

УДК 621.3:681:5

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2026.1\(503\).1.29](https://doi.org/10.15589/znп2026.1(503).1.29)**MODELING AND SIMULATION OF A FREQUENCY-CONTROLLED
ELECTROMAGNETIC DYNAMIC VIBRATION ABSORBER****МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОГО ЗА ЧАСТОТОЮ
ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ДИНАМІЧНОГО ВІБРОГАСНИКА****Ilya S. Serho**

iliuhakrut@gmail.com

ORCID: 0009-0002-5938-8161

I. С. Серго,

аспірант

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

Abstract. Purpose. The purpose of this work is to develop a simulation model of an electromagnetically controlled dynamic vibration absorber that makes it possible to take into account the features of electromechanical processes in the system, as well as the processes of signal formation for the automatic control system.

Methodology. To construct the model, subsystems implementing the Discrete Fourier Transform and the circuit-field method were used. Based on these approaches, a simulation model of the vibration absorber with a system for calculating vibration parameters was developed. The model was created in the Simulink environment.

Results. Analysis of the obtained amplitude-frequency characteristics showed that applying a voltage of 9 V to the winding leads to a change in the tuning frequency of the vibration absorber from 20 Hz to 29 Hz, which is accompanied by a corresponding shift of the anti-resonance region. At these frequencies, the phase shift between the object and the vibration absorber is about 90°. Investigation of the current in the winding revealed the appearance of an alternating component near the tuning frequency. Its occurrence is explained by the induced electromotive force caused by the relative oscillations of the magnetic cores. In this range, the amplitude of mechanical vibrations increases significantly (up to two orders of magnitude), which increases the alternating component of the current; however, its value does not exceed 25% of the direct component.

Scientific novelty. The scientific novelty lies in the development of a simulation model that enables the study of processes in the dynamic vibration suppression system with an open-loop control of the absorber tuning frequency. The proposed model takes into account the interaction of electromagnetic, electromechanical, and mechanical processes in the system, as well as the signal processing of accelerometers by a microprocessor program using the Discrete Fourier Transform algorithm.

Practical significance. The practical significance lies in the possibility of using the developed model for further studies of the control characteristics of the electromagnetic vibration absorber, as well as for analyzing the operation of a closed-loop system for controlling its tuning frequency.

Key words: adaptive vibration absorber; electromagnetic device; magnetic field; digital control system; simulation model.

Анотація. Мета. Метою даної роботи є розроблення імітаційної моделі електромагнітного керованого динамічного віброгасника, яка дозволяє враховувати особливості електромеханічних процесів у системі, а також процеси формування сигналів для системи автоматичного керування.

Методика. Для побудови моделі були використані підсистеми, що реалізують дискретне перетворення Фур'є та коло-польовий метод. На їх основі створено імітаційну модель віброгасника з системою обчислення параметрів вібрації. Модель було створено у середовищі Simulink.

Результати. Аналіз отриманих амплітудно-частотних характеристик показав, що подача напруги 9 В на обмотку призводить до зміни частоти налаштування віброгасника з 20 Гц до 29 Гц, що супроводжується відповідним переміщенням антирезонансної області. При цьому на цих частотах фазовий зсув між об'єктом і віброгасником становить близько 90°. Дослідження струму в обмотці показало появу змінної складової поблизу частоти налаштування. Її виникнення пояснюється наведеною електрорушійною силою через відносні коливання магнітопроводів. У цьому діапазоні амплітуда механічних коливань істотно зростає (до двох порядків), що збільшує змінну складову струму, однак її значення не перевищує 25% від постійної складової.

Наукова новизна. Наукова новизна полягає у розробленні імітаційної моделі, яка дає змогу досліджувати процеси в системі динамічного гасіння вібрації при розімкненому колі керування частотою налаштування вібро-

гасника. Запропонована модель враховує взаємодію електромагнітних, електромеханічних та механічних процесів у системі, а також процес обробки сигналів акселерометрів програмою мікропроцесора за алгоритмом дискретного перетворення Фур'є.

Практична значимість. Практична значимість полягає у можливості використання розробленої моделі для подальших досліджень регульованих характеристик електромагнітного віброгасника, а також при аналізі роботи замкненої системи керування його частотою налаштування.

Ключові слова: керований віброгасник; електромагнітний пристрій; магнітне поле; цифрова система керування; імітаційна модель.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Керовані системи віброзахисту застосовуються для зниження рівня нестационарної вібрації у випадках, коли інші засоби, такі як віброізоляція, вібродемпфування та усунення вібрації у джерелі, не забезпечують достатньої ефективності [1]. Такі системи можуть застосовуватись, наприклад, для запобігання розповсюдження вібрації по корпусу судна від енергетичної установки [2], гасіння коливань консольних балок конструкцій [3], сидінь транспортних засобів [4].

Серед керованих віброзахисних систем виділяють активні, що створюють змінне зусилля у протифазі з вібрацією, і напівактивні, що змінюють механічні параметри коливальної системи, такі як масу, жорсткість, або демпфування, з метою забезпечення потрібних частотних характеристик. Останні мають певні переваги у порівнянні з активними – менша вага і енергоспоживання [5]. До напівактивних віброзахисних систем належать, зокрема, керовані динамічні віброгасники (КДВГ) [1; 6; 7].

Для гасіння вібрацій частотою порядку 5 Гц і вище, застосовуються електромагнітні КДВГ, в яких за допомогою магнітного поля регулюється жорсткість підвісу віброгасної маси з метою налаштування на частоту вібрації [8–10]. Моделювання і дослідження роботи систем з такими пристроями з метою удосконалення їх конструкції та систем керування на сьогодні є актуальною науковою задачею.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В роботі [11] запропоновано математичну модель магнітної системи КДВГ на основі методу конформних перетворень. Для отримання аналітичного розв'язку в моделі зроблено ряд припущень, в тому числі щодо впливу глибини та ширини пазів між зубцями на полюсах. В роботі [12] представлена модель на основі методу інтегральних рівнянь. Електромагнітна сила визначається інтегруванням нормальної складової магнітного поля за замкненим контуром рухомого магнітопровода віброгасника, а розрахунок поля здійснюється шляхом розв'язання системи лінійних рівнянь, складених на основі рівняння Фредгольма II роду для елементів контурів магнітопроводів. Модель використовує числовий метод і тому може використовуватись для будь-якої геометрії полюсів КДВГ в рамках плоскої магнітної задачі. В [13] застосовано двовимірну модель магнітної системи КДВГ

на основі методу скінченних елементів у прикладній програмі Maxwell.

В роботі [1] запропонована динамічна модель системи керування власною частотою КДВГ. Вона враховує інерційну залежність між непогодженням фаз коливань рухомої та нерухомої частин КДВГ і непогодженням частот, яка описується описується аперіодичною ланкою з коефіцієнтом підсилення і постійною часу, зворотно пропорційними власній частоті та коефіцієнту відносного демпфування пружного підвісу КДВГ. Коефіцієнт передачі та постійна часу виконавчого пристрою визначаються за наближеними формулами.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

В моделях [11, 12] не враховано нелінійність характеристики намагнічування сталі, в той час як локальні насичення зубців можуть значно вплинути на розподіл магнітного поля у повітряному проміжку і на величину електромагнітної сили. В моделі [13] нелінійність враховано, але не розглядається вплив проти-ЕРС, що наводиться в обмотці віброгасника при його коливаннях.

Модель системи керування [1] не враховує ряд факторів, що можуть істотно вплинути на динаміку процесів керування віброгасником. По-перше, не враховано нелінійність залежності $\Delta\varphi$ від $\Delta\omega$, тому що зроблено припущення, що частотний канал налаштування завжди утримує систему на лінійній ділянці даної залежності (поблизу 0). По-друге, не враховано вплив характеристик частотного каналу. По-третє, не враховано нелінійності виконавчого пристрою, а замість миттєвих значень електромагнітної сили розглядається жорсткість тягової характеристики як функція струму обмотки. Нарешті, не враховано процеси цифрової обробки сигналів системою керування.

Метою дослідження є створення імітаційної моделі електромагнітного КДВГ, що враховуватиме особливості електромеханічних процесів у динаміці, а також процеси формування сигналів для системи автоматичного керування.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єкт дослідження – система керованого віброзахисту з електромагнітним динамічним віброгасником.

Предмет дослідження – моделювання фізичних процесів у електромагнітному КДВГ в динамічному

режимі і процесів цифрової обробки сигналів системою керування.

Методи дослідження – аналіз, математичне та числове моделювання.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Створення моделі електромагнітної системи.

Візьмемо за основу електромагнітний КДВГ з конструкцією, запропонованою в роботі [14] (рис. 1).

Для розрахунку магнітного поля КДВГ застосуємо метод скінчених елементів [15], який дає змогу враховувати нелінійність характеристик матеріалів. Для цього скористуємось програмним середовищем FEMM [16].

Для спрощення моделі перейдемо від об'ємної задачі до еквівалентної їй плоскої задачі. Тобто,

побудуємо двовимірну імітаційну модель магнітної системи КДВГ, що відповідає його магнітному колу за структурою та параметрами (рис. 2).

Глибину моделі визначаємо як довжину дуги полюса:

$$H = \alpha r,$$

де α і r – відповідно кут і радіус полюса.

Товщину g феромагнетика, що утворює контур замикання потоку, розраховуємо таким чином, щоб площа його перетину gH дорівнювала площі перетину S_{ext} зовнішнього магнітопровода КДВГ:

$$g = \frac{S_{ext}}{H},$$

де величина S_{ext} визначається наближено як сума

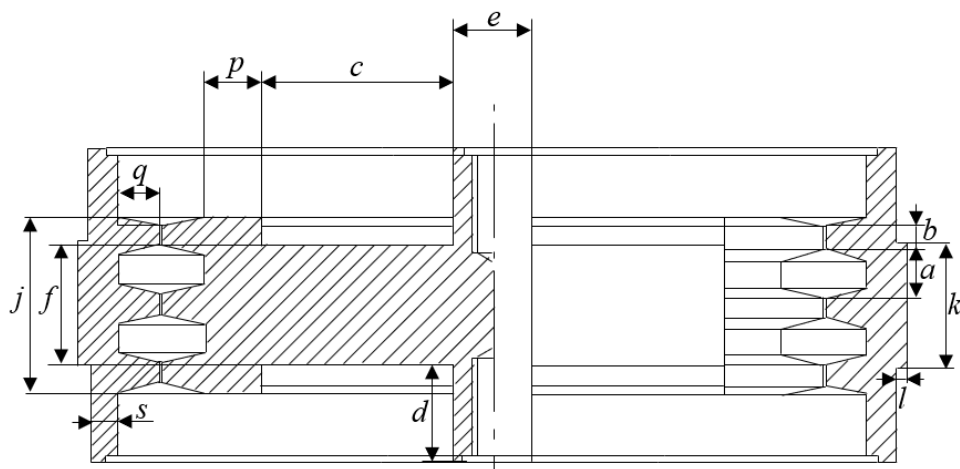


Рис. 1. Схема магнітної системи КДВГ

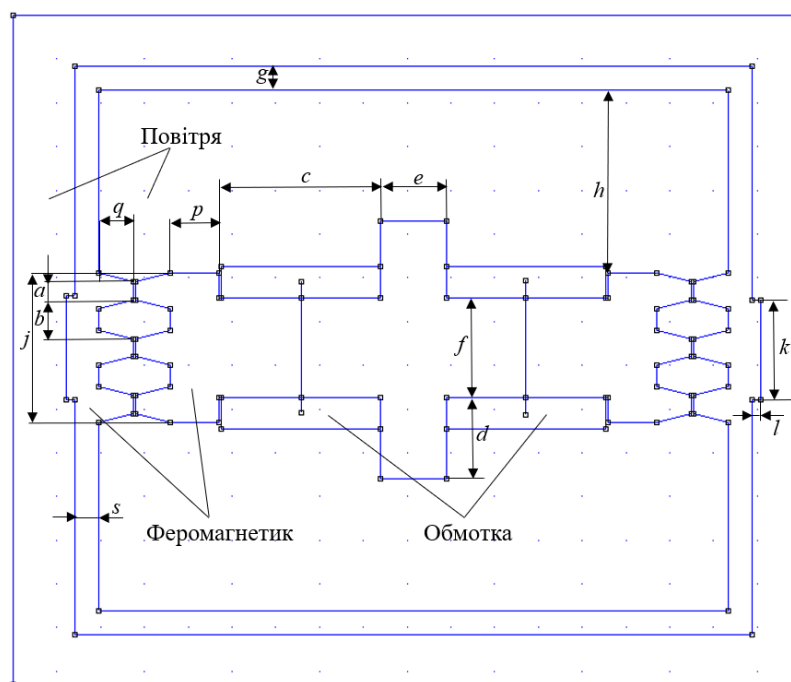


Рис. 2. Двовимірні імітаційна модель магнітної системи КДВГ

площин трьох трапецевидних зубців і прямокутного ярма:

$$S_{ext} = 3 \cdot q \cdot (q \cdot \operatorname{tg} \beta + b) + s \cdot (f + 2d),$$

де s – товщина стінки ярма зовнішнього магнітопровода; δ – величина повітряного проміжку; β – кут нахилу бічних сторін трапеції зубця.

Довжину контуру замикання потоку розраховуємо в моделі таким чином, щоб вона відповідала довжині шляху проходження потоку зовнішнім магнітопроводом. При цьому також скористаємося наближеною формулою, нехтуючи нерівномірним розподілом потоку:

$$2h + 0,5g + 2 \cdot (r_2 + \delta + q) + s = \pi \frac{2 \cdot (r_2 + \delta + q) + s}{2},$$

звідки

$$h = \pi \frac{2 \cdot (r_2 + \delta + q) + s}{4} - \frac{0,5g + 2 \cdot (r_2 + \delta + q) + s}{2}.$$

Числові значення параметрів конструкції та моделі наведені в таблиці 1.

Як феромагнетик задаємо сталь Ст3, з якої виготовлено магнітопроводи віброгасника.

Сила магнітної взаємодії полюсів визначається переважно розподілом магнітної індукції по поверхні зубців поблизу повітряного проміжку. Тому, в зубцевих зонах полюсів задаємо дві виділені прямокутні повітряні області, які потребують більш дрібної сітки.

В результаті моделювання отримуємо розраховані значення магнітної індукції в точках моделі. Розрахована картина поля представлена на рис. 3.

Повторюємо розрахунок при варіюванні взаємним вертикальним переміщенням магнітопроводів x_{21} від 0 до 5 мм і струму в обмотці від 0,5 А до 8 А. Для кожної комбінації визначаємо:

– магнітний потік через прямокутний перетин, що проходить через середину обмотки і відповідає її середньому витку (рис. 2);

– вертикальну складову електромагнітної сили, що діє на внутрішній магнітопровід.

Останню розраховуємо за формулою Максвела з урахуванням геометрії зубця, нехтуючи силою, що діє на інші ділянки поверхні магнітопровода окрім зубців:

$$F = \frac{Hq \cos \beta}{2\mu_0} \cdot 2 \sum_{i=1}^{2n} (B_i^2 - B_{i+1}^2),$$

де $B_1, B_3, \dots$ – середньоквадратична індукція на верхніх бічних сторонах трапецій зубців; $B_2, B_4, \dots$ – на нижніх.

На рис. 4 наведено графіки отриманих залежностей магнітного потоку Φ від струму i для різних переміщень x , апроксимованих гіперболічними функціями за методикою, наведеною в [17].

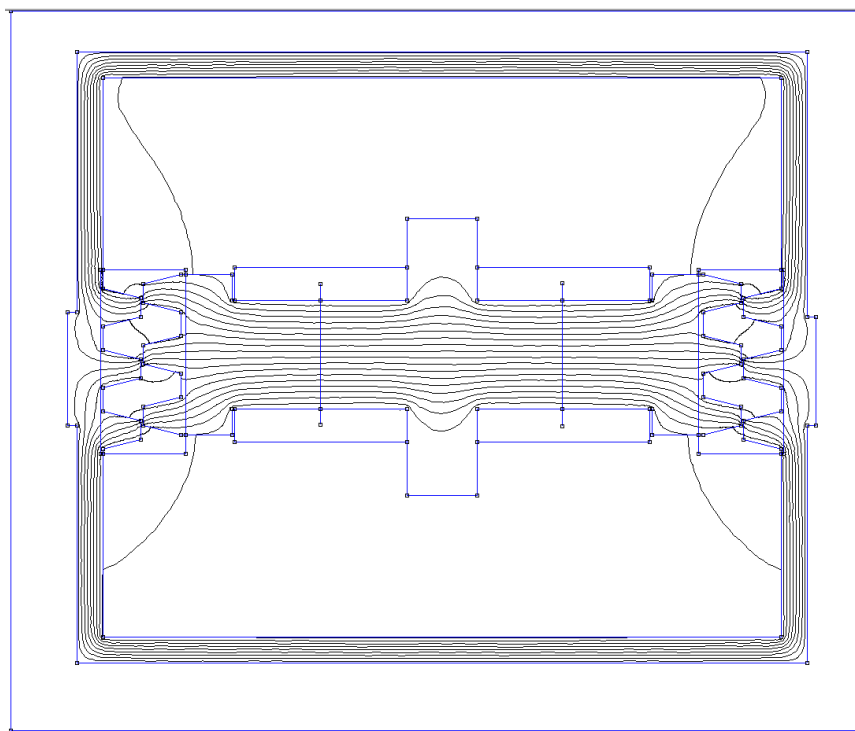


Рис. 3. Картина магнітного поля

Таблиця 1

Лінійні розміри, мм																Кути, °	
a	b	c	d	e	f	g	h	p	j	k	l	q	r_2	s	δ	α	β
4	9	37	18,5	15	23	5,5	42	11	34	24	2	8	63	8	0,5	90	15

Аналогічно [17; 18], отримуємо зворотні залежності струму i від потоку Φ для побудови імітаційної моделі на основі коло-польового методу. Враховуючи, що струм в обмотці не змінює знаку, а його змінна складова істотно менша за постійну, втратами на вихрові струми та гістерезис можна знехтувати. Тоді зв'язок між магнітним потоком, напругою та струмом описується диференціальним рівнянням [17]:

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{1}{W}(u(t) - Ri(t)), \quad (1)$$

де W – число витків обмотки; u – напруга; R – активний опір обмотки віброгасника.

На основі рівняння (1) складаємо імітаційну модель електромагнітної системи КДВГ у вигляді підсистеми "Electromagnetic system of vibration absorber" (рис. 5). На вхід підсистеми надходять значення переміщення x_{21} і напруги на обмотці КДВГ u , а на виході отримуємо електромагнітну силу F і струм обмотки i . У блоці "Current" розраховуються миттєві значення струму i в залежності від магнітного потоку Φ та переміщення x_{21} шляхом інтерполяції табличних даних. Аналогічно, у блоці "Magnetic force" визначаються

миттєві значення електромагнітної сили в залежності від струму i та переміщення x_{21} .

Створення моделі системи визначення параметрів вібрації. Для автоматичного керування частотою настройки віброгасника застосовується фазова автопідстройка [1], що передбачає вимірювання різниці фаз $\Delta\varphi$ коливань об'єкта та віброгасника і стабілізації цього значення на рівні 90° шляхом регулювання напруги на обмотці.

Для визначення величини $\Delta\varphi$ використовується дискретне перетворення Фур'є (ДПФ) сигналу a_1 з акселерометра, встановленого на об'єкті захисту [1]. При цьому сигнал a_2 з акселерометра, встановленого на віброгаснику, використовується для визначення частоти і формування опорних сигналів. Алгоритм перетворення сигналів зводиться до наступних дій:

- фіксуються моменти переходу сигналу a_2 через 0, визначається період часу між ними і розраховується частота вібрації;

- формуються 2 опорних синусоїдальних сигнали, зрушені на 90° , синхронізовані з моментами переходу сигналу a_2 через 0;

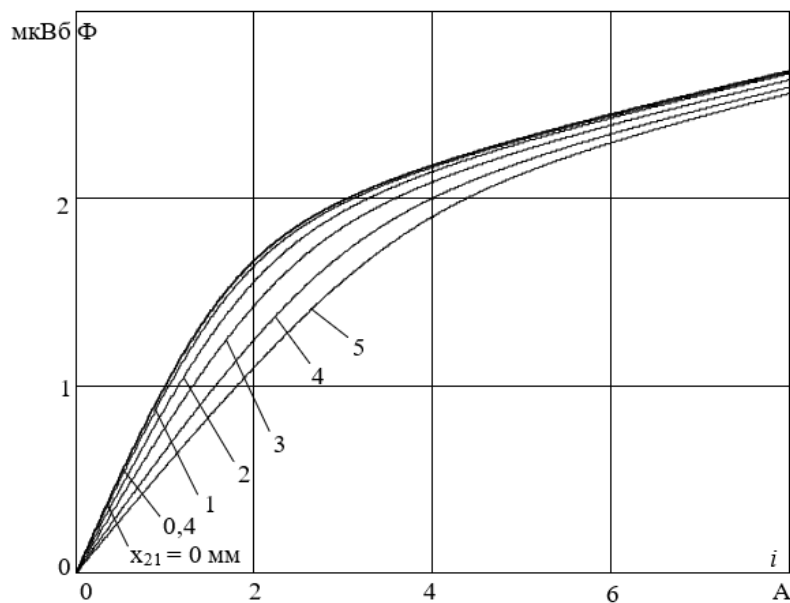


Рис. 4. Апроксимовані залежності магнітного потоку від струму

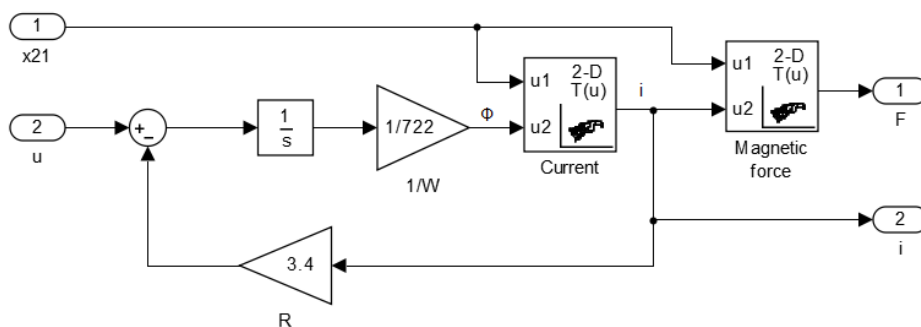


Рис. 5. Підсистема «Electromagnetic system of vibration absorber»

– визначаються дійсна та уявна частини комплексного прискорення об'єкта шляхом інтегрування добутків опорних сигналів та сигналу a_1 на періоді коливаний;

– визначається фаза сигналу a_1 відносно a_2 як аргумент комплексного прискорення об'єкта.

Зазначені дії можна описати рівняннями дискретних функцій, подібно до моделі, запропонованій у [19].

Логічна функція, що ідентифікує переходи сигналу a_2 через 0:

$$D(nT) = |H(a_2(nT-T)) - H(a_1(nT-T))|, \quad (2)$$

де n – номер відліку; T – період дискретизації; $H(x)$ – функція Хевісайда:

$$H(x) = \begin{cases} 1, & \text{при } x \geq 0; \\ 0, & \text{при } x < 0. \end{cases}$$

Рівняння (2) реалізоване в підсистемі «0-detector» (рис. 6).

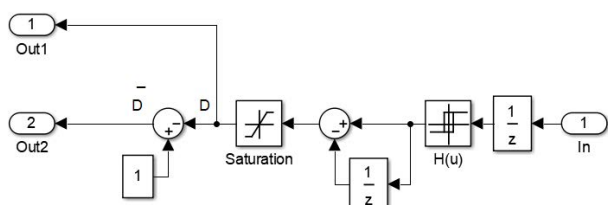


Рис. 6. Підсистема «0-detector»

Фаза опорних сигналів для перетворення Фур'є визначається інтегруванням частоти і обнулюється при кожному переході сигналу a_2 через 0:

$$\alpha_s(nT) = \bar{D}(nT) \cdot (\alpha_s(nT-T) + \omega(nT)T); \quad (3)$$

Рівняння (3) реалізовано в підсистемі «Integrator» (рис. 7).

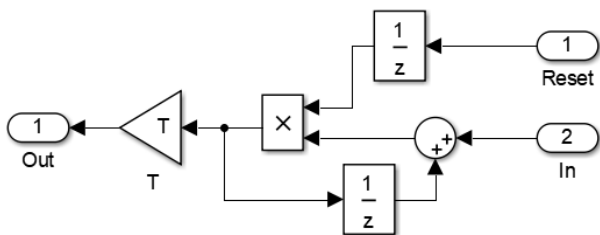


Рис. 7. Підсистема «Integrator»

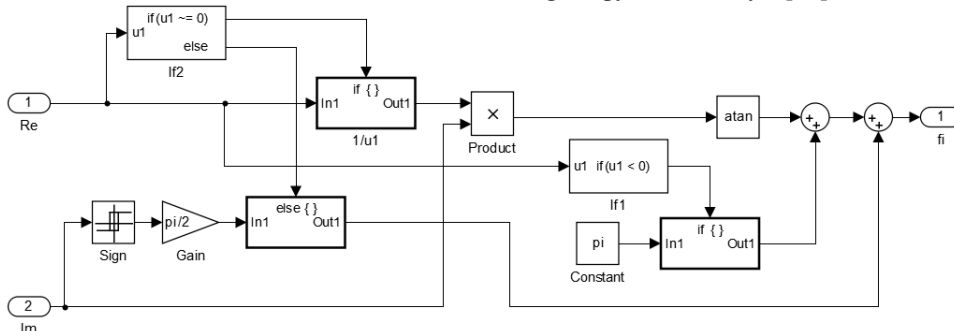


Рис. 9. Підсистема «Arg»

Опорні сигнали:

$$s_1(nT) = \sin \alpha_s(nT); \quad (4)$$

$$s_2(nT) = \cos \alpha_s(nT). \quad (5)$$

Інтегрування добутків опорних сигналів та $a_1(nT)$ має здійснюватися до відліку часу, у якому $D(nT)$ має значення "1", але в наступному відліку інтеграл повинен обнулятися. Результати інтегрування:

$$S_{a11}(nT) = \bar{D}(nT-T) \cdot (S_{a11}(nT-T) + a_1(nT)s_1(nT)T); \quad (6)$$

$$S_{a12}(nT) = \bar{D}(nT-T) \cdot (S_{a12}(nT-T) + a_1(nT)s_2(nT)T). \quad (7)$$

Рівняння (6) та (7) реалізовані у блоках «Integrator» (рис. 7).

Дійсна та уявна частини комплексного прискорення об'єкта при $D(nT)=1$ визначаються відповідно як $\frac{\omega(nT)}{\pi} S_{a11}(nT)$ та $\frac{\omega(nT)}{\pi} S_{a12}(nT)$, а при $D(nT)=0$ зберігають своє попереднє значення:

$$A_{1re}(nT) = D(nT)S_{a11}(nT) + \bar{D}(nT)A_{1re}(nT-T); \quad (8)$$

$$A_{1im}(nT) = D(nT)S_{a12}(nT) + \bar{D}(nT)A_{1im}(nT-T) \quad (9)$$

Рівняння (8) та (9) реалізовані в підсистемах «Zero-Order Hold» (рис. 8).

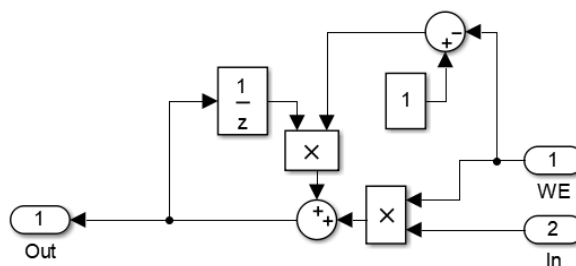


Рис. 8. Підсистема «Zero-Order Hold»

Визначення амплітуди та фази прискорення об'єкта зводиться до обчислення модуля та аргументу комплексного прискорення:

$$A_i(nT) = \sqrt{A_{1re}^2(nT) + A_{1im}^2(nT)}; \quad (10)$$

$$\varphi(nT) = \begin{cases} \arctg \frac{A_{1im}(nT)}{A_{1re}(nT)} + \pi, & \text{при } A_{1re}(nT) < 0; \\ \arctg \frac{A_{1im}(nT)}{A_{1re}(nT)}, & \text{при } A_{1re}(nT) > 0, \end{cases} \quad (11)$$

де sgn – функція сигнум [19]:

$$\operatorname{sgn}(x) = \begin{cases} 1, & \text{при } x > 0; \\ 0, & \text{при } x = 0; \\ -1, & \text{при } x < 0. \end{cases}$$

Функція (11) забезпечує визначення фази в діапазоні $(-\pi, \pi)$.

Для обчислення частоти вібрації необхідно визначати проміжки часу між моментами переходу сигналу a_2 через 0. Час від моменту останнього переходу до моменту nT :

$$t_0(nT) = \bar{D}(nT)(t_0(nT - T) + nT). \quad (12)$$

Отже, величина t_0 визначається інтегруванням часу, а в моменти переходу обнулюється. Тоді період коливань можна визначити шляхом збереження значень t_0 в момент переходу перед обнуленням:

$$T_{a2}(nT) = D(nT)t_0(nT) + \bar{D}(nT)T_{a2}(nT - T). \quad (13)$$

Частота вібрації:

$$\omega(nT) = \frac{2\pi}{T_{a2}(nT)}. \quad (14)$$

Обчислення за формулами (2)–(14) реалізовані підсистемою «DFT» (рис. 10).

Загальна імітаційна модель і результати моделювання. На основі розроблених підсистем будують імітаційну модель КДВГ з системою обчислення параметрів вібрації (рис. 11).

Підсистема «Mechanical oscillation system» побудована на основі рівнянь механіки одноосової двомасової коливальної системи [8].

За допомогою розробленої імітаційної моделі були розраховані наступні процеси. При нульовій напрузі на обмотці віброгасника на об'єкт подавалося гармонічне силове діяння з лінійно наростаючою частотою від 18 Гц до 32 Гц зі швидкістю зміни частоти 0,1 Гц/с. При цьому фіксувалася амплітуда вібраційного прискорення об'єкта та його фаза відносно віброгасника. Потім проведено аналогічний експеримент при максимальній напрузі 9 В на обмотці КДВГ. Результати наведені на рис. 12–14.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

На отриманих графіках (рис. 12) спостерігаємо зміну частоти налаштування КДВГ з 20 Гц на 29 Гц після подачі на його обмотку напруги 9 В, що

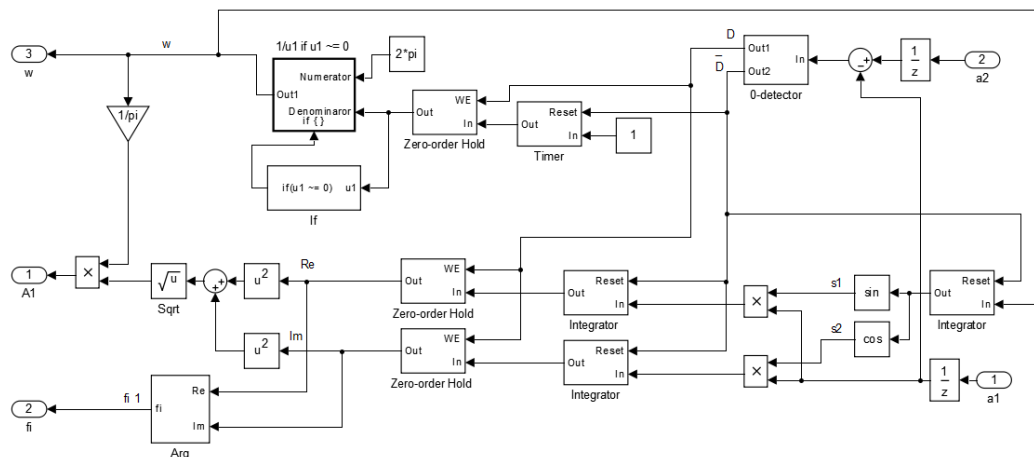


Рис. 10. Підсистема «DFT»

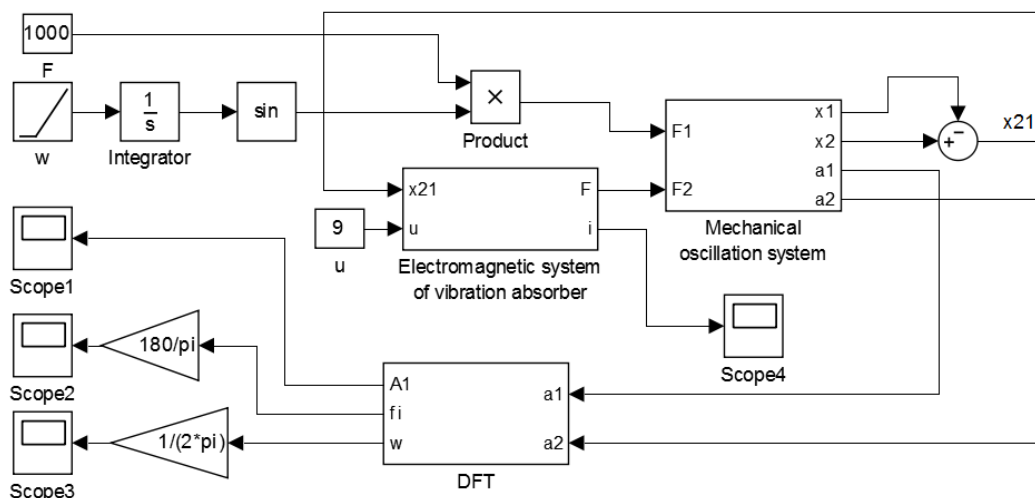


Рис. 11. Імітаційна модель КДВГ з системою обчислення параметрів вібрації

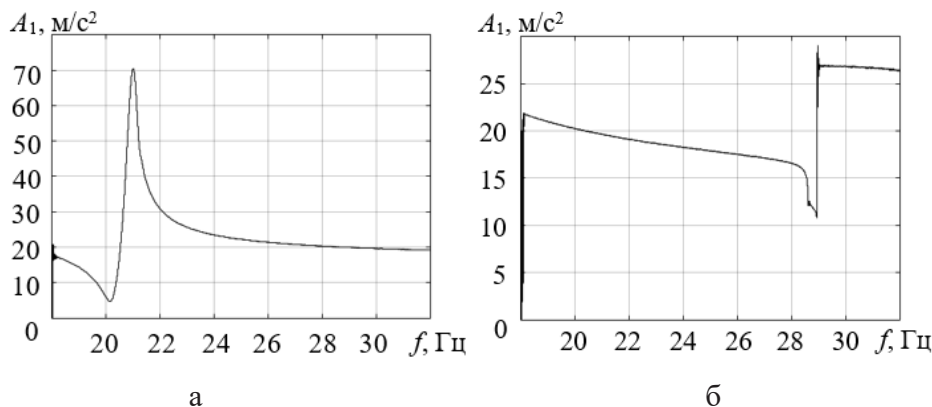


Рис. 12. Амплітуда вібраційного прискорення об'єкта в залежності від частоти вібрації: а – при нульовій напрузі; б – при напрузі 9 В

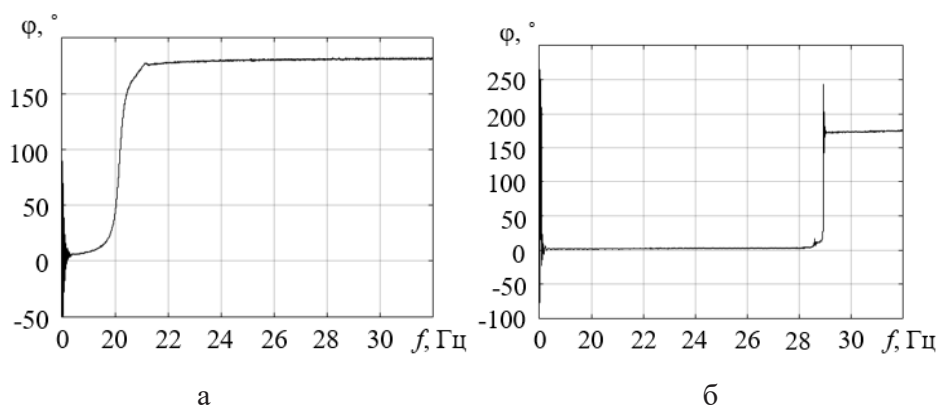


Рис. 13. Фаза коливань об'єкта відносно віброгасника в залежності від частоти вібрації: а – при нульовій напрузі; б – при напрузі 9 В

супроводжується відповідним переміщенням антирезонансу на амплітудно-частотній характеристиці об'єкта. При цьому на частотах антирезонансу фаза об'єкта відносно віброгасника приймає значення, близькі до 90° (рис. 13).

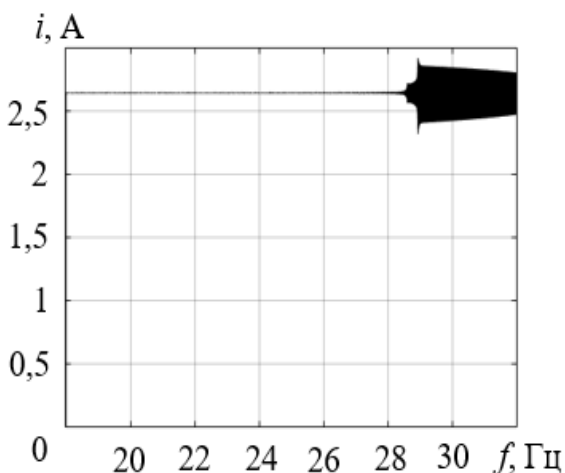


Рис. 14. Струм в обмотці КДВГ в залежності від частоти вібрації при напрузі 9 В

На графіку струму (рис. 14) спостерігається наявність змінної складової при проходженні частоти налаштування. Це обумовлене наведеною в обмотці змінною ЕРС, яка виникає внаслідок відносних коливань магнітопроводів КДВГ. На частоті налаштування і після неї в деякому діапазоні амплітуда цих коливань на 2 порядки перевищує амплітуду на більш низьких частотах, тому спостерігається суттєве збільшення змінної складової струму. Але її амплітуда не перевищує 25% від постійної складової.

ВИСНОВКИ

Розроблена модель дає змогу досліджувати процеси в системі динамічного гасіння вібрації при розімкненому колі керування частотою налаштування КДВГ. В ній враховано взаємодію електромагнітних, електромеханічних та механічних процесів у системі, а також процес обробки сигналів акселерометрів програмою мікропроцесора за алгоритмом дискретного перетворення Фур'є. Модель планується використовувати в подальших дослідженнях для визначення регулювальної характеристики КДВГ, що буде реалізованою в частотному каналі керування, а також при дослідженні замкненої системи керування частотою налаштування віброгасника.

REFERENCES

- [1] Chernov, O.O. (2007). Systema avtomatichnoho keruvannya elektromagnitnymi dynamichnymi vibrohasnykamy. [Automatic Control System of Electromagnetic Dynamic Vibration Absorbers]. *Extended Abstract of the Thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences. Kharkiv, 20 p.* [In Ukrainian].
- [2] Korenevskiy, D.L. (2007). Pidvyshchennia efektyvnosti vibrozakhysnykh system sudnovykh enerhetychnykh ustanovok. [Improving the Efficiency of Vibration Protection Systems of Ship Power Plants]. *Extended Abstract of the Thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences. Mykolaiv, 21 p.* [In Ukrainian].
- [3] Prashant, K.T., Gangadharan, K.V. (2012). Coil based electromagnetic semi-active vibration control for flexible structures. *Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering Tome X, Vol. 2, pp. 185 – 190.* Retrieved from: <https://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2012/ANNALS-2012-2-30.pdf>
- [4] Zhao, J., Liu, P., Leng, D., Zhan, H., Luan, G., Ning, D., Yu, J. (2023). Prescribed Performance Control-Based Semi-Active Vibration Controller for Seat Suspension Equipped with an Electromagnetic Damper. *Vibration, Vol. 6, pp. 303 – 318.* DOI: <https://doi.org/10.3390/vibration6010019>
- [5] Xu, J., Yang, X., Li, W., Zheng, J., Wang, Y., Fan, M. (2020). Research on semi-active vibration isolation system based on electromagnetic spring. *Mechanics & Industry, Vol. 21, 12 p.* DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2019048>
- [6] Diveyev, B. (2018). Semi-active vibration absorbers for the high-rise objects. *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science, no. 4, pp. 74 – 104.* DOI: <https://doi.org/10.23939/ujmms2018.01.074>
- [7] Mohamed, K.S., Amri, F., Elborae, M., Nordin, N.H.D., Muthalif, A.G.A. (2022). Adaptive Electromagnetic Vibration Absorber for a Multimode Structure. *Strojnicki vestnik – Journal of Mechanical Engineering, Vol. 68(3), pp. 191 – 199.* DOI: <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2021.7458>
- [8] Patil, P.P., Gawade, S.S. (2020). Design and development of electromagnetic vibration absorber. *International Journal of Engineering Applied Sciences and Technology, Vol. 5, pp. 318 – 323.* DOI: <https://doi.org/10.33564/IJEAST.2020.v05i06.046>
- [9] Xiang, B., Wong, W. (2020). Electromagnetic Vibration Absorber for Torsional Vibration in High Speed Rotational Machine. *Mechanical Systems and Signal Processing (MSSP), Vol. 140, pp. 1 – 25.* DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106639>
- [10] Dal Bo, L., Turco, E., Gardonio, P. (2020). Vibration control with electromagnetic and piezoelectric time-varying vibration absorbers: a comparative experimental study. *pp. 3097 – 3112.* Retrieved from: https://past.isma-isaac.be/downloads/isma2020/proceedings/Contribution_380_proceeding_3.pdf
- [11] Hurov, A.P., Chernov, O.O. (2006). Keruvannya dempfovanniam dynamichnykh vibrohasnykiv z velykoiu amplitudoiu kolyvan. [Control of Damping of Dynamic Vibration Absorbers with Large Oscillation Amplitudes]. *Automation of Production Processes in Mechanical Engineering and Instrument Engineering, no. 40, pp. 75 – 83.* [In Ukrainian].
- [12] Shareiko, D.Yu. (2002). Syntez vibrozakhysnykh system sudnovykh enerhetychnykh ustanovok z kerovanyymi dynamichnymi vibrohasnykamy [Synthesis of Vibration Protection Systems of Ship Power Plants with Controlled Dynamic Vibration Absorbers]. *Extended Abstract of the Thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences. Mykolaiv, 20 p.* [In Ukrainian].
- [13] Liu, X., Feng, X., Shi, Y., Wang, Y., Shuai, Z. (2013). Development of a Semi-Active Electromagnetic Vibration Absorber and Its Experimental Study. *Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 135, 9 p.* DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4023952>
- [14] Chernov, O.O. (2020). Enerhoefektyvni kerovani elektromagnitni pryrody vibratsiinoho obladnannia. Teoriia i praktyka. [Energy-Efficient Controlled Electromagnetic Drives of Vibration Equipment. Theory and Practice]. *Extended Abstract of the Thesis for the Degree of Doctor of Technical Sciences. Kremenchuk, 36 p.* [In Ukrainian].
- [15] Augustyniak, M., Usarek, Z. (2016). Finite Element Method applied in electromagnetic non-destructive testing. *Journal of Nondestructive Evaluation, Vol. 35, 15 p.* DOI: <https://doi.org/10.1007/s10921-016-0356-6>
- [16] Barzola, J., Chandi, J. (2025). Magnetic field simulation and torque-speed performance of a single-phase squirrel-cage induction motor using FEMM. *Machines, Vol. 13, 14 p.* DOI: <https://doi.org/10.3390/machines13060492>
- [17] Chernov, O.O., Hurov, A.P., Buhrim, L.I. (2018). Osoblyvosti pobudovy matematychnykh modelei elektromagnitnykh vibratsiinykh pryvodiv. Elektromekhanichni i enerhozberihaiuchi systemy. [Specific Features of Mathematical Modeling of Electromagnetic Vibration Drives. Electromechanical and Energy Saving Systems]. *Quarterly Scientific and Production Journal, no. 3(43), pp. 45 – 51.* DOI: <https://doi.org/10.30929/2072-2052.2018.3.43.45-51>. [In Ukrainian]
- [18] Chernov, O.O., Gerasin, O.S., Topalov, A.M., Stakanov, D.K., Hurov, A.P., Vyzhol, Yu.O. (2021). Simulation of mobile robot clamping magnets by circle-field method. *Technical electrodynamics, no. 3, pp. 58 – 64.* DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2021.03.058>
- [19] Chernov, A. A. (2014). Control of resonant electromagnetic vibrational drive using a digital filtering algorithm based on discrete fourier transform. *Journal of Automation and Information Sciences, no. 46, pp. 53 – 68.* DOI: <https://doi.org/10.1615/JAutomatInfScien.v49.i7.50>

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Черно, О. О. (2007). Система автоматичного керування електромагнітними динамічними віброгасниками. *Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харків. 20 с.*
- [2] Кореневський, Д.Л. (2007). Підвищення ефективності віброзахисних систем суднових енергетичних установок. *Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Миколаїв. 24 с.*
- [3] Prashant, K.T., Gangadharan, K.V. (2012). Coil based electromagnetic semi-active vibration control for flexible structures. *Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering Tome X, Vol. 2, pp. 185 – 190.* URL: <https://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2012/ANNALS-2012-2-30.pdf>

- [4] Zhao, J., Liu, P., Leng, D., Zhan, H., Luan, G., Ning, D., Yu, J. (2023). Prescribed Performance Control-Based Semi-Active Vibration Controller for Seat Suspension Equipped with an Electromagnetic Damper. *Vibration*, Vol. 6, pp. 303 – 318. DOI: <https://doi.org/10.3390/vibration6010019>
- [5] Xu, J., Yang, X., Li, W., Zheng, J., Wang, Y., Fan, M. (2020). Research on semi-active vibration isolation system based on electromagnetic spring. *Mechanics & Industry*, Vol. 21, 12 p. DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2019048>
- [6] Diveyev, B. (2018). Semi-active vibration absorbers for the high-rise objects. *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*, no. 4, pp. 74 – 104. DOI: <https://doi.org/10.23939/ujmeme2018.01.074>
- [7] Mohamed, K.S., Amri, F., Elboraey, M., Nordin, N.H.D., Muthalif, A.G.A. (2022). Adaptive Electromagnetic Vibration Absorber for a Multimode Structure. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 68(3), pp. 191 – 199. DOI: <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2021.7458>
- [8] Patil, P.P., Gawade, S.S. (2020). Design and development of electromagnetic vibration absorber. *International Journal of Engineering Applied Sciences and Technology*, Vol. 5, pp. 318 – 323. DOI: <https://doi.org/10.33564/IJEAST.2020.v05i06.046>
- [9] Xiang, B., Wong, W. (2020). Electromagnetic Vibration Absorber for Torsional Vibration in High Speed Rotational Machine. *Mechanical Systems and Signal Processing (MSSP)*, Vol. 140, 25 p. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106639>
- [10] Dal Bo, L., Turco, E., Gardonio, P. (2020). Vibration control with electromagnetic and piezoelectric time-varying vibration absorbers: a comparative experimental study. pp. 3097 – 3112. URL: https://past.isma-isaac.be/downloads/isma2020/proceedings/Contribution_380_proceeding_3.pdf
- [11] Гуров, А.П., Черно, О.О. (2006). Керування демпфуванням динамічних віброгасників з великою амплітудою коливань. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, Вип. 40, с. 75–83.
- [12] Шарейко, Д.Ю. (2002). Синтез віброзахисних систем суднових енергетичних установок з керованими динамічними віброгасниками. *Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Миколаїв*. 20 с.
- [13] Liu, X., Feng, X., Shi, Y., Wang, Y., Shuai, Z. (2013). Development of a Semi-Active Electromagnetic Vibration Absorber and Its Experimental Study. *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 135, 9 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4023952>
- [14] Черно, О.О. (2020). Енергоефективні керовані електромагнітні приводи вібраційного обладнання. Теорія і практика. *Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Кременчук*. 36 с.
- [15] Augustyniak, M., Usarek, Z. (2016). Finite Element Method applied in electromagnetic non-destructive testing. *Journal of Nondestructive Evaluation*, Vol. 35, 15 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10921-016-0356-6>
- [16] Barzola, J., Chandi, J. (2025). Magnetic field simulation and torque-speed performance of a single-phase squirrel-cage induction motor using FEMM. *Machines*, Vol. 13, 14 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines13060492>
- [17] Черно, О. О., Гуров, А.П., Бугрім, Л.І. (2018). Особливості побудови математичних моделей електромагнітних вібраційних приводів. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. *Щоквартальний науково-виробничий журнал*, Вип. 3(43), с. 45 – 51. DOI: <https://doi.org/10.30929/2072-2052.2018.3.43.45-51>
- [18] Chernov, O.O., Gerasin, O.S., Topalov, A.M., Stakanov, D.K., Hurov, A.P., Vyzhol, Yu.O. (2021). Simulation of mobile robot clamping magnets by circle-field method. *Technical electrodynamics*, no. 3, pp. 58 – 64. DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2021.03.058>
- [19] Chernov, A. A. (2014). Control of resonant electromagnetic vibrational drive using a digital filtering algorithm based on discrete fourier transform. *Journal of Automation and Information Sciences*, no. 46, pp. 53 – 68. DOI: <https://doi.org/10.1615/JAutomatInfScien.v49.i7.50>

© Сепро І. С.

Дата першого надходження статті до видання: 23.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 25.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 22.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)