

Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук*, К.І. Почка*

Національний університет біоресурсів
і природокористування України (м. Київ),

* Київський національний університет будівництва і архітектури

ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ КРАНОВИХ СИСТЕМ З ОДНИМ СТУПЕНЕМ ВІЛЬНОСТІ РУХУ У ПРОЦЕСІ ВІБРОВИПРОБУВАНЬ ЇХ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ

© Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Почка К.І., 2013

Під час випробування кранових систем методом коливної частоти вони знаходяться під впливом послідовних збурень вібраційної природи на усіх частотах заданого діапазону. Вибір режимів прискорених випробувань кранових систем на вплив синусоїдальної вібрації за змінної частоти збудження вимагає визначення параметрів динамічних амплітудно-частотних характеристик АЧХ, виробів – мехатронних систем управління МСУ кранів. Наведено розв'язок диференціального рівняння руху вантажу за кінематичного збудження і результати теоретичного і експериментального дослідження АЧХ кранових систем за нестационарних коливань (використаний метод комп'ютерного моделювання поведінки МСУ за нестационарних коливань кранових систем, на яких розміщені вказані системи управління). Визначено параметри динамічних АЧХ залежно від швидкості сканування частоти.

When testing the crane systems via the wobble frequency method they undergo the consequent influence of vibrations at all frequencies of the set range. The choice of modes of the crane systems' accelerated tests with respect to sinusoidal vibration influence at the changing transmitter frequency requires the definition of the dynamic amplitude frequency characteristics (AFC) of items of the cranes' mechatronic supervision systems (MSS). The solutions of the loads traffic differential equation with the kinetic agitation as well as the results of theoretical and experimental tests of the cranes' systems AFC at the unsteady oscillations have been presented (the method of the computer modeling of the MSS behavior with the unsteady oscillations of the crane systems where the aforementioned supervision systems are installed has been applied). The parameters of the dynamical AFC depending on the frequency's scanning speed have been defined.

Постановка проблеми. Вибір режимів прискорених випробувань мехатронних систем управління (МСУ) вантажопідйомних кранів на вплив синусоїдальної вібрації за змінної частоти збудження вимагає визначення параметрів їх динамічних амплітудно-частотних характеристик.

Аналіз публікацій з теми дослідження. Механічні впливи й захист радіоелектронної апаратури (МСУ належать до останніх) вивчалися в [1]. Вплив процесу встановлення резонансних коливань та довготривалість елементів електронних приладів досліджувалися в [2]. У [3] здійснено оцінку параметрів нестационарних коливань механічної системи з одним ступенем вільності руху у процесі вібровипробувань. Результати робіт використані у цьому дослідженні.

Мета роботи – оцінити параметри нестационарних коливань МСУ вантажопідйомних кранів як систем з одним ступенем вільності руху у процесах прискорених вібровипробувань вказаних систем керування на діючих механізмах підйому вантажу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Подамо МСУ, розміщену на вантажопідйомному крані, у вигляді лінійної механічної системи з одним ступенем вільності руху, яка складається з вантажу масою m на пружині жорсткістю c і демпфер в'язкого тертя з коефіцієнтом демпфування μ [1].

Диференціальне рівняння руху вантажу (МСУ) за кінематичного збудження (за рахунок руху опори кранової системи) має вигляд

$$m \cdot \ddot{z} + \mu \cdot (\dot{z} - \dot{x}) + c \cdot (z - x) = 0, \quad (1)$$

де z – абсолютне переміщення маси m ; x – переміщення основи (крана). (Вважаємо, що за руху вповодж рейкового шляху вантажопідійомний кран знаходиться у стані вертикальних коливань, які виникають завдяки різним фізичним механізмам: нерівності поверхні рейок, повороти реборд ведучих та ведених коліс крана тощо).

Введемо у рівняння (1) добротність механічної системи (МСУ) Q , кутову частоту власних недемпфованих коливань системи. Після виділення у лівій і правій частинах залежних від x та z величин рівняння набуде вигляду

$$\ddot{z} + \frac{\omega_0}{Q} \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z = \omega_0^2 \cdot x + \frac{\omega_0}{Q} \cdot \dot{x}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad Q = \frac{\omega_0 \cdot m}{\mu} = \frac{\sqrt{c \cdot m}}{\mu}. \quad (2)$$

Перейдемо від рівняння переміщень до диференціального рівняння прискорень. Двічі диференціюючи праву й ліву частини виразу, нехтуючи початковою фазою коливань φ_0 ($\varphi_0 \equiv 0$) та подаючи прискорення основи у комплексній формі

$$j_x = A_{j_x} \cdot \exp(i \cdot \varphi(t)), \quad i^2 = -1, \quad (3)$$

матимемо рівняння

$$\frac{d^2 j_z}{dt^2} + \frac{\omega_0}{Q} \cdot \frac{dj_z}{dt} + \omega_0^2 \cdot j_z = \omega_0 \cdot \left(\omega_0 + i \cdot \frac{\omega}{Q} \right) \cdot A_{j_x} \cdot \exp(i \cdot \varphi(t)), \quad (4)$$

де j_z – прискорення маси m .

Частота збудження залежить від часу

$$\omega = \dot{\varphi}(t), \quad (5)$$

а амплітуда прискорення основи постійна $A_{j_x} = \text{const}$.

Із врахуванням початкових умов $j_z = \frac{dj_z}{dt} = 0$ за $t = 0$ матимемо для абсолютного прискорення системи

$$j_z = \frac{\omega_0}{\omega^*} \cdot \int_0^t \left(\omega_0 + \frac{i \cdot \omega(\tau)}{Q} \right) A_{j_x} \cdot \exp \left[\frac{\omega_0}{2 \cdot Q} \cdot (\tau - t) + i \cdot \varphi(\tau) \right] \cdot \sin \left[\omega^* \cdot (t - \tau) \right] d\tau, \quad (6)$$

у якій власна частота демпфованої системи:

$$\omega^* = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4 \cdot Q^2}}. \quad (7)$$

Для визначення амплітуди абсолютного прискорення системи $A_{j_z} = |j_z|$ за заданих прискорень основи A_{j_x} в умовах нестационарних коливань знайдемо коефіцієнт передачі системи за прискоренням:

$$K_j = \frac{A_{j_z}}{A_{j_x}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{4 \cdot Q^2}}} \cdot \left| \int_0^t \left\{ \left(\omega_0 + i \cdot \frac{\omega(\tau)}{Q} \right) \cdot \exp \left[\frac{\omega_0}{2 \cdot Q} \cdot (\tau - t) + i \cdot \varphi(\tau) \right] \times \right. \right. \left. \left. \times \sin \left[\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4 \cdot Q^2}} \cdot (t - \tau) \right] \right\} d\tau \right|. \quad (8)$$

Знаючи дійсну $\text{Re}I$ та уявну $\text{Im}I$ частини інтеграла:

$$\left\{ \begin{aligned} \text{Re } I &= \int_0^t \exp\left[\frac{\omega_0}{2 \cdot Q} \cdot (\tau - t)\right] \cdot \sin\left[\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4 \cdot Q^2}} \cdot (t - \tau)\right] \cdot \left[-\frac{\omega(\tau)}{Q} \cdot \sin \varphi(\tau) + \omega_0 \cdot \cos \varphi(\tau)\right] d\tau, & (9) \\ \text{Im } I &= \int_0^t \exp\left[\frac{\omega_0}{2 \cdot Q} \cdot (\tau - t)\right] \cdot \sin\left[\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4 \cdot Q^2}} \cdot (t - \tau)\right] \cdot \left[\frac{\omega(\tau)}{Q} \cdot \sin \varphi(\tau) + \omega_0 \cdot \cos \varphi(\tau)\right] d\tau, & (10) \end{aligned} \right.$$

можна обчислити коефіцієнт передачі за прискоренням:

$$K_j = \frac{\sqrt{(\text{Re } I)^2 + (\text{Im } I)^2}}{\sqrt{1 - \frac{1}{4 \cdot Q^2}}}. \quad (11)$$

Для практики (прискорених) вібровипробувань МСУ кранів найбільший інтерес являє собою експоненціальний та лінійний закони сканування частоти збудження у інтервалі $[f_H, f_B]$, де f_H – нижня та f_B – верхня (лінійні) частоти.

Відомо [3], що поняття приведенного числа коливань визначається як відношення числа збуджувальних коливань у резонансній смузі до добротності. Для експоненціального та лінійного законів сканування частоти відповідно розрахунок виконаємо за такими формулами:

$$n_{1Q} = \frac{\omega_0^1}{Q^2 \cdot \nu_{1\omega} \cdot \ln 2}, \quad n_{2Q} = \frac{\omega_0^1}{Q^2 \cdot \nu_{2\omega}}, \quad (12)$$

де ν_f – швидкість сканування частоти.

Найважливішою характеристикою динамічних процесів за нестационарних коливань МСУ вантажопідійомних кранів є максимальне значення коефіцієнта передачі за прискоренням (другого порядку):

$$K_{j\max} = \frac{A_{j\max}}{A_{jx}}. \quad (13)$$

Для отримання узагальненої залежності за різних значень добротностей Q зручно оперувати з відносним $K_{j\text{відн}}$, який визначається як відношення $K_{j\max}$ за нестационарних коливань до значення $K_j = Q$ за стаціонарних (усталених) коливань:

$$K_{j\text{відн}} = \frac{K_{j\max}}{Q}. \quad (14)$$

Необхідно зазначити, що для закону (5) у вигляді

$$\omega = \varepsilon \cdot t, \quad (15)$$

де ε – прискорення (кутове), $\varepsilon = \text{const} > 0$ матимемо:

$$\varphi(t) = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2}. \quad (16)$$

Для вказаних законів зміни у часі $\omega(t)$ (15) та $\varphi(t)$ (16) можемо визначити K_j (8) чи K_j (11) за допомогою інтегралів ймовірностей від комплексного аргументу.

Числові розрахунки за різних значень n_Q та добротності $Q = 10, 20, 40, 80, 160$ (для експоненціального закону сканування частоти) та $Q = 10, 20, 40, 80$ (для лінійного закону) проводились для знаходження корисних емпіричних залежностей: 1) величини максимального відносного коефіцієнта передачі за прискоренням; 2) коефіцієнта зміщення частоти максимуму динамічної АЧХ стосовно частоти власних коливань; 3) коефіцієнта розширення динамічної резонансної смуги; 4) коефіцієнта зміщення середньої частоти АЧХ стосовно частоти власних коливань МСУ вантажопідійомного крана.

У таблиці наведені значення $K_{j\max}$ для різних значень n_{2Q} залежно від ω/ω_0 (лінійний закон сканування частоти).

Для реального резонатора (модель МСУ вантажопідйомного крана) з добротністю $Q=98$, резонансною частотою $316,9 \text{ Гц}$ нестационарні коливання реєструвались на запам'ятовувальному осцилографі. Збудження резонатора МСУ здійснювались у діапазоні $f_e = (290...341) \text{ Гц}$. Швидкість сканування частоти встановлювали такою, що дорівнює $V_{2f} = 10, 50, 100 \text{ Гц}/\text{с}$. За постійної амплітуди прискорення стола вібростенда випробувань $57 \text{ м}/\text{с}^2$ вимірювали максимальну амплітуду прискорення резонатора МСУ вантажопідйомного крана у відносних одиницях. Крім того, визначали амплітуду прискорення за усталених резонансних коливань, коли $f_e = f_{\text{резонансна}}$ та $V_{2f} = 0$.

Експериментальні дані збігаються з теоретичними результатами.

Залежність $K_{j\max}$ від ω/ω_0 для різних значень n_{2Q}

ω/ω_0	Стационарна АЧХ за усталених коливань	Динамічна АЧХ			
		1,01	1,02	1,04	1,05
n_{2Q}	1	12,96	5,76	4,00	2,56
$K_{j\max}$	18	17,5	17,0	16,8	16,3

Висновки:

1. Реалізована математична модель руху МСУ вантажопідйомного крана за її кінематичного збудження дала змогу визначити параметри динамічних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) власне системи керування за нестационарних коливань останніх залежно від швидкості сканування частоти.
2. За результатами числово-аналітичних розрахунків отримані залежності для знаходження величини максимального відносного коефіцієнта передачі за прискоренням за допомогою лінійно-експоненціального закону сканування частоти.
3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому використовуватись для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку основних параметрів вібраційних стендів для прискорених випробувань мехатронних систем управління (МСУ) вантажопідйомних кранів.

1. Токарев М.Ф. *Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры* / М.Ф. Токарев, Е.Е. Талицкий, В.А. Фролов. – М.: Радио и связь, 1984. – 224 с. 2. Назаренко В.Г. *Влияние процесса установления резонансных колебаний на долговечность элементов электронных приборов* / В.Г. Назаренко // Доклады БГУИР. – 2006. – № 4 (16). – С. 95–100. 3. Назаренко В.Г. *Оценка параметров нестационарных колебаний механической системы с одной степенью свободы в процессе виброиспытаний* / В.Г. Назаренко, Е.Б. Далецкая, П.В. Миронова // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 2 (15). – С. 51–53.