УДК 009.4

Н.Р. Друк[1], співшукач, О.В. Тимченко [2], д.т.н, професор

# ЛАЗЕРНИЙ КОНТРОЛЬ ВІБРАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ КОНСТРУКЦІЙ

**Анотація**. Розглянуті моделі ротаційних коливань в системі двигун-агрегат та методи відбору даних на основі лазерного зондування.

**Annotation**. The models of rotacìjnih vibration in the system dvigun-aggregate the methods vìdboru data on the basis of laser zonduvannâ.

**Ключові слова**: модель, ротаційні коливання, агрегат, лазер, енергоблок, конструкція.

**Keywords**: model, rotacìjnih vibration, the unit, laser, power unit design.

## Вступ

Структура енергоблоків електростанцій в загальному випадку включає:

- системи підготовки палива і води;
- системи спалювання палива (що провокує аеродинамічні збурення процесу горіння);
- системи відводу продуктів згоряння (вібрації газопроводів);
- енергоблок (вібрації систем турбіна-генератор)

Враховуючи, що існуючі енергетичні системи побудовані досить давно (теплові і атомні електростанції в період 1950-1980 роках) і мають великий ступінь зношення, важливою проблемою є контроль вібрації механізмів та агрегатів, які входять в структуру енергоблоку [1-4].

В таких агрегатах для приводу рухомих елементів використовують електроприводи великих потужностей, що в сукупності з навантаженою турбіною генерують коливні процеси зі складною просторово-спектральною енергетичною та часовою структурою впливу на конструкції.

Виявлення таких джерел є складною задачею і тому актуальним є розробка нових методів контролю і діагностики на основі використання лазерних і інформаційних технологія [1, 2].

## Аналіз задачі генерації коливань агрегатами з стабільною швидкістю ротора і змінним навантаженням [2].

Клас таких задач, розв'язання яких необхідне для експлуатації теплових і атомних електростанцій та їх ефективної і стійкої експлуатації і є характерним для системи:

- турбіна-генератор;
- двигун-вентилятор;

[1], Львівське вище професійне училище комп'ютерних технологій та будівництва
[2] Українська академія друкарства, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie

- двигун-млин;
- двигун-водяний насос.

Вони характеризуються великою потужністю генерації і споживання енергії, особливо в граничних режимах навантаження. Формування факторів вібраційного збурення агрегату показані на рис.1.

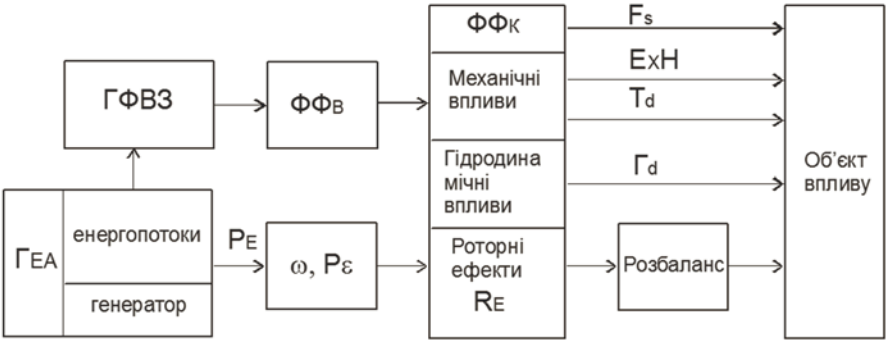


Рис.1.Формування факторів вібраційного збурення агрегату

Позначення: $Г_{EA}$ – генератор енергетичної активності;

ГФВЗ – генератор факторів енергетичних збурень;

$ФФ_В$ – формівний фільтр вібраційного збурення;

$ФФ_К$ – формівний фільтр компонентів вібраційних збурень (Fs – механічні, ExH – електромагнітні, (Td, Γd) – термогідродинамічні,

$R_E$ – роторні ефекти).

Розбалансування таких систем призводить до виникнення коливань осі приводу та коливань корпусів насосів, вентиляторів, генераторів, збудників, тому важливо оцінити не тільки рівня вібрації коливань корпусів і валів в точках контролю, але і зміщення вібраційного корпусів відносно початкового положення (вібрації вентиляторів), які передаються на будівельні конструкції. Очевидно, що в режимі розносу таких систем може виникнути аварійна ситуація [2].

**Аналіз причин збурення конструкцій.**

Причиною виникнення таких коливань є:

- розбалансування ротора приводу і механізму;
- коливання за рахунок несправності зубчатих передач редуктора;
- коливання викликані електромагнітними ефектами ($\omega_0 = 50$ Гц, $2\omega_0 \dots n\omega_0$);
- коливання викликані коченням шариків підшипників;
- коливання викликані нестабільністю навантаження (0,3÷0,5) $\omega_0$.

При цьому можуть виникнути резонансні збурення на частотах:

$$\omega_{rc} = \omega \pm \omega_c;\ \omega_{rc} = n\omega_0;$$

аналіз яких доцільно виконати спектральним методом, що дозволяє виявити вібраційні компоненти. Можливе використання різних методів, але з огляду на тривалість коливань можна застосувати метод дискретного перетворення у Фур'є [2]:

$$x(m) = \sum_{k=0}^{N-1} x_k \left( \cos \frac{2\bar{u}mK}{N} - j \sin \frac{2\bar{u}mK}{N} \right)$$

Звідки

$$S(m) = [R_e x(m)]^2 + [I_m x(m)]^2$$

визначає спектр потужності, для оцінки якого можна також застосувати гребінчатий цифровий фільтр ($\omega_0 = 50$ Гц, $2\omega_0 \dots n\omega_0$).

**Модель вібрації конструкції**

Вібрація конструкції з лінійними пружними характеристиками описується моделлю динаміки (для системи привід-об'єкт) [3-6]:

$$M \frac{d^2 U}{dt^2} + F \frac{dU}{dt} + kU = f(t, \xi, \theta),$$

де $M$ – матриця $\left|\text{n*n}\right|$ маси конструкції,

$F$ – матриця затухання порядку $\left|\text{n*n}\right|$,

$K$ – матриця жорсткості,

$U$ – матриця зміщень порядку $\left(n * I \middle| U_{ij}, i \in n, j \in I\right)$,

$f$ – матриця прикладених сил порядку (n*I),

$I$ – число розглядуваних координатних напрямків $(z = z(x, y, l|\ i = 3)$.

На основі перетворення Лапласа одержимо модель динаміки зміщень у вигляді:

$$W(p)U(p) = F(p),$$

де: $W = Mp^2 + Cp + K$ – визначає структурну матрицю передавальної функції, $p = \mathcal{L}(z)$ – перетворення Лапласа змінної параметра стану.

Матриці $U, W, F$, які описують динаміку агрегату, відповідно пов'язані:

$$U(p) = W^{-1}(p)F(p);$$
$$U(p) = V(p)F(p);$$
$$V(p) \overset{z}{\rightarrow} V(2\bar{u}j\omega);$$

дозволяють по $n$-точках і напрямках в базисі $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ описати вібрації конструкції, так як вони утримують представлення власних мод і частот конструкції.

Коефіцієнти $V_{em}(2\bar{u}j\omega)$ розраховуються на основі перетворення Фур'є траєкторії точки контролю на конструкції $d(x_i, y_i, z_i|t)$, що дозволяє вирахувати взаємний спектр:

$$S(U_e, F_m) = S(U_e, U_m) \cdot V_{em}.$$

**Моделі траєкторій зміщення точки контролю**

Моделі траєкторій випадкових процесів в рамках енергетичної концепції Я.Драгана [7] мають наступну структуру.

***МТВП1. Ритмічні випадкові процеси*** (РВП) з періодом $T$ мають наступне зображення :

$$\forall t \in R_z : \xi(t) = \xi(t + kT),$$

$$r_\xi(t,s) = r_\xi(t + kT, s + jT),$$

$$P_\xi(\overline{x}, t_1, ..., t_n) = P_\xi(\overline{x}, t_1 + T, ..., t_n + T),$$

а його зображення Фур'є (модель Райса) з випадковими коефіцієнтами має вид:

$$\xi(t) = \sum_{i \in Z} \xi_i \exp(j2\pi t/T),$$

$$\xi_i = \frac{1}{T} \int_0^{kT} \xi(t) \exp(-j2\pi t/T) dt,$$

$$R_\xi(u) = \sum_{i \in Z} \xi_i \exp(j2\pi iu/T),$$

При зміні (періодичній) режиму породжуючої системи маємо нестаціонарну модель РВП:

$$\xi(t) = \sum_{p \in Z} \xi_p(t) \exp(j2\pi pt/T),$$

$$m_\xi(t) = \sum_{p \in Z} m_p(t) \exp(j2\pi pt/T) = m_\xi(t + kT),$$

$$m_p(t) = \int_{R_z} \xi(t) \exp(j2\pi pt/T),$$

$$\xi_i = \frac{1}{T} \int_0^{kT} \xi(t) \exp(-j2\pi t/T) dt,$$

$$b_\xi(t,u) = \sum_{p \in Z} B_p(u) \exp(j2\pi t/T).$$

**Методи лазерного зондування вібрацій**

Відповідно цієї моделі будується схема лазерного зондування контрольних точок конструкції, яка є джерелом збирання коливань основи системи або будівельної платформи (рис.2).

При жорстко скріплених краях площини конструкції для виявлення вібрації необхідно скласти план експерименту з відповідним вибором контрольних точок встановлення лазерів та фотоприймачів [1].

Згідно рис.2 можливі різні варіанти розміщення лазерних сенсорів (лазер-фотоприймач) на поверхні механізму або корпусу агрегату. Відповідно кожна модель схеми зондування формується на основі експертної інформації

одержаної в процесі експлуатації і є підставою розробки алгоритмів обробки даних з цілю виявлення ознак зміни параметрів об'єкта [8].

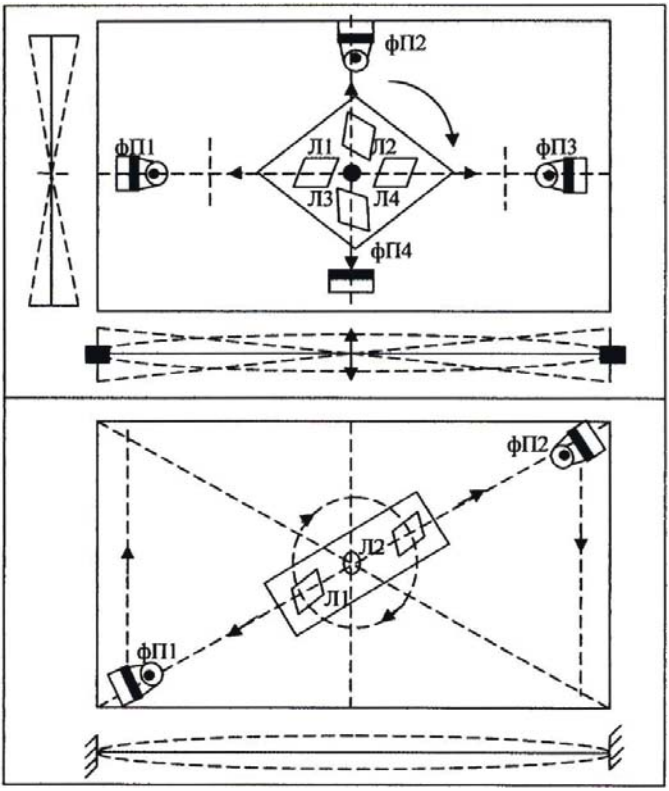


Рис.2. Лазерний контроль зміщення координат великих поверхонь конструкцій

Згідно конструкції необхідно побудувати модель передавальної функції $W_1(P)$ як системи так і платформи $W_2(P)$, які описували канали передачі вібрацій на всю площину конструкції:

$$S_k(\omega, t) = W_k(\omega, t) * S_\xi(\omega, t).$$

**Висновки**

Використання лазерних і інформаційних технологій є основою розроблення апаратного і програмного забезпечення для створення лазерних віброметрів зміщення конструкції при ротаційному збуренні.

1. *Сікора Л.С.* Лазерні інформаційно-вимірювальні системи для управління технологічними процесами. – Львів. Каменяр 1998р. - 445с.

2. *Халафян А.А.* STATISTICA-6. Статистический аналіз даных – М.Бином 2007р. – 512с.
3. *Блехмин И. И.* Вибрационное перемещение / И. И. Блехмин, Г. Ю. Джанелидзе. – М. : Наука, 1964. – 521 с.
4. *Потурнев В. Н.* Анализ динамики механических систем / В. Н. Потурнев, В. И. Белобров, Е. И. Михайличенко. – К. : Высшая школа, 1989. – 342 с.
5. *Аршанский М. М.* Вибродиагностика и управление / М. М. Аршанский, В. П. Щербинов. – М. : Машиностроение, 1988. – 136 с.
6. *Генкин М. Д.* Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколов. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
7. *Драган Я.* Енергетична теорія лінійних моделей стохастичних сигналів / Я. Драган. – Львів : ЦСД, 1997. – 333 с.
8. *Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И.* Методы автоматизированного исследования вибрации машин – М.Машиностроение.1987р. – 224с.

*Поступила 16.10.2017р.*