

УДК 628.517

Г.В. Пекуровський, О.В. Барабаш

Національний авіаційний університет, Київ

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЛІНЕАРИЗАЦІЯ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ АКТИВНОЮ КОМПЕНСАЦІЄЮ ВІБРАЦІЇ

В статті описується послідовність етапів експериментальної лінеаризації адаптивної системи управління вібраційним навантаженням та показано приклад отриманих даних для консольної балки.

**Ключові слова:** лінеаризація адаптивної системи управління, активні методи.

### Вступ

**Постановка завдання.** Під час експлуатації техніки актуальною проблемою є зниження акустичних шумів, що виникають внаслідок вібраційного навантаження та його перевипромінювання. Традиційні методи боротьби з шумом, такі як екранування, шумопоглинаючі поверхні, підсилення конструкції кожухів, тощо, широко застосовуються у всіх зразках озброєння та військової техніки. Оскільки головною причиною акустичних шумів є вібрація елементів конструкцій, частин механізмів, що обертаються, тертя робочих поверхонь та ін., актуальності набуває наукова проблема оптимізації акустичних характеристик матеріалів конструкцій експлуатованої техніки.

Серед низки методів, що застосовуються для оптимізації акустичних характеристик, чільне місце займають активні методи, сутність яких полягає у вимірюванні вібрації панелі кожуха механізму, що випромінює акустичний шум, та впливі на дану панель вторинного вібраційного поля для компенсації вібрації матеріалу. Однак, нелінійний характер змін параметрів вібрації авіаційних панелей вимагає проведення додаткових досліджень в сфері побудови системи управління при впровадженні активних методів – при чому такої системи управління, що матиме властивість пристосування до цих змін.

Хоча активні методи мають широкий вжиток в рамках задачі компенсації небажаного вібраційного або акустичного полів, досі наявна проблема лінеаризації адаптивної автоматичної системи управління, побудованої на основі використання активних методів, оскільки для забезпечення здатності побудованої системи до самоналаштування у відповідності до змін вхідних параметрів вібраційного навантаження обов'язкове використання адаптивного регулятора, а вони зазвичай мають бути налаштовані згідно моделі об'єктів управління, чия ідентифікація була проведена у лінійному діапазоні.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Проблемі синтезу адаптивних систем управління, так само як і оптимізації акустичних характеристик об'єктів, що підвладні небажаному вібраційному збуренню, при-

свячено ряд публікацій як у вітчизняних, так і у іноземних виданнях. Фундаментальними дослідженнями являються [1], [2], які присвячено базовим засадам активного контролю та адаптивного управління. Серед робіт українських вчених варто виділити [3], [4], [5], кожна з яких торкається різних аспектів даної проблематики.

### Лінеаризація адаптивної системи автоматичного управління

При функціонуванні цифрової адаптивної системи автоматичного управління активною компенсацією вібрації, сигнал напругою  $U$  з виходу ЦАП надходить до виконавчого пристрою, що створює на об'єкті управління силу  $F$ , яка утворює вібраційне випромінювання із вібраційним прискоренням  $J$ . В залежності від частоти сигналу залежність

$$U = F(J, f)$$

може мати як лінійний характер, так і нелінійний. У випадку нелінійності цієї залежності, необхідно провести процедуру лінеаризації.

Процедура лінеаризації зводиться до наступної послідовності стадій. Спочатку проводиться обмеження діапазону напруг, на яких функціонує система. В залежності

$$U = F(J, f)$$

на кожній частоті необхідно визначити значення мінімальної напруги  $U_{\min}$  та максимальної напруги  $U_{\max}$ , в діапазоні між якими зберігається лінійність залежності. При проведенні ідентифікації моделі об'єкта управління, напруга  $U_{\text{ідент}}$  сигналу ідентифікації із ЦАП надходить на виконавчий пристрій, розміщений на об'єкті управління. При цьому залежність зміни частоти  $f$  сигналу ідентифікації

$$f = F(t_{\text{ідент}})$$

є лінійно зростаючою, а значення  $f$  та  $t_{\text{ідент}}$  мають відповідати вимогам нерівностей

$$f_{\text{поч}} \leq f \leq f_{\text{кін}} \text{ та } 0 \leq t_{\text{ідент}} \leq t_{\text{макс}}$$

де  $f_{\text{поч}}$  – початкова частота спектру,  $f_{\text{кін}}$  – кінцева частота спектру,  $t_{\text{ідент}}$  – поточне значення відліку

часу проведення ідентифікації,  $t_{\max}$  – загальний час проведення ідентифікації.

Після цього необхідно визначити закон зміни значень напруги сигналу ідентифікації

$$U_{\text{идент}} = F(f)$$

таким, щоб на кожній частоті значення  $U_{\text{идент}}$  відповідало вимогам нерівності

$$U_{\min} \leq U_{\text{идент}} \leq U_{\max}$$

Наведена процедура була поведена на прикладі консольної балки, яка являється об'єктом управління у адаптивній системі автоматичного управління активною компенсацією вібрації.

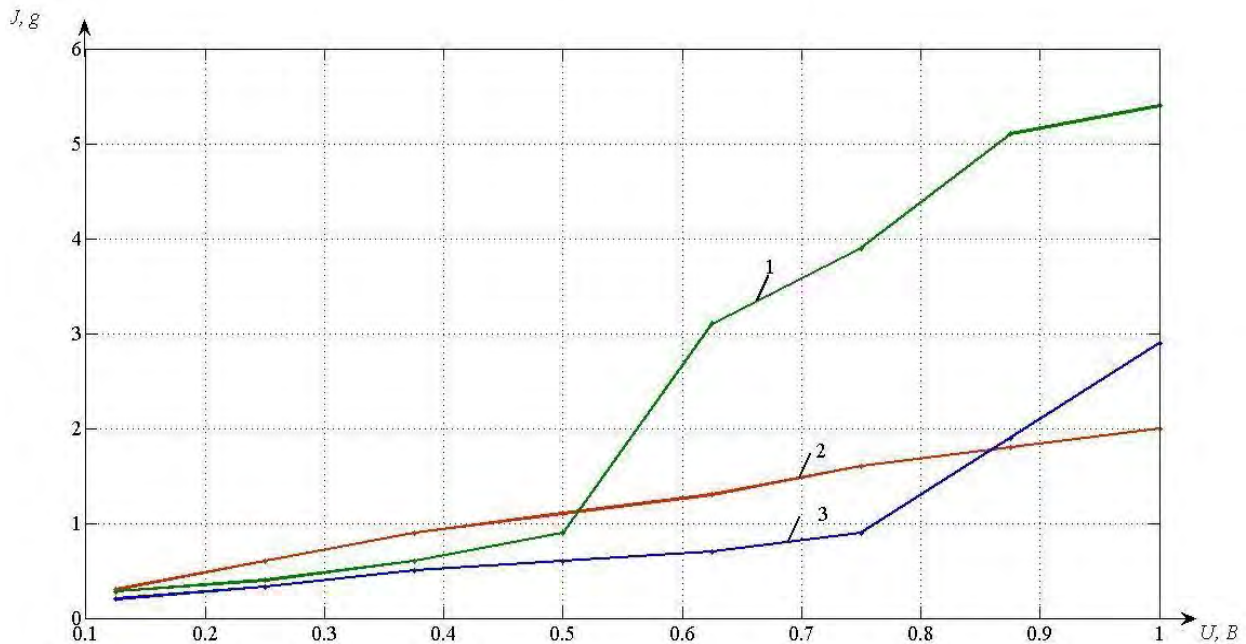


Рис. 1. Графік залежності  $U = F(J, f)$  при: 1 –  $f = 65$  Гц; 2 –  $f = 50$  Гц; 3 –  $f = 60$  Гц

У випадку залежності

$$U = F(J, f),$$

отриманої для частоти 50 Гц, лінійність зберігається протягом всього дослідженого діапазону напруг. Тому немає сенсу обмежувати робочий діапазон напруг на цій частоті.

Лінійність залежності

$$U = F(J, f),$$

отриманої для частоти 60 Гц, зберігається лише до шостої точки. Тому доведеться обмежити діапазон допустимих напруг на цій частоті, значенням напруги, що відповідає шостій точці характеристики.

Лінійність у випадку залежності

$$U = F(J, f),$$

отриманої для частоти 65 Гц, вже є екстремальною. Залежність абсолютно нелінійна, тому доведеться обмежитися коротким діапазоном напруг до значення  $U$  на четвертій точці характеристики.

Аналогічний аналіз та визначення  $U_{\min}$  та  $U_{\max}$  зроблено для всього спектру частот. Також згідно

На смузі частот 50 – 150 Гц із кроком 5 Гц були досліджені значення створюваного вібраційного прискорення при значеннях напруги 0,125 В, 0,25 В, 0,375 В, 0,5 В, 0,625 В, 0,75 В, 0,875 В та 1 В. Отримані значення вібраційного прискорення фіксувалися, а для кожної частоти коливань визначалася залежність  $U = F(J, f)$ .

Для кожної частоти коливань побудовано графік залежності  $U = F(J, f)$ .

Залежності, отримані для кожної частоти, наводити недоцільно, тому проаналізуємо типові залежності, отримані для частот 50 Гц, 60 Гц та 65 Гц (рис. 1).

вищенаведеної логіки визначено закон зміни значень напруги сигналу ідентифікації  $U_{\text{идент}} = F(f)$ . Результат дослідження залежності  $U = F(J, f)$ , визначення лінійних діапазонів цієї залежності, а також залежність

$$U_{\text{идент}} = F(f),$$

зображені на рис. 2.

Наведений спосіб лінеаризації дозволив провести ідентифікацію моделі об'єкта, отримати модель із високим показником достовірності 87,7%, налаштувати параметри пропорційно-інтегрально-диференціального (ПІД) регулятора згідно отриманої моделі, синтезувати адаптивну систему автоматичного управління активною компенсацією вібрації, що функціонує у лінійному діапазоні, та отримати ефективне зниження небажаного вібраційного навантаження на об'єкті управління на 2,9 дБ.

## Висновки

В статті викладено послідовність стадій при експериментальній лінеаризації адаптивної системи

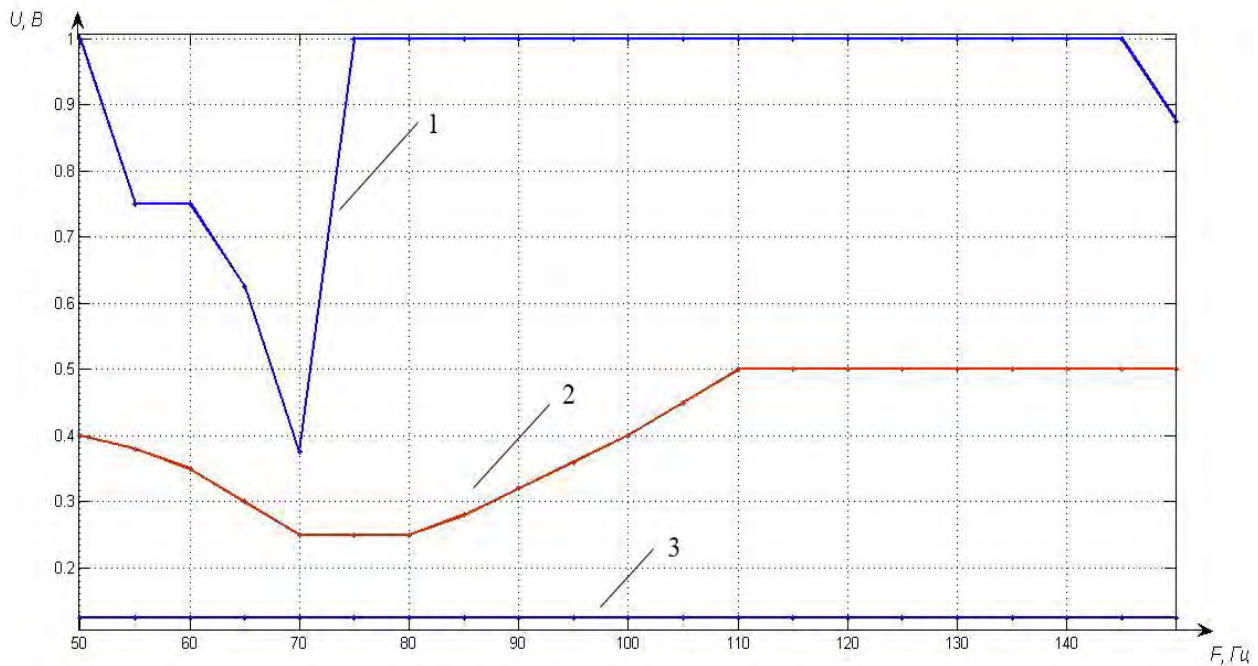


Рис. 2. Графік залежностей:  
1 –  $U_{\max} = F(f)$ ; 2 –  $U_{\text{идент}} = F(f)$ ; 3 –  $U_{\max} = F(f)$

автоматичного управління активною компенсацією вібрації. Показано приклад отриманих даних для консольної балки, що являється об'єктом управління адаптивної системи. Напрямок подальших досліджень в цій галузі полягає в проведенні лінеаризації адаптивних систем, синтезованих для складніших об'єктів управління – пластини, пластини із ребрами жорсткості та авіаційної панелі. За рахунок застосування адаптивної системи активних методів зниження вібраційного навантаження можливе зниження акустичних шумів, які утворюються внаслідок перевипромінювання вібрації панелей кожухів зразків озброєння та військової техніки.

### Список літератури

1. Vance J. VanDoren. *Techniques for Adaptive Control*. / Butterworth Heinemann, 2003, 289 p.
2. *Mechanical Vibration. Active and Passive Control*. / ISTE LTD, 2007, 389 p.

3. Семенов А.Д. *Идентификация объектов управления: Учебное пособие* / А.Д. Семенов, Д.В. Артамонов, А.В. Брюхачев. – Пенза: Пенз. Гос. Ун-т, 2003. – 215 с.

4. Дідковський В.С. *Основи акустичної екології: Навчальний посібник* / В.С. Дідковський, В.І. Токарев, О.І. Запорожець За редакцією В.С.Дідковського. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ "Імекс ЛТД", 2002. – 520 с.

5. Барабаш О.В. *Построение функционально-устойчивых распределенных информационных систем* / О.В. Барабаш. – К.: НАОУ, 2004. – 226 с.

6. Барабаш О.В. *Элементы синтеза автоматической системы снижения виброакустического навантаження на гнучких металевих пластинах* / О.В. Барабаш, Г.В. Пекуровський // *Матеріали X міжнародної НТК "БЖДЛ – 2011"*: зб. наук. праць. – К.: НАУ, 2011. – С. 39-45.

Надійшла до редколегії 21.02.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.І. Применко, Національний авіаційний університет, Київ.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЛИНЕАРИЗАЦИЯ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИЕЙ ВИБРАЦИИ

Г.В. Пекуровский, О.В. Барабаш

В статье описывается последовательность стадий при экспериментальной линейаризации адаптивной системы управления вибрационной нагрузкой и показан пример полученных данных для консольной балки.

**Ключевые слова:** линейаризация адаптивной системы управления, активные методы.

### EXPERIMENTAL LINEARIZATION OF TUNING PID-CONTROLLER ADAPTIVE CONTROL SYSTEM OF REDUCTION OF VIBRATIONAL LOADING

G.V. Pekurovsky, O.V. Barabash

In this paper authors describe the sequence of stages of linearization of adaptive control system of reduction of vibrational loading. The example of obtained data for the console beam is given.

**Keywords:** linearization, adaptive control system, active methods.