

Автоматизація і інформаційні технології

УДК 621.01

Ю.В. Човнюк, к.т.н., доцент (НУБіП України, Київ);
 М.Г. Діктерук, к.т.н., доцент;
 К.І. Почка, к.т.н., доцент (КНУБА, Київ)

ЗАСТОСУВАННЯ КЕПСТРІВ У АКУСТИЧНІЙ ДІАГНОСТИЦІ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ БУДІВЕЛЬНИХ ТА ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

АНОТАЦІЯ. Запропоновано кепстр у якості комбінованої діагностичної ознаки для акустичного аналізу технічного стану будівельних та підіймально-транспортних машин і механізмів, які функціонують у режимах пуску/гальмування. Кепстр багато в чому визначає як діагностичний засіб поточний стан вказаних машин, а також прогнозує найближчу зміну цього стану.

Ключові слова: кепстр, акустична діагностика, технічний стан, будівельні та підіймально-транспортні машини і механізми.

АННОТАЦИЯ. Предложен кепстр в качестве комбинированного диагностического признака для акустического анализа состояния строительных и подъёмно-транспортных машин и механизмов, которые функционируют в режимах пуска/торможения. Кепстр во многом определяет как диагностическое средство текущее состояние указанных машин, а также прогнозирует ближайшее изменение этого состояния.

Ключевые слова: кепстр, акустическая диагностика, техническое состояние, строительные и подъёмно-транспортные машины и механизмы.

SUMMARY. The kepsr is offered as a combined diagnostic feature for the acoustic analysis of the constructing and material handling vehicles and mechanisms' state which are running in the start up/ break modes. A cepstrum in a great deal determines as a diagnostic tool current status of the indicated machines, and also forecasts the nearest change of this state.

Key words: kepsr, acoustic diagnostics, technical state, constructing and material handling vehicles and mechanisms.

Постановка проблеми. В основі акустичної діагностики технічного стану будівельних та підіймально-транспортних машин (ПТМ) і механізмів лежить припущення про зворотню функціональну залежність між параметрами стану $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ та діагностичними ознаками A_j . У якості параметрів α_i зазвичай беруть величини, що характеризують структуру вказаних машин (розміри деталей; похибки за їх виготовленні та монтажу; зазори у кінематичних парах; дисбаланси валів, що обертаються, та ін.), режим роботи (число обертів, споживана енергія і таке інше), а також зовнішні умови роботи (наприклад, навантаження). Всі ці параметри повинні впливати на утворення звуків у машині (наприклад, у ПТМ), інакше їхні зміни не мали б змогли відобразитися на акустичному сигналі й бути вимірними акустичним способом.

Завдяки динамічній взаємодії деталей та інших причин у (будівельних) машинах, ПТМ та ін. виникають пружні коливання, які при розповсюдженні від місця їх виникнення суттєво перетворюються завдяки фільтрації, модуляції, нелінійним спотворенням тощо. Задавачі вібрацій чи мікрофони сприймають складні результируючі сигнали, характеристики яких у загальному випадку залежать від усіх параметрів стану:

$$A_i = f_i(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n), \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (1)$$

де ознаки A_i вважаються відомими, оскільки можуть бути виміряні, а параметри стану α_j належить визначити.

Зрозуміло, що розв'язок системи рівнянь (1) визначається видом функцій f_i , які можна отримати з теоретичних міркувань при розгляді механізму утворення звуку всередині розглядуваної машини (механізму) чи експериментальним шляхом. У останньому випадку їх зручно подавати у вигляді полі-

номів скінченного степеня від α_j , які апроксимують реальні залежності (1).

Вибір діагностичних ознак A_i – найбільш важка частина розглядуваної задачі акустичної діагностики. При невдалому виборі ознак їхньої зміни від збільшення чи зменшення параметрів α_j можуть виявитись недостатньо великими, як наслідок чого випадкові зміни умов вимірювань можуть бути сприйняті як зміна внутрішнього стану об'єкта. У цьому випадку кажуть про малу інформативність ознак чи про їх малу чутливість по відношенню до даних структурних параметрів ($\partial A_i / \partial \alpha_j$). Основна вимога до діагностичної ознаки - максимальна чутливість до одного зі структурних параметрів та мінімальна до всіх інших.

При визначенні найбільш інформативних діагностичних ознак необхідно, взагалі кажучи, знати структуру акустичного сигналу, для чого необхідне детальне дослідження процесів звукоутворення всередині об'єкта діагностики. Однак, пошук ознак є якоюсь мірою й самостійною задачею, пов'язаною з аналізом акустичних сигналів та розробкою алгоритмів для ЕОМ чи апаратури для їхньої обробки. У тих випадках, коли заздалегідь невідома структура машинного сигналу і, таким чином, незрозуміло, який мають вплив параметри стану на акустичний сигнал, у дослідника повинен бути наявним досить повний набір різноманітних незалежних характеристик сигналу, серед яких він зможе обрати дослідним шляхом найбільш чутливі до змін досліджуваних параметрів стану і потім використати їх як інформативних діагностичних ознак. Більшість цих ознак разом з амплітудами, частотами й фазами гармонічних сигналів можна назвати простими, на відміну від комбінованих. Останні складаються з простих ознак і підкреслюють якісь особливості машинних сигналів.

Прикладом комбінованої діагностичної ознаки є *кентр* [4], який, на думку авторів даної роботи, корисно використати аналізуючи стан ПТМ.

Аналіз публікацій по темі дослідження
Загальні положення акустичної діагностики внутрішнього стану машин наведені у ро-

ботах [1-3]. Проте авторам даної роботи невідомі дослідження, у яких би використовувався *кентр* для аналізу (діагностичного) стану ПТМ, їхніх вузлів, елементів, агрегатів тощо.

Мета даної роботи полягає у встановленні основних параметрів технічного стану будівельних машин, ПТМ та механізмів при їхній акустичній діагностиці. В такому разі як ознака, яка визначає технічний стан вказаних машин, виступає *кентр*.

Виклад основного матеріалу

Комбінована діагностична ознака технічного стану будівельних машин та ПТМ є т.з. *кентр* (термін отриманий від перестановки літер слова “спектр” [4]). Ця величина визначається наступною формулою:

$$K(t) = \left\{ \int_0^{\infty} \lg |F(\omega)|^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) d\omega \right\}^2, \quad (2)$$

де $F(\omega)$ – спектр потужності сигналу. *Кентр* – невід’ємна функція часу. Для її отримання на (ЕОМ), як це визначається з формули (2), слід взяти квадрат модуля спектральної щільності потужності $|F(\omega)|^2$ у логарифмічному масштабі (у дБ) і здійснити перетворення Фур’є.

Кентр суттєво відрізняється від функції автокореляції сигналу $B(t)$:

$$\begin{cases} B(t) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(\omega) \cdot e^{i \cdot \omega \cdot t} d\omega ; \\ F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} B(t) \cdot e^{-i \cdot \omega \cdot t} dt ; \\ B(0) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(\omega) d\omega . \end{cases} \quad (3)$$

Для сигналу з рівномірним суцільним спектром потужності обидві функції $B(t)$ й $K(t)$ не дорівнюють нулю лише у околі $t=0$ і представляють собою функції, близькі до дельта-функції П. Дірака – $\delta(t)$. Однак наявність навіть невеликих неоднорідностей функції $F(\omega)$ робить функцію автокореляції $B(t)$ відмінною від нуля й за інших затримках часу t , у той час як *кентр* $K(t)$ залишається близьким до нуля завдяки

наявності логарифму, який згладжує неоднорідності спектру. *Кепстр* стає відмінним від нуля, коли досить великі неоднорідності функції $F(\omega)$ мають місце у періодично розташованих точках. Наприклад, якщо на рівномірний суцільний спектр накладається дискретний спектр гармонічного ряду з частотами Ω , 2Ω , 3Ω , ..., чи $\omega_0 + \Omega$, $\omega_0 + 2\Omega$, $\omega_0 + 3\Omega$, ... (притаманний, зокрема, ПТМ і спричинений періодичним зіткненням реборд коліс вантажних кранів з рейками шляху його переміщення (внаслідок перекосів) у поздовжньому, поперечному напрямках $\left[\frac{\Omega}{2\pi} \approx (3...9) \text{Гц} \right]$ та у вертикальному напрямку – пов'язаний з нерівностями самого рейкового шляху), тоді *кепстр* відмінний від нуля при $t = 0$ і $2\pi/\Omega$ та близький до нуля за інших значеннях t . Якщо у сигналі присутні кілька гармонічних рядів з періодами $T_i = 2\pi/\Omega_i$, тоді *кепстр* буде відмінним від нуля у точках $t_i = 2\pi/\Omega_i$.

Таким чином, на відміну від функції автокореляції, *кепстр* чутливий не до всіх неоднорідностей спектра $F(\omega)$, а лише до неоднорідностей, обумовлених присутністю у сигналі гармонічних рядів, тобто коли у сигналі є періодично прямуючі один за одним імпульси чи модульовані сигнали. Якщо у сигналі є кілька таких рядів, то практично за видом функції $F(\omega)$ їх неможливо відділити один від одного, оскільки комбіновані частоти накладаються одна на одну. *Кепстр*, що виходить з наведеного вище, для кожного гармонічного ряду приймає значення, положення якого на вісі часу визначається періодом $T_i = 2\pi/\Omega_i$, а величина – амплітудами всіх гармонік ряду.

Вказана властивість *кепстрів* є дуже корисною при дослідженні машинних сигналів (зокрема, будівельних машин та ПТМ). Акустичні сигнали багатьох машин характеризуються наявністю гармонічних рядів різноманітної природи. Так, у вібраційному чи шумовому сигналі редуктора двигуна вантажопідйомного крана завжди можна виділити ряди з гармонік оборотної, зубчасті чи циклічної частот. *Кепстр* такого сигналу

зображають функцією, відмінною від нуля у околах кількох значень часу t .

На рис. 1 як приклад представлені спектральна щільність потужності вібраційного сигналу одного з редукторів (а) та відповідний *кепстр* (б). Останній характеризується наявністю чотирьох піків. Амплітуди піків у даному випадку є інформаційними діагностичними ознаками [5].

Слід зазначити, що у кожному конкретному випадку необхідно підбирати такі незалежні прості чи комбіновані ознаки, які найкращим чином підходять до даної діагностичної задачі. Результат підбору залежить головним чином від наявної у дослідника інформації про структуру діагностичного сигналу, а також від його інтуїції та досвіду.

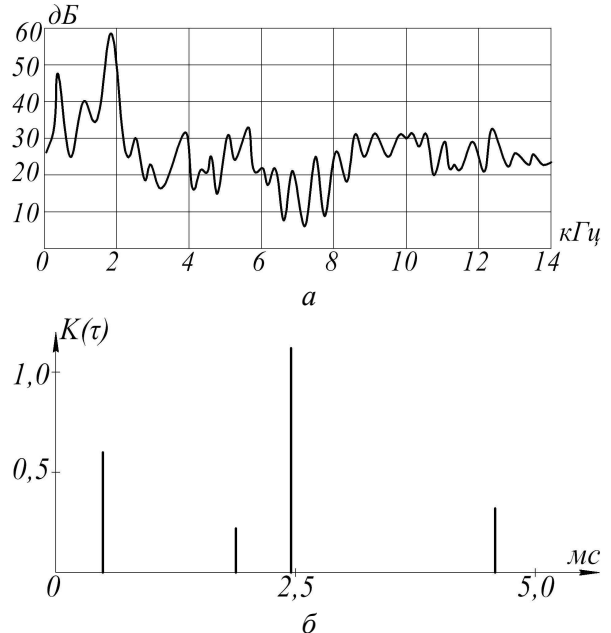


Рис. 1. Вібраційний сигнал редуктора:
а - спектральна щільність потужності;
б - *кепстр*

Акустична модель діагностики (методом *кепстра*) перехідних процесів (режимів пуску/гальмування) у механічних системах (на прикладі системи із зосередженими параметрами)

Роботу багатьох елементів, з'єднаних, машинних агрегатів (у складі ПТМ, будівельних машин) можна досліджувати за допомогою підходів, розвинутих у [6, 7]. Таким чином можна розглядати й аналізувати перехідні процеси (режими пуску/гальмування) у вказаних системах.

Дослідження нестационарних процесів у ПТМ як лінійних системах з одним ступенем вільності руху (наприклад, для елементів приводу чи двигуна вантажопідйомного крана) у припущенні, що джерело енергії має досить велику потужність, зводиться до інтегрування диференціального рівняння:

$$m \cdot \ddot{x} + \alpha \cdot \dot{x} + c \cdot x = F_0 \cdot \cos[\theta(t)], \quad (4)$$

у якому m – маса; α – коефіцієнт, що характеризує загасання; c – жорсткість; $x(t)$ – лінійне переміщення; F_0 – амплітуда збуджуючої (вимушеної) сили (вважаємо, що $F_0 = const$); $\theta(t)$ – миттєва фаза коливань; t – час. При цьому частота зовнішньої сили

$\nu = \frac{d\theta}{dt}$ є деякою функцією часу; у найпростішому випадку це лінійна функція:

$$\nu(t) = \varepsilon \cdot t, \quad \varepsilon = const > 0, \quad (5)$$

де ε – швидкість зміни частоти $\nu(t)$, $[\varepsilon] = 1/c^2$.

За нульової початкової фази коливань вимушеної сили ($\theta_0 \equiv 0$) (4) можна подати у вигляді:

$$m \cdot \ddot{x} + \alpha \cdot \dot{x} + c \cdot x = F_0 \cdot \cos\left(\frac{\varepsilon \cdot t^2}{2}\right). \quad (6)$$

Введемо безрозмірні змінні:

$$\tau = \sqrt{\varepsilon} \cdot t; \quad \tilde{x} = \frac{x}{\left[\frac{F_0}{m \cdot \varepsilon}\right]}; \quad (7)$$

$$\beta = \frac{\alpha}{m \cdot \sqrt{\varepsilon}}; \quad w^2 = \frac{c}{m \cdot \varepsilon}.$$

Тоді (6) можна подати наступним чином:

$$\tilde{x}_{2\tau} + \beta \cdot \tilde{x}_\tau + w^2 \cdot \tilde{x} = \cos\left(\frac{\tau^2}{2}\right); \quad (8)$$

$$\tilde{x}_\tau \equiv \frac{d\tilde{x}}{d\tau}; \quad \tilde{x}_{2\tau} \equiv \frac{d^2\tilde{x}}{d\tau^2}.$$

Миттєва потужність, яка виникає у розглядуваній системі внаслідок дії вимушеної сили, має вид:

$$P(\tau) = \cos\left(\frac{\tau^2}{2}\right) \cdot x_\tau(\tau). \quad (9)$$

Знайдемо спектральну щільність потужності $P(\tau)$ за формулою:

$$P(\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} P(\tau) \cdot e^{-i \cdot \Omega \tau} d\tau; \quad i^2 = -1. \quad (10)$$

Тоді *кепстр* для відомої $P(\Omega)$ набуває вигляду:

$$K(\tau) = \left[\int_0^\infty \lg |P(\Omega)|^2 \cdot \cos(\Omega \cdot \tau) d\Omega \right]^2. \quad (11)$$

Оскільки:

$$P(\tau) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} P(\Omega) \cdot e^{i \cdot \Omega \tau} d\Omega, \quad (12)$$

тоді можна отримати відому рівність Парсеваля [1]:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} P^2(\tau) d\tau = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} |P(\Omega)|^2 d\Omega. \quad (13)$$

Тоді для *кепстру* (11) матимемо:

$$K(\tau) = \left[\int_0^\infty \lg \left\{ 2\pi \cdot P^2(\bar{\tau}) \right\} \cdot \cos(\bar{\tau} \cdot \tau) d\bar{\tau} \right]^2. \quad (14)$$

Враховуючи (9), остаточно для *кепстру* маємо:

$$K(\tau) = \left[\int_0^\infty \lg \left\{ 2\pi \cdot \cos^2\left(\frac{\bar{\tau}^2}{2}\right) \cdot x_{\bar{\tau}}^2(\bar{\tau}) \right\} \times \right. \\ \left. \times \cos(\bar{\tau} \cdot \tau) d\bar{\tau} \right]^2. \quad (15)$$

Особливості виразу (15) зводяться до наступних:

а) вважаємо, що $x_{\bar{\tau}}(\bar{\tau}) > 0$, інакше логарифм приймає нескінченне значення;

б) $\cos\left(\frac{\bar{\tau}^2}{2}\right) \neq 0$, інакше, знову, логарифм приймає нескінченне значення.

Визначимо точки по $\bar{\tau}$, у яких виконуються співвідношення:

$$\cos\left(\frac{\bar{\tau}^2}{2}\right) = 0 \Rightarrow \bar{\tau}_k = \sqrt{\pi \cdot (2 \cdot k - 1)}, \quad (16)$$

$$k = 1, 2, 3, \dots$$

Отже, при визначенні *кепстру* за (15) вважаємо, що при інтегруванні за $\bar{\tau}$ виключені точки $\bar{\tau}_k$ (16).

Період *кепстру* визначається із співвідношення:

$$\bar{\tau}_n = \sqrt{n \cdot \pi}, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (17)$$

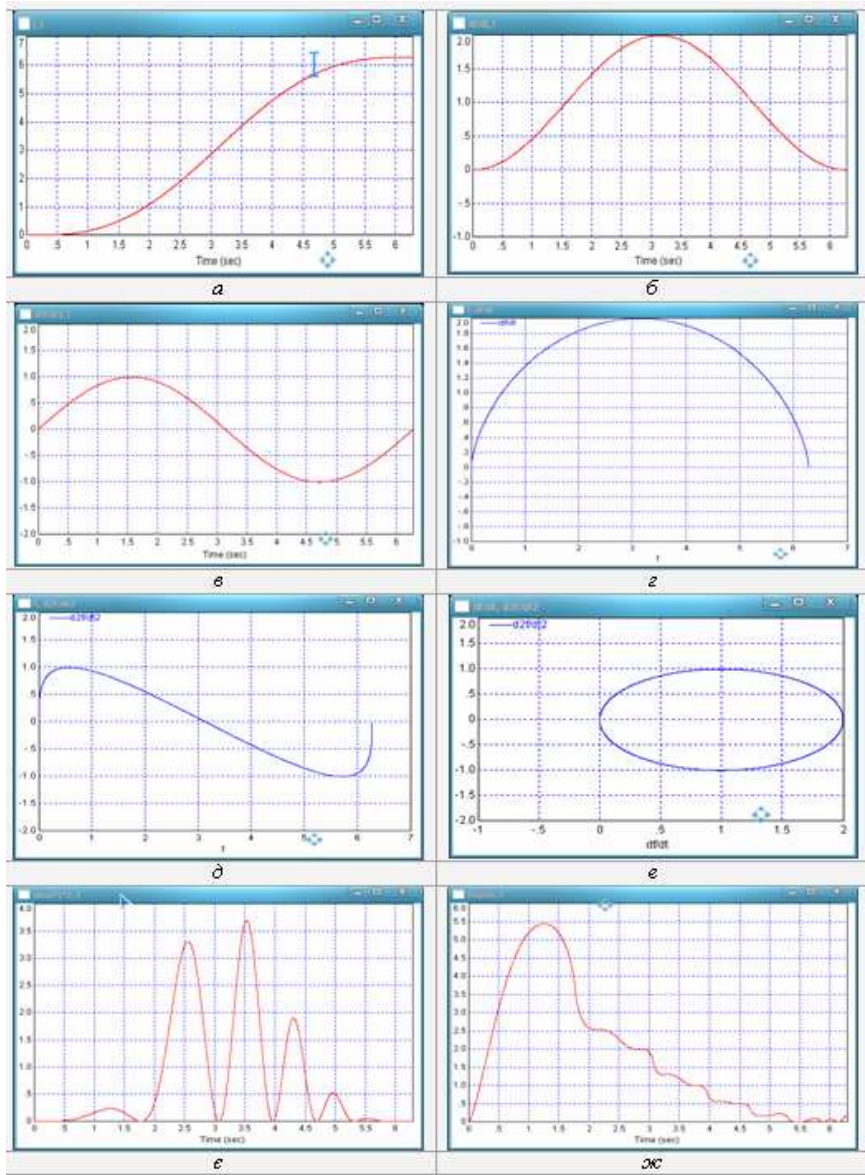


Рис. 2. Графіки зміни вихідних параметрів механічної системи при $w^2 = 1$, $\epsilon = 1$ та $\beta = 0,01$: а - $\tilde{x}(\tau)$; б - $\tilde{x}_\tau(\tau)$; в - $\tilde{x}_{2\tau}(\tau)$; г - $(\tilde{x}, \tilde{x}_\tau)$; д - $(\tilde{x}, \tilde{x}_{2\tau})$; е - $(\tilde{x}_\tau, \tilde{x}_{2\tau})$; ж - $P(\tau)$; з - $K(\tau)$

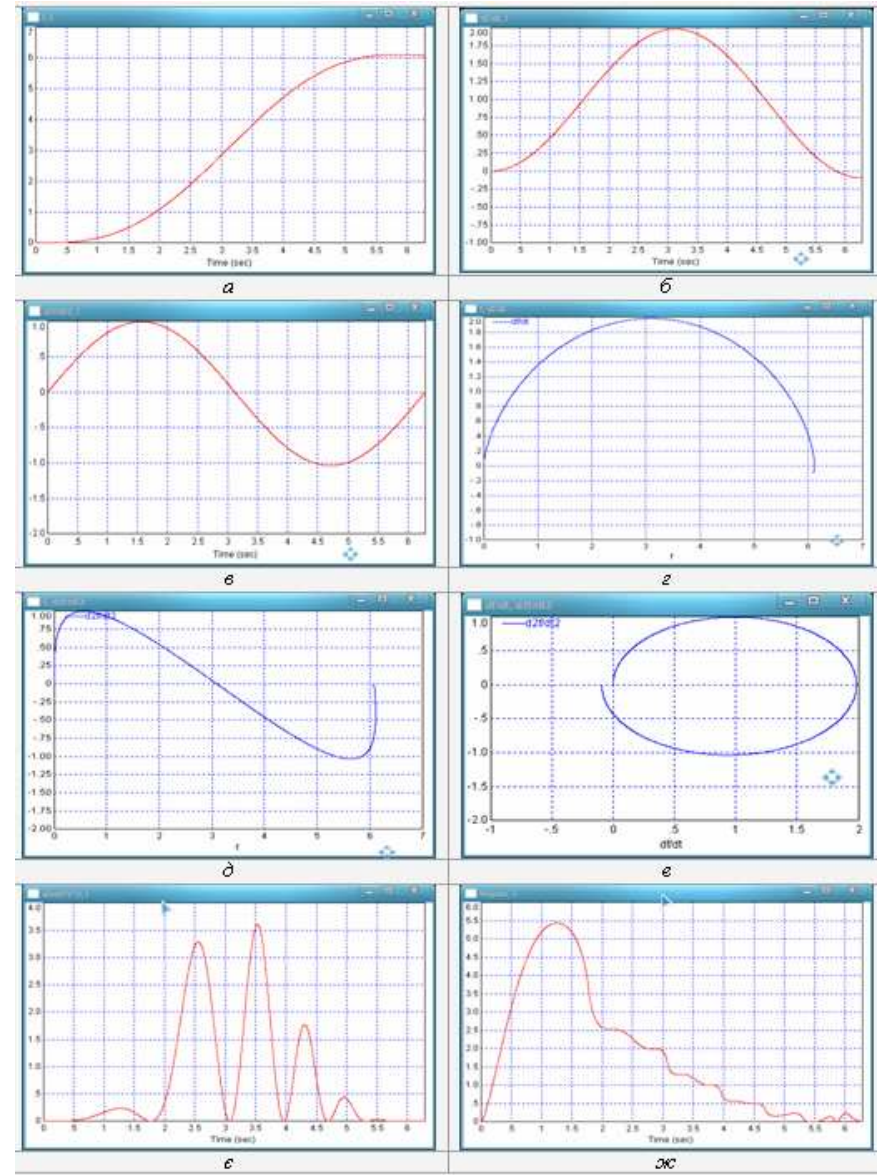


Рис. 3. Графіки зміни вихідних параметрів механічної системи при $w^2 = 1$, $\epsilon = 1$ та $\beta = 0,1$: а - $\tilde{x}(\tau)$; б - $\tilde{x}_\tau(\tau)$; в - $\tilde{x}_{2\tau}(\tau)$; г - $(\tilde{x}, \tilde{x}_\tau)$; д - $(\tilde{x}, \tilde{x}_{2\tau})$; е - $(\tilde{x}_\tau, \tilde{x}_{2\tau})$; ж - $P(\tau)$; з - $K(\tau)$

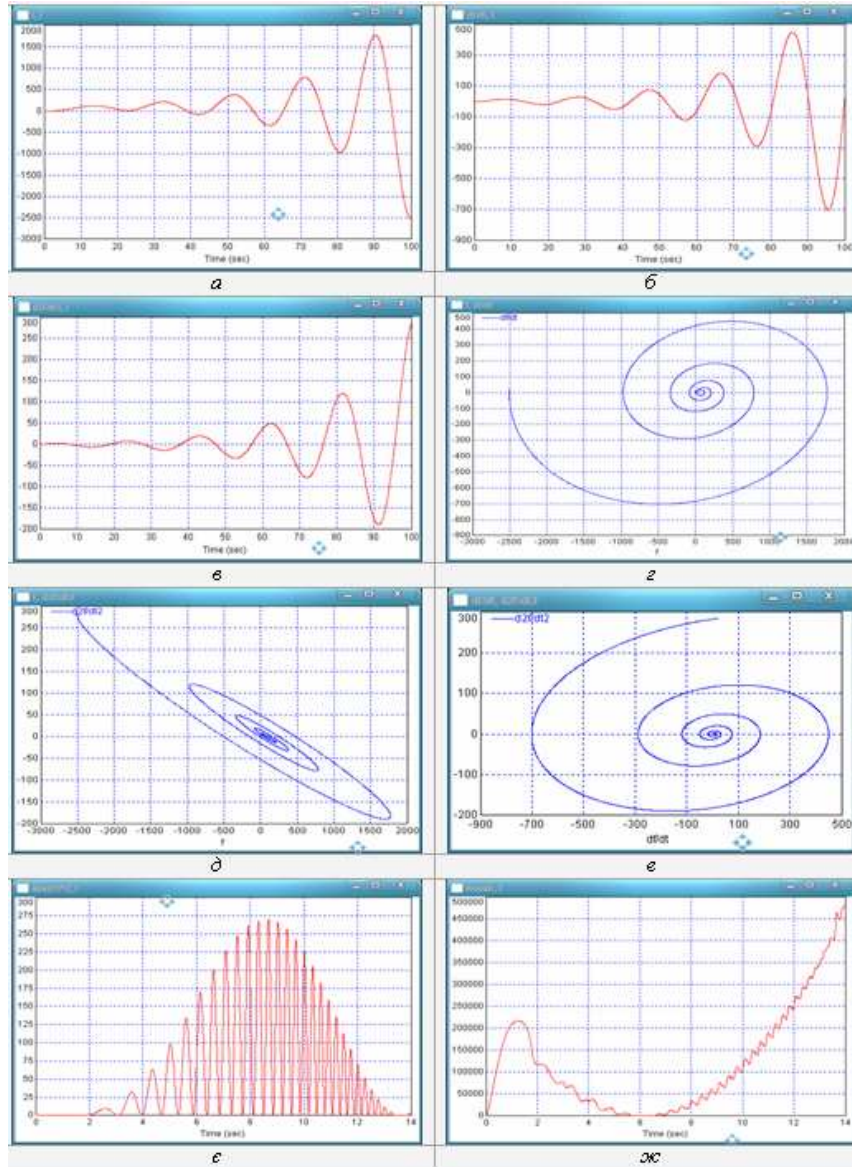


Рис. 4. Графіки зміни вихідних параметрів механічної системи при $w^2 = 0,1$, $\epsilon = 200$ та $\beta = 0,1$: а - $\tilde{x}(\tau)$; б - $\tilde{x}_\tau(\tau)$; в - $\tilde{x}_{2\tau}(\tau)$; г - $(\tilde{x}, \tilde{x}_\tau)$; д - $(\tilde{x}, \tilde{x}_{2\tau})$; е - $(\tilde{x}_\tau, \tilde{x}_{2\tau})$; є - $P(\tau)$; ж - $K(\tau)$

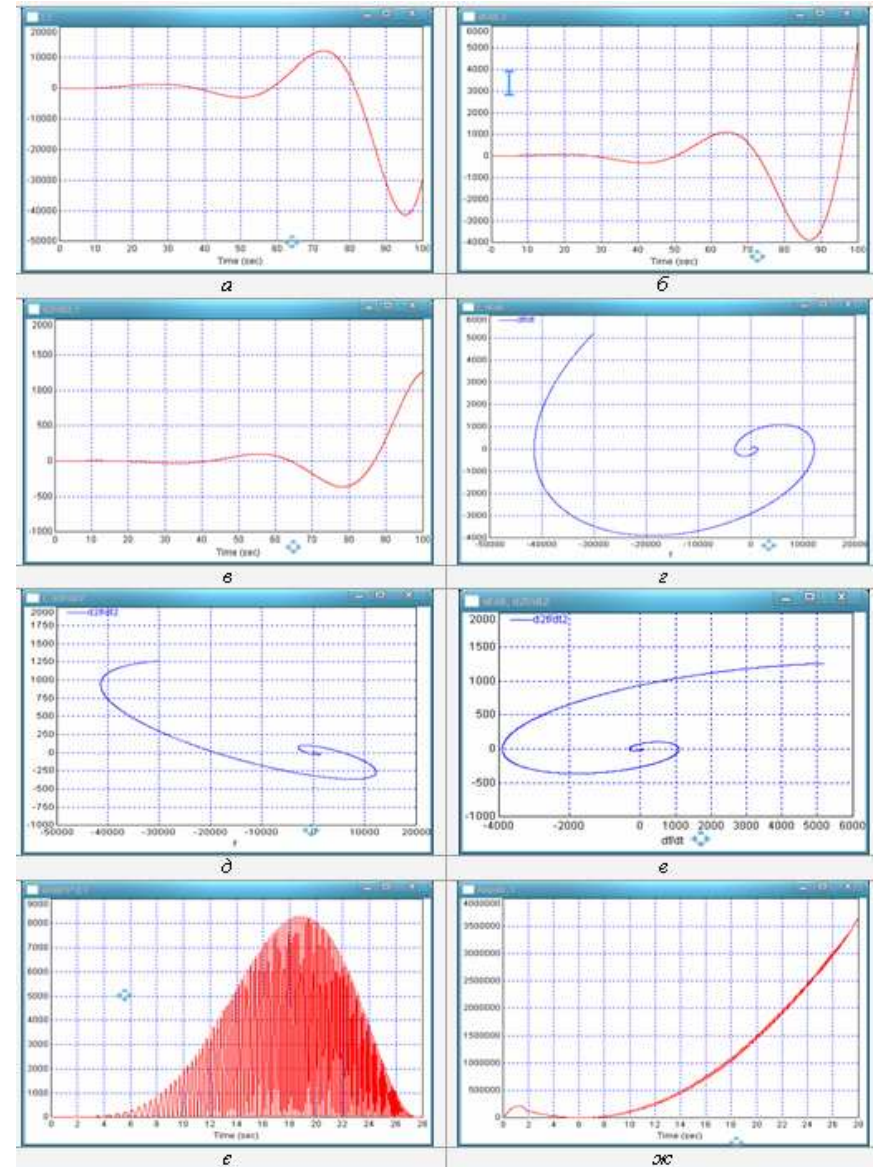


Рис. 5. Графіки зміни вихідних параметрів механічної системи при $w^2 = 0,05$, $\epsilon = 200$ та $\beta = 0,01$: а - $\tilde{x}(\tau)$; б - $\tilde{x}_\tau(\tau)$; в - $\tilde{x}_{2\tau}(\tau)$; г - $(\tilde{x}, \tilde{x}_\tau)$; д - $(\tilde{x}, \tilde{x}_{2\tau})$; е - $(\tilde{x}_\tau, \tilde{x}_{2\tau})$; є - $P(\tau)$; ж - $K(\tau)$

На рис. 2...5 наведені для різних значень β та w^2 залежності: $\tilde{x}(\tau)$, $\tilde{x}_\tau(\tau)$, $\tilde{x}_{2\tau}(\tau)$, $P(\tau)$, $K(\tau)$, а також фазові портрети $(\tilde{x}, \tilde{x}_\tau)$ (класичний); $(\tilde{x}, \tilde{x}_{2\tau})$, $(\tilde{x}_\tau, \tilde{x}_{2\tau})$ – вищих порядків, які, на думку авторів даної роботи, вдало і всебічно описують усі особливості руху системи під час перехідних процесів, що у ній відбуваються (закінчуються вказані процеси виходом системи на паспортний режим функціонування).

Аналіз графіків показує, що зростання власної частоти механічної системи (w) та коефіцієнт загасання коливань (β) призводять до більш чітких форм *кепстру*, а збільшення швидкості зміни частоти вимушеної сили (ϵ) не змінює форму *кепстру*, а лише його масштаби (абсолютні значення).

Висновки

1. Запропоновано метод *кепстру* в акустичній діагностиці технічного стану будівельних та підіймально-транспортних машин і механізмів, який дозволяє виділяти основні (ведучі) частоти коливань механічної системи у процесах її пуску/гальмування.

2. Встановлено залежності кінематичних параметрів руху вказаної системи, її енергетичної щільності (P^2) та *кепстру* (*kepstr*) від часу t й характеристик системи: коефіцієнта загасання (β), власної частоти (w) та швидкості проходження вимушеної сили через власний резонанс системи (ϵ) за змінною частоти вказаної сили.

3. Отримані у роботі результати можуть бути в подальшому використані для уточ-

нення й удосконалення існуючих інженерних методів (вібро-) акустичної діагностики технічного стану будівельних машин та ПТМ як на стадії їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Література

1. *Артоболевский И.И.* Введение в акустическую динамику машин. / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1979. – 296 с.
2. *Павлов Б.В.* Акустическая диагностика механизмов. / Б.В. Павлов. – М.: Машиностроение, 1971. – 250 с.
3. *Павлов Б.В.* Кибернетические методы технического диагноза. / Б.В. Павлов. – М.: Машиностроение, 1966. – 220 с.
4. *Оппенгейм А.В.* Нелинейная фильтрация сигналов, представленных в виде произведения и свёртки. / А.В. Оппенгейм, Р.И. Шефер, Т.Г. Стокхэм // Труды ин-та инженеров по электронике и радиоэлектронике. – 1962. – Т. 56, № 8.
5. *Генкин М.Д.* и др. Вопросы акустической диагностики. / М.Д. Генкин и др. – В кн.: Методы виброизоляции машин и присоединённых конструкций. – М.: Наука, 1975. – 210 с.
6. *Филиппов А.П.* Колебания механических систем. / А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1965. – 430 с.
7. *Голоскоков Е.Г.* Нестационарные колебания механических систем. / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 336 с.

Рецензент: В.В. Гайдайчук, д.т.н., проф. (КНУБА, Киев)

Отримано: 17.04.2012 р.