроксимації функцій, також використовувались метод моделювання механіки на основі рівняння Лагранжа II роду і метод Рунге-Кутта для розв'язання систем диференційних рівнянь, реалізований у програмному середовищі Simulink. При науковому обґрунтуванні запропонованої структури системи автоматичного керування використовувався метод дедукції: на основі загальних властивостей комбінованих систем автоматичного керування було зроблено висновок про доцільність застосування комбінованого принципу для системи, що досліджується. Для підтвердження достовірності теоретичних результатів використовувались методи числового та фізичного експерименту.

Наукова новизна результатів:

1. Отримала розвиток динамічна модель електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній машині, яка враховує взаємозв'язок процесів при сумісному керуванні амплітудою та частотою електромагнітного вібратора і резонансною частотою динамічного віброгасника з конічними пружинами, що дає можливість здійснювати аналіз та синтез систем автоматичного керування вібраційними машинами зі змінною резонансною частотою з метою підвищення їх ефективності;

2. Вперше науково обґрунтовано доцільність застосування комбінованого принципу керування частотою вібраційних машин, резонансна частота яких регулюється пристроями з нелінійними пружними елементами, що забезпечує енергетичну ефективність таких машин у пускових та перехідних режимах;

3. Вперше запропоновано структуру системи автоматичного керування частотою та амплітудою вібраційної машини з електромагнітним приводом і динамічним віброгасником з нелінійними пружними елементами, яка відрізняється тим, що містить канал непрямого вимірювання резонансної

частоти у комбінації з контуром фазової автопідстройки, що забезпечує високу швидкодію і точність налаштування на резонанс і, як наслідок, високий коефіцієнт корисної дії.

Достовірність результатів дослідження забезпечується: коректністю постановки та проведення досліджень; коректністю прийнятих у математичних моделях припущень і підтверджується позитивними результатами експериментального дослідження.

Наукове значення роботи полягає у розвитку електромагнітного вібраційного привода в частині поширення його на вібраційні машини зі змінною резонансною частотою шляхом удосконалення структури систем автоматичного керування і розвитку динамічної моделі для їх дослідження.

Практичне значення отриманих результатів:

– розроблено імітаційну модель процесів у керованому електромагнітному приводі вібраційної машини зі змінною резонансною частотою, яка може використовуватись при проєктуванні вібраційного обладнання, зокрема для виготовлення високоякісних бетонних виробів;

– удосконалено експериментальну установку та програмне забезпечення системи автоматичного керування нею, що може бути використано для подальших досліджень за цим напрямком, а також взято за основу при проєктуванні електромагнітних приводів вібраційних машин зі змінною резонансною частотою.

Особистий внесок здобувача. В роботах, опублікованих у співавторстві, авторові належить: у [1] – динамічна модель електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній машині; розрахунок перехідних процесів. у [2] – структура комбінованої системи автоматичного керування електромагнітним приводом вібраційної машини зі змінною резонансною частотою, її модель у середовищі Simulink, отримання графіків перехідних процесів при послідовному вібруванні на різних частотах.

Відомості про апробацію результатів дослідження. Основні положення і результати досліджень обговорювалися і отримали позитивні відгуки на таких заходах: науковому семінарі «Проблеми сучасної електротехнічної інженерії» (Миколаїв, 28 жовтня 2022 р.), Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми автоматики та електротехніки – 2020» (Миколаїв, 7-8 квітня 2020 р.).

Публікації. Основні положення та результати досліджень відображено в 2 друкованих наукових працях: одна стаття у періодичному науковому виданні України, проіндексованому у базі даних Scopus і віднесеному до третього квартиля (Q3) відповідно до класифікації SCImago Journal and Country Rank, і одна стаття у науковому ваховому виданні України; за темою дисертації також опубліковано один дайджест доповіді на Всеукраїнській науково-технічній конференції.

Структура роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел із 62 найменувань та додатків. Загальний обсяг роботи становить 131 сторінку, у тому числі 56 рисунків і 5 таблиць.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Особливості технологічних процесів вібраційного ущільнення бетонних сумішей

В сучасній промисловості використання вібрації зумовлює розробку та розвиток вібраційних машин, які забезпечують такі технологічні процеси, як транспортування [1 – 5], дозування [5-9], сепарація [10], обробка деталей [11] та вібраційне ущільнення бетонних сумішей [12 – 14]. Один з найпоширеніших методів ущільнення та формування – це вібрування. Понад 90% всіх виробів з бетону та залізобетону виготовляються за допомогою вібрації. Це пояснюється тим, що в процесі вібрації бетонні суміші стають більш тиксотропними та частинки розміщуються найкомпактніше.

Вібрування – це процес коливань, який характеризується збуджувальною силою, амплітудою, частотою та інтенсивністю. Під час змішування бетонних сумішей найефективнішими є синусоїдні та періодичні несинусоїдні (полічастотні) коливання. Також для підвищення якості виробів можуть використовуватися різні види вібрації: високочастотне вібрування [13], послідовне вібрування на різних частотах [15], полічастотне вібрування [16] та віброударний режим [17 – 19].

Інтенсивність вібрації можна визначити для синусоїдальних вібрацій за допомогою наступної формули, см^2/с [20]:

$$I = A^2 f^3, \tag{1.1}$$

де A – амплітуда коливань, f – частота.

Показник інтенсивності вібрації більшості сумішей, що застосовуються для формування залізобетонних конструкцій, становить 80-300 $см^2/с$ [20].

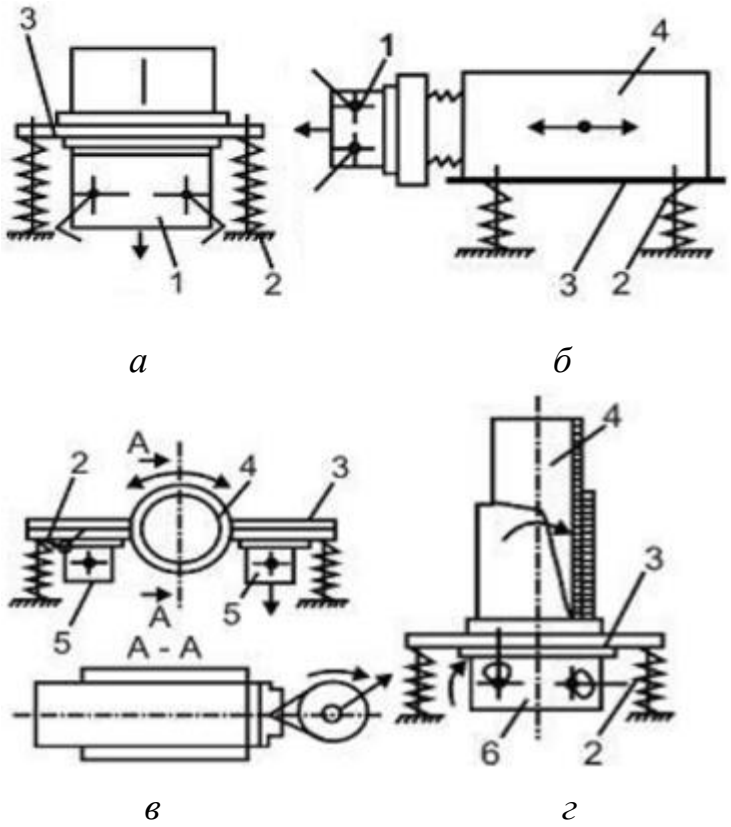
Амплітуда вібрації залежить від розміру частинок бетонного заповнювача. Для крупнозернистого важкого бетону вона становить 0,3..0,7 мм. Надмірна амплітуда вібрації без навантаження може призвести до розпушення бетонної суміші та погіршення властивостей бетону.

Зі зменшенням розміру заповнювача частота вібрації відповідно збільшується. Наприклад, для фракції 40 мм оптимальною є частота 38 Гц, 20 мм – 50 Гц і 10 мм – 100 Гц. Використання режимів вібрації з різною частотою дозволяє покращити ущільнення різних фракцій заповнювача.

Для кожної бетонної суміші оптимальний час вібрації визначається експериментальним шляхом з урахуванням допустимих параметрів вібрації. Для зменшення часу вібрації збільшують її інтенсивність вібрації (до певної межі) і створюють додатковий тиск на поверхню ущільнюваної суміші.

Для вібраційного ущільнення суміші використовують різні типи обладнання, включаючи глибинні [21], поверхневі [22], об'ємні вібратори та вібромайданчики [23] (рис. 1.1).

Вібраційні машини можна розділити на три групи: безударні, ударно-вібраційні та резонансні. До безударного типу належить більшість вібраційних машин і пристроїв, таких як віброплатформи, вібростоли, вібровставки, віброщити і віброштампи. В ударно-вібраційних машинах вібрація робочого органа пов'язана з ударами по інших елементах машини, або по оброблюваному середовищу. Прикладом такої машини є ударна віброплощадка, платформа якої безперервно піднімається і опускається разом з формою і вдаряється об металеву балку. У резонансних вібраційних машинах частота вимушених коливань близька до власної частоти вібраційної системи [20].



а *б*

в *г*

Рисунок 1.1 – Схеми віброплощадок: *а* – з прямолінійними вертикальними коливаннями; *б* – з прямолінійними горизонтальними коливаннями; *в* – кутовими коливаннями; *г* – комбінованими коливаннями; 1 – вібратор спрямованих коливань; 2 – пружина; 3 – рама віброплощадки; 4 – форма з виробом; 5 – вібратор кутових коливань; 6 – вібратор комбінованих коливань.

Вище йшлося переважно про поздовжню вібрацію, але останнім часом з великим успіхом використовується також поперечно-поздовжня вібрація. У цьому випадку вплив вібрації передається на бетонну суміш в основному через дно і бічні стінки форми і через поздовжньо натягнуту арматуру. Формувальні установки з горизонтальною вібрацією доступні з вантажопідйомністю від 5 до 25 тонн, частотою вібрації від 25 до 50 Гц і амплітудою від 0,4 до 0,8 мм. Горизонтальна вібрація використовується для ущільнення виробів обмеженої довжини і не впливає на тверді бетонні суміші. Тому вона ефективна в поєднанні з вертикальною вібрацією. У цьому випадку досягається високий ступінь ущільнення бетонної суміші [24].

Вібропресування – це безперервне застосування до бетонної суміші двох видів механічної дії: вібрації та стиснення. Його суть полягає в тому, що на бетонну суміш, яка була поміщена в опалубку і рівномірно ущільнена вібрацією, чиниться тиск з метою витиснення або зменшення об'єму повітря, що міститься в суміші, і примусового подальшого ущільнення в результаті витискування частини вільної води. У цьому випадку вібрація повинна передувати тиску [24]. Це пов'язано з тим, що сумісність цих двох процесів викликає збільшення внутрішнього тертя ущільненої бетонної суміші, яке перешкоджає і фактично зводить нанівець вплив вібрації. Вплив вібрації полягає не тільки в ущільненні, але і в рівномірному розподілі бетонної суміші та вібраційній активації цементної тканини.

Загальна деформація віброущільненого бетону складається з незворотної складової (зближення зерен заповнювача і витіснення води) і деяких оборотних пружних компонентів (зменшення об'єму повітряних пор). Тому досягнутий стан стиснення повинен підтримуватися в пресованому виробі протягом часу, необхідного для досягнення бетоном міцності, що дозволяє зафіксувати досягнутий ступінь стиснення на подальший період часу.

Вібропреси використовуються для формування багатьох виробів, включаючи тротуарну плитку і дорожні елементи, залізобетонні напірні труби (за допомогою віброгідравлічних пресів) та інші вироби з твердих, переважно дрібнозернистих сумішей [24].

Процес ущільнення можна розділити на кілька стадій. На першому етапі відбувається перегрупування компонентів, на другому – утворення оболонки і рідкої фази на поверхні грубого заповнювача, а на третьому – компресійний тиск суміші [12].

Розглядаючи бетон як композитний матеріал з макро- і мікроспецифікою, процес слід розділити на дві стадії. Перша стадія – це перекомпонування більшого компонента (щебеню) і формування

макроструктури, тоді як друга стадія – це більш глибокі тиксотропні зміни мікродисперсної системи (цементу) і формування мікроструктури.

На першому етапі для подолання сил зчеплення і сухого тертя частинок неущільненої бетонної суміші рекомендується застосовувати низькочастотні вібрації з великими амплітудами зсуву. Це відповідає ідеї розгляду бетонної суміші як моделі з пластичними властивостями (модель Бінгема). Це вимагає значно більших амплітуд (1..5 мм) і необхідної сили прискорення 1,5..3,5 g для подолання граничних напружень зсуву, залежно від властивостей середовища і розміру крупного заповнювача.

На другій стадії відбувається подальше ущільнення, яке є інтенсивним зі значними тиксотропними змінами. Розчинні компоненти слід розбавляти або збільшенням частоти, або введенням пластифікуючих добавок. Зменшення в'язкості пояснюється за допомогою моделі Кельвіна-Фойгта.

Обидва процеси відбуваються одночасно, але перша стадія відбувається швидше при низьких частотах і високих амплітудах. На середніх (50 Гц) і вищих частотах на процес ущільнення більше впливає тиксотропне розрідження.

Параметри вібрації встановлюються для досягнення компактного заповнення дрібних частинок. В основному, необхідно створити умови для руху великих зерен заповнювача, оскільки для дрібних зерен заповнювача цей режим виступає як вторинне джерело вібрації, що сприяє компактному заповненню бетонної суміші. Тому, ущільнення доцільно починати з великого заповнювача, а потім шляхом змін частоти і амплітуди укладати дрібні фракції, які при відповідних переміщеннях розташовуються в проміжках між більшими зернами. Це дозволить досягнути максимального ущільнення бетонної суміші. Існують пропозиції щодо одночасного накладання різних частот (багаточастотних коливань) в бетонних сумішах, що дозволяє одночасно ущільнювати всі зерна твердої фази (в тому числі і частинки цементу) [12].

Таким чином, висока якість бетонних виробів може бути досягнена шляхом послідовного або одночасного створення вібрацій бетонної суміші на різних частотах.

1.2 Вібраційні установки для формування бетонних виробів високої якості

Найпоширенішим видом віброущільнення є стендове (механічне) віброущільнення, при якому опалубка з бетонною сумішшю розміщується на вібростолі, який піддається вібрації від вібруючого органа. Для стендового віброущільнення використовуються різні типи віброплощадок, що є технічною особливістю цього методу. Віброплощадки класифікуються за компонуванням стола і вібраційних елементів, вантажопідйомністю і основними параметрами вібрації. За компонуванням стола розрізняють віброплощадки з одним столом, під яким розташований віброзбудник, і блокові віброплощадки з інтегрованим блоком, з одним віброзбудником розташованим під столом одного з блоків [24].

Вантажопідйомність віброплощадки визначається потужністю приводного двигуна. Найпоширенішими є віброплощадки вантажопідйомністю 3, 5, 7, 10 і 15 тонн та окремі 20 і 25 тонн. Блокові віброплощадки мають вантажопідйомність від 2 до 24 тонн, а уніфіковані блоки – від 1 до 1,5 тонн. Для ущільнення бетонних сумішей використовуються віброплощадки з частотою 10..75 Гц. Однак у більшості випадків використовуються віброплощадки з частотою 25..50 Гц і амплітудою 0,3..0,6 мм. Стандартний режим вібрації з параметрами f = 50 Гц і A = 0,35 мм. Основною перевагою стендового вібропресування є його велика технічна універсальність в асортименті виробів, що формуються.

У роботі [25] розглянуто конструкцію вібромайданчика для формування об’ємних бетонних виробів, дана конструкція дозволяє формувати бетонні вироби розмірами, 3х3, 4х4, 6х6 м, також діаметрами до

6 м. Особливістю установки є економія енергетичних ресурсів за рахунок використання віброзбуджувача зі змінним статичним моментом, що дозволяє зменшити потужність приводних електродвигунів.

Регулювання частоти вібрації реалізовується в основному за допомогою частотно-керованого відцентрового вібраційного привода [26, 27]. Але при роботі на високих частотах у нього спостерігається швидкий знос механічних вузлів, зокрема підшипників [28]. Цього недоліку позбавлений електромагнітний привод, який здатний працювати в широкому діапазоні частот і має високу надійність та довговічність [28, 29].

Покращення якості бетонних виробів досягається також шляхом використання підвищеної частоти вібрації, такий спосіб ефективно реалізовується у вібростолах з електромагнітним приводом [13]. Просторова модель і експериментальний зразок запропонованої в [28] високочастотного вібростола для ущільнення бетонних сумішей наведена на (рис. 1.2.).

На рисунку прийняті наступні позначення 1 – робочий орган; 2 – ресори; 3 – реактивна маса; 4 – електромагнітний вібратор. Резонансний вібромайданчик з електромагнітним приводом працює на частоті вимушених коливань 100 Гц, забезпечуючи закладені технологічні параметри. Максимальна споживана потужність 2.2 кВт.

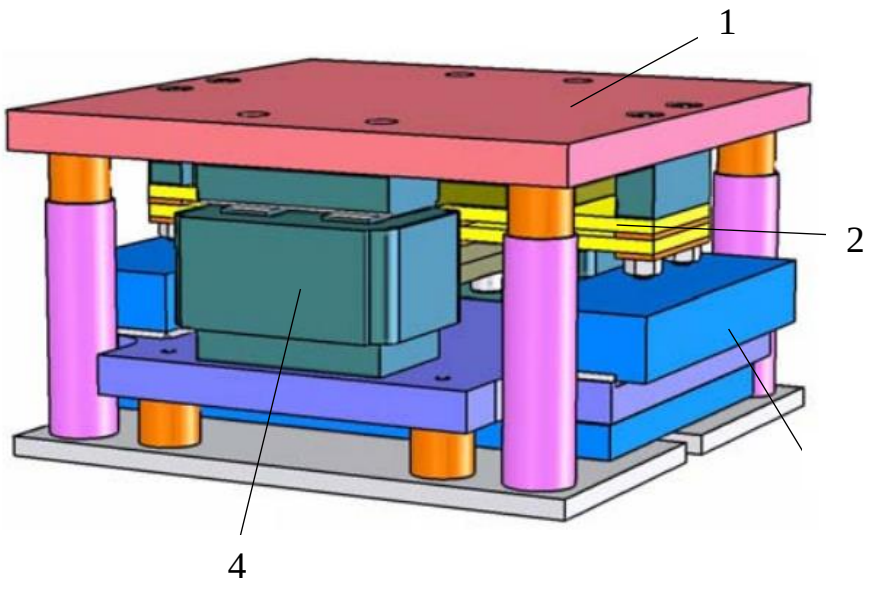


Рисунок 1.2 – Просторова модель електромагнітного вібростолу

Досягнуті високі перевантаження на масивному робочому органі за порівняно незначних затрат потужності свідчать про значні переваги та перспективи використання резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом [13].

Електромагнітний привод також має перспективи застосування у таких областях, як віброабразивна обробка деталей [30, 31], вібраційна інтенсифікація тепло-масообмінних процесів [32], розборка пресових з'єднань шляхом застосування віброхвильового діяння [33], вібраційні технології видобутку корисних копалин [34], вібраційне зневоднення гірничої маси [35], віброударна активація та зневоднення вапняку [36, 37], вібраційна зміцнююча обробка деталей [38], вібраційне та віброударне зневоднення вторинних продуктів харчової та переробної промисловості [39], інтенсифікація процесів фільтрування органо-мінеральних осадів [40] та зневоднення насіння [41].

Таким чином, використання електромагнітного привода має великі перспективи, в тому числі на вібраційних установках для формування бетонних виробів високої якості.

1.3. Вібраційні установки з електромагнітним приводом зі змінною резонансною частотою

Для забезпечення ефективної роботи електромагнітних приводів на різних частотах виникає необхідність зміни їх резонансної частоти протягом робочого циклу. Це можливо шляхом застосування резонаторів зі змінною жорсткістю або масою. Такими резонаторами можуть бути керовані динамічні віброгасники, встановлені на проміжних масах вібраційних машин.

В роботах [42, 43] досліджено процеси у вібраційних установках при застосуванні різноманітних алгоритмів сумісного керування

електромагнітним приводом та динамічним віброгасником електромагнітного типу.

У [43] розглядається алгоритм керування, що може застосовуватись для реалізації послідовного вібрування на різних частотах, тобто коли частота вібрації не підлаштовується під резонансну частоту пристрою, а задається зовнішнім сигналом, а задача керування віброгасником полягає не у досягненні антирезонансу проміжної маси, а в забезпеченні резонансного режиму роботи привода. Запропонована у [43] функціональна схема системи керування електромагнітним вібраційним приводом з електромагнітним динамічним віброгасником наведена на рис. 1.3.

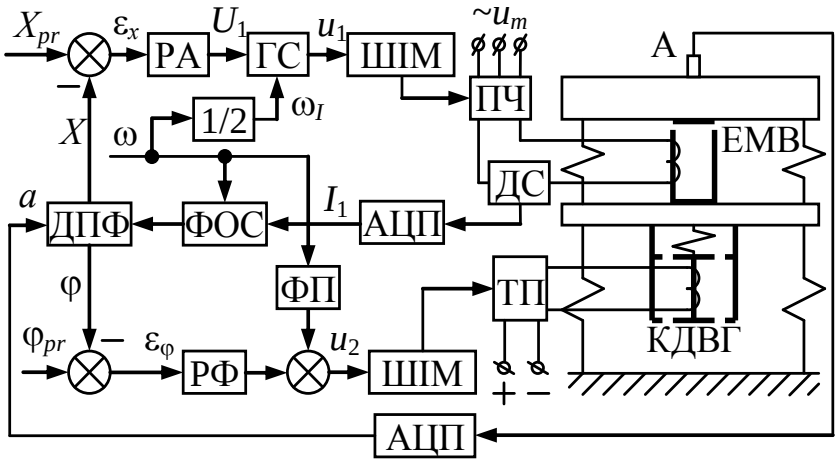


Рисунок 1.3 – Функціональна схема системи автоматичного керування вібраційною установкою з електромагнітним динамічним віброгасником

На схемі прийняті наступні позначення: РО – робочий орган віброустановки; КДВГ – керований динамічний віброгасник; ЕМВ – електромагнітний вібратор; А – акселерометр; ДС – датчик сруму; АЦП – аналого-цифровий перетворювач; ФОС – формувач опорних сигналів; ДПФ – блок дискретного перетворення Фур’є; РА – регулятор амплітуди; ГС – генератор синусоїди; РФ – регулятор фази; ШІМ – широтно-імпульсний модулятор; ПЧ – перетворювач частоти; ТП – транзисторний перетворювач постійної напруги.

Система працює наступним чином. Задавальний пристрій формує приписане значення амплітуди вібрації робочого органа X_{pr} та її частоту ω. Замкнена система керування електромагнітним вібратором подає на його обмотку синусоїдальну напругу частотою $\omega_1 = \omega/2$ і амплітудою U_1, необхідною для підтримання заданого значення амплітуди коливань. Замкнена система керування віброгасником шляхом регулювання рівня постійної напруги на його обмотці виводить установку на білярезонансний режим, що відповідає максимальній енергетичній ефективності [44].

При моделюванні електромагнітних та електромеханічних процесів у вібраторі у [43] був застосований коло-польовий метод, а у віброгаснику − метод конформних перетворень.

Застосування нелінійних пружних елементів для регулювання механічної жорсткості дає можливість використовувати більші величини реактивної маси, ніж при електромагнітному регулюванні [45], що розширює сферу застосування подібних систем на більш великі вібраційні пристрої.

В роботі [45] розглядається система автоматичного керування динамічним віброгасником з конічними пружинами. Конструкція такого віброгасника наведена на рис. 1.4 [46].

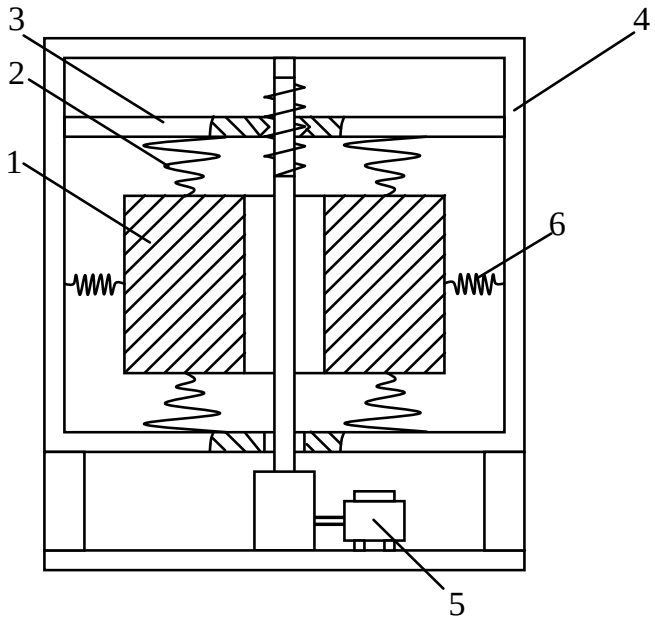


Рисунок 1.4. – Конструкція КДВГ з конічними пружинами

Такий віброгасник містить реактивну масу 1, підвішену на конічних пружинах 2, закріплених на корпусі 4. Як пружні елементи використані елементи з нелінійною характеристикою жорсткості, частина з яких одним кінцем закріплені на віброгасній масі, а другим – на корпусі, інші – одним кінцем на віброгасній масі, а другим – на пресі 3. Прес закріплений з можливістю переміщення уздовж робочої осі пружних елементів, переміщення преса здійснюється за допомогою електропривода 5. Центруючі пружні елементи позначені 6.

Керування частотою настройки здійснюється шляхом регулювання динамічної жорсткості пружного підвісу віброгасної маси за рахунок зміни статичної деформації конічних пружин.

При вібрації об'єкта захисту віброгасна маса здійснює коливання. За допомогою керованого привода прес переміщується уздовж осі коливань, внаслідок чого здійснюється регулювання статичної деформації конічних пружин таким чином, що власна частота підвісу віброгасної маси співпадає з частотою вимушених коливань.

В результаті віброгасна маса входить в резонанс і створює динамічну силу реакції, яка через конічні пружини діє на об'єкт захисту, знижуючи його вібрацію. Коливання віброгасної маси в напрямах, перпендикулярних коливанням об'єкта захисту, обмежуються центруючими пружними елементами.

В роботі [45] розглянуто систему автоматичного керування віброгасником з конічними пружинами. Її функціональна схема наведена на рис. 1.5. На схемі прийняті наступні позначення: УП – узгоджуючий підсилювач; К– компаратор; ФД – фазовий дискримінатор; ЦР – цифровий регулятор; ШІМ – широтно-імпульсний модулятор; ТП – транзисторний перетворювач; ДПС – двигун постійного струму; Р – редуктор; МП – механізм переміщення; КДВГ – керований динамічний віброгасник; ОЗ – об’єкт захисту; Д – датчик вібрації; МЕОМ – мікроконтролер.

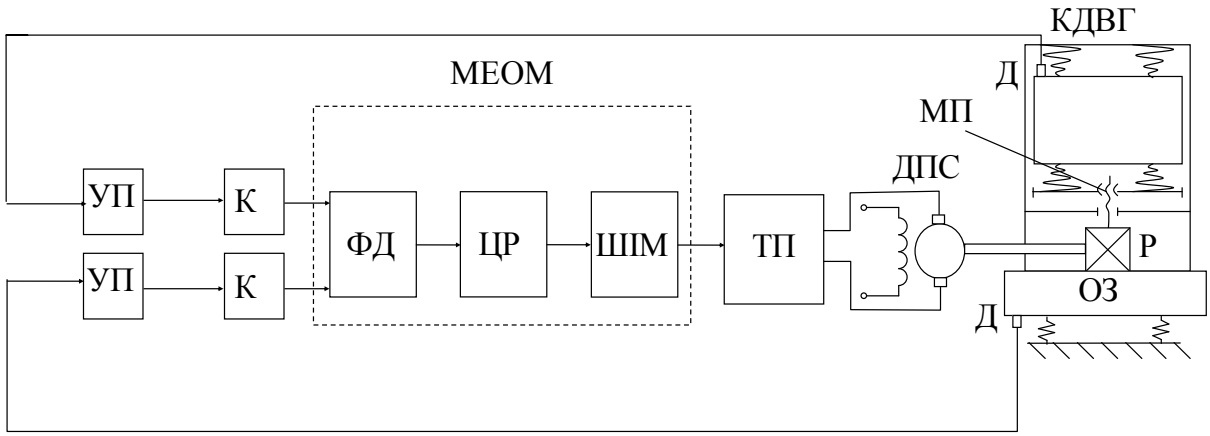


Рисунок 1.5 – Функціональна схема системи управління КДВГ

Для дослідження роботи КДВГ з конічними пружинами у складі вібраційної машини необхідно розглядати запропоновану в [45] систему сумісно з системою керування вібраційним приводом. При цьому віброгасники з конічними пружинами, на відміну від електромагнітних, мають значний час регулювання. Це обумовлено необхідністю стискання пружних елементів для досягнення необхідної величини їх жорсткості [45]. Тому, процеси при сумісному керуванні віброгасниками даного типу і вібраційним приводом можуть принципово відрізнятися від описаних у [42, 43], де розглядаються тільки електромагнітні виконавчі пристрої.

Тому, дослідження електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній системі, що містить керований за частотою та амплітудою електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник з конічними пружинами, яка працює в режимі послідовного вібрування на різних частотах залишається актуальною задачею.

Висновки за першим розділом та постановка задачі дослідження

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

– для формування високоякісних бетонних виробів застосовується вібрування на різних частотах;

– електромагнітний вібраційний привод у порівнянні з іншими типами приводів має більш високу надійність, робочий ресурс та забезпечує незалежне керування частотою та амплітудою вібрації;

– висока енергоефективність досягається в режимах, близьких до резонансного;

– забезпечення енергоефективного режиму при роботі на різних частотах можливе шляхом одночасного керування електромагнітним приводом та пристроєм, що змінює частоту власних коливань установки.

Метою дослідження є створення керованого електромагнітного привода вібраційних машин зі змінною резонансною частотою для формування високоякісних бетонних виробів.

Для досягнення мети необхідно розв’язати наступні задачі:

– розвиток динамічної моделі процесів у вібраційній машині для ущільнення бетонних сумішей з електромагнітним приводом та змінною резонансною частотою;

– дослідження електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній системі, що містить керований за частотою та амплітудою електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник, яка працює в режимі послідовного вібрування на різних частотах;

– визначення структури системи автоматичного керування електромагнітним приводом вібраційної машини з керованим динамічним віброгасником, що забезпечує його високу енергетичну ефективність в перехідних режимах;

– моделювання динаміки системи автоматичного керування вібраційною машиною зі змінною резонансною частотою при різних формах напруги живлення електромагнітного привода;

– проведення експериментальних досліджень для підтвердження отриманих теоретичних результатів.

РОЗДІЛ 2
МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОГО ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ПРИВОДА ЗІ ЗМІННОЮ РЕЗОНАНСНОЮ ЧАСТОТОЮ

2.1 Функціональна схема вібраційної установки для виготовлення високоякісних бетонних виробів

На основі структури вібраційної установки з електромагнітним віброгасником, запропонованої в роботі [43], та конструкції керованого віброгасника з конічними пружинами, що розглядається в роботі [45], складаємо функціональну схему вібраційної установки, що містить керований електромагнітний привод і встановлений на проміжній масі керований динамічний віброгасник (рис 2.1). На схемі прийнято наступні позначення: 1 − робочий орган віброустановки; 2 − електромагнітний вібратор; 3 − проміжна маса; 4 − керований динамічний віброгасник з конічними пружинами; 5 − релейний пристрій комутації обмоток двигуна електропривода руху преса віброгасника; 6 − транзисторний перетворювач з ШІМ, що живить обмотки електромагнітного вібратора; 7 − система керування; 8 − датчик струму обмоток вібратора; 9 − акселерометр, встановлений на робочому органі.

Установка працює наступним чином. В результаті обробки сигналів акселерометра і датчика струму в системі керування визначається амплітуда коливань робочого органа та їх фаза відносно електромагнітної сили. Ця інформація використовується для керування амплітудою та частотою струму в обмотці вібратора, забезпечуючи коливання із заданою амплітудою на резонансній частоті.

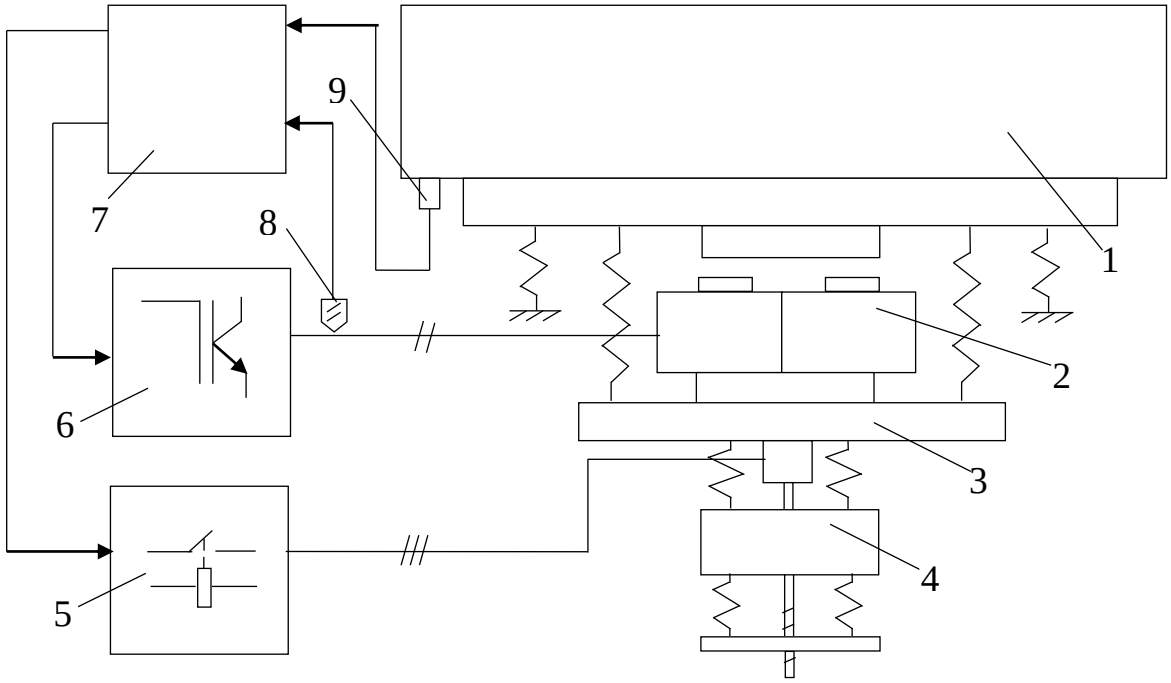


Рисунок 2.1 – Функціональна схема вібраційної установки

При необхідності зміни частоти вібрації приводиться до руху прес віброгасника, який змінює величину початкового стискання конічних пружин, змінюючи їх жорсткість і, відповідно, резонансну частоту системи. Реагуючи на це, система керування частотою змінює частоту вимушених коливань, налаштовуючись на новий резонанс. Таким чином, відбувається керування амплітудою та частотою вібрації при збереженні енергоефективного резонансного режиму роботи.

2.2 Модель електромагнітних та електромеханічних процесів

Для моделювання процесів у електромагніті застосуємо коло-польовий метод, оснований на апроксимації залежностей потокозчеплення та електромагнітної сили від МРС та величини повітряного проміжку, отриманих шляхом числових розрахунків магнітного поля [47, 48]. Для цього будуємо модель електромагніта з параметрами, які вказані в таблиці 2.1, в спеціалізованій програмі Ansoft Maxwell.

Таблиця 2.1 – Параметри електромагнітного вібратора

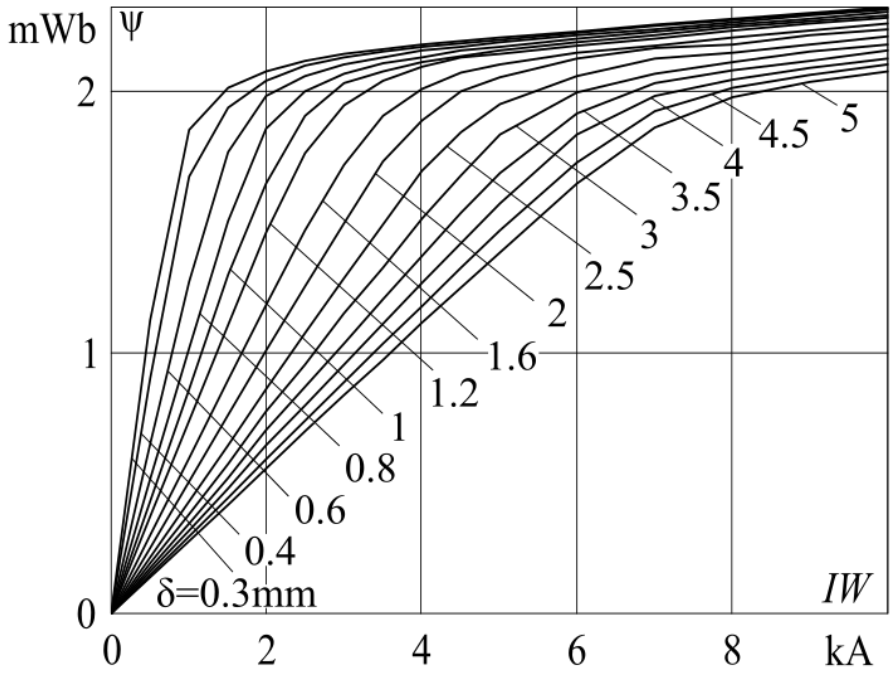
<table>
<tr><td colspan="2">Кількість електромагнітів n_{elmagn}</td><td>2</td><td>Марка шихтованої сталі</td><td>3413</td></tr>
<tr><td colspan="2">Число витків обмотки електромагніта W</td><td>612</td><td>Форма осердя та якоря</td><td>U</td></tr>
<tr><td colspan="2">З’єднання обмоток</td><td>парал.</td><td>Довжина осердя та якоря, мм</td><td>45</td></tr>
<tr><td colspan="2">Початкова величина повітряного проміжку δ, мм</td><td>1,9</td><td>Висота осердя, мм</td><td>76</td></tr>
<tr><td colspan="2">Активний опір обмотки електромагніта R, Ом</td><td>2</td><td>Висота якоря, мм</td><td>75</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Параметри заступної схеми електромагніта [49], що характеризують втрати у сталі, кОм</td><td>$R^*_{e.c}$</td><td>14,7</td><td>Ширина полюса, мм</td><td>25</td></tr>
<tr><td>$R^*_{h.st}$</td><td>34</td><td>Відстань між полюсами, мм</td><td>39</td></tr>
</table>

Для ряду комбінацій значень МРС та величини повітряного проміжку обчислюємо потокозчеплення та електромагнітну силу за формулами:

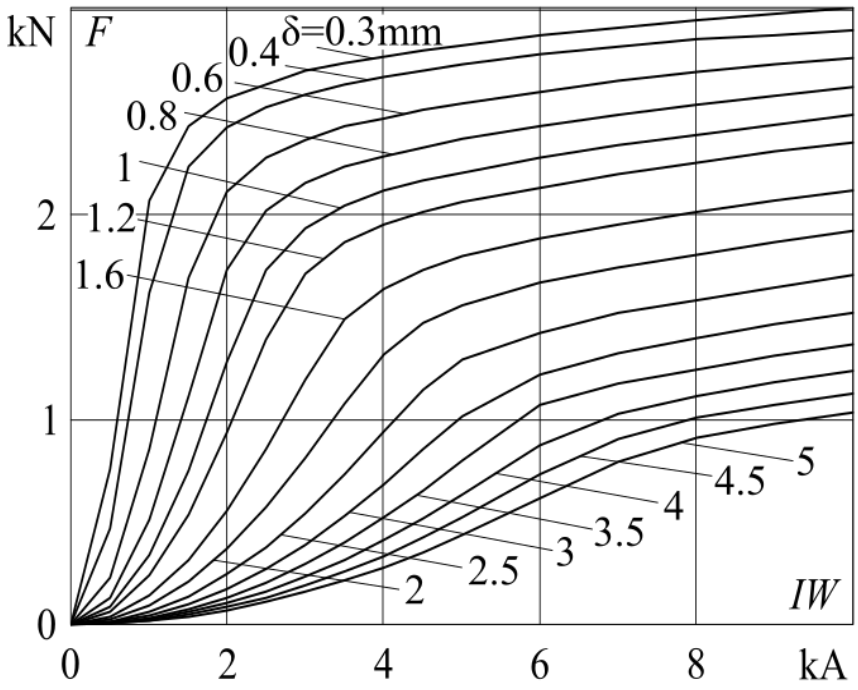
$$\psi = \sum_{j=1}^{W} \int_{S_{wj}} \mathbf{Bn}_{wj} dS_{wj} ;$$

$$F_e = \frac{1}{\mu_0} \oint_S \left((\mathbf{Bn})\mathbf{B} - \frac{1}{2}\mathbf{B}^2\mathbf{n} \right) dS ,$$

де S_{wj} − площа j-го витка обмотки; $\mathbf{B}$ − вектор магнітної індукції; $\mathbf{n}_{wj}$ − нормаль до площини j-го витка обмотки; S − поверхня якоря; $\mathbf{n}$ − вектор нормалі до поверхні якоря. Отримані залежності представлено на рис. 2.2.



а



б

Рисунок 2.2 – Залежності потокозчеплення та електромагнітної сили від МРС обмотки вібратора при різних величинах повітряного проміжку

Для того, щоб залежності між МРС та потокозчепленням можна було використовувати для моделювання динаміки, їх потрібно привести до

функцій $IW(\psi)$, де IW − МРС обмотки [49]. Для цього скористаємось методикою, що була застосована у [50]. Апроксимуємо отримані залежності $\psi_j(IW)$ гіперболічними функціями:

$$y_j(x) = (y_{c_j} - k_{r_j} x_{c_j}) \left(1 - \sqrt{\frac{(x - x_{c_j})^2 + b_j^2}{x_{c_j}^2 + b_j^2}} \right) + k_{r_j} x,$$

де j − номер залежності, що відповідає певній величині повітряного проміжку; (x_c, y_c) − координати центру гіперболи; b − величина, що задає фокусну відстань; k_r − коефіцієнт ротації.

Для залежності $\psi_7(IW)$, що відповідає величині повітряного проміжку δ = 1,6 мм, визначаємо коефіцієнти апроксимуючої функції методом найменших квадратів шляхом перебору у 4-х вкладених циклах і знаходимо коефіцієнт нахилу верхньої асимптоти:

$$k_a = \frac{k_{r_7} x_{c_7} - y_{c_7}}{\sqrt{x_{c_7}^2 + b_7^2}} + k_{r_7} = 2.465 \cdot 10^{-8} \text{Вб/А}.$$

Цей коефіцієнт буде однаковим для всіх гіпербол $y_j(x)$. Тому, для інших значень j виконуємо перебір тільки значень x_c, y_c та b, а коефіцієнт k_r визначаємо за формулою:

$$k_r = \frac{\frac{y_c}{\sqrt{x_c^2 + b^2}} + k_a}{\frac{x_c}{\sqrt{x_c^2 + b^2}} + 1}.$$

Отримані результати наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти апроксимуючих функцій

j	δ, мм	x_c, кА	y_c, мВб	b, кА	k_r, мВб/кА
1	0,3	0,829	2,113	0,355	1,234
2	0,4	1,037	2,116	0,440	0,991
3	0,6	1,53	2,118	0,506	0,687
4	0,8	1,95	2,116	0,567	0,544
5	1	2,34	2,116	0,63	0,457
6	1,2	2,75	2,116	0,67	0,392
7	1,6	3,44	2,11	0,764	0,316
8	2	4,07	2,105	0,790	0,269
9	2,5	4,74	2,093	0,919	0,231
10	3	5,3	2,077	1,01	0,207
11	3,5	5,86	2,071	1,105	0,188
12	4	6,34	2,052	1,065	0,173
13	4,5	6,8	2,043	1,115	0,162
14	5	7,18	2,027	1,084	0,153

Для ряду фіксованих значень потокозчеплення Ψ = 0, 0,1..2,5 (мВб) складаємо рівняння:

$$\psi_i(IW) = \Psi_k$$

де k = 1..26. Методом половинного ділення отримуємо ряд значень МРС $IW_{j,k}$, що відповідають заданим значенням потокозчеплення Ψ_k при величинах повітряного проміжку δ_j. Шляхом інтерполяції отримуємо сімейство функцій $IW_j(\psi)$, графіки яких наведено на рис. 2.3.

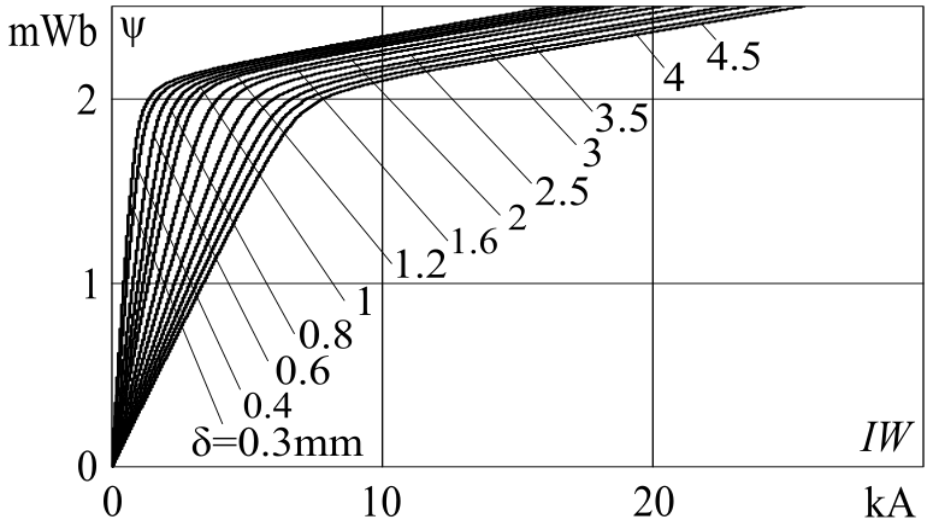


Рисунок 2.3 − Графіки функцій $IW_j(\psi)$

Отримані залежності $IW(\psi,\delta)$ і $F_e(IW,\delta)$ вводимо у відповідні блоки "IW" і "Magnetic force" імітаційної моделі електромагніта в середовищі Simulink (рис. 2.4).

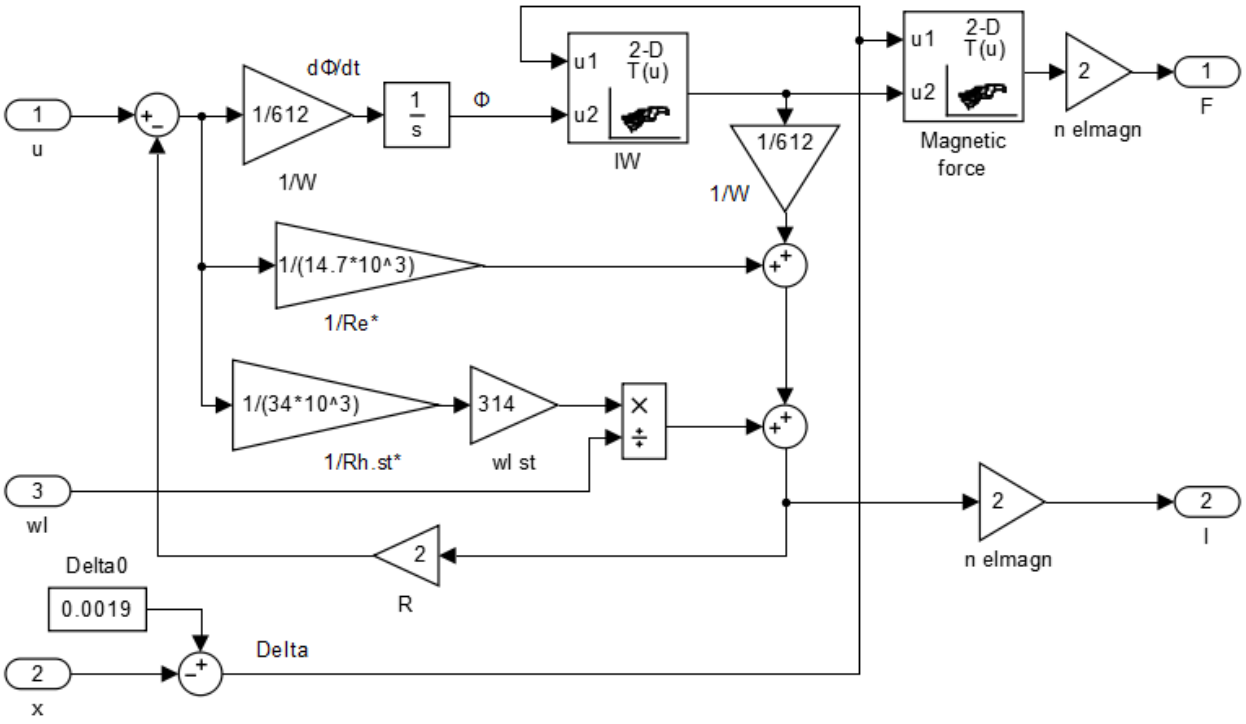


Рисунок 2.4 – Імітаційна модель електромагніта

Використовуючи заступну схему електромагніта [49], яка враховує вплив вихрових струмів та гістерезису, складаємо рівняння електромагнітних процесів:

$$i(t) = \frac{1}{W} IW\left(\psi(t), \delta(t)\right) + i_h^*(t) + i_{e.c}^*(t); \tag{2.1}$$

$$\frac{d\psi}{dt} = u(t) - Ri(t); \tag{2.2}$$

$$i_{e.c}^*(t) = \frac{1}{R_{e.c}^*}\left(u(t) - Ri(t)\right); \tag{2.3}$$

$$i_h^*(t) = \frac{f_{I.st}}{R_{h.st}^* f_I(t)}\left(u(t) - Ri(t)\right), \tag{2.4}$$

де $i_{e.c}^* = i_{e.c}/W$; $i_h^* = i_h/W$; $R_{e.c}^* = R_{e.c}W^2$; $R_{h.st}^* = R_{h.st}W^2$; i − струм обмотки; f_I - частота струму; $i_{e.c.}$ − МРС, що створюється вихровими струмами; i_h − МРС, що обумовлює реактивну складову намагніченості; $R_{e.c.}$ − еквівалентний опір контурів замикання вихрових струмів; $R_{h.st}$ − фіктивний опір, що характеризує втрати на гістерезис при стандартній частоті струму $f_{I.st}$, для якої наведено довідкові дані щодо втрат. На основі цих рівнянь в середовищі Simulink складаємо імітаційну модель електромагнітних та електромеханічних процесів, наведену на рис. 2.4.

Схема працює наступним чином. На вхід "u" подається миттєве значення напруги на обмотці, від нього віднімається падіння напруги на активному опорі і визначається ЕРС, яка ділиться на число витків обмотки для отримання похідної магнітного потоку за часом. Далі, в результаті інтегрування визначається магнітний потік, який подається на вхід блоку "IW", де виконується інтерполяція залежності *IW*(Ф,δ). На другий вхід блоку

"IW" надходить значення величини повітряного проміжку, а на його виході отримуємо МРС, яка подається на вхід блоку "Magnetic force", що обчислює електромагнітну силу. За рівнянням (2.1) визначається струм в обмотці електромагніта, який помножується на активний опір і визначається падіння напруги на ньому. На вхід "x" подається величина переміщення якоря відносно осердя, яка віднімається від початкового значення величини повітряного проміжку, визначається поточне значення δ, яке подається на другі входи блоків "IW" і "Magnetic force".

Таким чином, на основі результатів числового моделювання магнітного поля електромагнітного вібратора і рівнянь, побудованих на основі його заступної схеми, розроблено імітаційну модель, що дає можливість розраховувати електромагнітні та електромеханічні процеси.

2.3 Модель механіки коливальної системи та процесів у приводі руху преса віброгасника

На рис. 2.5 наведено динамічну схему коливальної системи, на рис. 2.6 – схему віброгасника з конічними пружинами, а на рис. 2.7 - характеристику жорсткості конічної пружини. На рисунку прийнято наступні позначення: $m_0..m_2$ − маси робочого органа, проміжної платформи і рухомої частини віброгасника відповідно; $c_0..c_2$ − жорсткості амортизаторів, пружин у підвісі проміжної платформи та пружин віброгасника відповідно; $b_0..b_2$ − коефіцієнти втрат у відповідних пружинах; m_3, c_3 та b_3 − параметри, що відображають інерційні, пружні та дисипативні властивості бетонної суміші [51]; 1 − двигун постійного струму; 2 − редуктор; 3 − рухома частина віброгасника (віброгасна маса); 4 − конічні пружини; 5 − прес; 6 − гвинтова передача; x_1, x_2, x_{pr} − переміщення проміжної платформи, віброгасної маси та преса відповідно.

Значення параметрів динамічної схеми та характеристики привода преса віброгасника наведені в таблиці 2.3.

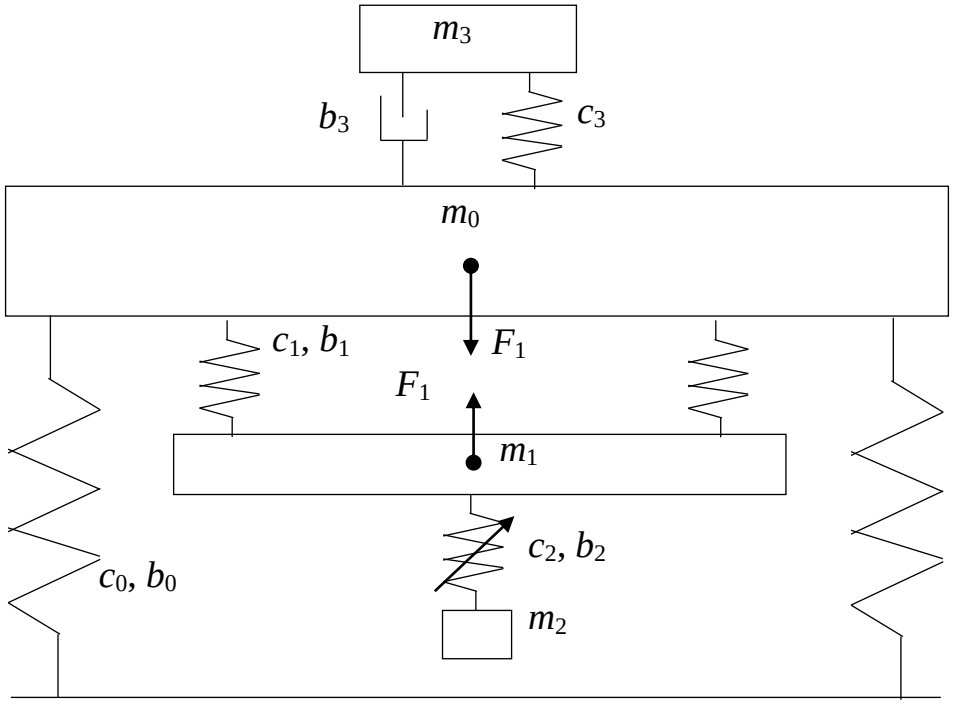


Рисунок 2.5 – Динамічна схема коливальної системи

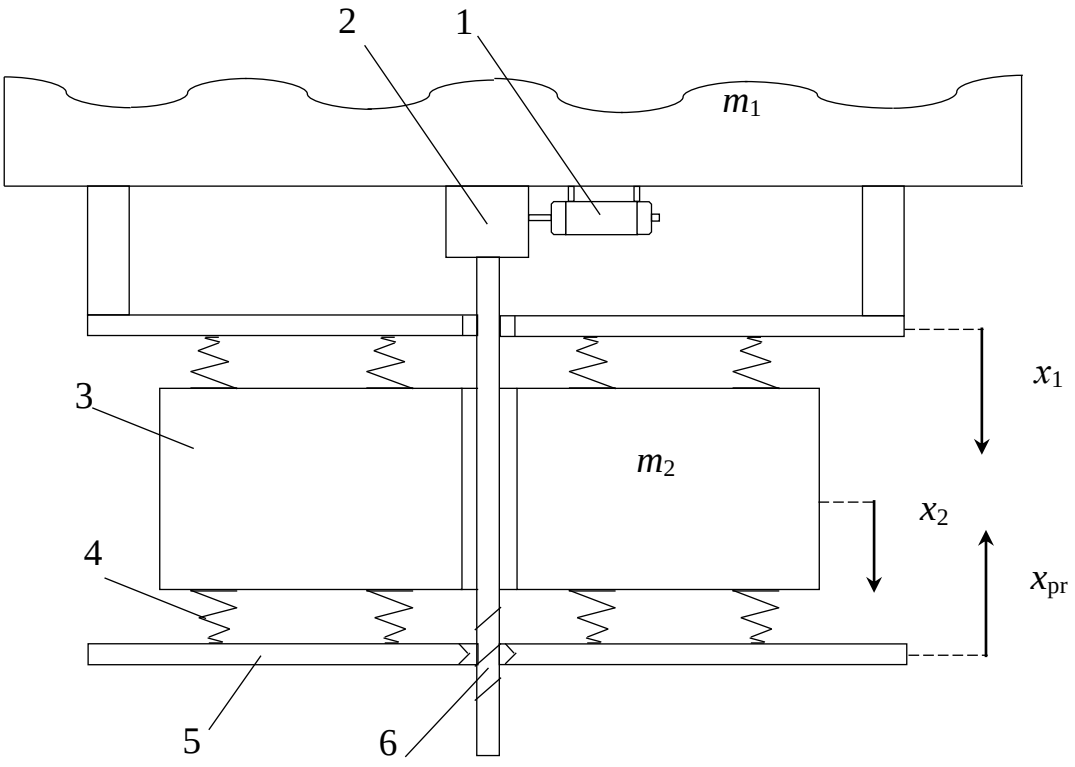


Рисунок 2.6 – Схема віброгасника з конічними пружинами

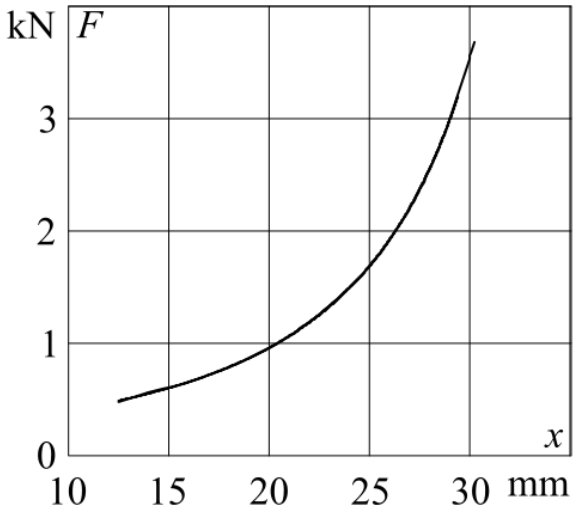


Рисунок 2.7 – Характеристика жорсткості конічної пружини

Таблиця 2.3 – Параметри динамічної схеми та характеристики привода преса віброгасника

Параметри динамічної схеми											
m_0	m_1	m_2	m_3	c_0	c_1	c_2	c_3	b_0	b_1	b_2	b_3
кг				МН/м				Н·с/м			
149	41	10	10	1,45	8,96	0,5.. 1,5	1	43.5	610	48	1700

Характеристики привода преса віброгасника						
Тип приводного двигуна	Електромагнітна постійна часу T_e, с	Електромеханічна постійна часу T_m, с	Коефіцієнт передачі двигуна K_m, $(В·с)^{-1}$	Коефіцієнт передачі двигуна за моментом K_t,$(Н·м·с)^{-1}$	Передавальне число редуктора i_r	Крок гвинта h, м
УЛ-042-18	0,01	0,09	9,615	1202	741	0,005

Для зручності моделювання, характеристика конічної пружини, що використовується, на робочій ділянці $\Delta x = 0{,}013..0{,}03$ м може бути апроксимована поліномом [45]:

$$F_{spr}(\Delta x) = \sum_{i=0}^{5} a_i \cdot (\Delta x \cdot 10^3)^i, \tag{2.5}$$

де F_{spr} – сила реакції пружини; Δx – деформація пружини; $a_0 = -1{,}02 \cdot 10^4$ Н; $a_1 = 2{,}842 \cdot 10^3$ Н/м; $a_2 = -302{,}762$ Н/м^2; $a_3 = 16{,}086$ Н/м^3; $a_4 = -0{,}422$ Н/м^4; $a_5 = 4{,}479 \cdot 10^{-3}$ Н/м^5.

На основі наведених на рис. 2.5 та рис. 2.6 схем складаємо рівняння механіки коливальної системи:

$$\frac{dv_0}{dt} = \frac{1}{m_0}\big(F_1(t) - b_0 v_0(t) - b_1 \cdot (v_0(t) - v_1(t)) - b_3 \cdot (v_0(t) - v_3(t)) - \\ - c_0 x_0(t) - c_1 \cdot (x_0(t) - x_1(t)) - c_3 \cdot (x_0(t) - x_3(t))\big); \tag{2.6}$$

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1}(-F_1(t) + b_1 \cdot (v_0(t) - v_1(t)) - b_2 \cdot (v_1(t) - \\ - v_2(t)) + c_1 \cdot (x_0(t) - x_1(t)) - F_2(t)); \tag{2.7}$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{m_2}\big(F_2(t) - b_2 \cdot (v_2(t) - v_1(t))\big); \tag{2.8}$$

$$\frac{dv_3}{dt} = \frac{1}{m_3}\big(b_3 \cdot (v_0(t) - v_3(t)) + c_3 \cdot (x_0(t) - x_3(t))\big); \tag{2.9}$$

$$\frac{dx_i}{dt} = v_i(t), i = 0..3; \tag{2.10}$$

$$F_2(t) = 4F_{spr}\left(x_1(t) - x_2(t) + \frac{1}{2}x_{pr}(t)\right) - \\ - 4F_{spr}\left(x_2(t) - x_1(t) + \frac{1}{2}x_{pr}(t)\right). \tag{2.11}$$

На основі цих рівнянь будуємо імітаційну модель механічних процесів у коливальній системі в середовищі Simulink (рис. 2.8).

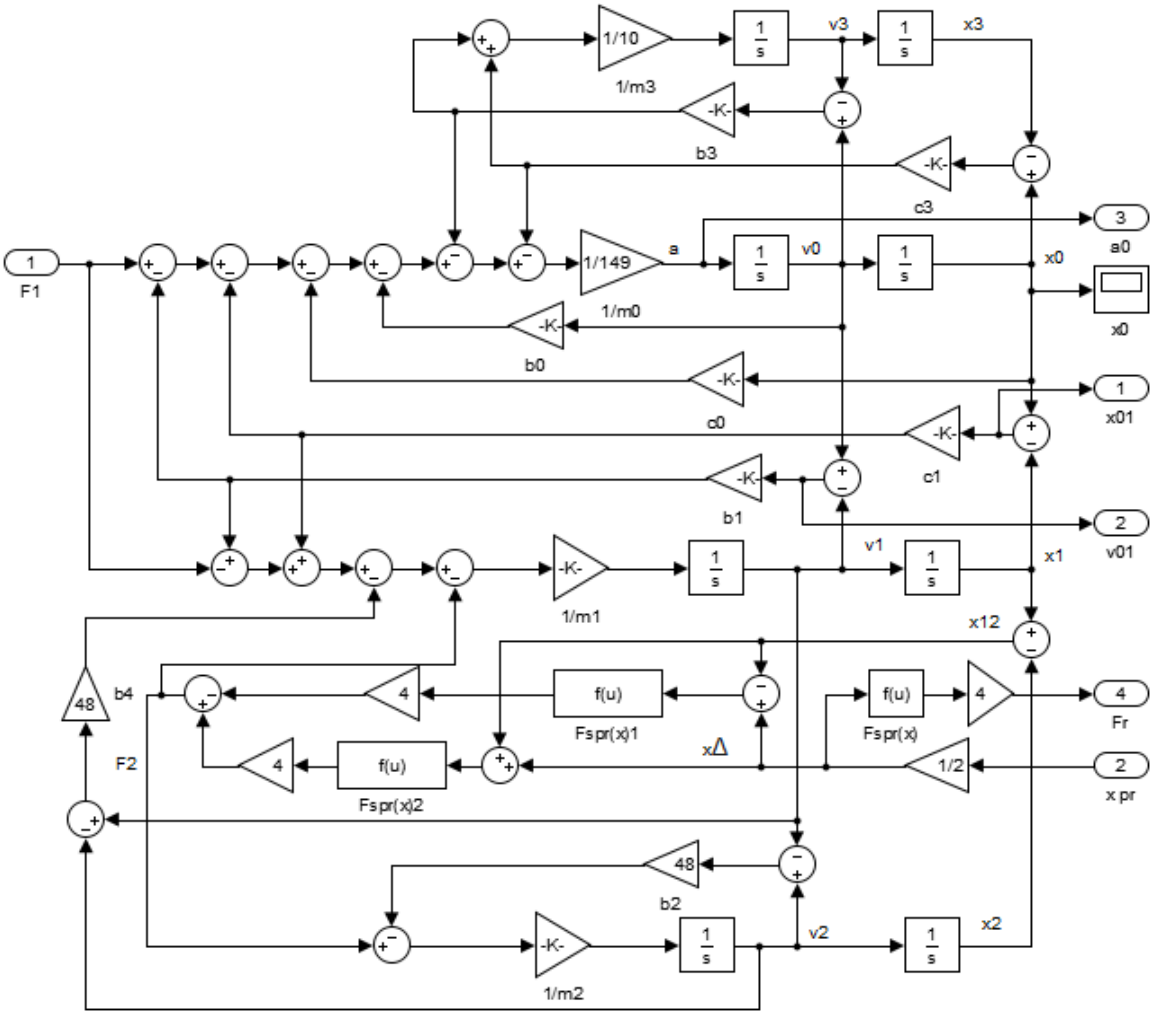


Рисунок 2.8 – Імітаційна модель механічних процесів

Привод преса віброгасника з конічними пружинами, який використовується в досліджуваній системі, містить двигун постійного струму УЛ-042-18, редуктор та гвинтову передачу (табл. 2.3).

Частота обертання двигуна без навантаження $\omega_{m.idl}$ визначається диференційним рівнянням:

$$T_e T_m \frac{d^2\omega_{m.idl}}{dt^2} + T_m \frac{d\omega_{m.idl}}{dt} + \omega_{m.idl}(t) = k_m u_m(t), \qquad (2.12)$$

де u_m − вхідна напруга.

Сила реакції конічних пружин при їх стисканні пресом:

$$F_r(t) = 4F_{spr}\left(\frac{1}{2}x_{pr}(t)\right). \tag{2.13}$$

Ця сила створює момент опору, що діє на ротор двигуна:

$$M_r(t) = \frac{h}{i_r \eta_{gear}} F_r(t), \tag{2.14}$$

де η_{gear} − ККД механізму, що враховує втрати у редукторі та гвинтовій передачі.

При русі преса момент опору викликає зменшення частоти обертання на величину $\Delta\omega_m$, що визначається диференційним рівнянням:

$$T_e T_m \frac{d^2\Delta\omega_m}{dt^2} + T_m \frac{d\Delta\omega_m}{dt} + \Delta\omega_m(t) = k_t \cdot \left(T_m \frac{dM_r}{dt} + M_r(t)\right). \tag{2.15}$$

Особливістю гвинтової передачі є наявність тертя ковзання, яке при малих швидкостях має істотно нелінійну характеристику [52]. Але, в даній моделі цією нелінійністю можна знехтувати. Достатньо врахувати лише той факт, що сила реакції пружин не може викликати обертання гвинта у напрямку, протилежному моменту, що створений двигуном. Тобто рух двигуна, гвинта і преса відбувається, коли частота $\omega_{m.idl}$ перевищує величину $\Delta\omega_m$, або коли вони спрямовані в одному напрямку (при зворотному русі преса).

Таким чином, частота обертання вала двигуна визначиться наступним рівнянням:

$$\omega_m(t) = \begin{cases} \omega_{m.idl}(t) - \Delta\omega_m(t) \text{ if } (\omega_{m.idl}(t) > \Delta\omega_m(t)) \vee (\omega_{m.idl}(t) < -\omega_{\min}); \\ 0 \text{ otherwise,} \end{cases} \quad (2.16)$$

де ω_{min} − мінімальна кутова швидкість, достатня для подолання сили в'язкого тертя.

На підставі рівнянь (2.12) − (2.16) будуємо імітаційну модель привода преса віброгасника в середовищі Simulink у вигляді підсистеми "Vibroabsorber drive system" (рис. 2.9).

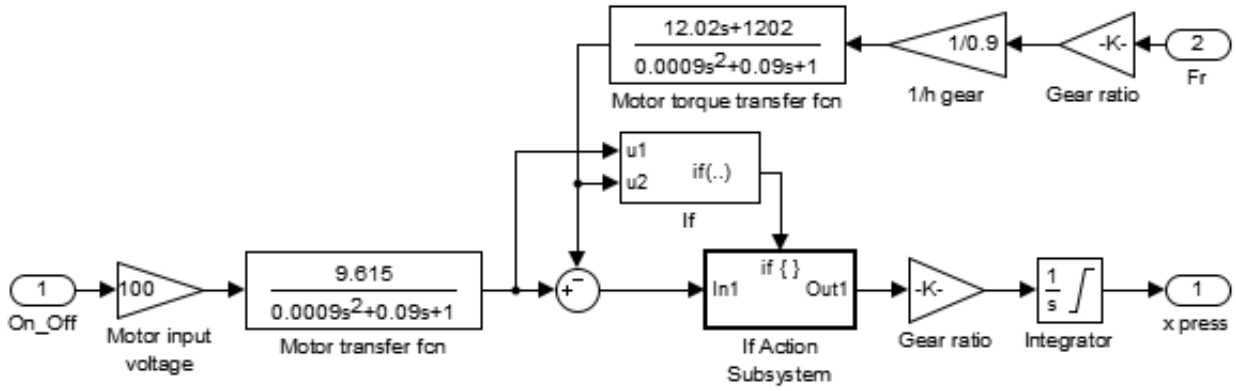


Рисунок 2.9 – Імітаційна модель привода преса віброгасника

На вхід "On_Off" подається сигнал керування, що може приймати значення −1, 0, або 1. На виході підсистеми − розраховане значення переміщення преса x_{pr} з урахуванням сили опору та характеристик привода.

Отримані імітаційні моделі механіки коливальної системи і привода преса віброгасника використовуватимуться як підсистеми загальної імітаційної моделі процесів у вібраційній машині.

2.4 Модель процесів у системі керування та розрахунок перехідних процесів у електроприводі

Імітаційна модель системи керування електромагнітним вібраційним приводом розроблена в [53]. В [51] вона представлена окремою підсистемою

Control system. Додаємо до цієї підсистеми контур керування пресом віброгасника (рис. 2.10).

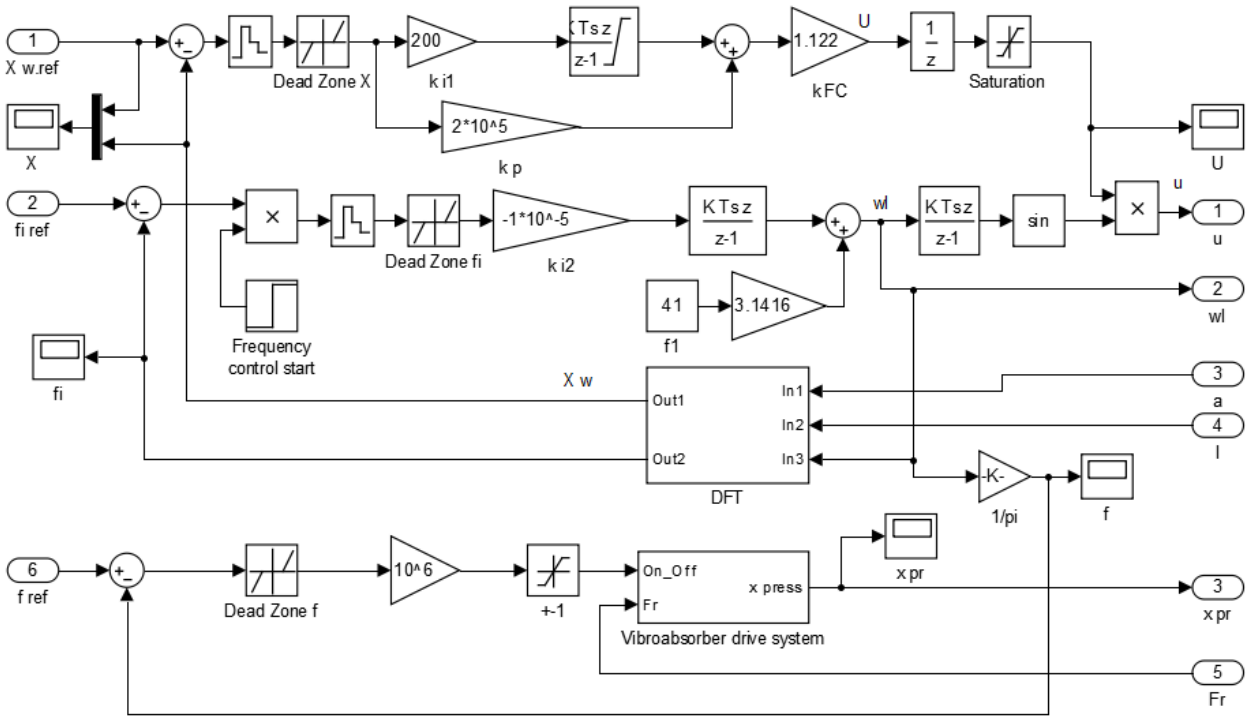


Рисунок 2.10 – Підсистема "Control system"

Вхідним сигналом контуру керування пресом є приписане значення частоти вібрації f_{ref}, яке порівнюється з її реальним значенням f. Якщо різниця між ними (помилка) перевищує величину зони нечутливості, задану блоком "Dead zone f", на вхід "On_Off" подається 1, або −1, в залежності від знаку помилки.

Повна імітаційна модель керованої вібраційної системи наведена на рис. 2.11. Вона складається з трьох підсистем: "Control system", "Electromagnetic system of vibrator" і "Mechanical oscillation system". Структура першої наведена на рис. 2.10, другої − на рис. 2.4, третьої − на рис. 2.8.

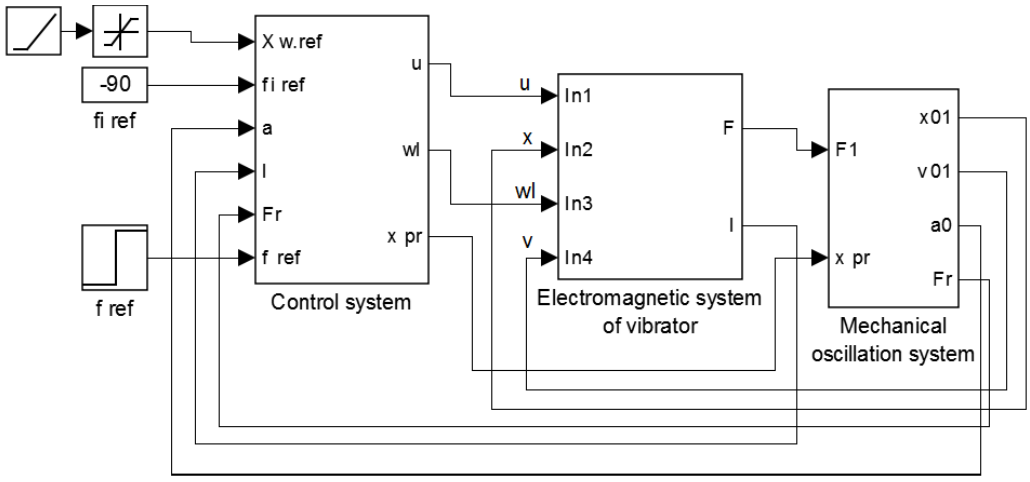


Рисунок 2.11 – Імітаційна модель керованої вібраційної системи

Сигналами завдання є приписані значення амплітуди коливань робочого органа $X_{w.ref}$, частоти вібрації f_{ref} та зсуву фаз між електромагнітною силою та переміщенням робочого органа φ_{ref}. Для підтримки резонансного режиму задається значення $\varphi_{ref} = -90°$.

На рис. 2.12 наведено отримані в результаті моделювання графіки зміни у часі амплітуди вібрації робочого органа (крива 1 − приписане значення $X_{w.ref}$, крива 2 − реальне значення X_w), частоти вібрації f, зсуву фаз між електромагнітною силою та переміщенням робочого органа φ, переміщення преса x_{pr}, вихідної (механічної) потужності вібратора P_{out}, ККД вібратора η. На графіках спостерігаємо наступні процеси. Привод запускається на частоті 37,5 Гц. Приписане значення амплітуди $X_{w.ref}$ протягом 1 с лінійно наростає до 0,5 мм і далі залишається на цьому рівні. В момент часу 1 с вмикається система автопідстройки частоти, яка в момент 3,2 с встановлює частоту 41,4 Гц, що відповідає резонансу ($\varphi \approx -90°$). В момент 3,3 с закінчується коливальний перехідний процес регулювання амплітуди вібрації, яка досягає приписаного значення і не відхиляється від нього більше ніж на 5%. В момент часу 5 с задається нове приписане значення частоти $f_{ref} = 61$ Гц. Різність частот f_{ref} та f виходить за межі ±1 Гц зони нечутливості елемента "Dead zone f", внаслідок чого вмикається привод пересування преса. Рух преса супроводжується стисканням конічних пружин,

збільшенням їх жорсткості та резонансної частоти коливальної системи. Реагуючи на це, система автопідстройки частоти збільшує частоту вимушених коливань *f*. В результаті частота плавно зростає і після невеликого перерегулювання встановлюється на рівні 61,05 Гц.

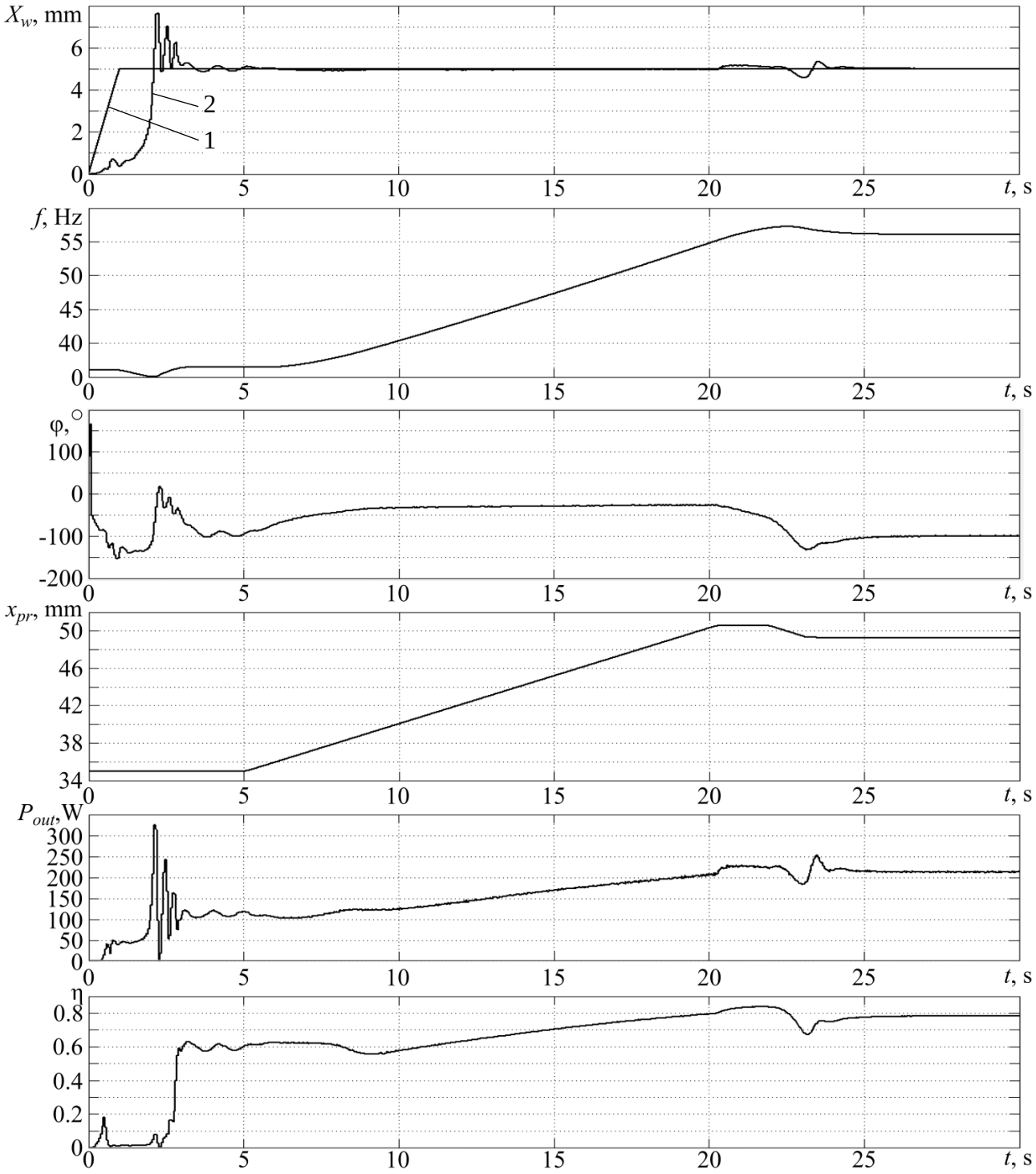


Рисунок 2.12 – Графіки перехідних процесів

Привод преса відпрацьовує помилку за частотою, після чого зупиняється. Це супроводжується також однократним коливанням амплітуди вібрації в межах ±0.4 мм протягом 2 с. Після цього встановлюються стаціонарні вібрації на новій частоті із заданою амплітудою.

Вихідна потужність та ККД вібратора розраховувались згідно з методикою, викладеною в [44].

Результати моделювання показують, що при переході між частотами привод зберігає високу енергетичну ефективність. Підвищення частоти при незмінній амплітуді вібрації призводить до зростання вихідної потужності і, як наслідок, до зростання ККД вібратора від 0,62 до 0,78.

Висновки за другим розділом

Сформована функціональна схема вібраційної машини з керованим електромагнітним приводом та керованим динамічним віброгасником з конічними пружинами, що забезпечує регулювання резонансної частоти.

На основі результатів числового моделювання магнітного поля електромагнітного вібратора і рівнянь, побудованих на основі його заступної схеми, розроблено імітаційну модель, що дає можливість розраховувати електромагнітні та електромеханічні процеси. Розроблено також математичні та імітаційні моделі механіки коливальної системи і привода преса віброгасника.

Шляхом імітаційного моделювання досліджено процеси у керованому електромагнітному приводі вібраційної установки, що містить автопараметричний віброгасник з нелінійними пружними елементами. Встановлено що одночасне керування електромагнітним вібратором та динамічним віброгасником забезпечує послідовну роботу вібраційної установки на різних частотах при збереженні енергоефективного білярезонансного режиму.

Перехід з однієї частоти на іншу відбувається плавно, час переходу визначається динамічними властивостями привода преса віброгасника. Для привода що досліджувався, швидкість переходу склала близько 1,5 Гц/с.

Отримані в даному розділі результати опубліковано в роботі [54].

РОЗДІЛ 3
СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ЗІ ЗМІННОЮ РЕЗОНАНСНОЮ ЧАСТОТОЮ

3.1 Аналіз шляхів удосконалення та вибір алгоритму роботи системи керування

В розділі 2 запропоновано динамічну модель і наведено результати моделювання електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній машині, що містить керований за частотою та амплітудою електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник з конічними пружинами, яка працює в режимі послідовного вібрування на різних частотах. В розглянутій системі керування використовується фазова автопідстройка частоти з інтегральним регулятором, яка забезпечує автоматичне відстеження резонансної частоти. Аналізуючи отримані осцилограми (рис. 2.12), можна зробити висновок, що система не забезпечує необхідної якості керування частотою в перехідних режимах. При пуску системи протягом перших 2,5 с ККД привода не перевищує 0,1, оскільки при малій амплітуді коливань резонансна частота досліджуваної нелінійної системи є меншою, ніж при номінальній амплітуді. Тому, процес наростання амплітуди коливань починається з зарезонансного режиму при багатократному перевищенні номінального струму (рис. 3.1) і практично нульовому ККД, а потім супроводжується переходом до резонансного режиму, що викликає велике перерегулювання за амплітудою. Дослідження показали, що пуск на меншій частоті не вирішує дану проблему: спочатку система на резонансі, а при зростанні амплітуди вона на кілька секунд заходить в дорезонансну зону, що також супроводжується тимчасовим багатократним перевищенням струму і, відповідно, зменшенням ККД.

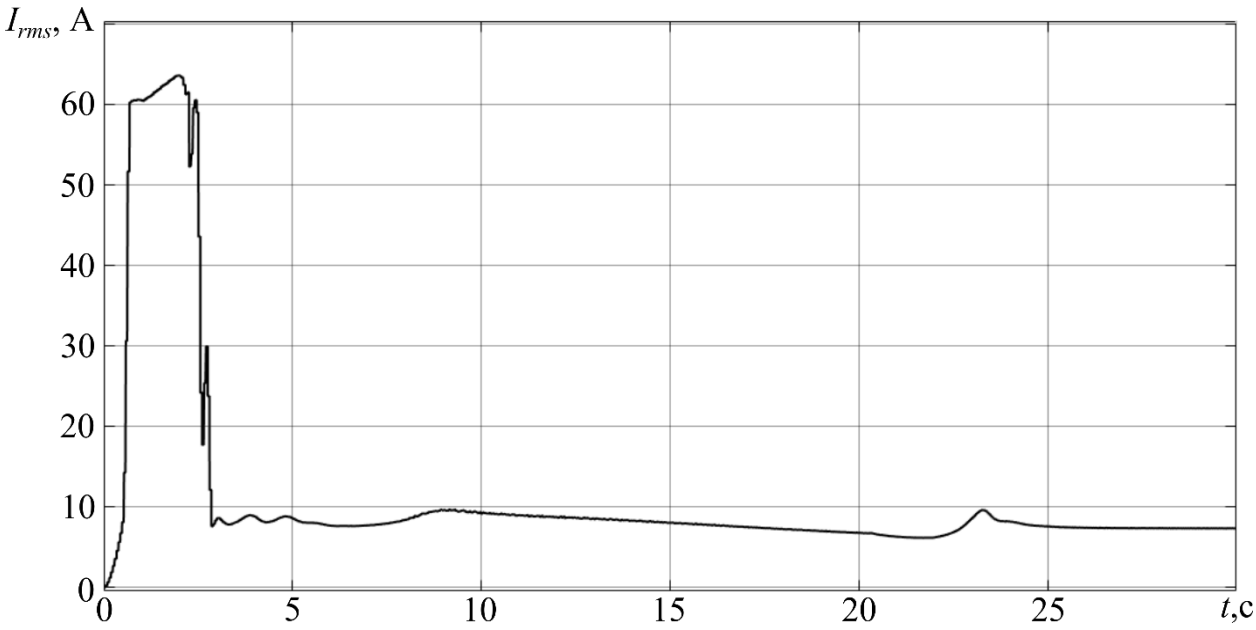


Рисунок 3.1 – Діюче значення струму при перехідних процесах, досліджених в розділі 2

Оскільки система керування частотою має на порядок меншу швидкодію, ніж система керування амплітудою, вона не встигає відстежувати зміни резонансної частоти, викликані зміною амплітуди коливань. Після пуску системи плавне збільшення частоти разом із резонансною частотою за лінійним законом викликає появу швидкісної складової помилки за фазою величиною близько 65º, що також призводить до зменшення енергоефективності в перехідному режимі. Таким чином, розглянута система потребує удосконалень.

Як зазначено вище, причиною багатократного зростання струму і зменшення ККД майже до нуля є вихід системи з резонансної зони в перехідних режимах внаслідок зміни амплітуди деформацій нелінійних пружних елементів динамічного віброгасника. Застосування зворотного зв’язку за струмом з метою його обмеження не дасть бажаного результату, оскільки призведе до істотного затягування перехідного режиму пуску. Тому, єдиним шляхом розв’язання даної проблеми є підвищення швидкодії системи керування частотою, тобто більш швидке налаштування на резонансну

частоту при її відхиленні внаслідок зміни амплітуди вібрації, або переналаштування динамічного віброгасника.

Розглянемо основні способи підвищення швидкодії з точки зору їх застосування для системи керування частотою, що містить інтегральний регулятор (І-регулятор) в основному контурі:

− підвищення коефіцієнта підсилення І-регулятора;

− застосування пропорційно-інтегрального (ПІ) регулятора;

− реалізація керування за похідними (зокрема, пропорційно-інтегрально-диференційного регулятора);

− використання комбінованого принципу керування.

Підвищення коефіцієнта підсилення існуючого в системі керування І-регулятора призведе до неприпустимого зменшення запасу стійкості. Стосовно двох наступних способів слід зазначити, що період оновлення сигналу зворотного зв’язку за фазою дорівнює періоду струму обмотки, протягом якого виконується дискретне перетворення Фур’є, тому дискретні значення цього сигналу змінюються стрибкоподібно після кожного періоду в діапазоні в декілька градусів, що видно на осцилограмі (рис. 2.12). І-регулятор усереднює ці значення, забезпечуючи стабільну величину частоти. Застосування ПІ-регулятора, або керування за похідними, призведе до підсилення стрибкоподібних змін сигналу зворотного зв’язку за фазою і викличе коливання частоти, що є неприпустимим. Таким чином, перші 3 з наведених способів не можуть бути застосовані для розв’язання поставленої задачі.

Комбіноване керування передбачає додавання каналу компенсації збурюючих діянь. У системі керування частотою, що розглядається, можна виділити два основних збурюючих діяння, що впливають на резонансну частоту вібромашини: координата переміщення преса x_{pr} динамічного віброгасника (від неї залежить початкова деформація і, відповідно, середня жорсткість конічних пружин підвісу віброгасної маси) і амплітуда коливань робочого органа X_w (від неї залежить динамічний діапазон деформацій

конічних пружин, який також впливає на їх жорсткість). Остання величина є визначеною, а перша може бути визначена безпосереднім вимірюванням. Залежність резонансної частоти від цих двох факторів може бути легко знайдена шляхом експерименту. Визначене таким чином значення резонансної частоти можна використати для швидкого та грубого налаштування на резонанс, а фазову автопідстройку − для повільного і точного доведення.

Таким чином, вихідний сигнал системи керування частотою буде містити дві складові:

$$\omega_I(t) = \widehat{\omega}_r(x_{pr}(t), X_w(t)) + k_{i2}\int_0^t \varepsilon_\varphi(t)dt, \qquad (3.1)$$

де ω_I − частота струму; $\widehat{\omega}_r(x_{pr}, X_w)$ − резонансна частота, визначена в залежності від координати переміщення преса віброгасника і амплітуди вібрації робочого органа вібромашини; k_{i2} − коефіцієнт І-регулятора частоти; $\varepsilon_\varphi = \varphi_{ref} - \varphi$ − помилка керування за фазою; φ − фаза вібраційних переміщень робочого органа вібромашини відносно електромагнітної сили; φ_{ref} − приписане значення фази φ.

3.2 Побудова структури системи керування

На основі розробленої в другому розділі динамічної моделі системи керування, з урахуванням (3.1), складаємо функціональну схему комбінованої системи автоматичного керування вібраційною машиною з електромагнітним приводом і динамічним віброгасником з нелінійними пружними елементами (рис. 3.2). На схемі прийнято наступні позначення: $X_{w.ref}$, ω_{ref} − приписані значення амплітуди вібраційних переміщень

робочого органа і частоти вібрації ω відповідно; ε_x, ε_ω − помилки керування за амплітудою та частотою відповідно; a − прискорення робочого органа; U, i − амплітуда напруги і миттєве значення струму обмотки вібратора відповідно; РА − регулятор амплітуди; РЧ − регулятор частоти; ФП − функціональний перетворювач; ДПФ − блок дискретного перетворення Фур'є; ФОС − формувач опорних сигналів; АЦП − аналого-цифровий перетворювач; РПП − регулятор переміщення преса; ППП − послідовний прийомо-передавач; МК − мікроконтролер; ПЧ − перетворювач частоти; РК − релейний комутатор; А − акселерометр; ДС − датчик струму; ДП − датчик переміщення; РО − робочий орган; ЕМВ − електромагнітний вібратор; КДВГ − керований динамічний віброгасник.

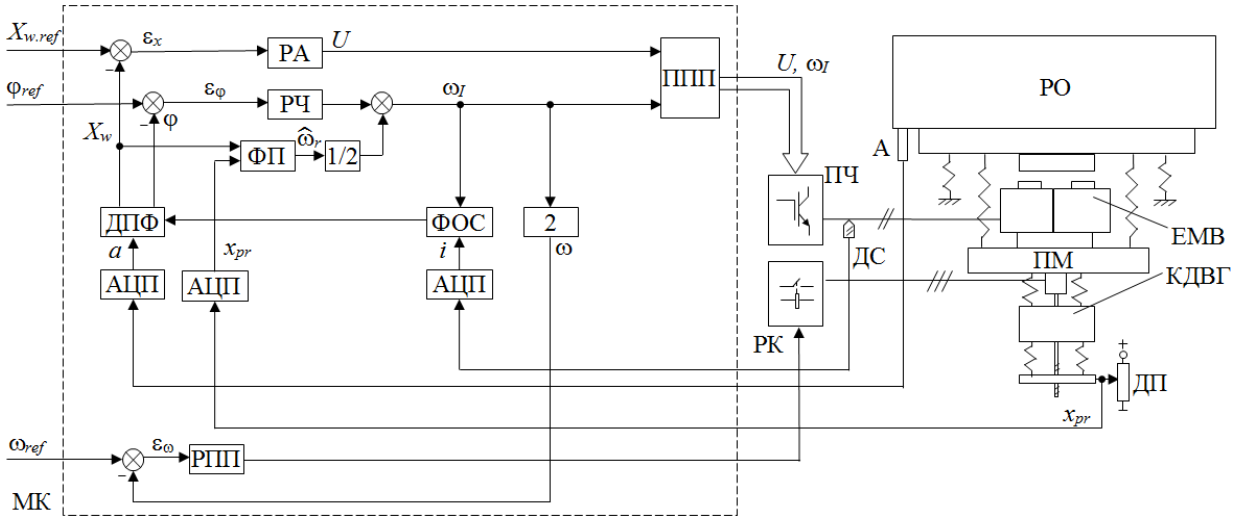


Рисунок 3.2 – Функціональна схема комбінованої системи автоматичного керування вібраційною машиною з електромагнітним приводом і динамічним віброгасником з нелінійними пружними елементами

Система керування частотою працює наступним чином. На вхід подається приписане значення частоти ω_{ref}, необхідне для забезпечення технологічного процесу. Якщо воно не співпадає з реальним значенням частоти ω, виникає помилка ε_ω, яка подається на РПП, що подає сигнал на РК, реалізуючи релейний закон керування приводом преса віброгасника. Рух

преса викликає зміну резонансної частоти вібраційної машини ω_r. Це призводить до зміни величини $\widehat{\omega}_r$ на виході ФП, а також до появи помилки за фазою ε_φ. Вихідні сигнали ФП і РЧ змінюють частоту струму ω_I і відповідно частоту вібрації ω, що дорівнює подвоєній частоті струму, наближаючи її до приписаного значення.

Приписане значення фази φ_{ref} повинно бути задане в залежності від необхідного відношення частоти вимушених коливань до частоти резонансу ω/ω_r з точки зору забезпечення найбільшої енергетичної ефективності. При відносно невеликому навантаженні це відношення повинно бути близьким до одиниці, що відповідає величині $\varphi_{ref} = 90°$. При зміні навантаження від 20% до номінального максимальний ККД спостерігається на частотах 0,95..0,99 від резонансної, а величину φ_{ref} потрібно обирати з діапазону 57°..70° [44].

Слід зазначити, що помилка за фазою ε_φ може бути також визначена через різність фаз між 3-ю та 1-ю гармонічними складовими струму обмотки вібратора [55]. При цьому опорні сигнали для дискретного перетворення Фур'є можуть формуватися незалежно від сигналу датчика струму [56].

Контур керування амплітудою містить ПІ-регулятор, сигнал зворотного зв'язку за амплітудою X_w формується шляхом дискретного перетворення Фур'є сигналу акселерометра на частоті основної гармоніки ω.

Отримана функціональна схема відображає структуру системи керування вібраційною машиною, що забезпечує керування амплітудою за зворотнім зв'язком з використанням ПІ-регулятора, комбіноване керування частотою з використанням І-регулятора та функціонального перетворювача в каналі прямого зв'язку, а також релейне керування приводом преса віброгасника.

3.3 Визначення характеристики функціонального перетворювача каналу збурення

Розглянемо вібраційну машину, параметри якої наведені в табл. 2.1, 2.3. За допомогою розглянутої в п. 2.4 імітаційної динамічної моделі розраховуємо перехідні процеси для сходинкових змін амплітуди вібрації робочого органа від 0,1 мм до 0,6 мм з кроком 0,1 мм при постійній координаті преса $x_{pr} = 0{,}035$ м. Отримані графіки наведені на рис. 3.3. На них видно, що після кожної зміни амплітуди встановлюється нова частота f, що відповідає новій резонансній частоті коливальної системи f_r. Це здійснюється системою фазової автопідстройки, яка забезпечує $\varphi = \varphi_{ref} = 90°$, що відповідає резонансу.

В результаті маємо залежність резонансної частоти від амплітуди робочого органа при заданому значенні координати переміщення преса віброгасника. Отриману залежність заносимо до першої строки таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність резонансної частоти від переміщення преса віброгасника і амплітуди вібрації робочого органа

X_w, мм	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
x_{pr}, м	f_r, Гц					
0,035	37,75	38,07	38,71	39,76	41,24	43,08
0,04	44,76	44,95	45,3	45,86	46,66	47,7
0,045	52,06	52,32	52,75	53,35	54,04	54,8
0,05	60,78	60,95	61,23	61,58	61,96	62,36
0,053	66,26	66,29	66,36	66,46	66,58	66,82

Аналогічно отримуємо залежності для інших значень переміщення преса, заповнюючи таблицю 3.1.

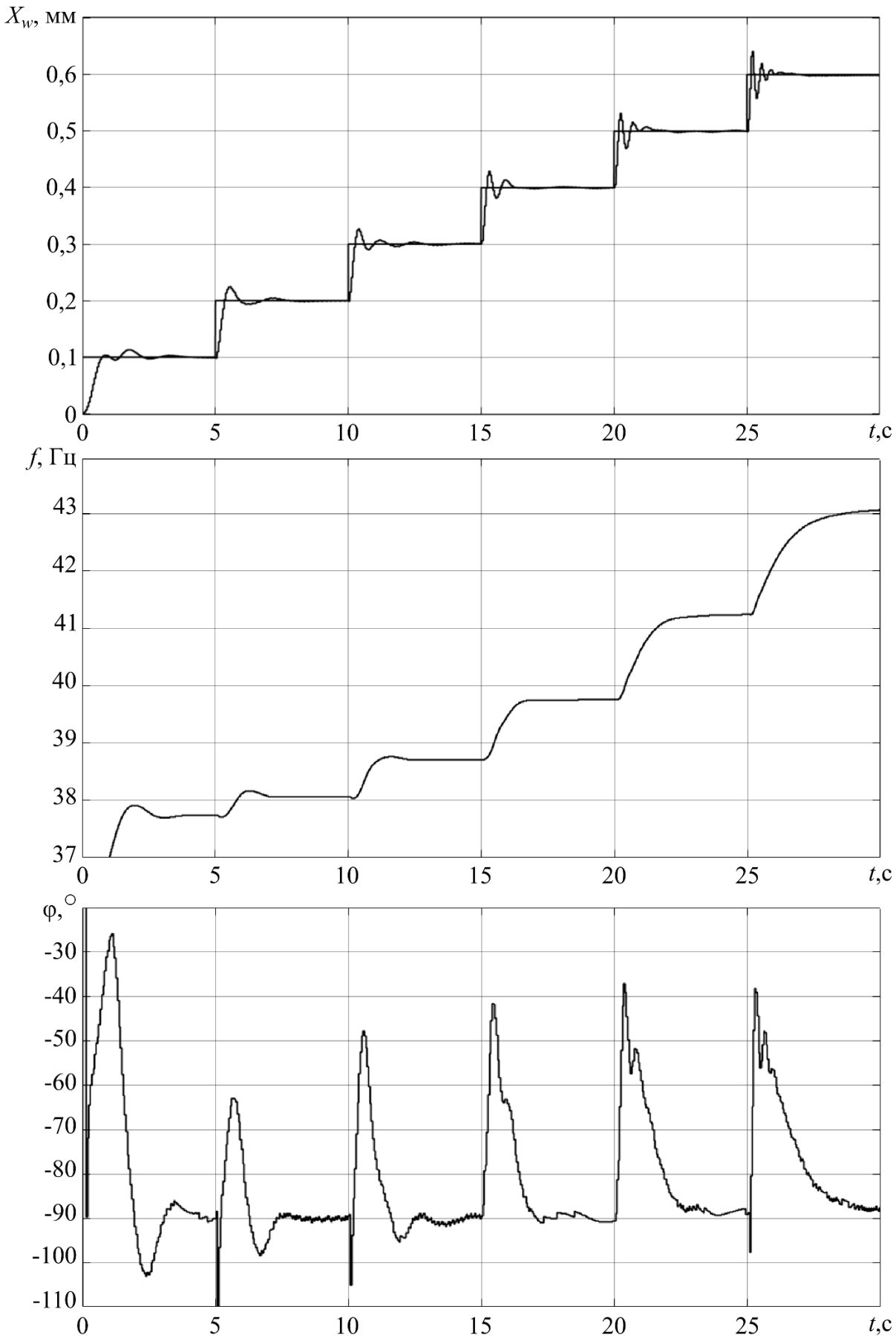


Рисунок 3.3 – Визначення резонансних частот вібраційної машини при x_{pr} = 0,035 м в залежності від амплітуди коливань робочого органа

Отримана характеристика функціонального перетворювача може бути інтерпольована і використовуватись як неперервна функція для визначення резонансної частоти в процесі керування.

3.4 Моделювання перехідних процесів у системі з комбінованим керуванням частотою

На основі розробленої у 2-му розділі імітаційної моделі, функціональної схеми (рис. 3.2) і отриманих залежностей (табл. 3.1) створюємо імітаційну динамічну модель комбінованої системи керування у програмі Simulink (рис. 3.4). Вона є підсистемою "Control system" у складі загальної імітаційної моделі вібромашини.

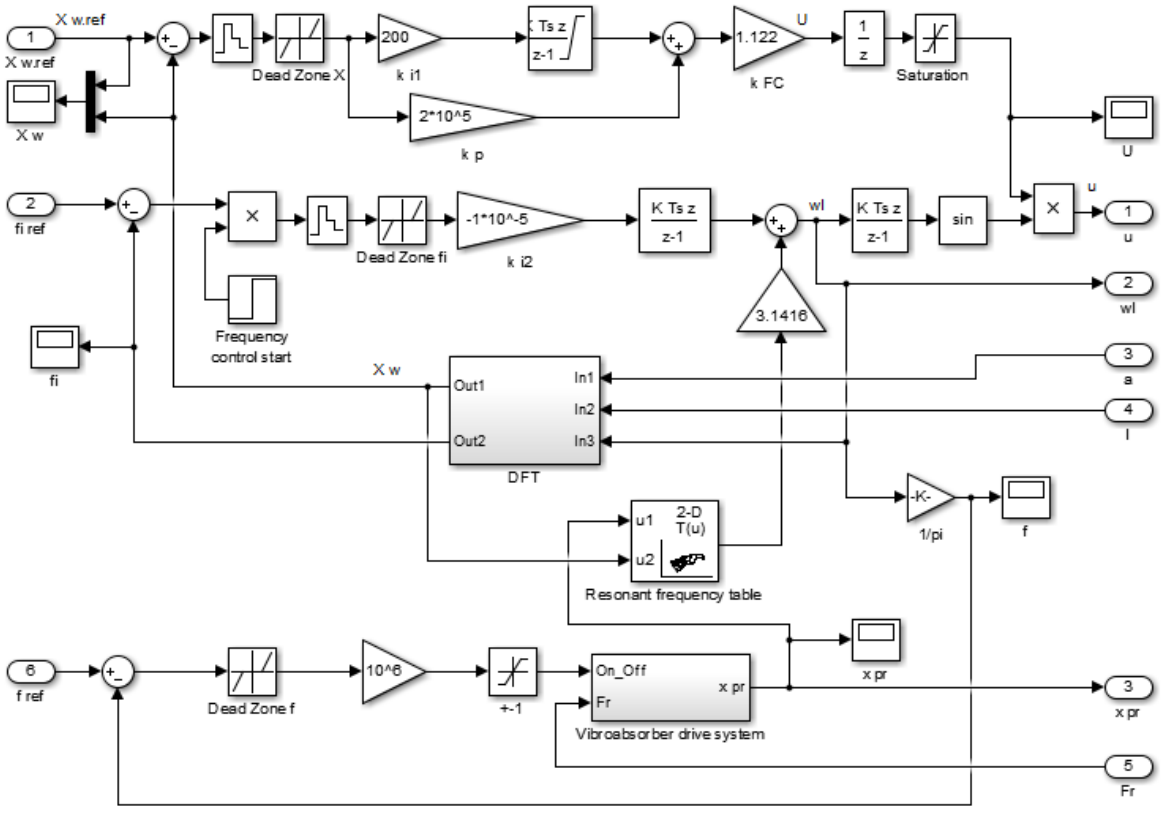


Рисунок 3.4 – Імітаційна динамічна модель комбінованої системи керування у програмі Simulink

В розробленій моделі функція $\widehat{\omega}_r(x_{pr}, X_w)$ реалізована за допомогою інтерполяційного блока "Lookup table", до якого були занесені дані з табл.3.1. На схемі цей блок позначений як "Resonant frequency table".

За допомогою розробленої моделі проведемо розрахунки перехідних процесів за тих самих умов, що і в п. 2.4. Результати наведені на рис. 3.5. За отриманими графіками спостерігаємо наступні процеси. Протягом 1 с амплітуда вібрації досягає приписаного значення 0,5 мм з незначним перерегулюванням 0,02 мм (4%) і далі практично не відхиляється від приписаного значення. Протягом 1 с встановлюється частота 41 Гц, що відповідає початковому приписаному значенню і умові резонансу. В момент часу 5 с приписане значення частоти змінюється до 61 Гц. Прес віброгасника починає рух вгору, поступово стискаючи конічні пружини, збільшуючи їх жорсткість і, відповідно, резонансну частоту вібромашини. Реагуючи на це, система керування частотою збільшує частоту вимушених коливань, зберігаючи резонансний режим. Фаза φ при цьому не відхиляється від приписаного значення $\varphi_{ref} = 90°$ більше ніж на 5°. Як наслідок, немає перевищень за струмом і падінь ККД привода в перехідному режимі.

Цей процес триває 13 с, після чого частота досягає величини 60 Гц і далі залишається на цьому рівні. Різниця в 1 Гц між усталеним значенням частоти та її приписаним значенням обумовлена зоною нечутливості ±1 Гц, заданою блоком "Dead Zone f", що входить до складу регулятора переміщення преса.

Таким чином, результати числового моделювання перехідних процесів у системі автоматичного керування вібромашиною з комбінованим керуванням частотою показали, що завдяки швидкому і точному регулюванню частоти, в перехідних режимах система залишається в резонансній зоні з високим значенням коефіцієнту корисної дії.

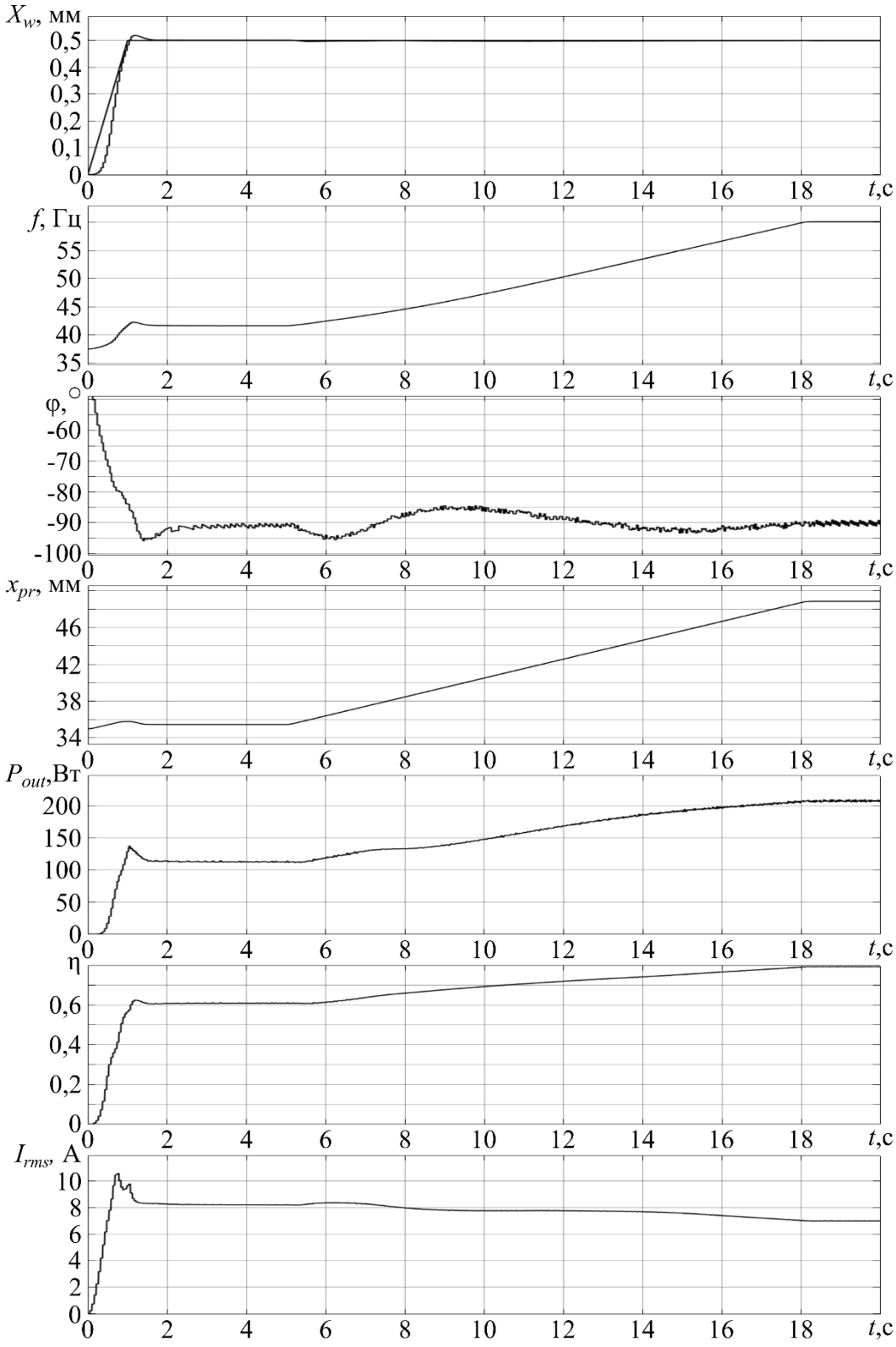


Рисунок 3.5 – Осцилограми перехідних процесів при зміні частоти від 41 Гц до 61 Гц

3.5 Моделювання роботи системи комбінованого керування частотою при імпульсному живленні

В роботах [57] та [58] розглянуті електромагнітні вібраційні приводи з імпульсним живленням обмоток, які у порівнянні з синусоїдальним живленням мають більш високий ККД. Тому доцільно промоделювати роботу системи комбінованого керування частотою при імпульсному живленні вібратора.

Для цього застосуємо наведену в [57] модель процесу формування імпульсів напруги живлення до розробленої в п. 3.4 імітаційної моделі комбінованої системи керування. В результаті отримуємо імітаційну модель, наведену на рис. 3.6. Вона є підсистемою основної імітаційної моделі пристрою.

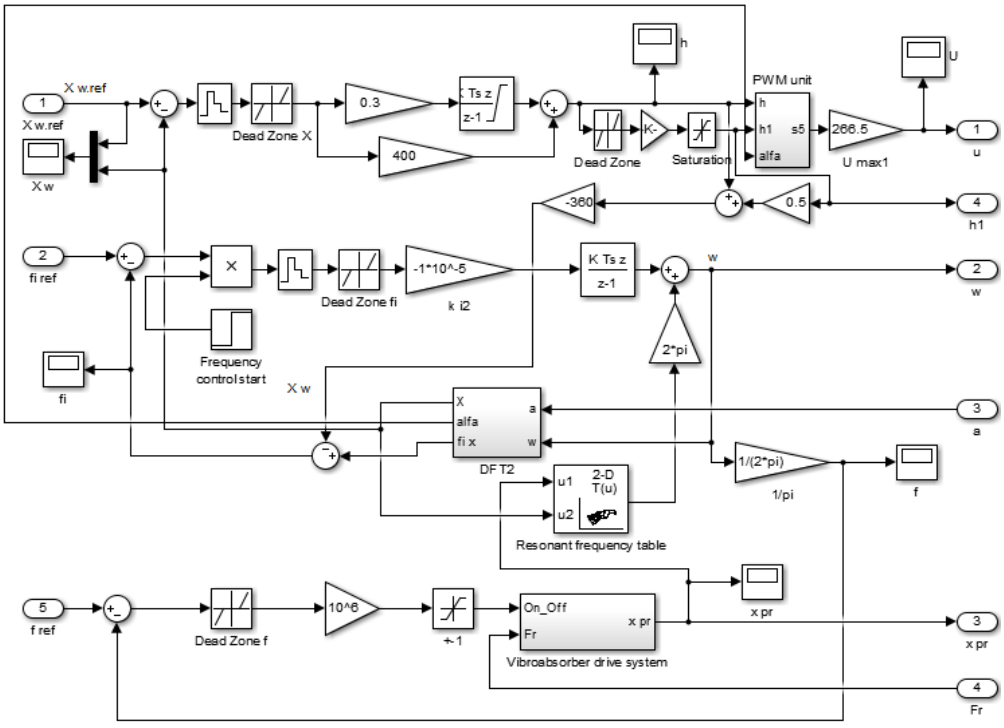


Рисунок 3.6 – Динамічна модель системи керування вібраційною машиною з імпульсним живленням обмоток вібратора

Алгоритм формування сигналу керування ключами інвертора, який залежить від параметрів h та h_1, описаний в підсистемі «PWM Unit». Обчислення амплітуди і фази основної гармонічної складової вібрації відбувається в підсистемі «DFT» що є моделлю програми дискретного перетворення Фур'є. Опорні сигнали формуються незалежно від сигналу датчика струму.

На рис. 3.7 – 3.10 та 3.12 – 3.14 наведено результати моделювання. На графіках спостерігаємо наступні процеси. Привод запускається при початковому положенні преса віброгасника x_{pr} = 35 мм. Цьому значенню при нульовій амплітуді вібрації X_w відповідає табличне значення резонансної частоти 37,5 Гц, задане в блоці «Resonant frequency table». Тому, початково задається саме ця частота. Вона порівнюється з приписаним значенням f_{ref} = 41 Гц, і визначається помилка за частотою ε_ω = 4,5 Гц. Вона перевищує величину зони нечутливості ±1 Гц, яка задається блоком «Dead Zone f», тому привод преса вмикається на рух угору, що призводить до стискання конічних пружин і підвищення резонансної частоти. Реагуючи на це, система керування частотою починає збільшувати її значення. Цей процес закінчується через 5 с, коли встановлюється частота 41 Гц, а прес зупиняється на відмітці 36,2 мм. При цьому амплітуда вібрації за 2 с досягає рівня 4,5 мм, відстежуючи приписане значення $X_{w/ref}$.

В момент часу 5 с приписане значення частоти збільшується до 61 Гц, прес віброгасника починає рухатись вгору, поступово збільшуючи резонансну частоту. Система керування реагує на це та збільшує частоту вимушених коливань, зберігаючи резонансний режим. Фаза φ при цьому знаходиться близько приписаного значення φ_{ref} = 65º. Це триває 13 с, після чого частота досягає величини 60,1 Гц і далі залишається на цьому рівні. Різниця в 1 Гц між усталеним значенням частоти та її приписаним значенням, обумовлена зоною нечутливості до відхилень частоти ±1 Гц.

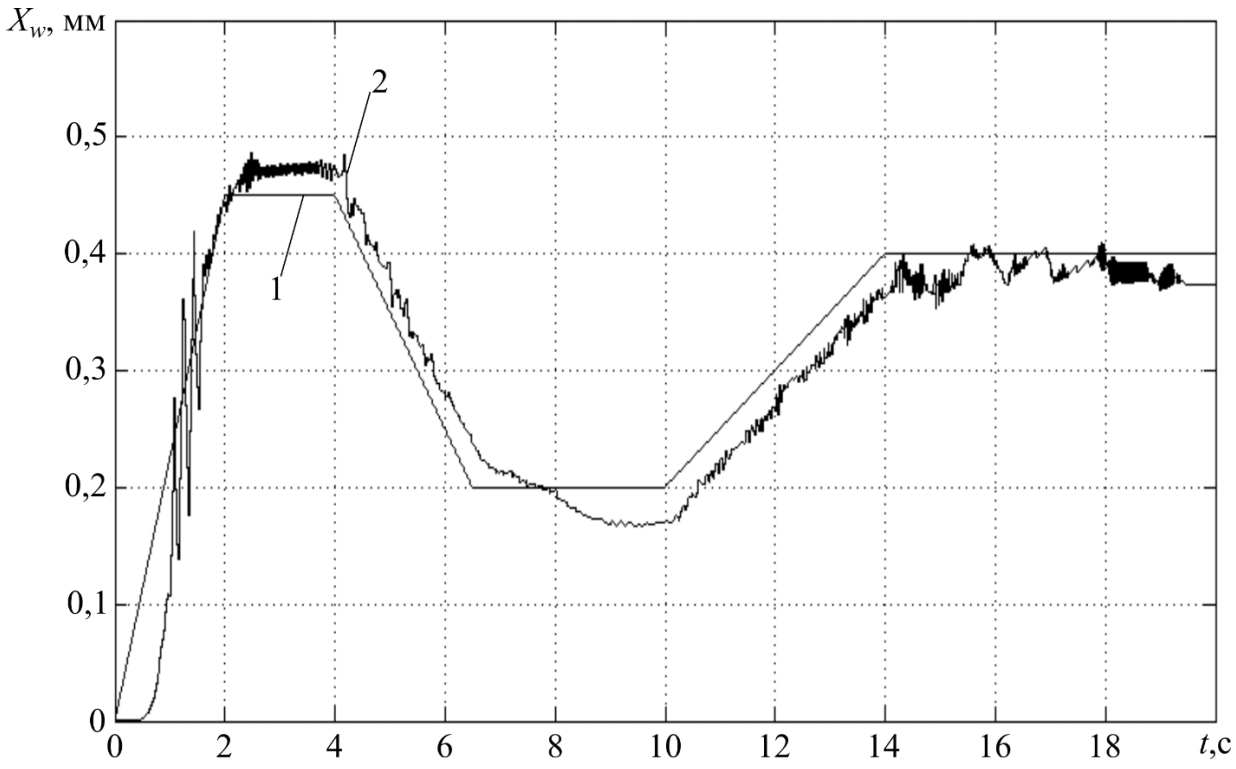


Рисунок 3.7 – Амплітуда вібрації робочого органа: 1 – приписане значення; 2 – реальне значення.

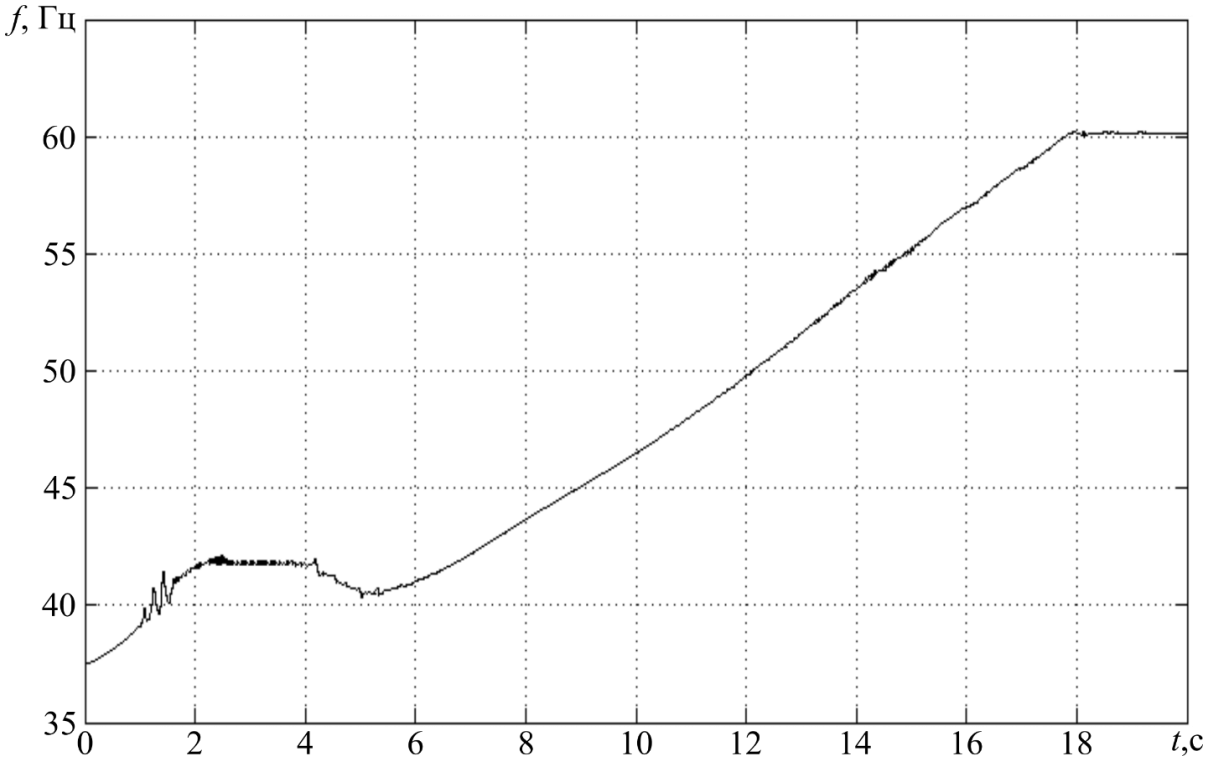


Рисунок 3.8 – Частота вібрації

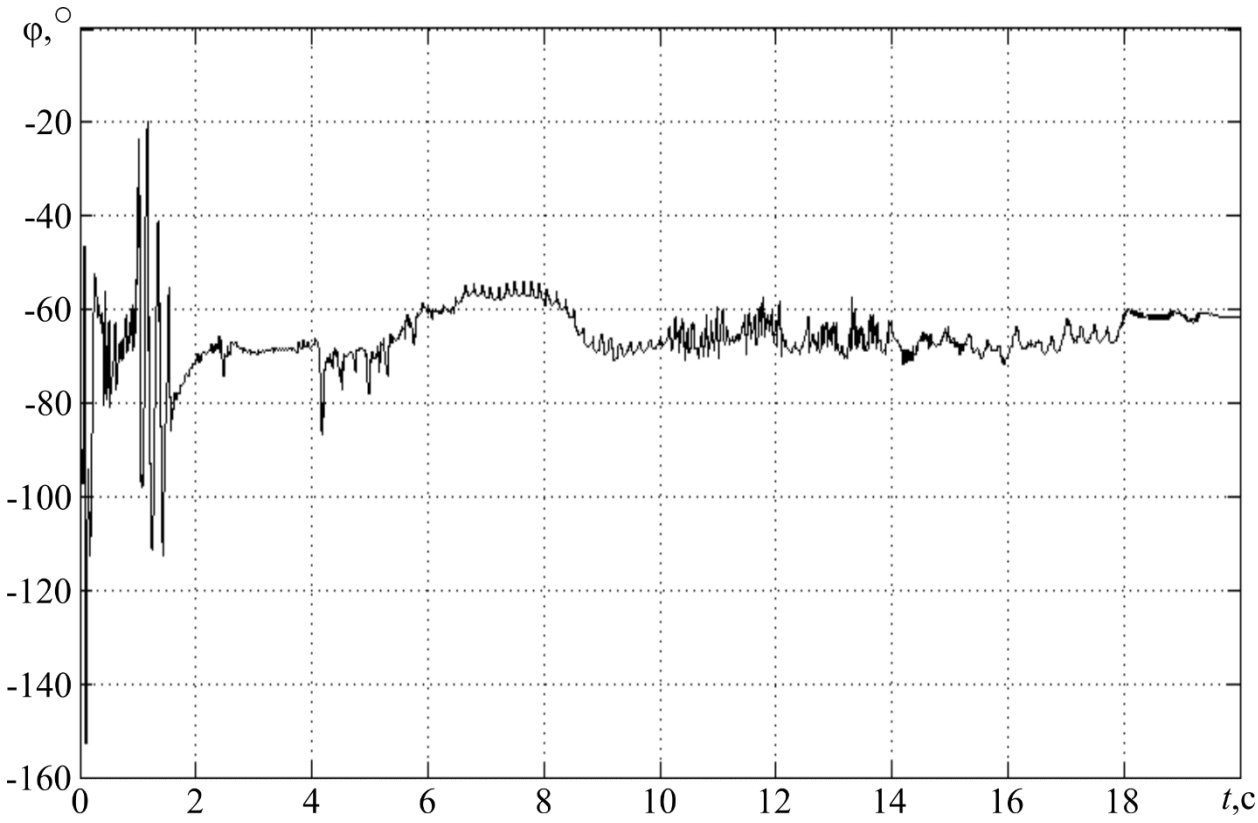


Рисунок 3.9 – Зсув фаз між електромагнітною силою та переміщенням робочого органа

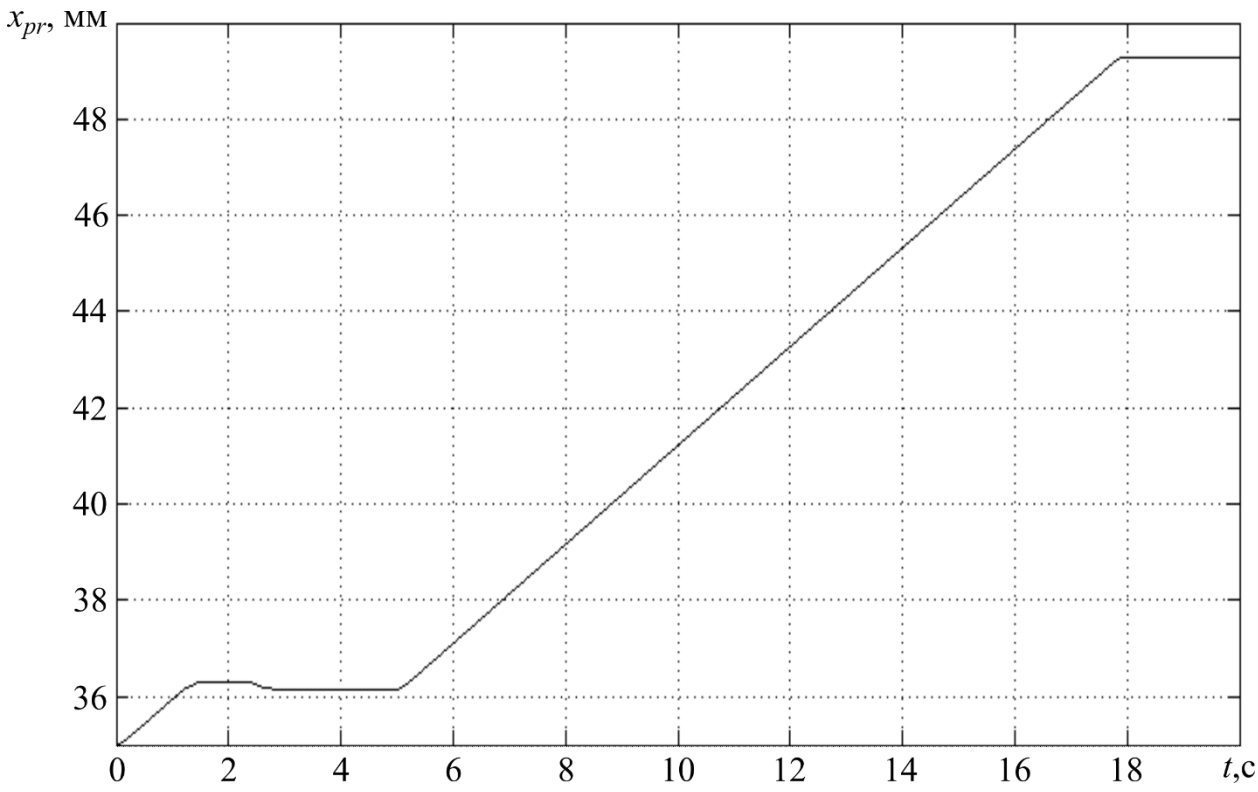


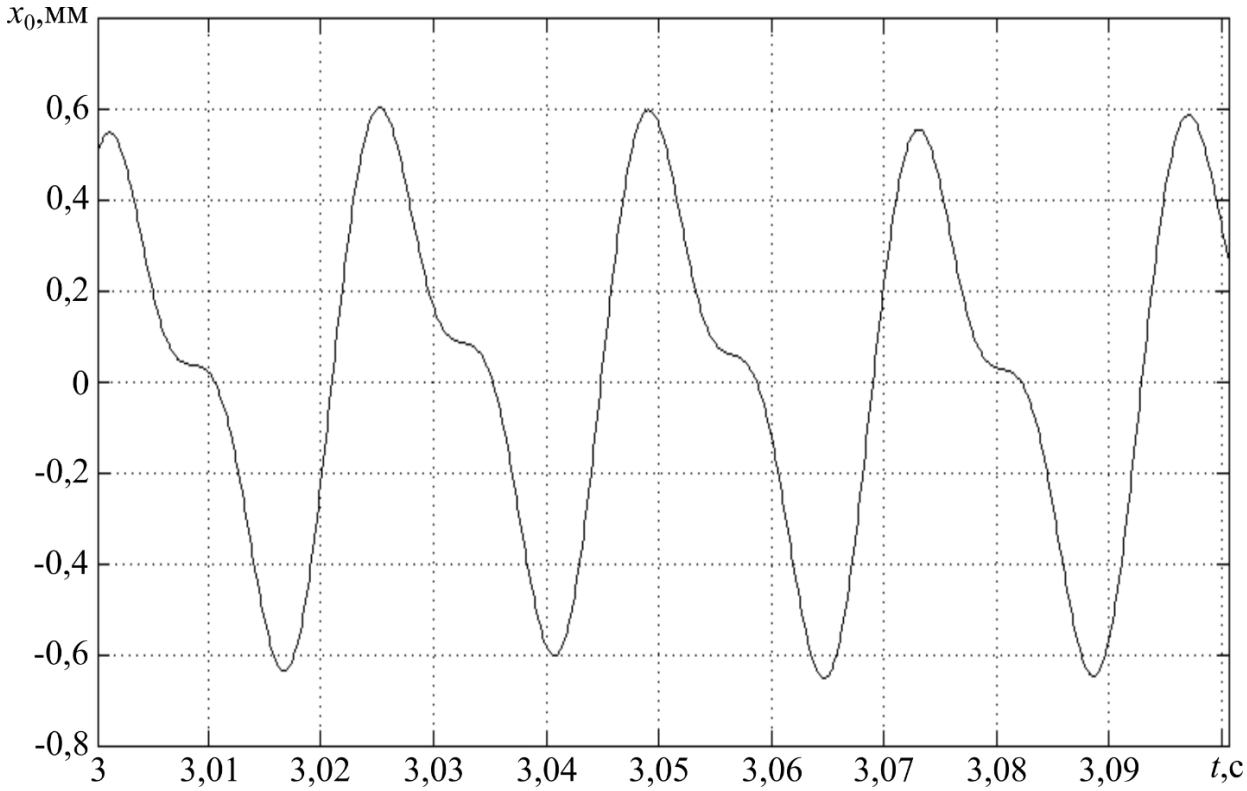
Рисунок 3.10 – Переміщення преса

На відміну від розглянутого в п. 3.4 випадку з синусоїдальним живленням вібратора, приписане значення амплітуди $X_{w.ref.}$ не залишається постійним, а змінюється в часі в залежності від частоти. Це обумовлено тим, що імпульсний струм живлення вібратора містить вищі гармонічні складові, які викликають додаткові резонанси в коливальній системі вібромашини. Зокрема, на частотах 43,6..43,7 Гц спостерігається резонанс на другій гармонічній складовій. Це наочно показано на осцилограмах коливань робочого органа (рис. 3.11).

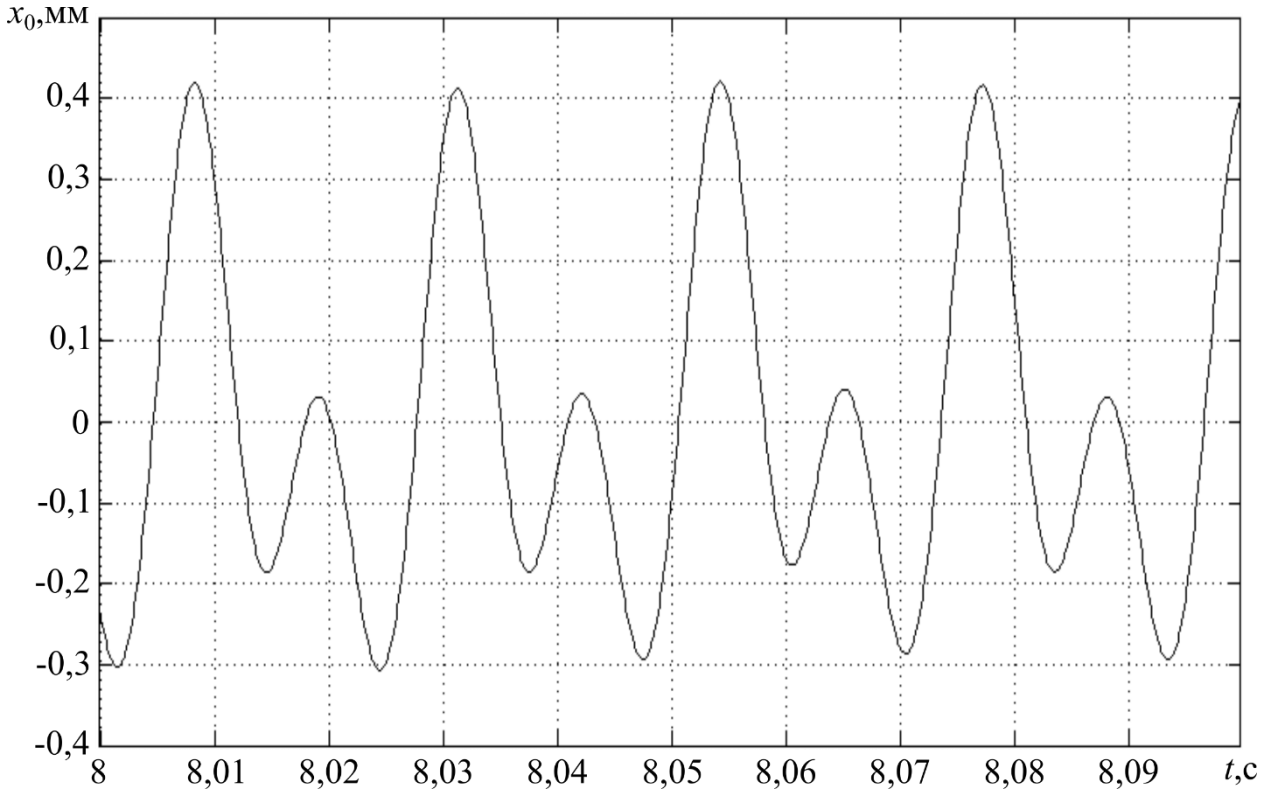
На частоті 60,1 Гц вищі гармоніки відсутні (рис. 3.11, *в*), на частоті 41,9 Гц вони на порядок менші, ніж основна гармонічна складова (рис. 3.11, *а*), а на частоті 43,7 Гц друга гармоніка викликає резонанс і за амплітудою становить близько половини від основної гармонічної складової (рис. 3.11, *б*). Це означає, що при проходженні цієї частоти необхідно зменшувати приписане значення амплітуди, оскільки подвійна частота вібрації підвищує інтенсивність ущільнення бетонної суміші. Тому, при моделюванні було обрано наступний закон зміни приписаного значення амплітуди: лінійне наростання до 0,45 мм за 2 с; утримання на цьому рівні протягом двох секунд; лінійне спадання до 0,2 мм за 2,5 с; утримання на цьому рівні протягом 3,5 с; лінійне зростання до 0,4 мм за 4 с; утримання на цьому рівні протягом 6 с (рис. 3.7).

На рис. 3.12 і 3.13 наведено часові діаграми вихідної потужності і ККД електромагнітного вібратора. В момент часу 8 с спостерігаємо локальний максимум вихідної потужності і ККД, що обумовлено резонансом другої гармоніки на частоті, що відповідає цьому моменту часу.

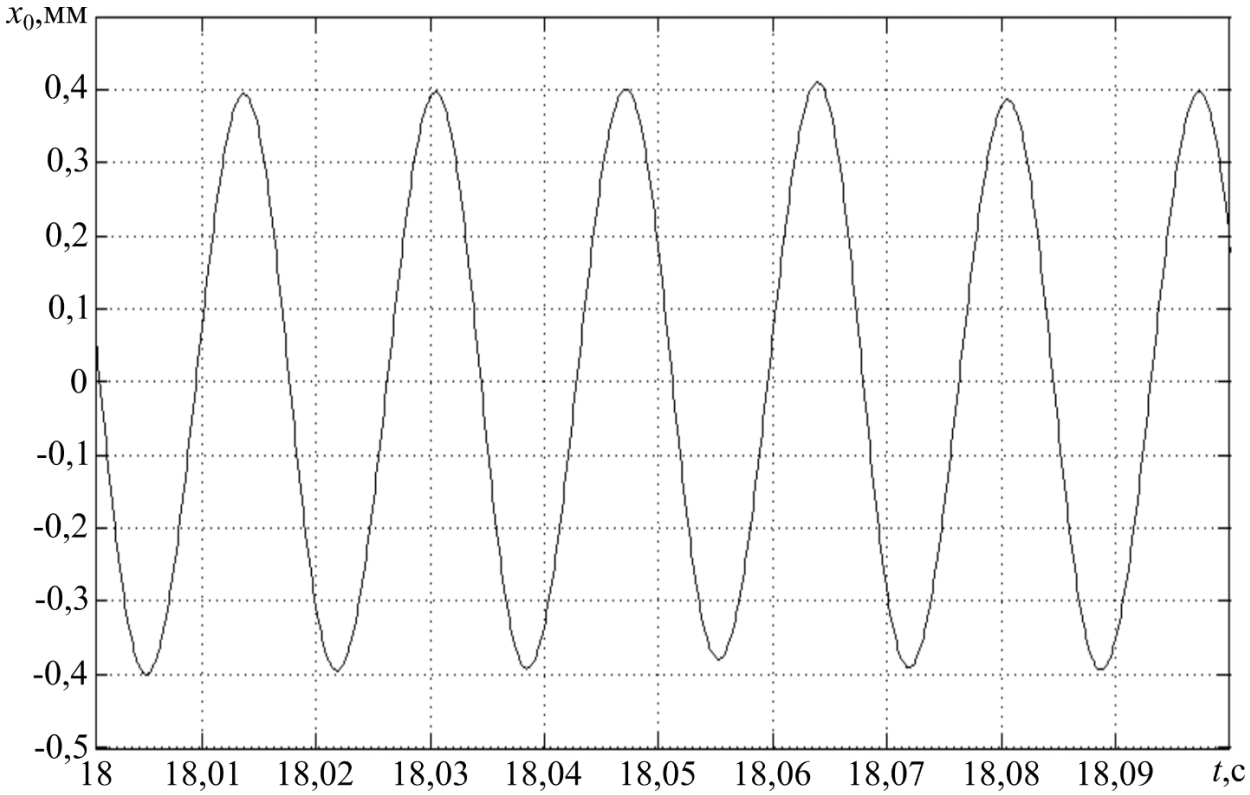
На рис. 3.14 наведено графік зміни у часі діючого значення струму обмотки вібратора. Через 1 с після ввімкнення спостерігаємо чотири короткочасних сплески діючого значення струму, найбільший з яких досягає 15 А. Оскільки тривалість кожного з них не перевищує 0,08 с, дані сплески струму не призведуть до перегріву обмоток та напівпровідникових приладів перетворювача.


x_0,мм
0,6
0,4
0,2
0
-0,2
-0,4
-0,6
-0,8
3
3,01
3,02
3,03
3,04
3,05
3,06
3,07
3,08
3,09
t,с

а


x_0,мм
0,4
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
-0,2
-0,3
-0,4
8
8,01
8,02
8,03
8,04
8,05
8,06
8,07
8,08
8,09
t,с

б



в

Рисунок 3.11 – Осцилограми коливань на різних частотах (*а* – на частоті 41,9 Гц; *б* – на частоті 43,7 Гц; *в* – на частоті 60,1 Гц)

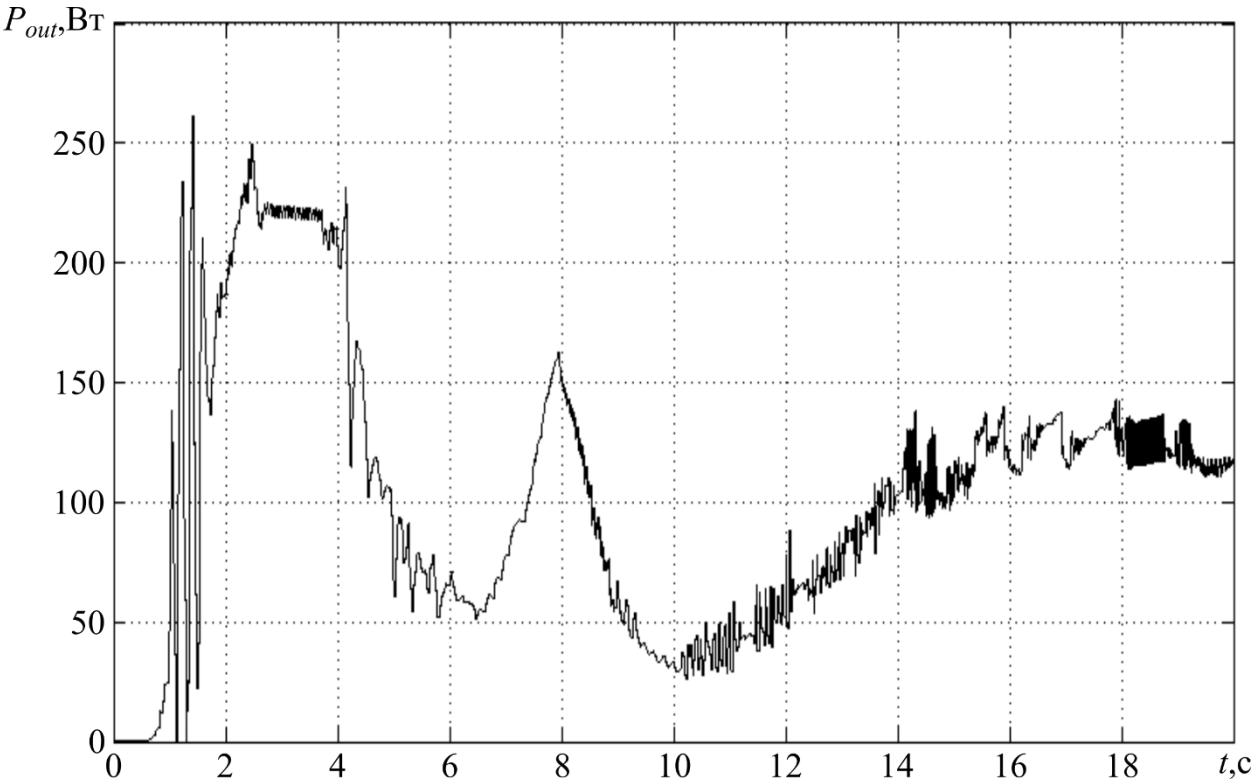


Рисунок 3.12 – Вихідна потужність вібратора

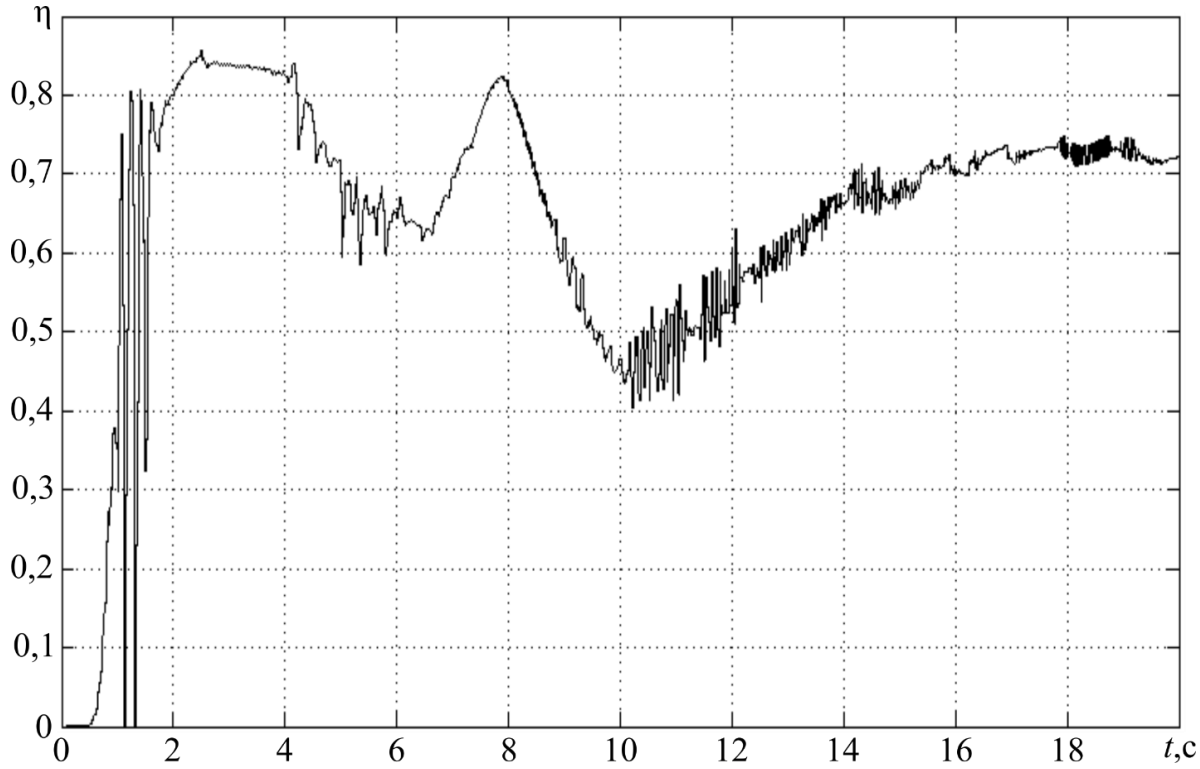


Рисунок 3.13 – ККД вібратора

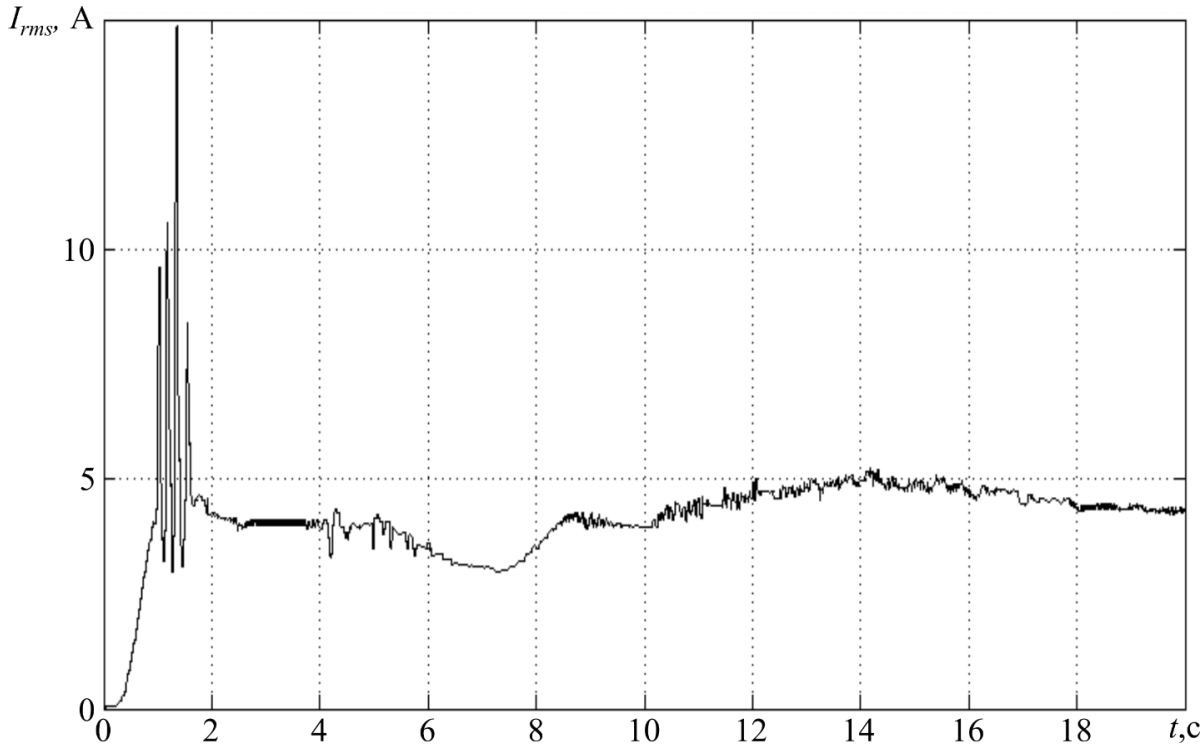


Рисунок 3.14 – Діюче значення струму обмотки вібратора

Таким чином, комбіноване керування частотою вібраційного привода можна застосовувати не тільки при синусоїдальному живленні обмоток

вібраторів, але і при імпульсному живленні, яке характеризується більшою енергетичною ефективністю.

Висновки за третім розділом

Проведені дослідження показали, що для автоматичного керування вібраційною машиною зі змінною резонансною частотою доцільно застосовувати комбінований принцип керування. Його реалізація полягає у введенні каналу визначення резонансної частоти, який здійснює швидке і грубе налаштування частоти на резонанс, а замкнений контур фазової автопідстройки − повільне й точне її доведення. При цьому резонансна частота визначається в залежності від виміряних значень амплітуди коливань робочого органа вібромашини і координати переміщення преса віброгасника.

Результати числового моделювання перехідних процесів у системі автоматичного керування вібромашиною з комбінованим керуванням частотою показали, що завдяки швидкому і точному регулюванню частоти, в перехідних режимах система залишається в резонансній зоні з високим значенням коефіцієнту корисної дії.

Аналогічний результат отримано при моделюванні перехідних процесів у комбінованій системі керування частотою електромагнітного привода з імпульсним живленням обмоток вібратора, який характеризується більшою енергетичною ефективністю.

Отримані в даному розділі результати опубліковані в роботі [59].

РОЗДІЛ 4
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИВОДА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ЗІ ЗМІННОЮ РЕЗОНАНСНОЮ ЧАСТОТОЮ

Метою експерименту є дослідження електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у резонансній вібраційній системі, що містить керований за частотою та амплітудою електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник з конічними пружинами, яка працює в режимі послідовного вібрування на різних частотах.

4.1 Опис експериментальної установки

Для проведення експериментів використовувався дослідний зразок вібраційної машини для ущільнення бетонних сумішей, яка містить електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник з конічними пружинами. Загальний вигляд вібромашини наведений на рис 4.1. На рисунку прийняті наступні позначення: 1 – релейний комутатор; 2 – блок живлення; 3 – прес; 4 – потенціометр; 5 – КДВГ; 6 – конічні пружини; 7 – привод переміщення преса; 8 – проміжна маса; 9 – ЕМВ; 10 – робочий орган; 11 – акселерометр ADXL78 (модель AD22279) [60]; 12 – акселерометр Д14; 13 – підвіс проміжної маси; 14 – амортизатори; 15 – рама.

Релейний комутатор 1 здійснює подачу напруги з блоку живлення 2 на обмотки двигуна постійного струму УЛ-042-18, що входить до складу привода переміщення преса 7. В залежності від керуючого сигналу, комутується одна з двох обмоток збудження двигуна, що забезпечує рух преса угору, або вниз. Потенціометр 4 використовується як датчик переміщення преса. За допомогою акселерометрів 11, 12 вимірюється вібраційне прискорення робочого органа 10.

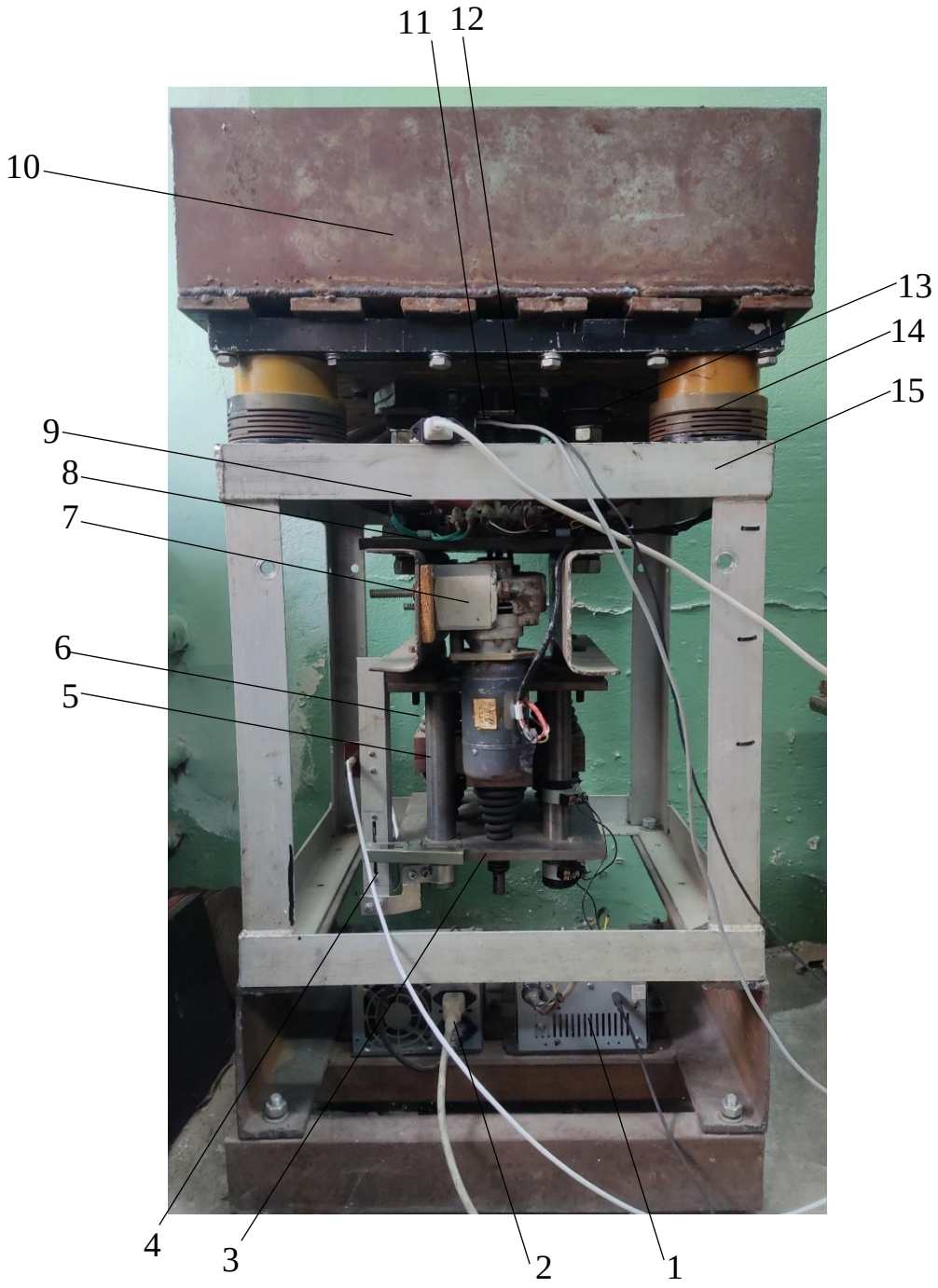


Рисунок 4.1 – Дослідний зразок вібраційної машини для ущільнення бетонних сумішей

Основні параметри електромагнітного вібратора, коливальної системи і привода преса віброгасника наведено в табл. 2.1, 2.3.

На рис. 4.2 наведено функціональну схему експериментальної установки. На схемі прийняті наступні позначення: 16 – датчик струму; 17 – USB двоканальний осцилограф Instrustar ISDS205 [61]; 18 – комп’ютер;

19 - силовий інвертор; 20 – керуючий модуль. Позначення 1 – 15 відповідають номерам на рис. 4.1.

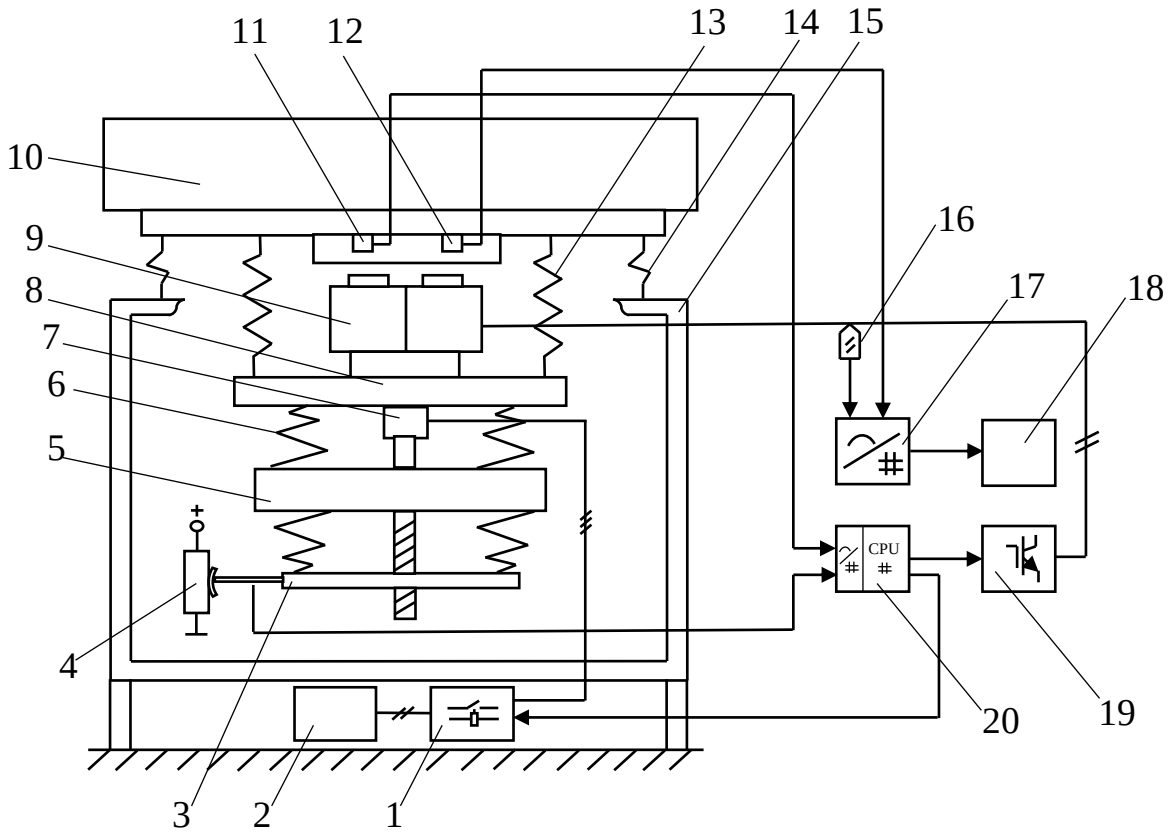


Рисунок 4.2 – Функціональна схема експериментальної установки

Система керування, до якої входить керуючий модуль 20, силовий інвертор 19 і акселерометр 11, забезпечує живлення обмоток електромагнітів вібратора напругою імпульсної форми, створюючи вібрацію робочого органа 10 з заданою амплітудою та частотою. Струм обмоток і вібраційне прискорення робочого органа вимірюються датчиком струму 16 і акселерометром 12 відповідно, сигнали яких передаються за допомогою USB-осцилографа 17 на комп’ютер 18, де відбувається їх обробка.

На рис. 4.3 показано розташування датчиків. Потенціометр прикріплений до корпусу віброгасника за допомогою металопрофілю, а його движок прикріплений до рухомої частини преса (рис. 4.3, *а*). Акселерометри розташовані на нижній поверхні робочого органа вібромашини поблизу

якоря електромагніта (рис. 4.3, *б*). Кабель акселерометра 1 підключений до входу керуючого пристрою, а акселерометр 2 – до USB-осцилографа через попередній підсилювач.

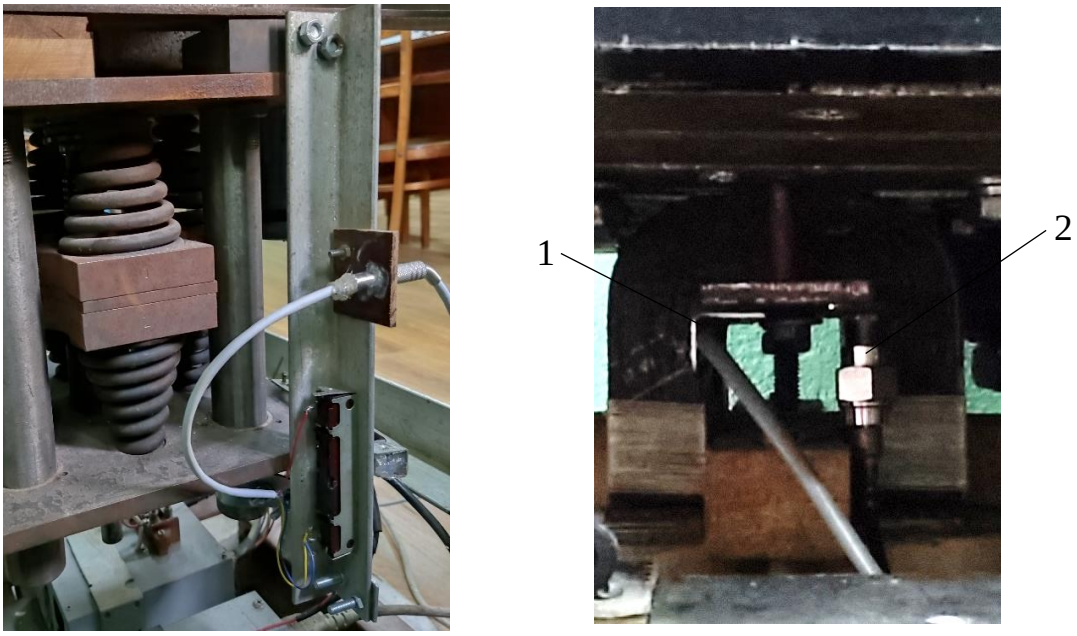


Рисунок 4.3 – Розташування датчиків: *а* – потенціометр; *б* – акселерометри

На рис. 4.4 представлений керуючий модуль, який був розроблений в лабораторії вібраційних електромеханічних систем Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова [62].

Рисунок 4.4 – Керуючий модуль

Модуль складається з таких компонентів: мікроконтролер ATmega16, LCD-дисплей, матрична клавіатура. Акселерометр і потенціометр підключаються до аналогових входів мікроконтролера.

Розроблена установка дає можливість досліджувати перехідні та стаціонарні процеси у вібраційній машині зі змінною резонансною частотою і автоматичним керуванням параметрами вібрації.

4.2 Розробка алгоритму керуючої програми

За основу візьмемо алгоритм програми керування електромагнітним вібраційним приводом, описаний в [62]. Він складається з основного циклу і підпрограм обробки переривань.

Алгоритм основного циклу програми мікроконтролера наведений на рис. 4.5. В тілі основного циклу виконуються початкові операції з виводу інформації на дисплей та обробки клавіш, що дає змогу користувачу задавати режими роботи, вхідні сигнали та параметри системи [62].

Рисунок 4.5 – Основний цикл програми

У підпрограмі обробки переривань АЦП (рис. 4.6) реалізований закон керування, на який почергово надходять сигнали з акселерометра та потенціометра.

Рисунок 4.6 – Підпрограма обробки переривань АЦП

На рис. 4.7 наведено алгоритм підпрограми обробки сигналу акселерометра. На початку зберігається величина прискорення, яка була отримана з АЦП. Далі відбувається процес інтегрування добутків прискорення з опорними сигналами $s_1(t)$ і $s_2(t)$. Після всього обчислюється помилка за амплітудою, та реалізується цифровий ПІ-регулятор з зоною нечутливості та обмеженням виходу. Обчислюється частота вихідної

напруги, визначається помилка за фазою і реалізується інтегральний регулятор частоти з зоною нечутливості.

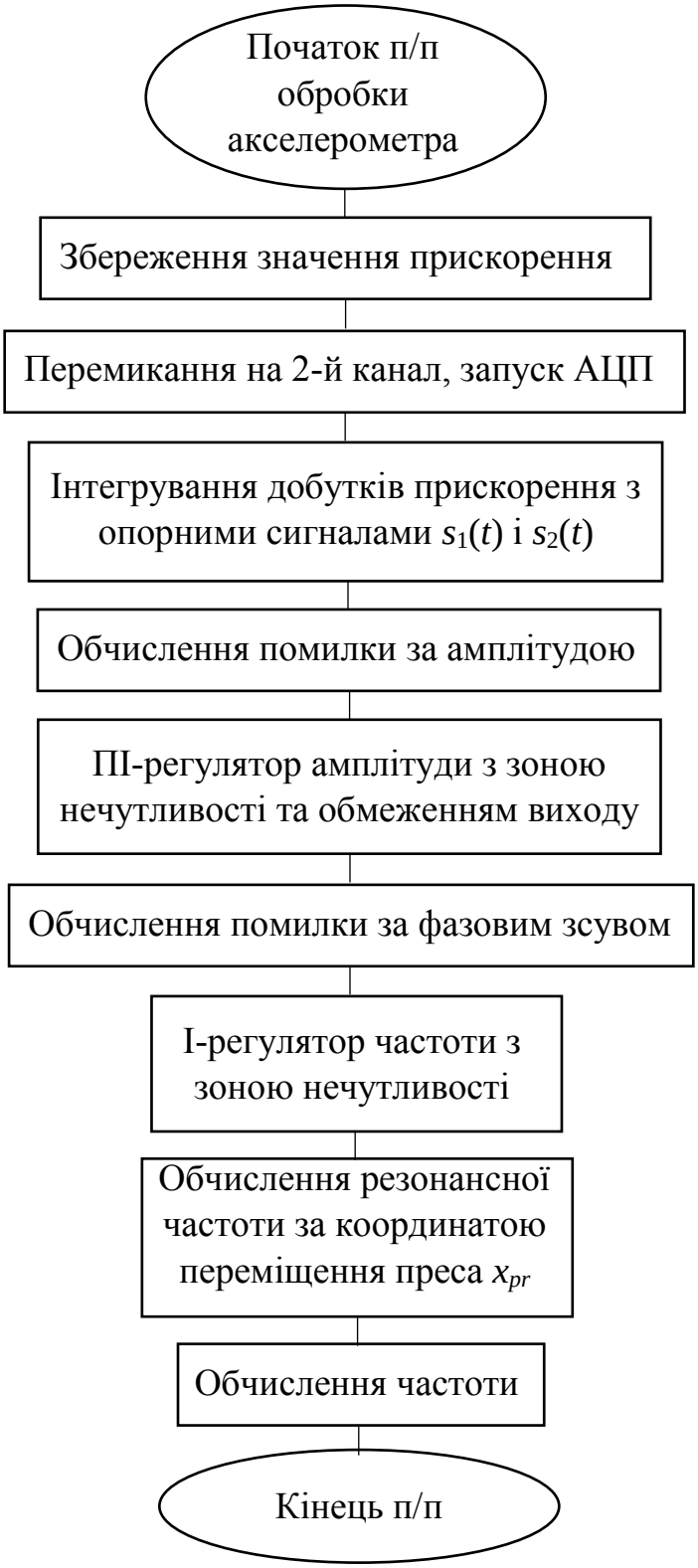


Рисунок 4.7 – Підпрограма обробки сигналу акселерометра

На рис. 4.8 наведено алгоритм підпрограми обробки переривань таймера. Спочатку відбувається обчислення опорних сигналів, далі виводяться імпульси напруги і вкінці відбувається реалізація лінійного зростання сигналу завдання амплітуди.

Рисунок 4.8 – Підпрограма обробки переривань таймера

На рис. 4.9 наведено алгоритм програми, що визначає частоту. Спочатку відбувається порівняння між помилкою за фазою та зоною нечутливості. Якщо помилка менша, то приріст частоти дорівнює 0, а якщо значення зони нечутливості більше за помилку, то приріст частоти визначається різницею між помилкою за фазою та значенням зони нечутливості. Далі відбувається приріст частоти, наступним кроком є його інтегрування, внаслідок чого визначається складова частоти ω_φ. Потім визначається резонансна частота в залежності від координати переміщення преса x_{pr}. Вкінці, шляхом складання ω_φ та ω_{res} визначається результуюча частота ω.

Функцію $f(x_{pr})$ буде визначено в п. 4.3 шляхом апроксимації отриманої в ході експерименту залежності резонансної частоти від координати преса віброгасника.

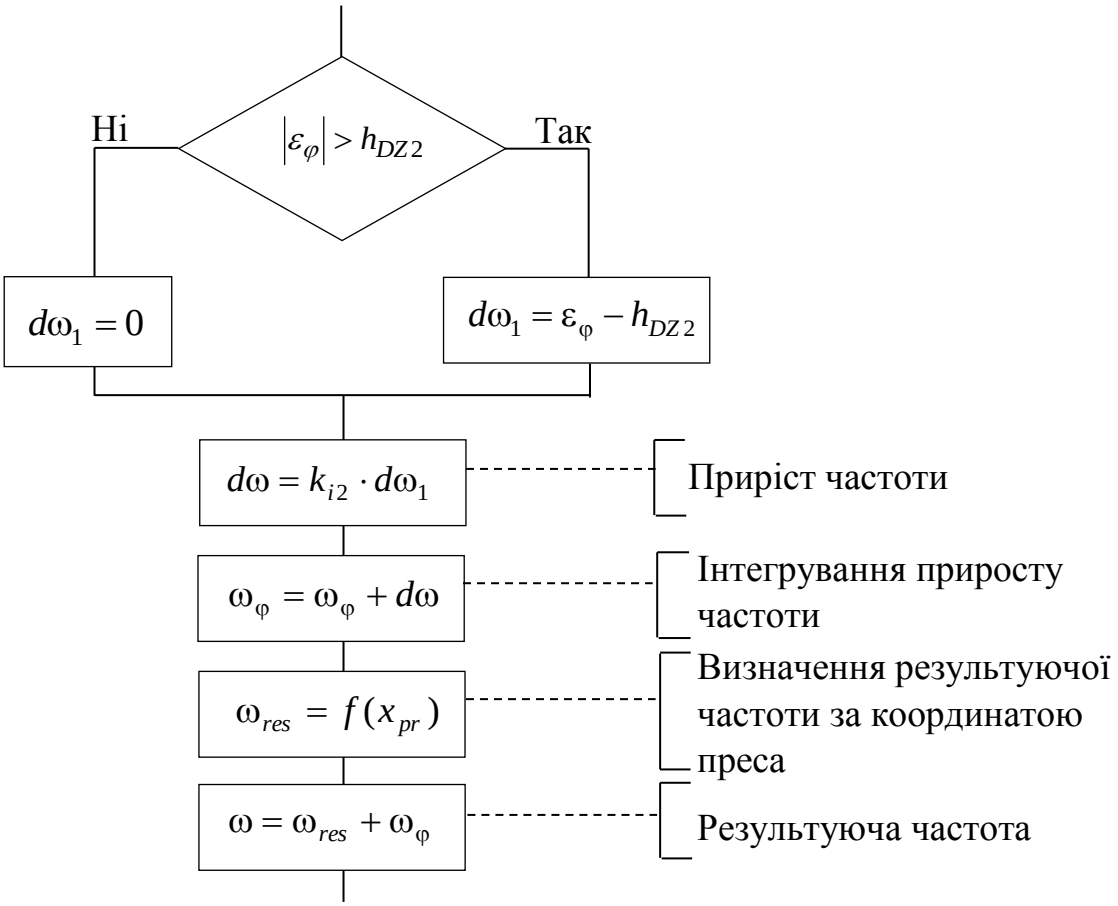


Рисунок 4.9 – Алгоритм фрагменту програми, що визначає частоту

На рис. 4.10 наведено алгоритм фрагменту програми, що визначає ширину імпульсів вихідної напруги. На початку відбувається реалізація ланки зони нечутливості, яка полягає у порівнянні помилки керування за амплітудою та зони нечутливості, далі відбувається реалізація ПІ-регулятора, потім обмеження інтегральної складової максимальною шириною імпульсів. Вкінці відбувається етап з визначенням ширини імпульсів напруги з обмеженням максимальної ширини імпульсів.

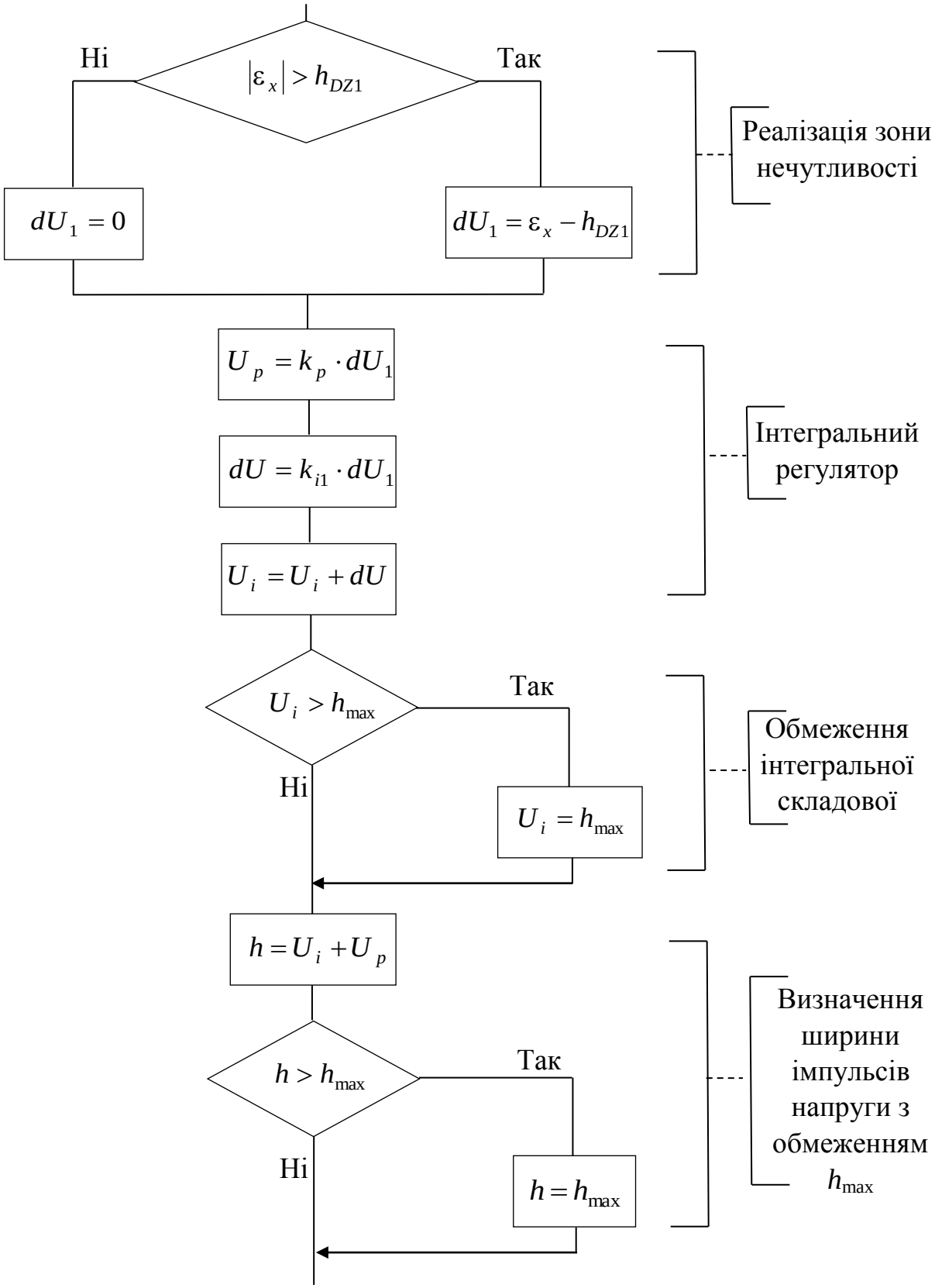


Рисунок 4.10 – Алгоритм фрагменту програми, що визначає ширину імпульсів вихідної напруги

Оскільки установка є експериментальною, керування пресом не увійшло до програми мікроконтролера, а буде здійснюватися з клавіатури керуючого пристрою. Це забезпечить зручність проведення дослідів.

Фрагменти програми мікроконтролера, що реалізують алгоритми (рис. 4.6 – 4.10), наведені у додатку А.

Таким чином, розроблена програма реалізує створену в розділі 3 структуру схеми автоматичного керування електромагнітним приводом вібраційної машини зі змінною резонансною частотою, яка призначена для роботи на різних частотах і може використовуватись при формуванні високоякісних бетонних виробів.

4.3 Дослідження розімкненої системи керування. Визначення характеристики регулювання резонансної частоти

Встановлюємо прес віброгасника в крайнє нижнє положення, що відповідає мінімальній жорсткості конічних пружин і мінімальній резонансній частоті. Вмикаємо систему керування в ручному режимі (режим 0). Змінюючи частоту, виходимо на резонанс і фіксуємо значення резонансної частоти. Збільшуємо координату преса і фіксуємо нову резонансну частоту. Так продовжуємо до крайнього верхнього положення преса, фіксуючи залежність резонансної частоти від координати преса. Графік отриманої залежності наведений на рис. 4.11.

Значення координати преса x_{pr} на графіку (рис. 4.11) представлені у відносних одиницях, як однобайтні числа, отримані на виході АЦП мікроконтролера при відцифровці сигналу потенціометра, Ці значення виводяться на екран керуючого пристрою і мають діапазон від 0 до 255.

Для реалізації комбінованого керування частотою отриману залежність необхідно задати в мікроконтролері. Для цього апроксимуємо її ламаною лінією:

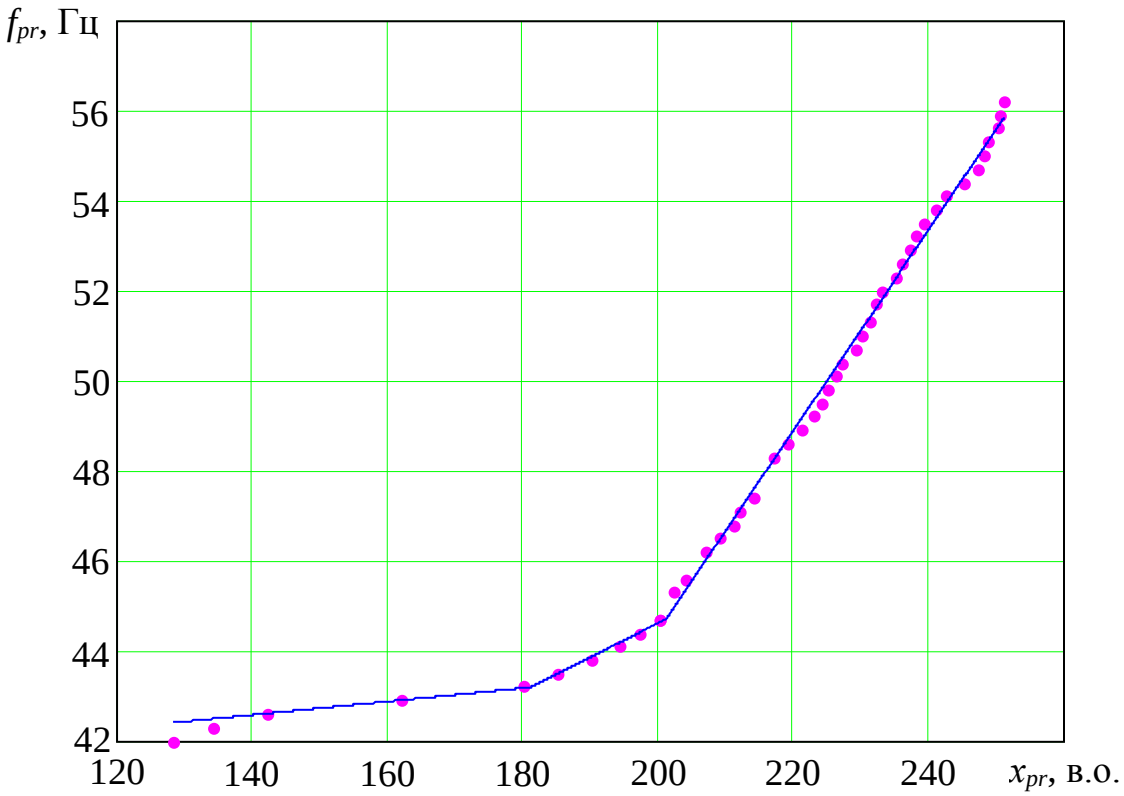


Рисунок 4.11 – Графік залежності резонансної частоти від координати преса

$$f(x_{pr}) = \begin{cases} a_1 x_{pr} + b_1 \text{ при } 0 \le x_{pr} \le x_1; \\ a_2 x_{pr} + b_2 \text{ при } x_1 < x_{pr} \le x_2; \\ a_3 x_{pr} + b_3 \text{ при } x_{pr} > x_2. \end{cases} \quad (4.1)$$

Параметри апроксимуючої функції визначаємо методом найменших квадратів. Їх значення наведені в табл. 4.1, а графік ламаної – на рис. 4.11.

Таблиця 4.1. – Параметри функції, що апроксимує залежність резонансної частоти від координати преса

a_1, Гц	a_2, Гц	a_3, Гц	b_1, Гц	b_2, Гц	b_3, Гц	x_1	x_2
0,015	0,076	0,222	40,5	29,477	-0,012	181	201

В додатку Б наведено текст розрахункової програми, яка здійснює апроксимацію даної залежності і перетворює параметри апроксимуючої функції у формат, необхідний для вводу в програму мікроконтролера.

При резонансних частотах на екрані керуючого модуя були зафіксовані значення фази вібраційного переміщення $\varphi \approx 0$, що істотно відрізняється від її реального значення на резонансі, яке повинно складати близько –90º. Це можна пояснити фазовими зсувами, що вносяться датчиками струму та прискоренням. Тому, в режимі автоматичного керування частотою необхідно задавати приписане значення фази переміщення $\varphi_{ref} = 0$.

Таким чином, результати експерименту з розімкненими контурами керування дали змогу визначити характеристику функціонального блоку в прямому каналі комбінованої системи керування частотою та уточнити приписане значення фази вібраційного переміщення на резонансі з урахуванням фазових зсувів, що вносяться датчиками.

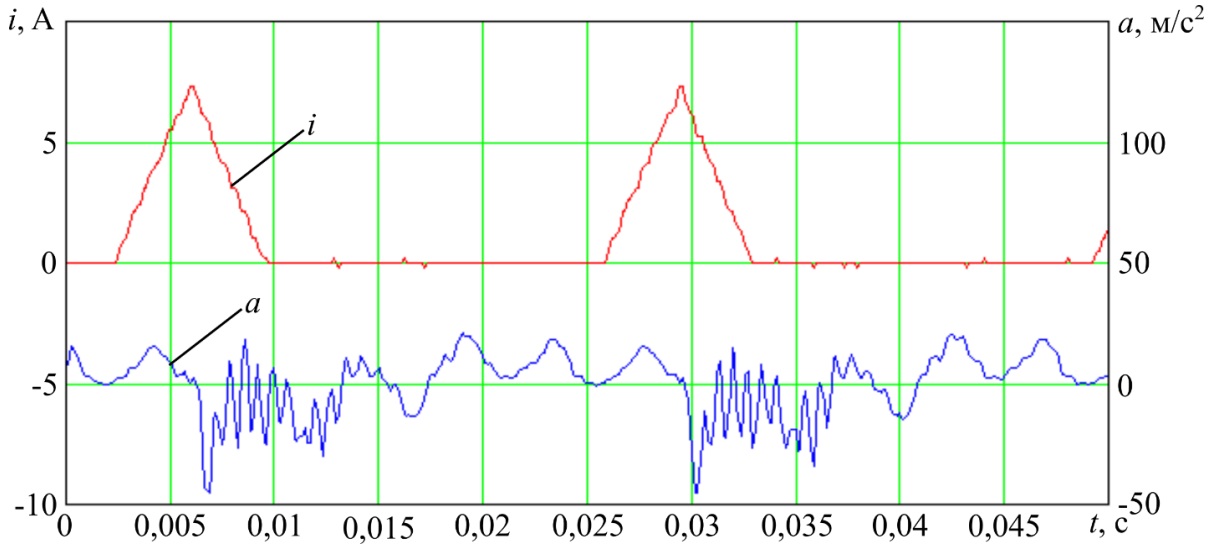
4.4 Дослідження замкненої системи автоматичного керування амплітудою і частотою

Встановлюємо прес віброгасника в положення, що відповідає координаті 143 (у в. о.) і задаємо частоту 42,6 Гц, що відповідає резонансній частоті в цьому положенню згідно визначеній у попередньому експерименті характеристиці. Задаємо приписане значення амплітуди вібрації робочого органа 0,15 мм і запускаємо систему в режимі автоматичного керування амплітудою (режим 1). Після розгону системи до заданої амплітуди переводимо її в режим автоматичного керування амплітудою та частотою (режим 2). Вмикаємо привод преса на рух угору і спостерігаємо на екрані керуючого пристрою зміну координати преса та частоти, яку система керування збільшує, відслідковуючи зростання частоти резонансу. При досягненні координатою преса значення 249 вимикаємо привод преса і зберігаємо отримані з USB-осцилографа осцилограми струму електромагніта

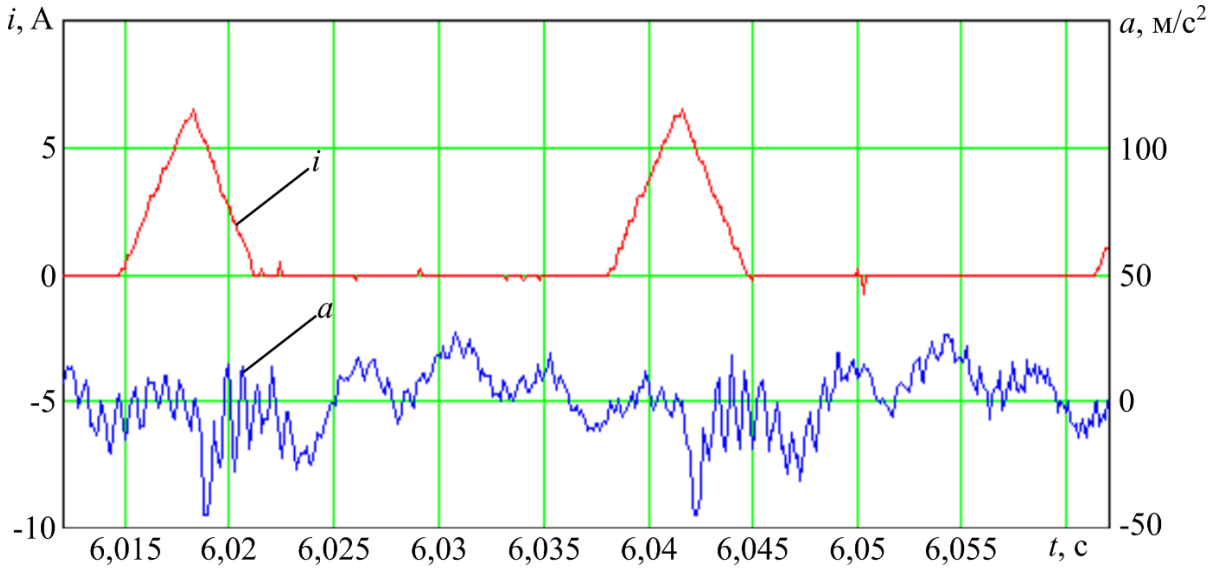
та вібраційного прискорення робочого органа вібромашини. Повторюємо експеримент при русі преса вниз до початкового положення.

На рис. 4.12, *а* – *г* наведені осцилограми струму вібратора і вібраційного прискорення робочого органа, що відповідають 1-й, 7-й, 15-й та 23-й секундам експерименту при русі преса угору.

На 1-й секунді (рис. 4.12, *а*) прес ще стоїть на місці, і ми спостерігаємо стаціонарний режим коливань на резонансі. За графіком прискорення видно, що окрім основної гармонічної складової наявні вищі гармоніки вібрації, з яких найбільшу амплітуду має 5-та гармоніка.



а



б

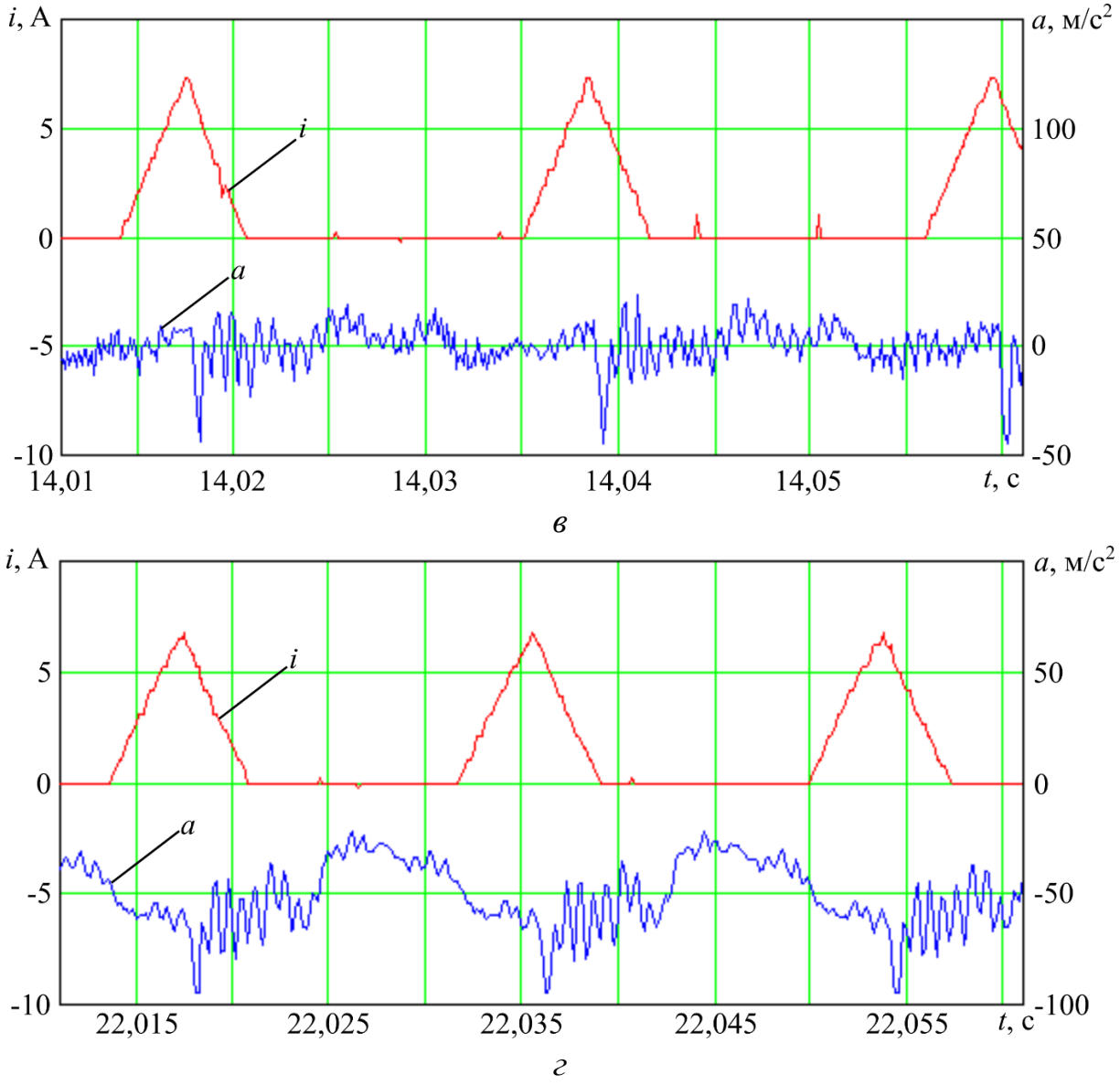


Рисунок 4.12 – Осцилограми струму вібратора і вібраційного прискорення робочого органа

Привод преса вмикається на 3-й секунді експерименту, а вимикається на 17-й. На осцилограмах прискорення, що відповідають 7-й та 15-й секундам (рис. 4.12, *б*, *в*), спостерігаємо високочастотні вібрації, що свідчать про роботу електродвигуна привода преса. Під час його руху виникають короткочасні провали амплітуди (рис. 4.12. *в*), що обумовлено динамікою процесів переходу на нову резонансну частоту.

На рис. 4.12, *г* спостерігаємо коливання на новій резонансній частоті 55 Гц, що встановилися після зупинки преса у верхньому положенні.

Для отримання графіків що характеризують перехідні процеси при переналаштуванні з нижньої на верхню резонансну частоту, здійснено програмну обробку сигналів датчика струму та акселерометра. Вона включає наступні операції:

− виділення періодів струму, що починаються від моментів відкриття транзисторів інвертора;

− обчислення значень частоти струму для моментів часу, що відповідають початкам періодів;

− визначення комплексних прискорень методом ДПФ шляхом інтегрування добутків миттєвих значень прискорення і опорних сигналів за визначеними періодами;

− обчислення значень амплітуди і фази вібраційного прискорення, що відповідають початкам періодів і відповідних значень амплітуди та фази вібраційного переміщення.

Текст обчислювальної програми, що виконує зазначені операції наведено в додатку В.

На рис. 4.13 – 4.16 наведено графіки перехідних процесів, отриманих в результаті програмної обробки сигналів датчика струму та акселерометра.

Графік зміни у часі частоти (рис. 4.13) демонструє процес відстеження резонансної частоти, яка зростає внаслідок руху преса віброгасника угору. Після 13 с швидкість зростання частоти істотно збільшується, що обумовлено нелінійністю характеристики регулювання резонансної частоти (рис. 4.11).

Це викликає коливальний характер перехідного процесу налаштування на резонанс, що супроводжується періодичними короткочасними провалами амплітуди вібрації (рис. 4.14, 4.15). В кінці перехідного процесу встановлюється амплітуда 0,155 мм, що перевищує приписане значення 0,15 мм на величину, не більшу за задану в системі ширину зони нечутливості, яка складає ± 0,015 мм.

Фаза вібраційного прискорення у сталому режимі до початку руху преса та після його зупинки відповідає приписаному значенню $\varphi_{ref} = 0$

(рис. 4.16). Відхилення від приписаного значення в сталому режимі складає 8,5º, що не перевищує задану в системі ширину зони нечутливості за фазою, яка становить ±20º. В перехідному режимі спостерігаються істотні відхилення фази, обумовлені динамікою процесів.

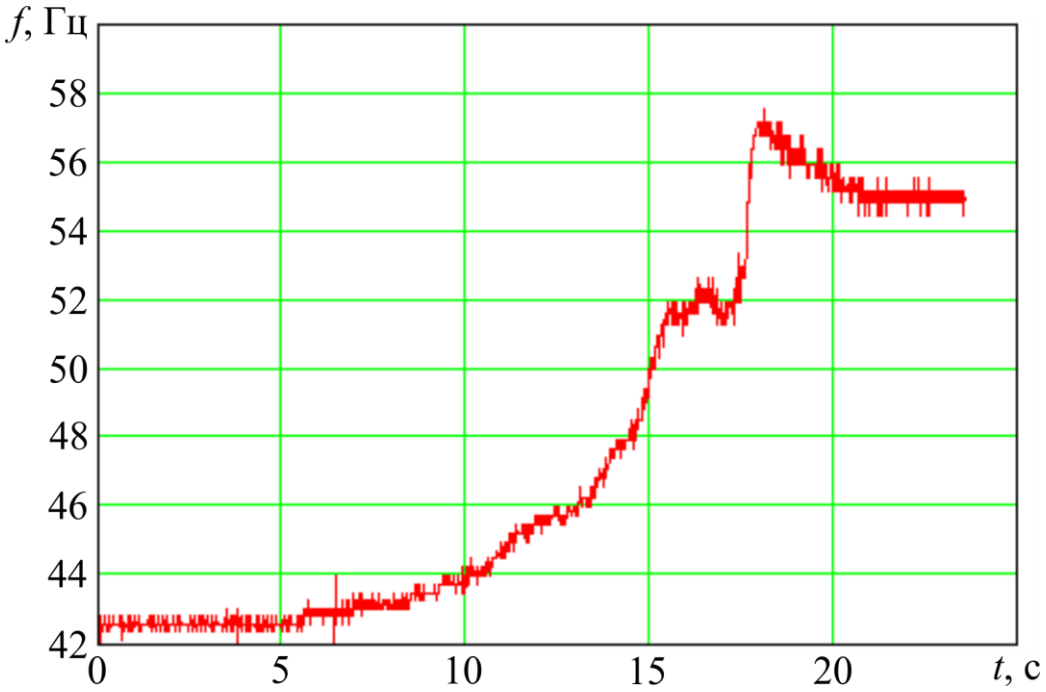


Рисунок 4.13 – Зміна резонансної частоти при русі преса віброгасника угору

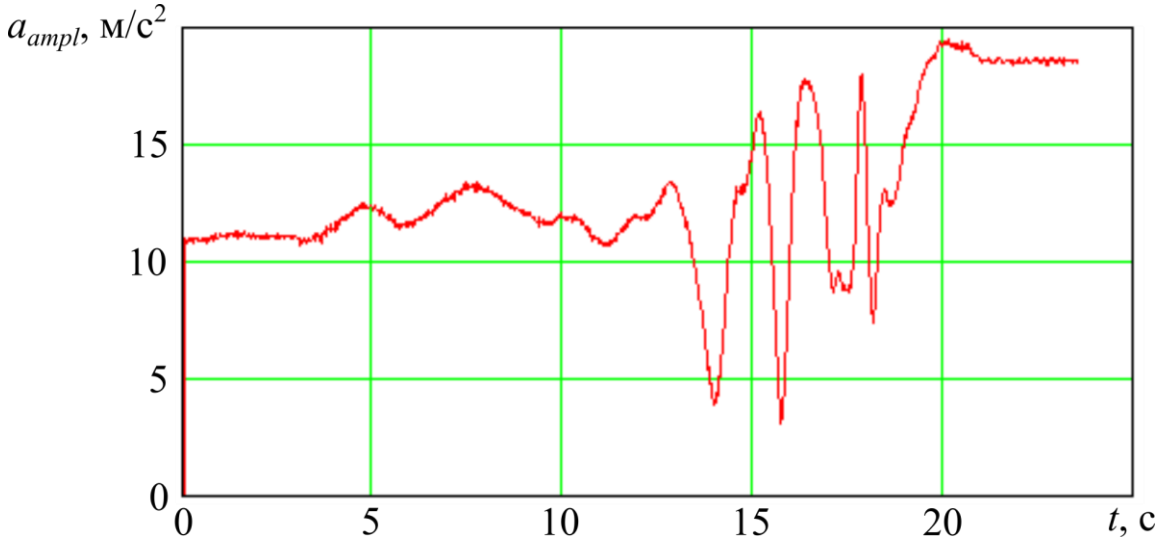


Рисунок 4.14 – Зміна амплітуди вібраційного прискорення при русі преса віброгасника вгору

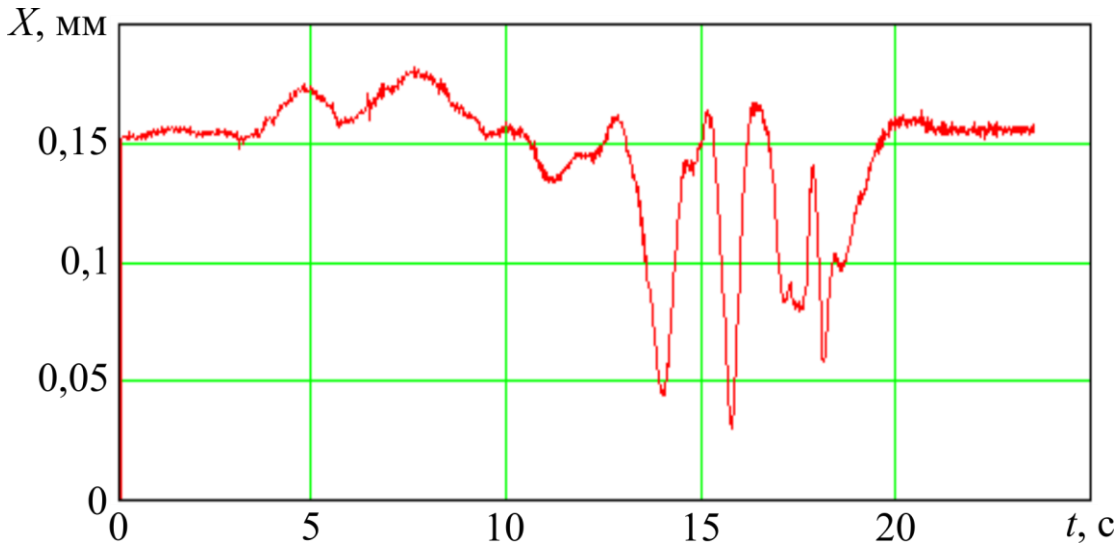


Рисунок 4.15 – Зміна вібраційного переміщення при русі преса віброгасника вгору

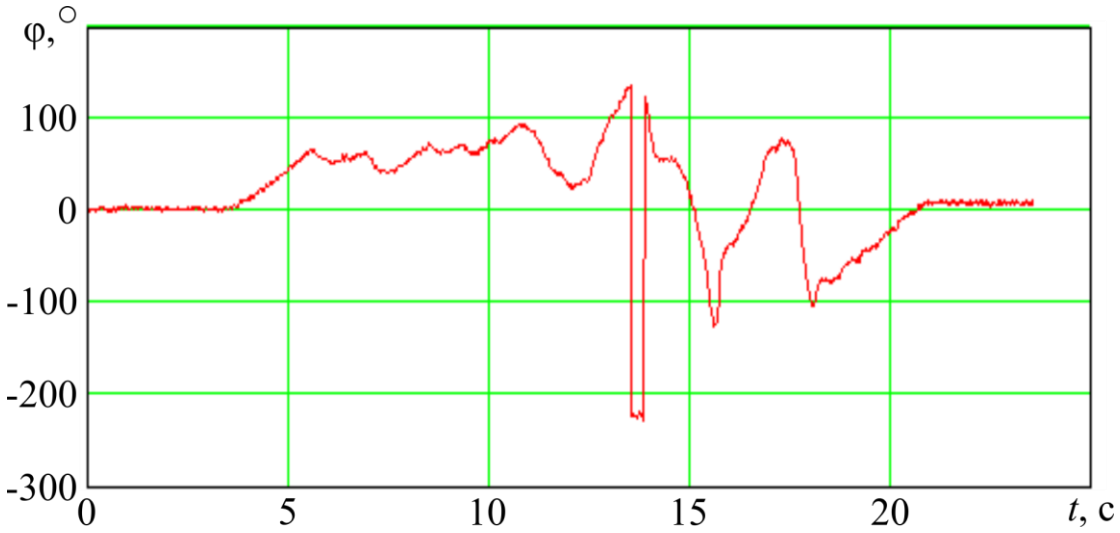


Рисунок 4.16 – Зміна фази основної гармоніки вібраційного переміщення при русі преса віброгасника вгору

Аналогічно отримуємо графіки перехідних процесів при русі преса вниз (рис. 4.17 – 4.20). На них, як і при русі вгору, спостерігаються короткочасні провали амплітуди (рис. 4.18, 4.19) в перехідному режимі, протягом перших 7 с після початку руху преса (привод преса вмикається на 3-й секунді, а вимикається на 16-й), а також істотні відхилення фази від приписаного значення протягом всього перехідного режиму (рис. 4.20). У сталому режимі відхилення амплітуди і фази переміщення від приписаних

значень складають 0,0058 мм і 8,7º відповідно (рис. 4.17, 4.20), що не виходить за межі заданих величин зон нечутливості.

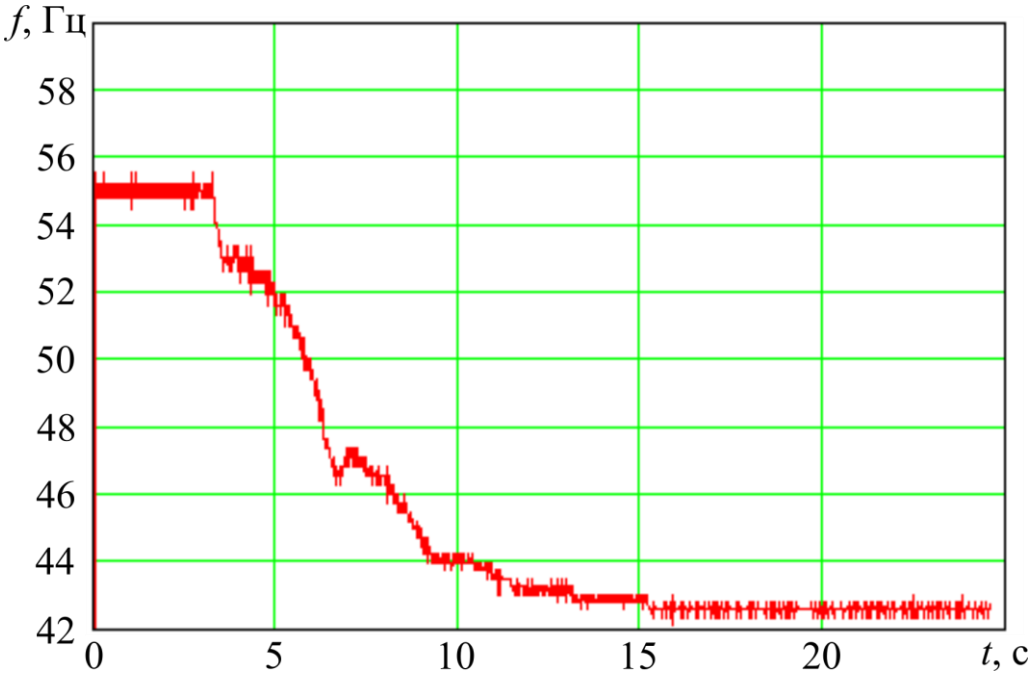


Рисунок 4.17 – Зміна резонансної частоти при русі преса віброгасника вниз

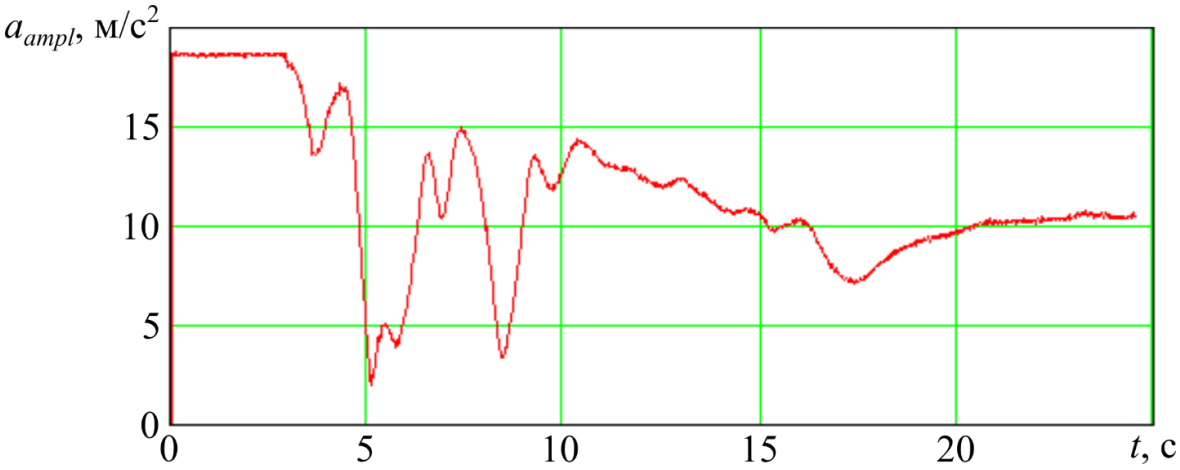


Рисунок 4.18 – Зміна амплітуди вібраційного прискорення при русі преса віброгасника вниз

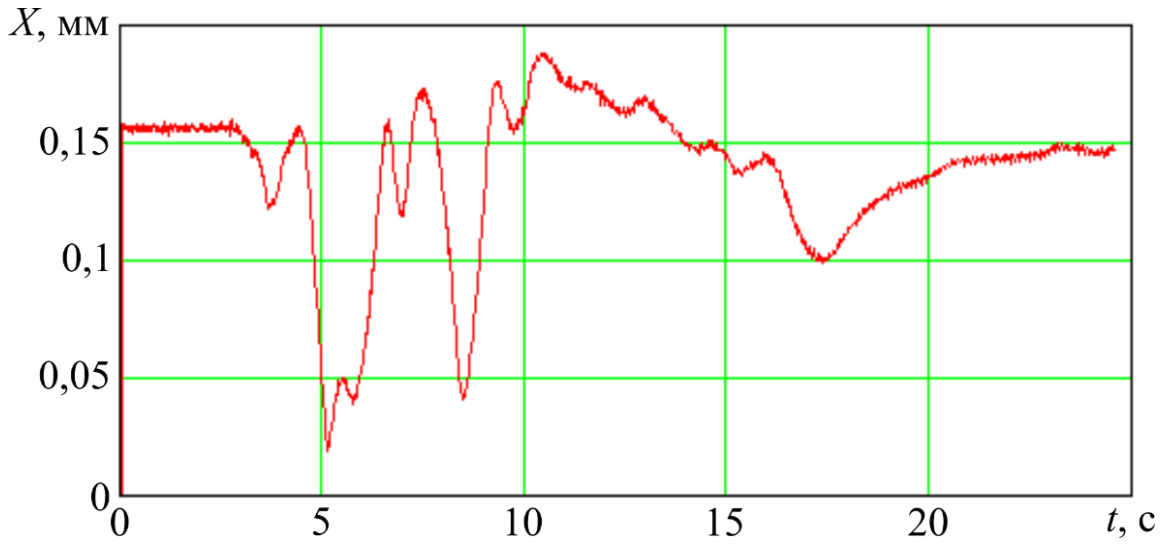


Рисунок 4.19 – Зміна вібраційного переміщення при русі преса віброгасника вниз

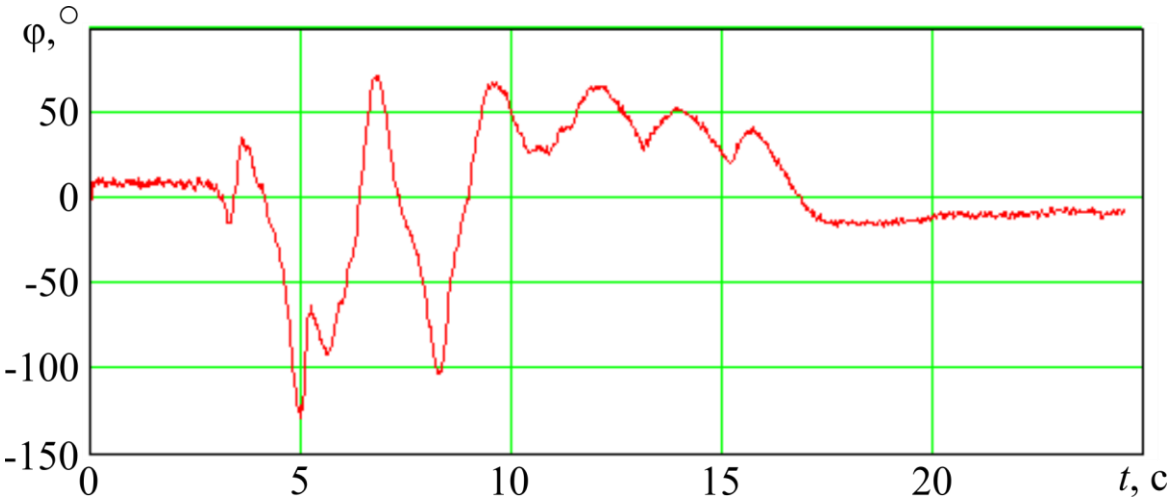


Рисунок 4.20 – Зміна фази основної гармоніки вібраційного переміщення при русі преса віброгасника вниз

В результаті аналізу отриманих графіків перехідних процесів можна зробити висновок, що комбінована система керування частотою забезпечує достатню швидкість переналаштування на нове значення резонансної частоти при її збільшенні та зменшенні. В обох випадках встановлюється стійкий режим резонансних коливань із заданою амплітудою. Короткочасні відхилення від резонансної частоти і викликані цим провали амплітуди не

призведуть до істотного погіршення якості технологічного процесу та енергетичних характеристик привода.

Для порівняння, на рис. 4.21 – 4.26 наведені графіки перехідних процесів при автоматичному режимі керування частотою тільки за зворотним зв’язком.

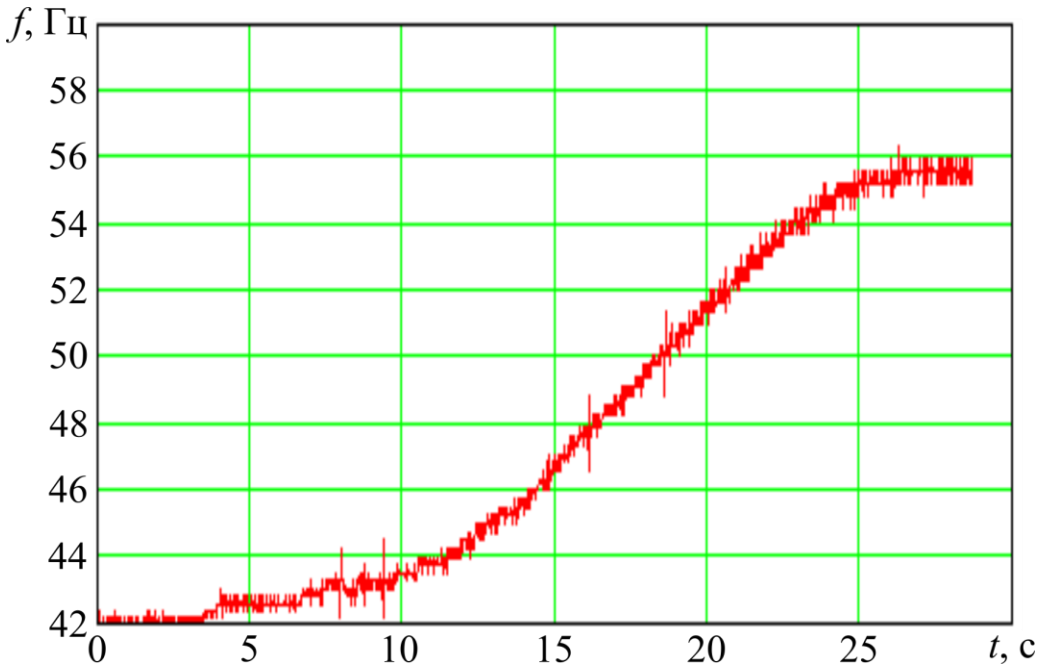


Рисунок 4.21 – Графік зміни частоти при керуванні тільки за зворотним зв’язком (рух преса угору)

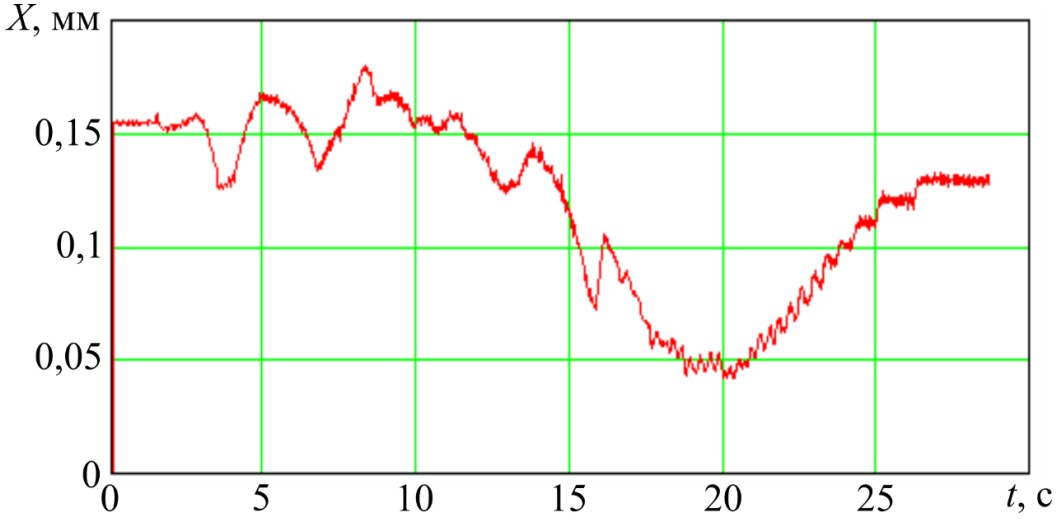


Рисунок 4.22 – Амплітуда вібраційного переміщення при керуванні тільки за зворотним зв’язком (рух преса угору)

На них ми спостерігаємо, що при русі преса віброгасника вгору частота зростає значно повільніше (рис. 4.21) і система випадає з резонансу на відносно великий проміжок часу: з 15 с до 24 с, що викликає тривалий провал амплітуди переміщення на весь цей період (рис. 4.22).

При русі преса вниз (рис. 4.23, 4.24) система взагалі втрачає стійкість і уходить в область верхніх частот в напрямку, протилежному резонансу.

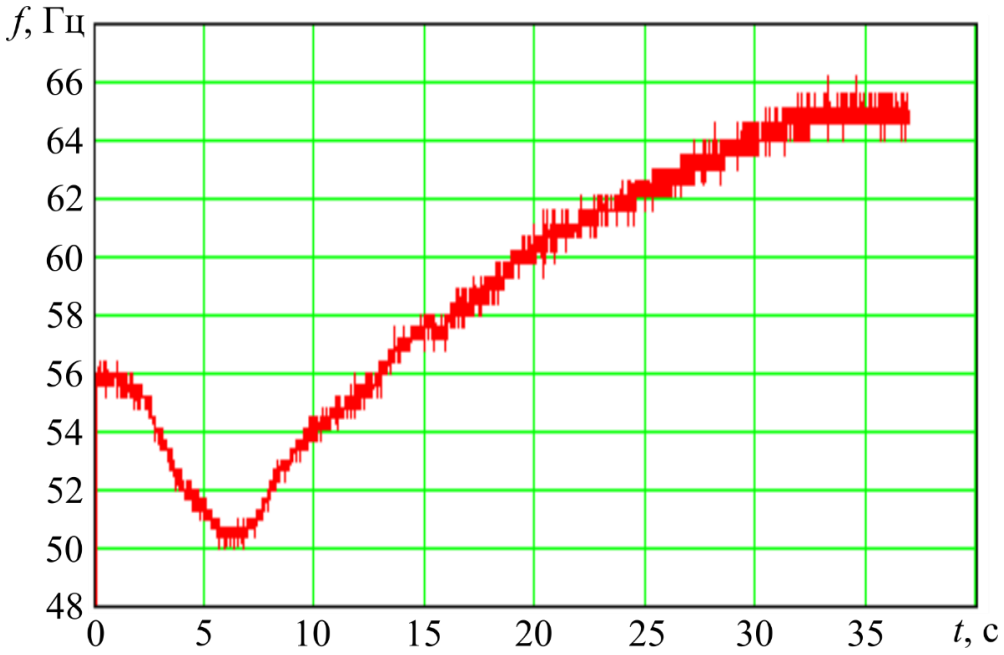


Рисунок 4.24 – Графік зміни частоти при керуванні тільки за зворотним зв’язком (рух преса вниз)

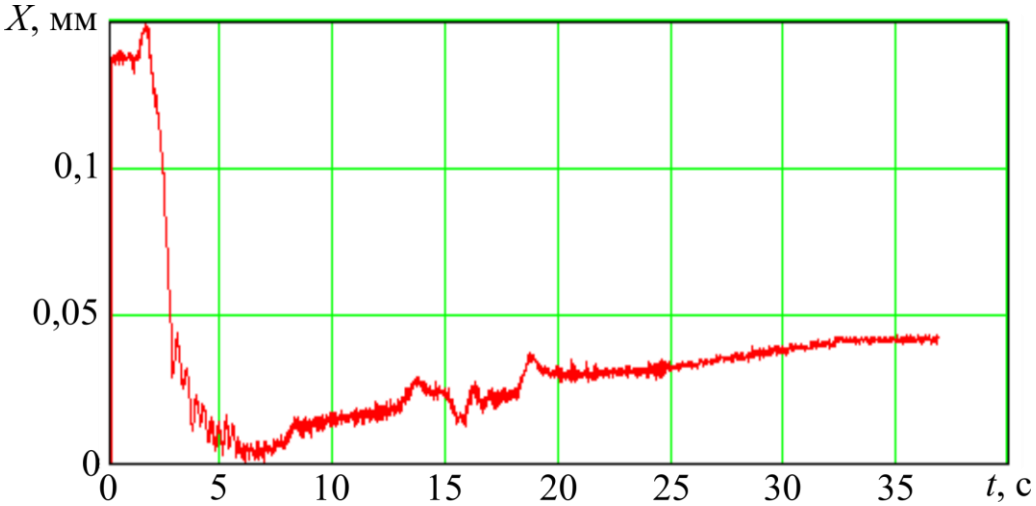


Рисунок 4.25 – Амплітуда вібраційного переміщення при керуванні тільки за зворотним зв’язком (рух преса вниз)

Таким чином, результати проведених експериментів підтвердили, що для керування частотою електромагнітного привода вібромашини зі змінною резонасною частотою доцільно використовувати комбінований принцип автоматичного керування. Це забезпечує необхідну швидкість та стійкість налаштування на нову резонансну частоту в перехідних режимах.

Висновки за четвертим розділом

Отримані у попередніх розділах теоретичні результати реалізовано шляхом удосконалення апаратної частини та програмного забезпечення існуючої системи автоматичного керування електромагнітним вібраційним приводом. На її основі побудовано експериментальну установку з вібраційною машиною для ущільнення бетонних сумішей, що має електромагнітний привод та керований динамічний віброгасник з конічними пружинами для регулювання резонансної частоти.

Проведено дослідження стаціонарних коливань при розімкненому контурі керування частотою для різних положень преса віброгасника. Це дало змогу визначити характеристику регулювання резонансної частоти. Дану характеристику було апроксимовано аналітичною залежністю і внесено до керуючої програми, що реалізує комбіноване керування частотою.

Проведено експериментальні дослідження комбінованої системи керування частотою в перехідних режимах: при переході з частоти 42,6 Гц на частоту 55 Гц і у зворотному напрямку. Аналіз отриманих графіків перехідних процесів показав, що система забезпечує достатню швидкість переналаштування на нове значення резонансної частоти при її збільшенні та зменшенні. В обох випадках встановлюється стійкий режим резонансних коливань із заданою амплітудою. Короткочасні відхилення від резонансної частоти і викликані цим провали амплітуди не призведуть до істотного погіршення якості технологічного процесу та енергетичних характеристик привода.

ВИСНОВКИ

Отримала розвиток динамічна модель електромагнітних, електромеханічних, механічних та енергетичних процесів у вібраційній машині для ущільнення бетонних сумішей з електромагнітним приводом та змінною резонансною частотою. В моделі враховано взаємозв'язок процесів при сумісному керуванні амплітудою та частотою електромагнітного вібратора і резонансною частотою динамічного віброгасника з конічними пружинами.

Досліджено електромагнітні, електромеханічні, механічні та енергетичні процеси у резонансній вібраційній системі, що містить керований за частотою та амплітудою електромагнітний привод і керований динамічний віброгасник, яка працює в режимі послідовного вібрування на різних частотах. Для моделювання процесів застосовано коло-польовий метод, оснований на апроксимації залежностей потокозчеплення та електромагнітної сили від МРС та величини повітряного проміжку, отриманих шляхом числових розрахунків магнітного поля. За результатами моделювання встановлено, що одночасне керування електромагнітним вібратором та динамічним віброгасником забезпечує послідовну роботу вібраційної установки на різних частотах при збереженні енергоефективного білярезонансного режиму.

Визначено структуру системи автоматичного керування електромагнітним приводом вібраційної машини з керованим динамічним віброгасником, що забезпечує його високу енергетичну ефективність в перехідних режимах шляхом збереження резонансного режиму завдяки більш швидкому керуванню частотою вібрації. Підвищення швидкодії системи керування частотою забезпечується шляхом застосування комбінованого принципу автоматичного керування. Його реалізація полягає у введенні каналу визначення резонансної частоти, який здійснює швидке і грубе налаштування частоти на резонанс, а замкнений контур фазової

автопідстройки − повільне й точне її доведення. При цьому резонансна частота визначається в залежності від виміряних значень амплітуди коливань робочого органа вібромашини і координати переміщення преса віброгасника.

Проведено моделювання динаміки системи автоматичного керування вібраційною машиною зі змінною резонансною частотою при різних формах напруги живлення електромагнітного привода: синусоїдальній ШІМ-модульованій та імпульсній. Результати моделювання показали, що завдяки швидкому і точному регулюванню частоти, в перехідних режимах система залишається в резонансній зоні з високим значенням коефіцієнту корисної дії, який при синусоїдальній ШІМ-модульованій напрузі складає на різних частотах від 0,6 до 0,8, а при імпульсній – від 0,7 до 0,83 з короткочасними провалами.

Проведено експериментальні дослідження комбінованої системи керування частотою в перехідних режимах: при переході з частоти 42,6 Гц на частоту 55 Гц і у зворотному напрямку. Аналіз отриманих графіків перехідних процесів показав, що система забезпечує достатню швидкість переналаштування на нове значення резонансної частоти при її збільшенні та зменшенні. В обох випадках встановлюється стійкий режим резонансних коливань із заданою амплітудою. Короткочасні відхилення від резонансної частоти і викликані цим провали амплітуди не призведуть до істотного погіршення якості технологічного процесу та енергетичних характеристик привода. Таким чином, експерименти підтвердили отримані теоретичні результати.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шенбор В., Боровець В., Брусенцов В. Синтез гнучких вібраційних транспортно-технологічних систем. Матеріали 11-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2013 – с. 97.

2. Шенбор В., Серкіз О., Брусенцов В. Вібраційні конвеєри з комбінованими пружними системами. Матеріали 11-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2013 – с. 97 – 98.

3. Z. Despotovich, V. Sinik, S. Jankovic, D. Dobrilovich, M. Bjelica. Some specific of vibratory conveyor drives. Proceedings of V International Conference Industrial Engineering and Environmental Protection – Zrenjanin, Serbia, 2015 – p. 247 – 253.

4. Проць Я.І., Савків В.Б., Шкодзінський О.К., Ляшук О.Л. Автоматизація виробничих процесів: Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. 344 с.

5. Yandrick R. Vibratory feeders and conveyors: useful selection tips. Chemical engineering. 2009. P. 47 − 49.

6. Marinelli J., Miller S. Feeder design for solids handling. Chemical engineering. 2017. Accessed 14 Aug. 2018.

7. Despotovic Z., Matijevic M., Misljen P. Rezonantni vibracioni dozator sa elektromagnetnom pobudom. 2015.

8. S. Popescu, D. Ola, V. Popescu. The influance of the constructive and function parameters of the gravimetric vibration dosing systems for agro-foods bulk solids. Proceedings of 10-th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture . 2008, Antalya, Turkie. P. 882 – 887.

9. Ланець О.С., Качмар Р.Я., Боровець В.М. Обґрунтування параметрів вібраційного бункерного живильника з електромагнітним приводом. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Вип. 50, 2016. С. 54 – 76.

10. Омельянов О.М. Особливості застосування механічних коливань в технологічних процесах. Вібрації в техніці та технологіях, 2017. №4(87), с.129 – 134.

11. Сілін Р.І., Третько В.В., Гордєєв А.І. Дослідження динамічної моделі резонансного вібраційного верстата для доведення плоских поверхонь. Вібрації в техніці та технологіях, №2(74). 2014. С. 89 – 92.

12. Ратушняк Г.С., Слободян Н.М. Вібросилова технологія формування декоративних бетонних виробів. Монографія. Вінниця: Універсум. 2007. 161 с.

13. Ланець О.С., Боровець В.М., Ланець О.В., Шпак Я.В., Лозинський В.І. Синтез конструкції та дослідження роботи резонансного двомасового вібраційного стола з електромагнітним приводом. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий науково-технічний збірник. Львів 2015 . № 49. С. 36 – 39.

14. Вірник М.М. Ісакович-Лотоцький Р.Д., Веселовська Н.Р. Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві. Монографія. Вінниця: Універсум. 2007. С. 198.

15. Гурський В.М., Кузьо І.В. Раціональний синтез двочастотних резонансних вібраційних машин. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2015. Вип. 49. С. 8 − 17.

16. Назаренко І.І. Теорія і практика створення машин будіндустрії на основі синтезу систем "машина − середовище". Техніка будівництва. 2002. №13. С. 6 − 14.

17. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Басараб В.А. Дослідження взаємодії бетонної суміші з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної установки. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. №3 (71). С. 55 − 60.

18. Басараб В.А. Дослідження полічастотного режиму коливань електромагнітної ударно-вібраційної системи. Техніка будівництва. 2015. №34. С. 25 − 29.

19. Гурський В.М., Шпак Я.В., Кузьо І.В. Реалізація суперрезонансних коливань у віброударних машинах з імпульсним приводом. Вібрації в техніці та технологіях. 2016. №3 (83). С. 21 − 28.

20. Дворкін Л.Й. Будівельне матеріалознавство. Навчально довідковий посібник українською та англійською мовами. Рівне. 2017. С. 355

21. Коц І.В., Куриленко Ю.П. Глибинний віброущільнювач бетонних сумішей. Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 2020. С. 2248-2250.

22. Гуденко В.М. Технологія будівельного виробництва. Київ. 2011. С. 274-275.

23. Назаренко І. І., Дєдов О. П., Дьяченко О. С., Свідерський А. Т. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских плит залізобетонних виробів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, Вип. 90. 2017. С. 49-58.

24. Загреба В.П., Дудар І.Н. Формування бетонних і залізобетонних виробів методом пульсуючого пресування бетонних сумішей. Монографія. Вінниця: Універсум, 2009. 104 с.

25. Назаренко І.І., Нестеренко М.М., Нестеренко Т.М., Аніщенко А.І. Вібромайданчик для формування об’ємних бетонних виробів. Науковий вісник будівництва. Харків, 2020 . том 102 – №4. С. 190 – 192.

26. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. Вінниця: ВНАУ. 2011. 355 с.

27. Nozhenko V., Rodkin D., Tytiuk V., Bohatyrov K., Burdilna E., Ilchenko O. Features of the Control Actions Formation During the Start-up of

Vibration Machines at Passing of the Resonance Zone. Proceedings of the 25th IEEE International conference on Problems of automated electric drive. Theory and practice (PAEP). 2020. P. 18 – 21.

28. Ланець О.С. Високоефективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом. Видавництво Національного інституту «Львівська політехніка». Львів, 2008. С. 324.

29. Despotovich Z., Stojilkovic Z. Power converter control circuits for two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive: simulations and experimental results. IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2007. Vol.54 №1. P. 453 – 466. DOI: https://doi.org/10.1109/tie.2006.888798.

30. Чубик Р.В., Горбатюк Р.М. Передумови створення та перспективи розвитку адаптивних технологічних машин для віброабразивної обробки деталей. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. №2 (70). С. 141 − 152.

31. Горбатюк Р.М., Килівник М.М., Чубик Р.В., Скварок Ю.Ю. Автомат для віброабразивної обробки деталей. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. №3 (75). С. 57 − 64.

32. Калиновська О.П., Бойко О.О., Строган І.І. Геометрична і структурна характеристика вібраційних установок. Матеріали VIII відкритої наукової конференції професорсько-викладацького складу Інституту прикладної математики та фундаментальних наук, присвячена 165-річчю Національного університету "Львівська політехніка", 12–13 листопада 2009 р. Львів: Видавництво НУ "Львівська політехніка". 2009. С. 83.

33. Бабичев А.П., Дьедоне Э., Деревенько И.А. Совершенствование процесса разборки прессовых соединений за счет применения виброволнового воздействия при ремонте и утилизации изделий машиностроения. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. №1 (73). С. 54 − 60.

34. Булат А.Ф., Надутый В.П., Корниенко В.Я. Опыт применения вибрационных установок в технологии добычи янтаря. Вібрації в техніці та технологіях. 2015. №4 (80). С. 128 − 131.

35. Надутый В.П., Сухарев В.В., Костыря С.В. Результаты комплексного обезвоживания горной массы на вибрационном устройстве. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. №1 (73). С. 88 − 93.

36. Светкина Е.Ю., Лисицкая С.М., Франчук В.П. Использование виброударной активации для регенерации известняковых отходов пищевого производства. Вібрації в техніці та технологіях. 2016. №3 (83). С. 207 − 212.

37. Свєткіна О.Ю., Франчук В.П., Богданов О.О., Лисицька С.М. Застосування вібротехнології для інтенсифікації механохімічної активації та зневоднення вапняку. Вібрації в техніці та технологіях. 2017. №4 (87). С. 82 − 86.

38. Дудников А.А. Беловод А.И. Келемеш А.А. Пасюта А.Г. Вибрационная упрочняющая обработка в технологических процессах. Вібрації в техніці та технологіях. 2015. №4 (80). С. 143 − 146.

39. Ісакович-Лотоцький Р.Д., Любин В.С. Обґрунтування ефективності процесів зневоднення за допомогою вібраційного та віброударного навантаження. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. №4 (72). С. 96 − 100.

40. Франчук В.П., Анциферов А.В., Шевченко А.Е. Использование вибрационного воздействия для повышения эффективности фильтрования глубоководных органо-минеральных осадков Черного моря. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. №3 (75). С. 136 − 144.

41. Цуркан О.В., Герасимов О.О., Римар Т.І., Станіславчук О.В. Гідродинаміка процесу фільтраційного зневоднення свіжеочищеного насіння гарбуза з вібраційною активацією. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. №2 (74). С. 138 − 144.

42. Черно О.О., Гуров А.П., Новогрецький С.М. Совместное управление электромагнитным приводом и динамическим виброгасителем трехмассовой вибрационной установкой. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Тематичний випуск «Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія й практика» науково-виробничого журналу – Кременчук: КрНУ, 2012. Вип.3/2012 (19). С. 345-349.

43. Черно О.О. Гуров А.П. Автоматическое управление резонансной вибрационной установкой с электромагнитным динамическим виброгасителем. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал, Кременчук: КрНУ, 2014. Вип.4/2014 (28). С. 18-27.

44. Cherno A.A., Monchenko M.Y. Energy efficiency of the vibratory device electromagnetic drive system. Technical Electrodynamics. 2015, №1. P. 20 – 25. DOI: https://doi.org/10.15407/techned2016.01.020.

45. Черно О.О. Крутякова О.О. Синтез цифрового регулятора системи автоматичного управління динамічним віброгасником з нелінійними пружними елементами. Збірник наукових праць НУК, 2010. №2, с. 104 – 111.

46. Гуров А.П., Черно О.О. Управляемый динамический виброгаситель с нелинейными упругими элементами. Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. М. Остроградського, 2007. Вип.6 ч.2. С. 10 – 11.

47. Vaskovskii Yu.N. Prospects for modeling dynamic modes of electromechanical converters based on chain-field methods. Elektrotekhnika I Electromekhanika. 2003, №1. P. 23 – 25.

48. Neyman L., Neyman V., Shabanov A. Vibration dynamics of an electromagnetic drive with a half-period rectifier. Proc. of 18-th International Conference Micro/nanotechnologies and Electron Devices EDM. 2017. P. 503 – 506. DOI: https://doi.org/10.1109/edm.2017.7981805.

49. Черно А.А. Динамическая модель электромагнитного вибрационного привода. Технічна електродинаміка. 2014, №2. Р. 37 – 43.

50. Cherno A.A., Gerasin O.S., Topalov D.K., Stakanov A.P., Hurov A.P., Vyzhol Yu.O. Simulation of mobile robot clamping magnets by circle-field method. Technical Electrodynamics.2021, №3. P. 58 – 64.

51. Черно О.О., Гуров А.П., Гуров С.М. Особливості динаміки керованого електромагнітного приводу вібраційної установки для

ущільнення бетонних сумішей. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2014, Вип. 48. С. 87 – 96.

52. Буряковський С.Г., Маслій А.С., Асмолова Л.В., Гончарук Н.Т. Математичне моделювання перехідних процесів в електроприводі стрілочного переводу моношпального типу з вентильно-індукторним двигуном. Електротехніка і Електромеханіка. 2021, Вип. 48. С. 87 – 96.

53. Cherno A.A. Control of Resonant Electromagnetic Vibrational Drive Using a Digital Filtering Algorithm Based on Discrete Fourier Transform. Journal of Automation and Information Sciences. 2014, Vol. 46, Issue 7. P. 53 – 68.

54. Cherno A.A., Kozlov A.Yu. Modeling of a controlled electromagnetic vibration drive with a variable resonant frequency. Technical Electrodynamics. 2023, №4. P. 62 – 71. DOI: https://doi.org/10.15470/techned2023.04.062

55. Cherno A.A. Control of electromagnetic vibratory drive using a phase difference between current hurmonics. Journal of Automation and Information Sciences. 2017,Vol.49. P. 58 – 76.

56. Черно О.О., Гуров А.П. Удосконалений алгоритм керування електромагнітним вібраційним приводом. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал – Кременчук: КрНУ. 2018, Вип.2/2018 (42). С. 23 – 29.

57. O.O. Cherno, A.P. Hurov, A.V. Ivanov. Energy characteristics of the electromagnetic vibration drive with pulse power supply of vibrator coils. Technical Electrodynamics. 2023. №2. С. 53 – 60. DOI: https://doi.org/10.15407/techned2023.02.053.

58. Despotovic Z., Ribic A. The increasing energy efficiency of the vibratory conveying drives with electromagnetic excitation. International Journal of Electrical and Power Engineering. 2012, №6 (1). P. 38 – 42

59. Черно О.О., Козлов А.Ю. Комбіноване керування частотою вібраційної машини зі змінною частотою резонансу. Науково-виробничий журнал "*Електромеханічні і енергозберігаючі системи*". 2023. №3 С. 56 – 63. DOI https://doi.org/10.32782/2072-2052.2023.3.62.6

60. Analog devices ADXL78. Режим доступу: https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/adxl78.pdf

61. USB Oscilloscope ISDS205. Режим доступу: http://english.instrustar.com/product_detail.asp?nid=1577

62. Черно О.О., Гуров А.П., Бугрім Л.І., Поляков О.В. Експериментальне дослідження керованого електромагнітного вібраційного привода. Вібрації в техніці та технологіях. 2018, №3(90). С. 11 – 21.

Додаток А

Фрагмент програми мікроконтролера, що здійснює автоматичне керування електромагнітним приводом вібраційної машини зі змінною резонансною частотою

```
MUX_0:
;Обробка сигналу акселерометра

    in REG3, ADMUX
    ori REG3, 0b00011111
    andi REG3, 0b11100010
    out ADMUX, REG3      ;перемикання на 2-й канал
    sbi ADCSRA,6         ;запуск АЦП

    ldi REG3, 0x01
    ldi REG4, 0x00
    ldi REG5, 0x80
    ldi REG6, 0x00
    call Sum33
    sts Acc_sign, REG3
    call mul_4           ;Acc = (32768 – ADC)*4 (акселерометр перевернутий)

    ;mov REG4,REG1
    ;mov REG5,REG2
    ;ldi REG3,0x00
    ;ldi REG6,0x00
    ;call Sum33
    sts Acc_L, REG1
    sts Acc_H, REG2
```

```
lds REG4, Base_cos_sign
lds REG6, Acc_sign
eor REG6, REG4
lds REG1, Base_cos
lds REG2, Acc_H
mul REG1, REG2
mov REG4, R0
mov REG5, R1
lds REG1, Integr_1_L
lds REG2, Integr_1_H
lds REG7, Integr_1_HH
lds REG3, Integr_1_sign
call Sum43
sts Integr_1_L, REG1
sts Integr_1_H, REG2
sts Integr_1_HH, REG7
sts Integr_1_sign, REG3 ;Integr_1 = Integr_1 + Acc_H*Base_cos
lds REG4, Base_sin_sign
lds REG6, Acc_sign
eor REG6, REG4
lds REG1, Base_sin
lds REG2, Acc_H
mul REG1, REG2
mov REG4, R0
mov REG5, R1
lds REG1, Integr_2_L
lds REG2, Integr_2_H
lds REG7, Integr_2_HH
lds REG3, Integr_2_sign
call Sum43
```

```
        sts Integr_2_L, REG1
        sts Integr_2_H, REG2
        sts Integr_2_HH, REG7
        sts Integr_2_sign, REG3 ;Integr_2 = Integr_2 + Acc_H*Base_sin
        lds REG1,Mode
        clr REG2
        cpse REG1,REG2
        cpse REG1,REG1
        rjmp L56

        lds REG1, X_pr_H

            lds REG2, X_max
            cp REG2, REG1
            brcc L68
            sts X_pr_H, REG2;обмеження X_pr_H
            lds REG1, X_pr_H
L68:    lds REG2, X1
            call Sub11
            sts e_X, REG1
            sts e_X_sign, REG3      ;e_X = X_pr – X1
            sts U_p_sign, REG3      ;U_p_sign = e_X_sign
            lds REG2, Dead_zone_X
            sub REG1, REG2
            in REG3, SREG
            sbrc REG3, 0
            clr REG1
            sts dU1, REG1           ;dU1 = e_X – Dead_zone_X if (e_X –
Dead_zone_X)>0; dU = 0 otherwise
            lds REG2,k_p
```

```
mul REG1, REG2
mov REG2, R1
mov REG1, R0
call mul_4
call mul_4
sts U_p_L, REG1
sts U_p_H, REG2          ;U_p = dU1*k_p*16
lds REG1, dU1
lds REG2, k_i1
mul REG1, REG2
sts dU_L, R0
sts dU_H, R1             ;dU = k_i1*dU1
lds REG1, U_i_LL
lds REG2, U_i_L
lds REG7, U_i_H
clr REG3
lds REG4, dU_L
lds REG5, dU_H
lds REG6, e_X_sign
call Sum43
lds REG3, h_max
cp REG3,REG7             ;h_max – U_i
in REG4,SREG
sbrc REG4,0
mov REG7, REG3           ;U_i = h_max if U_i > h_max
sts U_i_LL, REG1
sts U_i_L, REG2
sts U_i_H, REG7          ;U_i = U_i + dU
mov REG3,REG7
clr REG4
```

```
        clr REG5
        lds REG6,U_p_L
        lds REG7,U_p_H
        lds REG8,U_p_sign
        call Sum44
        lds REG5, h_max
        cp REG5,REG3            ;h_max – h
        in REG4,SREG
        sbrc REG4,0
        mov REG3, REG5          ;h = h_max if h > h_max
        sts h_LL, REG1
        sts h_L, REG2
        sts h_H, REG3      ;h = U_i + U_p

lds REG4,Mode
ldi REG5, 0x02
cpse REG4,REG5
rjmp L56
clr REG1
lds REG2, Phase
lds REG3, Phase_sign
clr REG4
lds REG5, Phase_pr
ldi REG6, 0x01
call Sum33
sts e_fi, REG2
sts e_fi_sign, REG3        ;e_fi = Phase – Phase_pr
lds REG1,Dead_zone_fi
sub REG2,REG1
in REG3,SREG
```

```
        sbrc REG3,0
        clr REG2
        lds REG1,0x0E;Zone
        lds REG3,e_X
        cp REG1,REG3
        in REG3,SREG
        sbrc REG3,0
        clr REG2
        sts dwI1, REG2     ;dwI1= e_fi – Dead_zone_fi if (e_fi – Dead_zone_fi)>0;
dwI = 0 otherwise
        lds REG1, dwI1
        lds REG2, k_i2
        mul REG1, REG2
        sts dwI_L, R0
        sts dwI_H, R1              ;dwI = k_i2*dwI1

        lds REG1, w_ph_LL
        lds REG2, w_ph_L
        lds REG7, w_ph_H
        clr REG3
        lds REG4, dwI_L
        lds REG5, dwI_H
        lds REG6, e_fi_sign
        call Sum43
        sts w_ph_LL, REG1
        sts w_ph_L, REG2
        sts w_ph_H, REG7                ;w_ph = w_ph + dwI (3 bytes)

        lds REG1, x_press
        cpi REG1, x_press_1
```

```
        brcs First_range    ;якщо x_press – x_press_1 < 0, перейти на First_range
        cpi REG1, x_press_2
        brcs Second_range;якщо x_press – x_press_2 < 0, перейти на
Second_range

        lds REG1, x_press
        ldi REG2, a_pr_3
        mul REG1, REG2
        mov REG2, R1
        mov REG1, R0            ;REG2:REG1 = x_press * a_pr_3
        clr REG3
        ldi REG5, b_pr_3_H
        ldi REG4, b_pr_3_L
        ldi REG6, 0x01
        call Sum33
        sts w_res_L, REG1
        sts w_res_H, REG2       ;w_res = x_press * a_pr_3 – b_pr_3
        lds REG4, w_ph_L
        lds REG5, w_ph_H
        clr REG6
        call Sum33
        sts w_I_L, REG1
        sts w_I_H, REG2         ;w_I = w_res + w_ph
        rjmp L56

First_range:
        lds REG1, x_press
        ldi REG2, a_pr_1
        mul REG1, REG2
        mov REG2, R1
```

```
        mov REG1, R0            ;REG2:REG1 = x_press * a_pr_1
        clr REG3
        ldi REG5, b_pr_1_H
        ldi REG4, b_pr_1_L
        clr REG6
        call Sum33
        sts w_res_L, REG1
        sts w_res_H, REG2       ;w_res = x_press * a_pr_1 + b_pr_1
        lds REG4, w_ph_L
        lds REG5, w_ph_H
        clr REG6
        call Sum33
        sts w_I_L, REG1
        sts w_I_H, REG2         ;w_I = w_res + w_ph
        rjmp L56

Second_range:
        lds REG1, x_press
        ldi REG2, a_pr_2
        mul REG1, REG2
        mov REG2, R1
        mov REG1, R0            ;REG2:REG1 = x_press * a_pr_2
        clr REG3
        ldi REG5, b_pr_2_H
        ldi REG4, b_pr_2_L
        clr REG6
        call Sum33
        sts w_res_L, REG1
        sts w_res_H, REG2       ;w_res = x_press * a_pr_2 + b_pr_2
        lds REG4, w_ph_L
```

```
        lds REG5, w_ph_H
        clr REG6
        call Sum33
        sts w_I_L, REG1
        sts w_I_H, REG2          ;w_I = w_res + w_ph

L56:
        lds REG3, w_ph_L
        out OCR2, REG3           ;вивід у вигляді ШІМ для налагодження


        ;Mode=0: U_p:=0; U_i:=h
        lds REG4,Mode
        clr REG5
        cp REG4,REG5
        brne L55
        clr REG1
        sts U_p_LL,REG1
        sts U_p_L,REG1
        sts U_p_H,REG1
        sts U_p_sign,REG1
        lds REG1, h_LL
        lds REG2, h_L
        lds REG7, h_H
        sts U_i_LL,REG1
        sts U_i_L,REG2
        sts U_i_H,REG7

L55:lds REG1, t2
        inc REG1
```

```
        brne L44
        dec REG1
L44:
        sts t2, REG1        ;t2 = t2 + 1 з обмеженням FF
        ldi REG1, t_imp_max
        lds REG2, w_I_H
        mul REG1, REG2
        ldi REG1, 0x4B
        cp REG1, R1             ;75 – h_max
        in REG2, SREG
        sbrc REG2, 0
        mov R1, REG1
        sts h_max, R1       ;h_max = (t_imp_max * w_I_H)/256 з обмеженням 75
(150 град)
        rjmp M_END1
MUX_3:
;Обробка сигналу з потенціометра:

        in REG3, ADMUX
        ori REG3, 0b00011111
        andi REG3, 0b11100000
        out ADMUX, REG3     ;перемикання на 0-й канал
        sbi ADCSRA,6            ;запуск АЦП

        sts x_press, REG2 ;збереження координати преса
```

Додаток Б

Програма апроксимації характеристики регулювання резонансної частоти

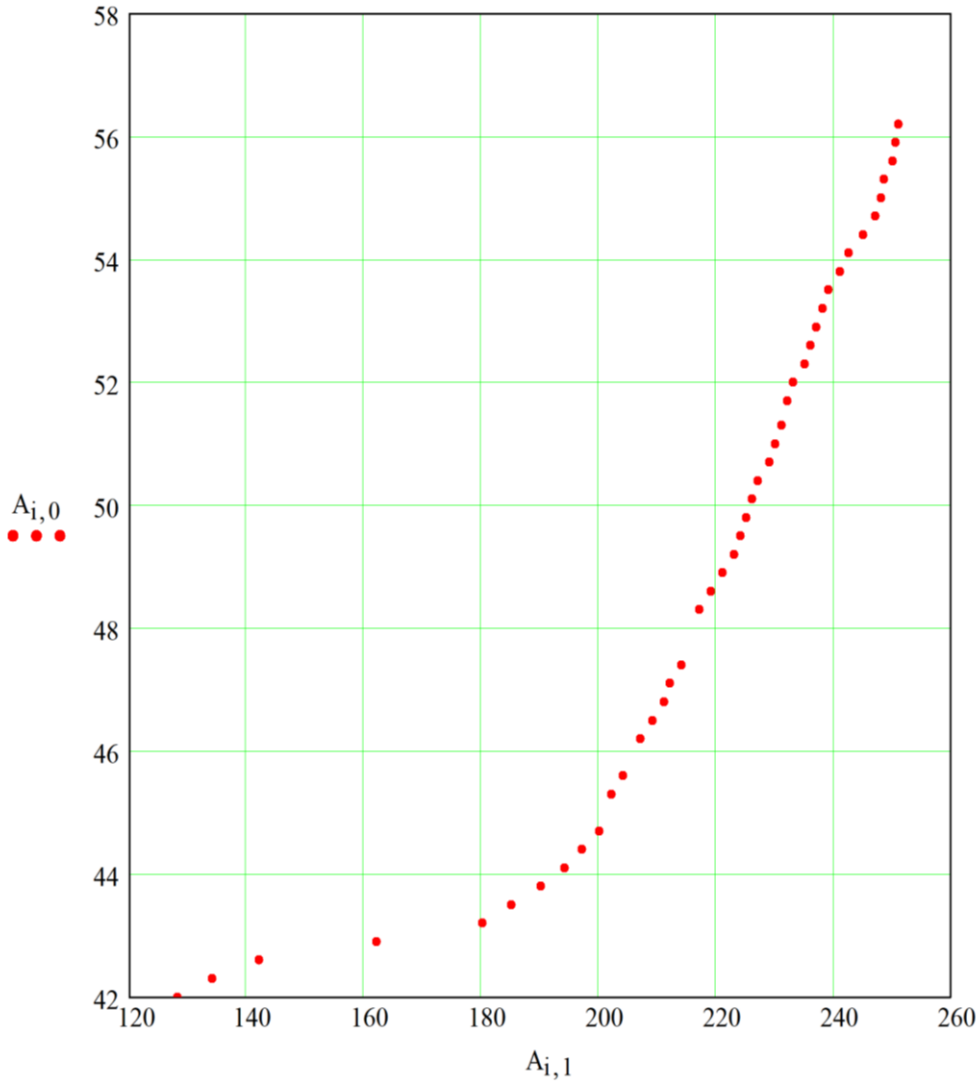
Апроксимація залежності резонансної частоти від координати переміщення преса віброгасника

$$A := \begin{pmatrix} 42 & 128 \\ 42.3 & 134 \\ 42.6 & 142 \\ 42.9 & 162 \\ 43.2 & 180 \\ 43.5 & 185 \\ 43.8 & 190 \\ 44.1 & 194 \\ 44.4 & 197 \\ 44.7 & 200 \\ 45.3 & 202 \\ 45.6 & 204 \\ 44.7 & 200 \\ 46.2 & 207 \\ 46.5 & 209 \\ 46.8 & 211 \\ 47.1 & 212 \\ 47.4 & 214 \\ 48.3 & 217 \\ 48.6 & 219 \\ 48.9 & 221 \\ 49.2 & 223 \\ 49.5 & 224 \\ 49.8 & 225 \\ 50.1 & 226 \\ 50.4 & 227 \\ 50.7 & 229 \\ 51 & 230 \\ 51.3 & 231 \\ 51.7 & 232 \\ 52 & 233 \\ 52.3 & 235 \\ 52.6 & 236 \\ 52.9 & 237 \\ 53.2 & 238 \\ 53.5 & 239 \end{pmatrix}$$

Таблиця залежності резонансної частоти від координати переміщення преса віброгасника, отримана в результаті експерименту з розімкненою системою керування вібраційним приводом

$$\begin{pmatrix} 53.8 & 241 \\ 54.1 & 242.5 \\ 54.4 & 245 \\ 54.7 & 247 \\ 55 & 248 \\ 55.3 & 248.5 \\ 55.6 & 250 \\ 55.9 & 250.5 \\ 56.2 & 251 \end{pmatrix}$$

$i := 0 .. rows(A) - 1$



Програма апроксимації залежності ламаною лінією методом найменших квадратів:

```
C := | J_min ← 10^5
     | for x1 ∈ 177 .. 183
     |   for x2 ∈ 197 .. 203
     |     for b1 ∈ 39, 39.3 .. 42.9
     |       for a1 ∈ 0.98 · 0.015, 0.99 · 0.015 .. 1.02 · 0.015
     |         for a2 ∈ 0.98 · 0.075, 0.99 · 0.075 .. 1.02 · 0.075
     |           for a3 ∈ 0.98 · 0.227, 0.99 · 0.227 .. 1.02 · 0.227
     |             | J ← 0
     |             | for i ∈ 2 .. rows(A) − 1
     |             |   | b2 ← x1 · (a1 − a2) + b1
     |             |   | b3 ← x2 · (a2 − a3) + b2
     |             |   | x ← A_{i,1}
     |             |   | y ← A_{i,0}
     |             |   | f ← a1 · x + b1   if x ≤ x1
     |             |   | f ← a2 · x + b2   if x1 < x ≤ x2
     |             |   | f ← a3 · x + b3   if x > x2
     |             |   | J ← J + (f − y)^2
     |             | if J < J_min
     |             |   | J_min ← J
     |             |   | C_0 ← a1
     |             |   | C_1 ← a2
     |             |   | C_2 ← a3
     |             |   | C_3 ← b1
     |             |   | C_4 ← b2
     |             |   | C_5 ← b3
     |             |   | C_6 ← x1
     |             |   | C_7 ← x2
     | C
```

Розраховані значення параметрів апроксимуючої функції:

$a_1 := C_0 \quad b_1 := C_3$ Коефіцієнти рівняння прямої на 1-й ділянці

$a_2 := C_1 \quad b_2 := C_4$ Коефіцієнти рівняння прямої на 2-й ділянці

$a_3 := C_2 \quad b_3 := C_5$ Коефіцієнти рівняння прямої на 3-й ділянці

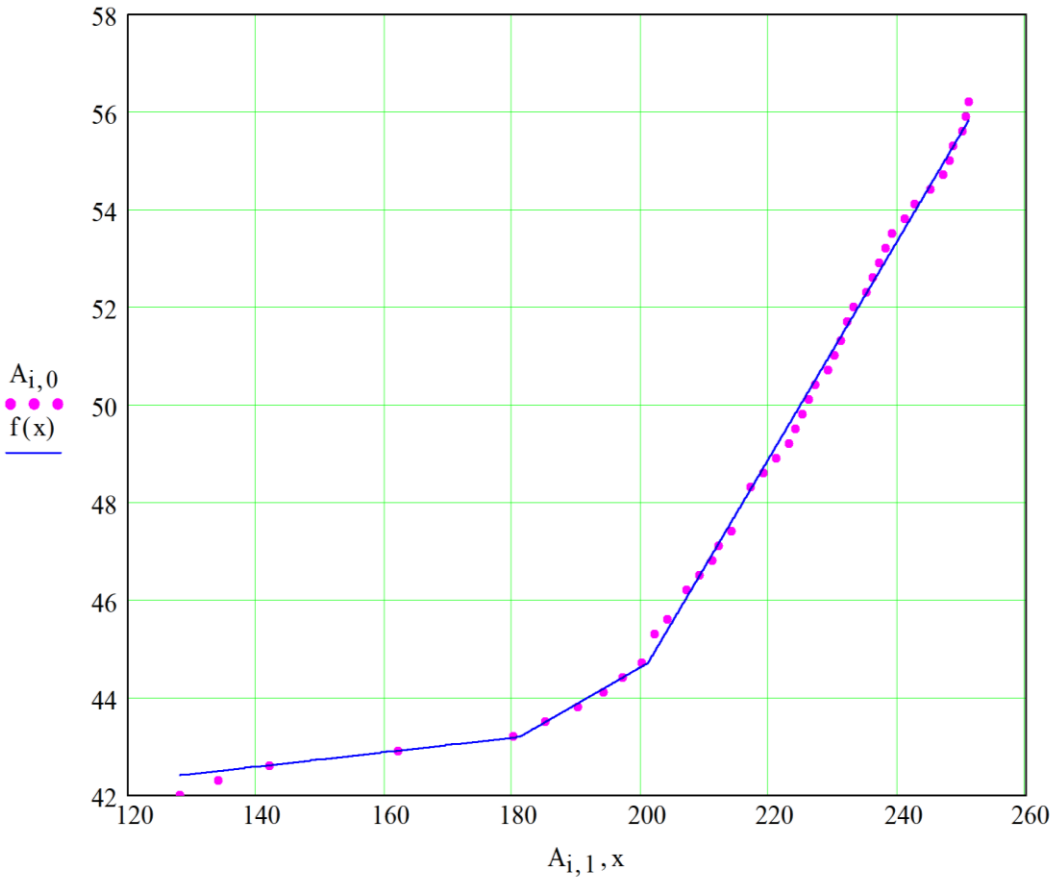
$x1 := \text{round}(C_6)$ Гранична точка між 1-ю та 2-ю ділянками

$x2 := \text{round}(C_7)$ Гранична точка між 2-ю та 3-ю ділянками

Апроксимуюча функція:

$$f(x) := \begin{cases} f \leftarrow a_1 \cdot x + b_1 & \text{if } x \le x1 \\ f \leftarrow a_2 \cdot x + b_2 & \text{if } x1 < x \le x2 \\ f \leftarrow a_3 \cdot x + b_3 & \text{if } x > x2 \end{cases}$$

$$x := A_{0,1}, A_{0,1} + 0.1 .. A_{\text{rows}(A)-1,1}$$



Приведення апроксимованої залежності до величин, що використовуються в керуючій програмі

$$k_{f_w_I_H} := \left(\frac{6}{256} + 3\right) \cdot 0.1$$

Коефіцієнт пропорційності між значенням змінної, що позначає частоту в програмі мікроконтролера і реальним значенням частоти

Розрахунок програмних значень коефіцієнтів апроксимуючої функції:

$$j := 1..3$$

$$a_{pr_j} := \text{round}\left(\frac{a_j}{k_{f_w_I_H}} \cdot 256\right) \qquad a_{pr} = \begin{pmatrix} 0 \\ 13 \\ 64 \\ 188 \end{pmatrix}$$

Коефіцієнти нахилу ділянок ламаної апроксимуючої функції (однобайтне число)

$$b_{pr_j} := \text{round}\left(\frac{b_j}{k_{f_w_I_H}} \cdot 256\right) \qquad b_{pr} = \begin{pmatrix} 0 \\ 34292 \\ 24959 \\ -10 \end{pmatrix}$$

Вертикальні зсуви ділянок ламаної апроксимуючої функції (двохбайтне число)

Представлення параметрів апроксимуючої функції в шістнадцятковій системі:

$$b_{pr_hex_{j,0}} := \text{floor}\left(\left|\frac{b_{pr_j}}{256}\right|\right) \cdot \text{sign}\left(b_{pr_j}\right)$$

Старший байт величин зсуву ділянок

$$b_{pr_hex_{j,1}} := b_{pr_j} - b_{pr_hex_{j,0}} \cdot 256$$

Молодший байт величин зсуву ділянок

$$a_{pr} = \begin{pmatrix} 0h \\ 0dh \\ 40h \\ 0bch \end{pmatrix} \qquad b_{pr_hex} = \begin{pmatrix} 0h & 0h \\ 85h & 0f4h \\ 61h & 7fh \\ 0h & -ah \end{pmatrix} \qquad x1 = 0b5h \qquad x2 = 0c9h$$

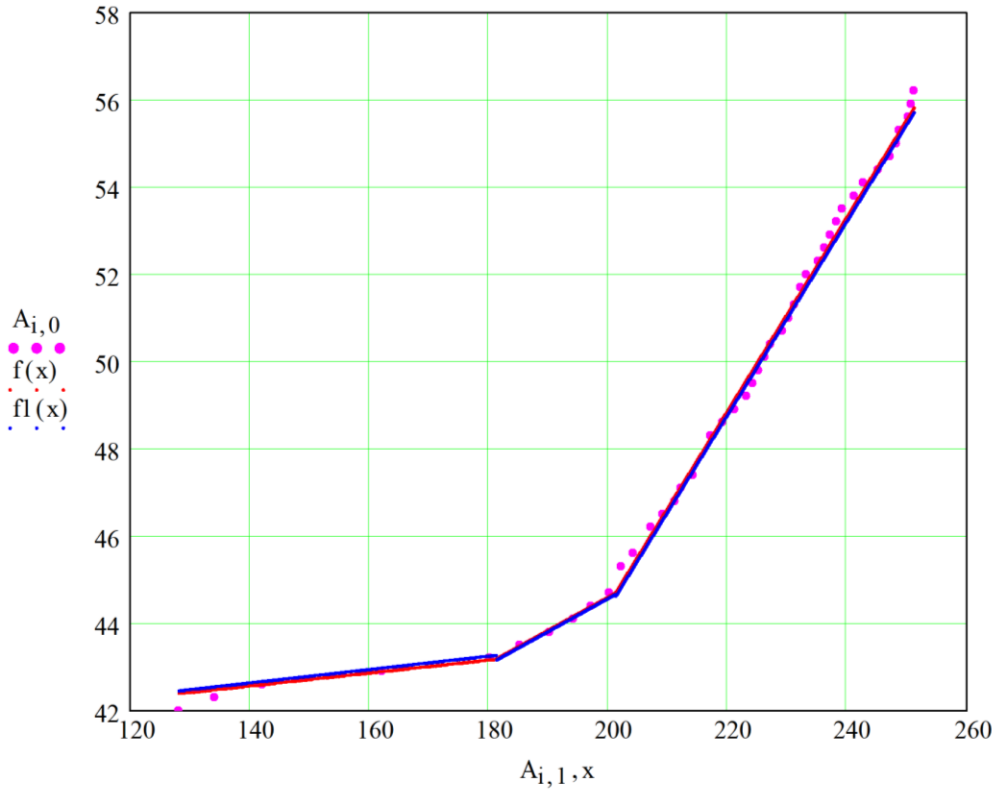
Перевірка похибки округлення:

$$a'_j := a_{pr_j} \cdot \frac{k_{f_w_I_H}}{256}$$

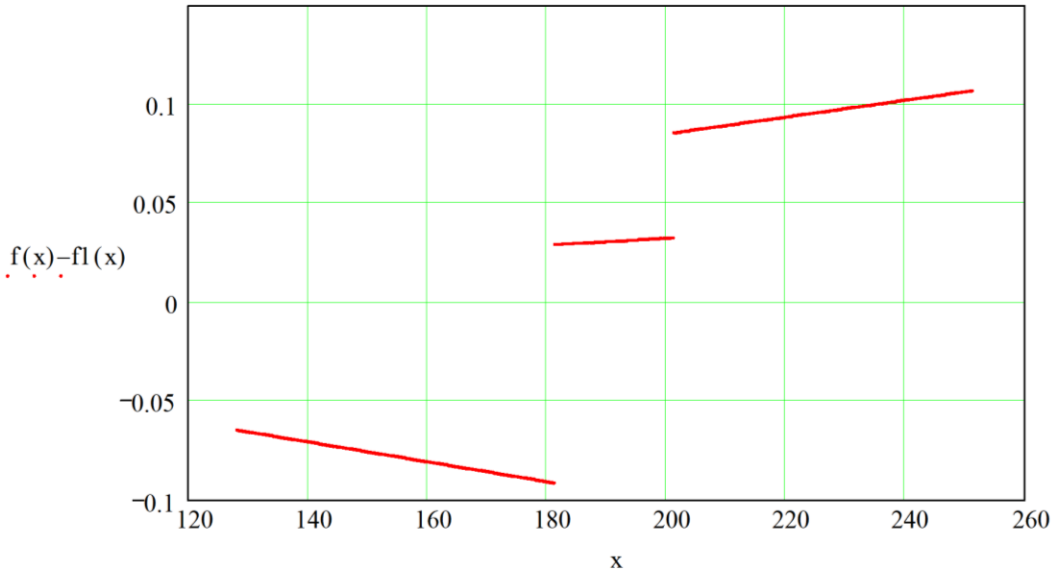
$$b'_j := b_{pr_j} \cdot \frac{k_{f_w_I_H}}{256}$$

$$f1(x) := \begin{cases} f \leftarrow a'_1 \cdot x + b'_1 & \text{if } x \le x1 \\ f \leftarrow a'_2 \cdot x + b'_2 & \text{if } x1 < x \le x2 \\ f \leftarrow a'_3 \cdot x + b'_3 & \text{if } x > x2 \end{cases}$$

Порівняння графіків апроксимуючих функцій:



Похибка округлення:



Додаток В

Програма обробки результатів експерименту

Аналіз осцилограм струму та віброприскорення

$A := READPRN("1.txt")$ Імпорт даних, отриманих з USB-осцилографа

$k_{acc} := 0.14$ Коефіцієнт перетворення акселерометра Д14 з підсилювасчем, В/(м/с^2)

$k_{CS} := 0.185$ Коефіцієнт перетворення датчика струму, В/А

$N_{begin} := 10$

$i := N_{begin} .. rows(A) - 1$

$UI_{i-N_{begin}} := A_{i,1}$ Напруга на виході датчика струму, В

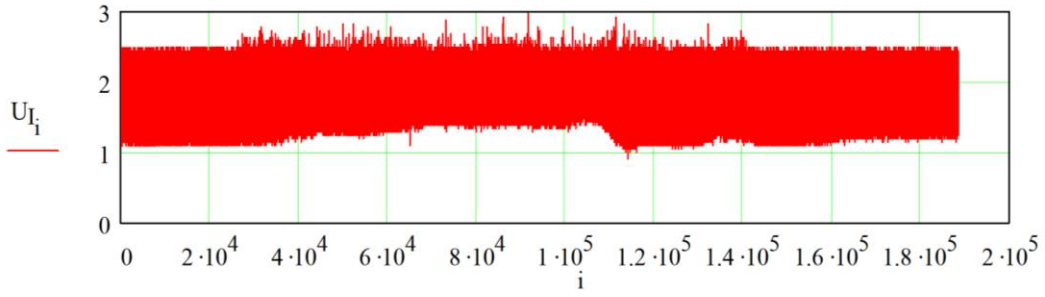
$Ua_{i-N_{begin}} := \frac{A_{i,2}}{50}$ Напруга на виході акселерометра, В (на USB-осцилографі на 2-му каналі був заданий масштаб 50)

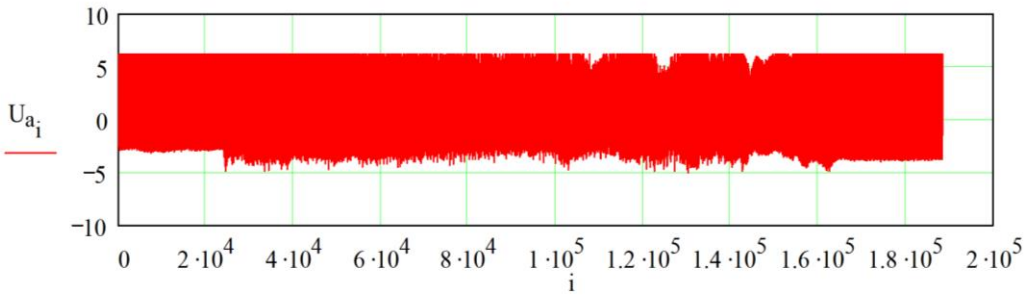
$i := 0 .. rows(A) - N_{begin} - 1$

$t_i := A_{i,0} \cdot 10^{-9}$ Поточні значення часу, с

$\Delta t := t_1 - t_0 \quad \Delta t = 1.25 \times 10^{-4}$ Період дискретизації, с

Осцилограми сигналів датчиків:





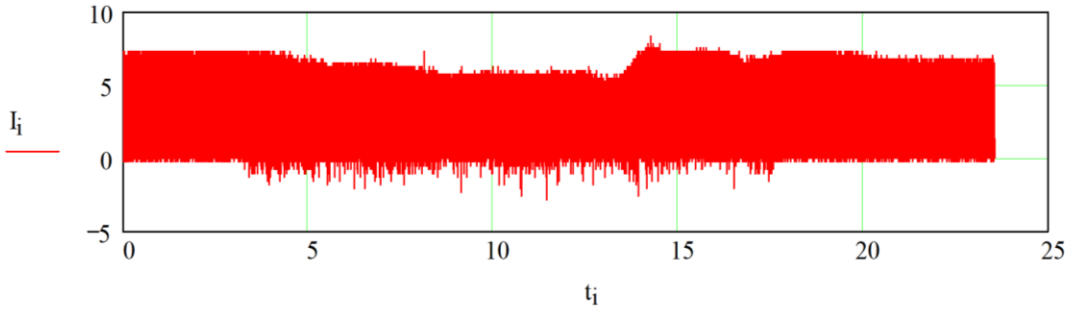
$U_{I0} := 2.4382$ Напруга датчика струму при нульовому струмі, В (визначено за графіком)

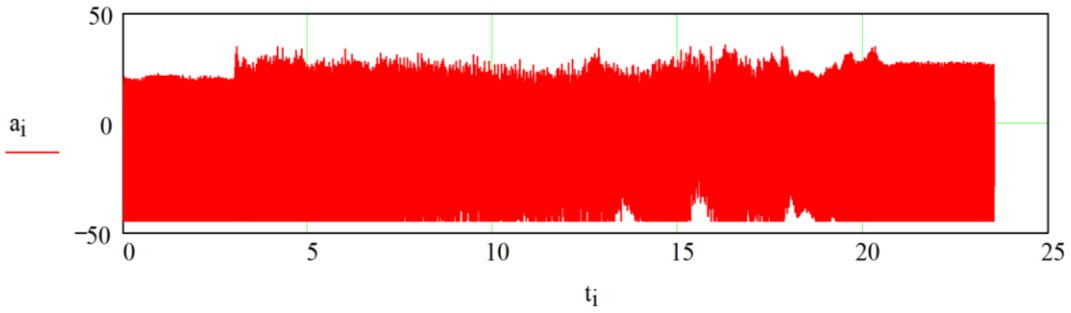
$U_{a0} := \frac{\sum U_a}{rows(U_a)}$ $U_{a0} = -0.068$ Напруга акселерометра при нульовому прискоренні, В

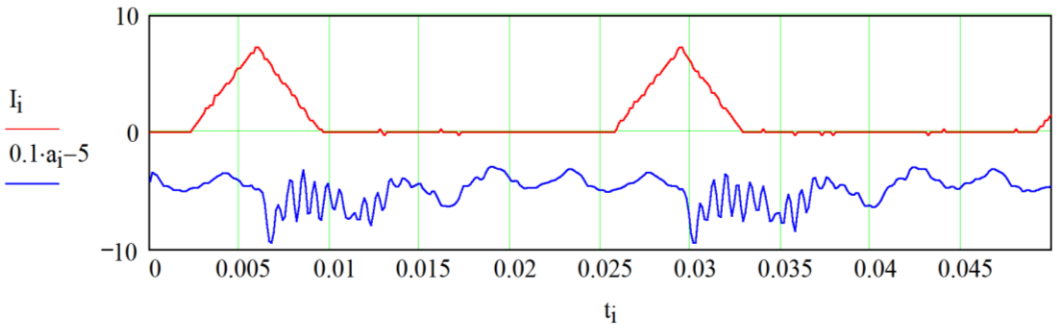
$I_i := -\frac{U_{I_i} - U_{I0}}{k_{CS}}$ Струм, А

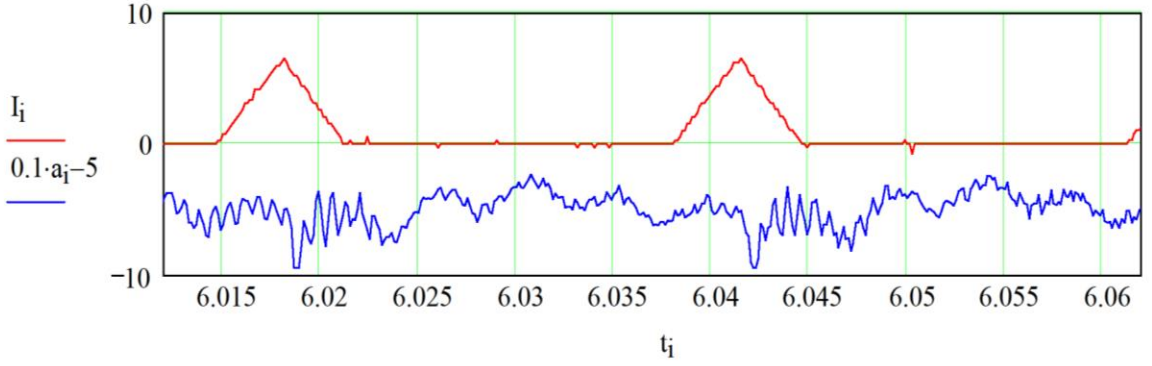
$a_i := -\frac{U_{a_i} - U_{a0}}{k_{acc}}$ Вібраційне прискорення, м/с^2

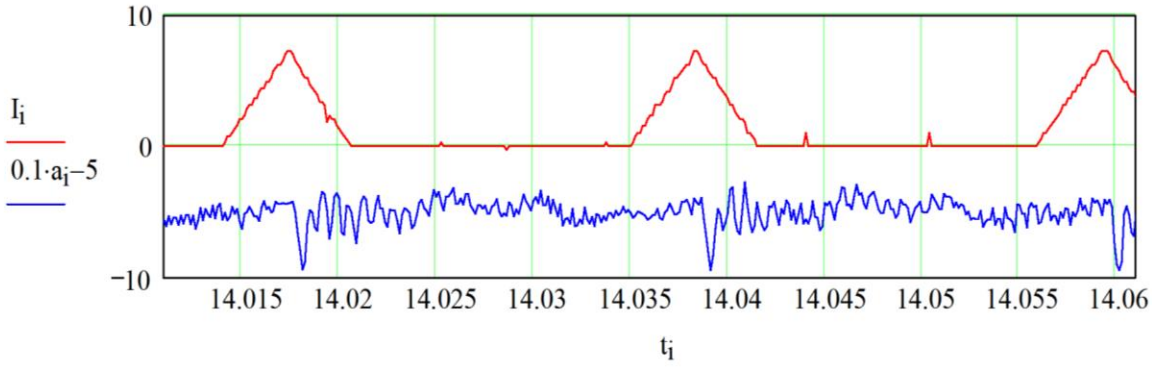
Осцилограми струму та вібраційного прискорення:

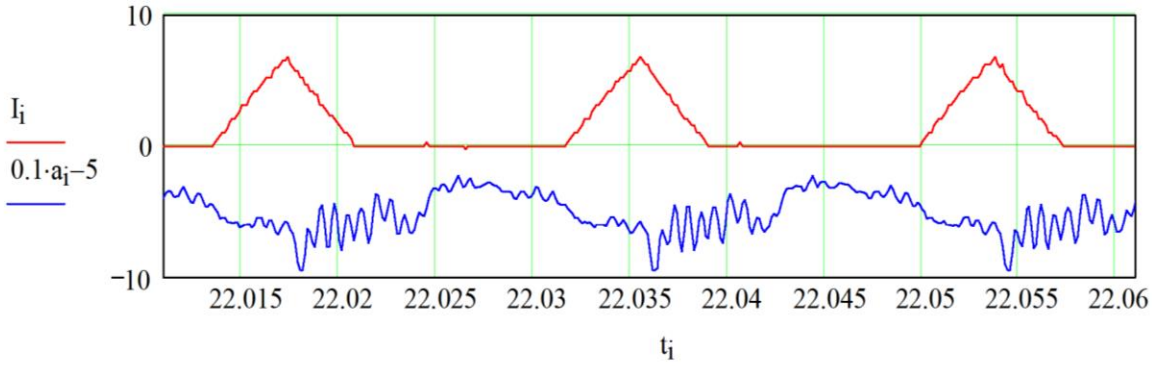












Розрахунок характеристик зміни частоти, амплітуди та фази вібрації у часі

$N := rows(I) - 6$ Число точок

$T_{min} := 0.01$ Мінімальне значення періоду між імпульсами напруги (для антидребезгового фільтру)

$$H(x) := \begin{cases} 0 & \text{if } x \le 0 \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases}$$ Функція Хевісайда

Визначення меж періодів, обчислення амплітуди і фази прискорення методом ДПФ:

$$
\begin{aligned}
A := \ & \text{for } i \in 5..N \\
& \quad I_became_positive \leftarrow I_i \le 0 \wedge I_{i+1} > 0 \wedge I_{i+2} > 0 \wedge I_{i+3} > 0 \wedge I_{i+4} > 0 \wedge I_{i+5} > 0 \\
& \quad \text{if } I_became_positive \\
& \quad\quad j \leftarrow 0 \\
& \quad\quad i_{period_j} \leftarrow i \\
& \quad\quad t_{period_j} \leftarrow t_i \\
& \quad\quad \text{break} \\
& \text{for } i \in i_{period_0} + 1..N \\
& \quad I_became_positive \leftarrow I_i \le 0 \wedge I_{i+1} > 0 \wedge I_{i+2} > 0 \wedge I_{i+3} > 0 \wedge I_{i+4} > 0 \wedge I_{i+5} > 0 \wedge \left(t_i - \right. \\
& \quad\quad j \leftarrow j + 1 \\
& \quad\quad i_{period_j} \leftarrow i \\
& \quad\quad t_{period_j} \leftarrow t_i \\
& \quad\quad T_j \leftarrow t_{period_j} - t_{period_{j-1}} \\
& \quad\quad f_j \leftarrow \left(T_j\right)^{-1} \\
& \quad\quad \omega_j \leftarrow 2 \cdot \pi \cdot f_j \\
& \quad\quad Integr_1 \leftarrow 0 \\
& \quad\quad Integr_2 \leftarrow 0 \\
& \quad\quad t_{off_j} \leftarrow 0 \\
& \quad\quad \text{for } k \in i_{period_{j-1}} .. i_{period_j} \\
& \quad\quad\quad Integr_1 \leftarrow Integr_1 + 2 f_j a_k \cdot \cos\left[\omega_j \cdot \left(t_k - t_{period_{j-1}}\right)\right] \cdot \Delta t \\
& \quad\quad\quad Integr_2 \leftarrow Integr_2 - 2 f_j a_k \cdot \sin\left[\omega_j \cdot \left(t_k - t_{period_{j-1}}\right)\right] \cdot \Delta t \\
& \quad\quad\quad I_returned_to_0 \leftarrow I_k \le 0 \wedge I_{k-1} > 0 \wedge I_{k-2} > 0 \wedge I_{k-3} > 0 \wedge I_{k-4} > 0 \wedge I_{k-5} > 0 \\
& \quad\quad\quad I_returned_to_0 \leftarrow 0 \quad \text{otherwise} \\
& \quad\quad\quad t_{off_j} \leftarrow t_k \quad \text{if } I_returned_to_0 \\
& \quad\quad\quad \varphi_{h_j} \leftarrow \frac{\omega_j \cdot \left(t_{off_j} - t_{period_{j-1}}\right)}{2} \\
& \quad\quad Re_j \leftarrow Integr_1 \\
& \quad\quad Im_j \leftarrow Integr_2
\end{aligned}
$$

$$a_{ampl_j} \leftarrow \sqrt{(Re_j)^2 + (Im_j)^2}$$

$$\varphi_{a_j} \leftarrow \text{sign}(Im_j) \cdot \text{acos}\left(\frac{Re_j}{a_{ampl_j}}\right) \quad \text{if } Re_j < Im_j$$

$$\varphi_{a_j} \leftarrow \text{sign}(Re_j) \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \text{acos}\left(\frac{Im_j}{a_{ampl_j}}\right)\right) + \text{sign}(Im_j) \cdot (1 - H(Re_j)) \cdot \pi \quad \text{if } Re_j \geq Im_j$$

$A_0 \leftarrow i_{period}$

$A_1 \leftarrow t_{period}$

$A_2 \leftarrow f$

$A_3 \leftarrow \omega$

$A_4 \leftarrow a_{ampl}$

$A_5 \leftarrow \varphi_a$

$A_6 \leftarrow \varphi_h$

A

$$A = \begin{pmatrix} \{1124,1\} \\ \{1124,1\} \\ \{1124,1\} \\ \{1124,1\} \\ \{1124,1\} \\ \{1124,1\} \\ \{1124,1\} \end{pmatrix}$$

$i_{period} := A_0$

$t_{period} := A_1$

$f := A_2$

$\omega := A_3$

$a_{ampl} := A_4$

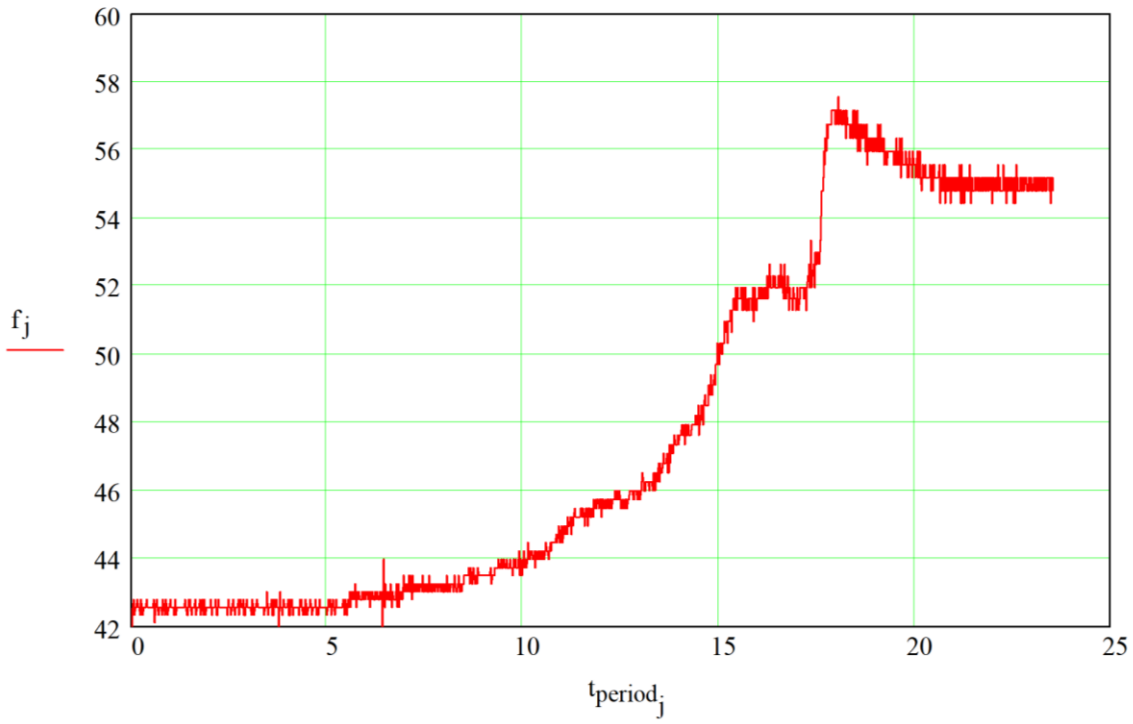
$\varphi_a := A_5$

$\varphi_h := A_6$

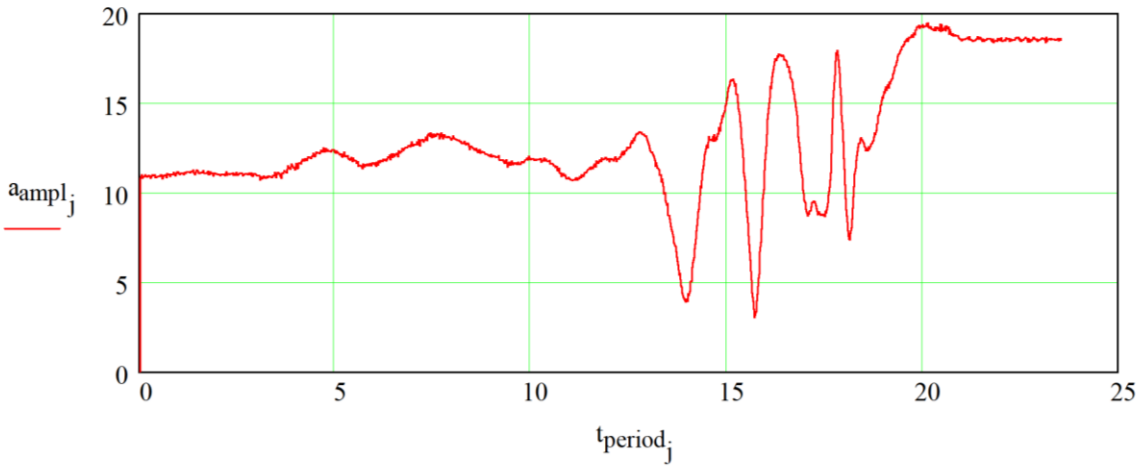
$\varphi := \varphi_a - \varphi_h$

$j := 0 .. \text{rows}(A_0) - 1$

Частота:

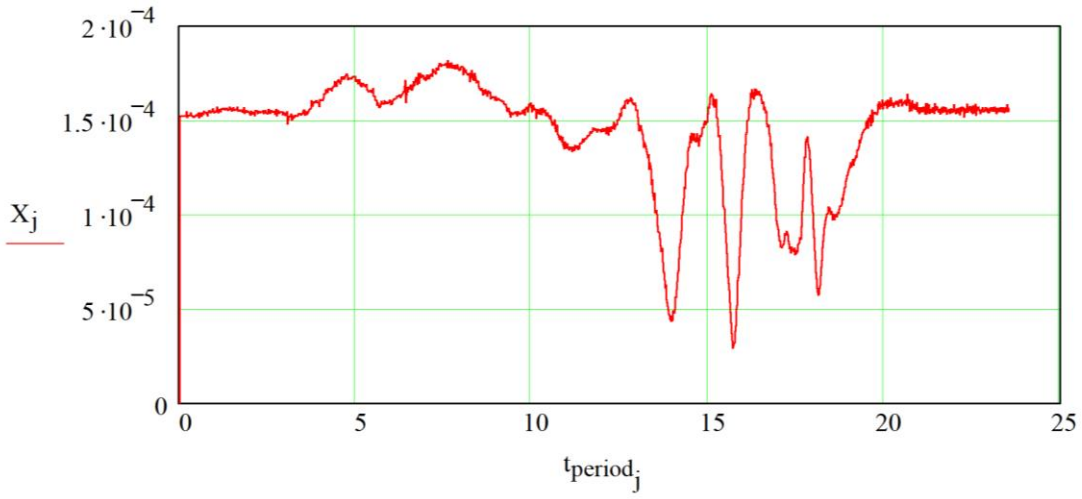


Амплітуда основної гармоніки вібраційного прискорення:

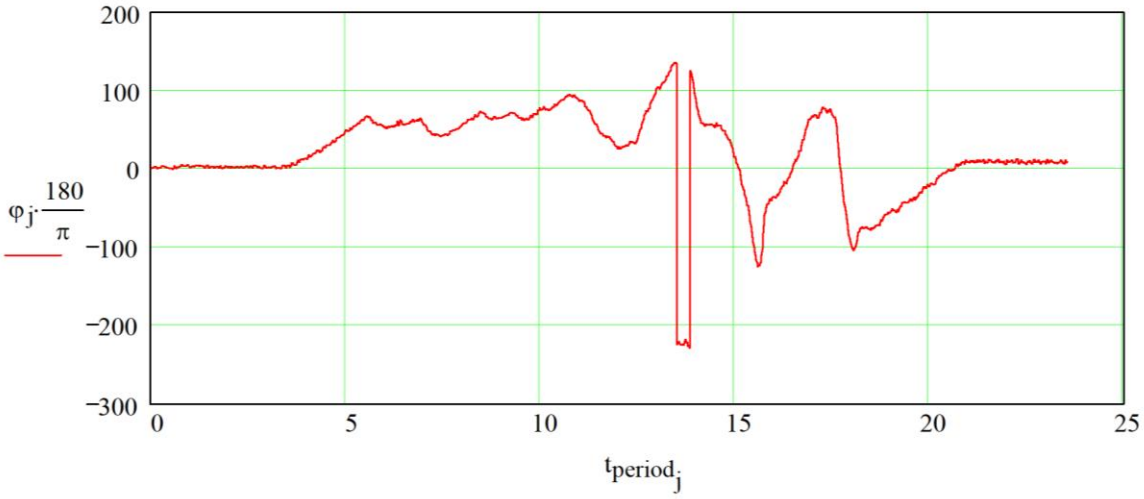


Амплітуда основної гармоніки вібраційного переміщення:

$$X_j := \frac{a_{ampl_j}}{(2 \cdot \pi \cdot f_j)^2}$$



Фаза основної гармоніки сигналу вібраційного переміщення:



Приписане значення амплітуди переміщення, м:

$$X_{ref} := 0.15 \cdot 10^{-3}$$

Зона нечутливості за амплітудою, м:

$$h_{DZ1} := 1 \cdot 15 \cdot 10^{-6}$$

$$X_{ref} - h_{DZ1} = 1.35 \times 10^{-4} \qquad X_{ref} + h_{DZ1} = 1.65 \times 10^{-4}$$

Номер періоду, що відповідає початку сталого режиму (визначаємо за графіком):

$$j_{st} := 1000$$

Середнє значення сталої амплітуди переміщення після зупинки преса, м:

$$X_{st} := \frac{\sum_{j=j_{st}}^{rows(X)-1} X_j}{rows(X) - j_{st}} \qquad X_{st} = 1.553 \times 10^{-4}$$

Приписане значення фази переміщення, град.:

$$\varphi_{ref} := 0$$

Зона нечутливості за фазою, град.:

$$h_{DZ2} := 20$$

$$\varphi_{ref} - h_{DZ2} = -20 \qquad \varphi_{ref} + h_{DZ2} = 20$$

Середнє значення сталої фази переміщення після зупинки преса, град.:

$$\varphi_{st} := \frac{\sum_{j=j_{st}}^{rows(X)-1} \varphi_j}{rows(X) - j_{st}} \cdot \frac{180}{\pi} \qquad \varphi_{st} = 8.481$$