

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ КАНАТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

Гелетій В. М., к.т.н, доцент, Ланець О.В. к.т.н  
Національний університет «Львівська політехніка»

Механічні системи з канатними елементами, такі як вантажопідіймальні машини або канатні транспортуючі системи, використовують для підвищення ефективності технологічних операцій вібрацію (коливання) окремих елементів. При цьому коливальні процеси інших елементів системи, таких, наприклад, як місце оператора вимагають мінімізації. Вирішення таких задач вимагає розроблення адекватних динамічних моделей таких систем.

У багатьох випадках математичні моделі динамічних процесів таких механічних систем адекватно описуються лінійними диференціальними рівняннями виду

$$A\ddot{Y} + B\dot{Y} + CY = F,$$

де  $A$ ,  $C$ ,  $B$ , – матриці інерційних і квазіпружних коефіцієнтів, а також коефіцієнтів в'язкого опору, а  $Y$  і  $F$  – відповідно вектори-стовбці узагальнених координат і узагальнених сил. Задача визначення цих параметрів і комп'ютерного моделювання динамічних процесів механічних систем з канатними елементами вирішується для кожної механічної системи індивідуально і не може бути повністю формалізованою. Пропонуються певні уніфіковані алгоритми визначення елементів матриць  $A$ ,  $C$ ,  $B$ ,  $F$  на прикладах канатних систем вантажопідіймальних і транспортуючих машин [2].

Однак такі рівняння руху не можуть розглядатися як рівняння малих коливань, так як узагальнені координати, пов'язані, наприклад, з кутом повороту барабана приводу або переміщенням візка, визначають рух приводів цих механізмів як жорсткого цілого і, зрозуміло, не можуть розглядатися як малі переміщення. Наявність такої квазіциклічної координати пов'язане з появою нульової власної частоти коливання системи. При цьому у динамічних розрахунках найбільший інтерес становлять саме нециклічні (позиційні) координати, які визначають зусилля в пружних ланках. З рівнянь руху можна виключити циклічні координати. Для механічних систем, що розглядаються, пропонується загальний алгоритм виключення квазіциклічних координат шляхом певних перетворень рівнянь руху [1]. Наведені порівняльні приклади динамічного аналізу при наявності циклічної координати і при її виключенні, а також оцінка похибки використання традиційних спрощених підходів у порівнянні з точним розв'язком.

Природа сил опору, які викликають розсіяння енергії при коливаннях, досить складна. В основному - це конструктивне демпфування, причому найбільше поглинання коливальної енергії проходить в канатах і опорних елементах. Оцінка розсіяння енергії в подібних елементах отримана експериментальним шляхом. Встановлено, що їх поглинальні властивості практично не залежать від частоти коливань. Тому для кількісної оцінки

інтенсивності демпфування використовують коефіцієнт поглинання  $\psi$  або зв'язаний з ним логарифмічний декримент коливань  $\delta$ . Представлено метод визначення параметрів демпфування дискретних моделей таких систем і енергетично еквівалентного приведення їх до в'язкого тертя. Це дозволяє досліджувати можливості ефективного гасіння коливань окремих елементів механічної системи, таких, наприклад, як місце оператора, шляхом встановлення у відповідних місцях демпферів.

Розглянуті також питання використання додаткових пристроїв для активації вібрацій для забезпечення більшої ефективності транспортування вантажів канатними системами. Один із запропонованих варіантів ексцентрикового активатора вібрацій показаний на рис. 1. Він включає кінцевий блок канатної системи діаметром  $D$ , рядну зубчасту передачу і ексцентрично закріпленний тяговий канат, що переміщує вантаж масою  $m$ .

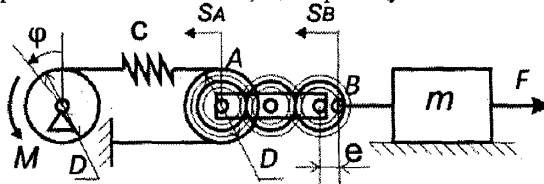


Рис. 1. Канатна система з ексцентриковим активатором вібрацій

Кінематичне віброзбудження забезпечується різницею переміщень точок  $A$  і  $B$

$$S_B - S_A = e \cdot \cos(S_A/D \cdot i),$$

де  $i$  – передаточне число рядної зубчастої передачі, яке впливає на частоту кінематичного віброзбудження.

Прийнявши за узагальнені координати канатної механічної системи (рис. 1) кут повороту барабана лебідки  $\varphi$  і переміщення вантажу  $S_B$  одержимо вираз потенціальної енергії деформації каната жорсткістю  $c$

$$\Pi = c \cdot [\varphi \cdot D/2 - (S_B - e \cdot \cos(\varphi \cdot i))]^2/2.$$

Після підстановки в рівняння Лагранжа 2-го роду одержуємо диференціальні рівняння руху системи, аналіз розв'язку яких дозволяє оцінювати ефективність даного активатора вібрацій. У випадку більш складнішої природи сили опору  $F$ , пов'язаної з тертям при транспортуванні вантажу, має місце поєднання параметричного збудження та автоколивань системи.

#### Література:

1. Гелетій В.М. Особливості комп'ютерного моделювання динаміки механічних систем з квазіциклічними координатами./ Вісник НУ «Львівська політехніка». «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.» 2010 р. № 641, с. 17-21.
2. Гелетій В.М. Розроблення динамічних моделей механічних систем з канатними елементами./ Вісник НУ «Львівська політехніка». «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.» 2016 р. № 838, с. 23-28