ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛАНЦЮГОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА

С.В. Бондарєв
доцент кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», академік Підйомно-транспортної академії України, к.т.н.

Ю.П. Горбатенко
старший викладач кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», академік Підйомно-транспортної академії наук України

О.В. Закора
аспірантка кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

Оцінка параметрів міцності та витривалості елементів конструкції транспортувальних машин із ланцюговим тяговим органом, зокрема ескалатора, не може бути в повній мірі достовірною без дослідження динамічних процесів, які супроводжують роботу таких машин.

При цьому чим на більш ранніх етапах проектування будуть визначені динамічні характеристики машини і динамічні впливи на критерії міцності та надійності, тим ефективнішою буде побудова самого процесу проектування і розроблення машин.

Дослідження динамічних процесів та їх впливу на міцність машини можна розглядати в наступній послідовності:

- визначення та аналіз динамічних характеристик ланцюгового тягового органа – дослідження резонансних частот у роботі машини;
- дослідження динаміки електромеханічної системи машини (ЕМС) – формування блоків навантажень елементів конструкції машини;
- оцінка міцності (витривалості) деталей і вузлів машини в умовах багатоциклових навантажень на основі отриманих результатів динамічних досліджень.

У контексті висвітлення даної проблематики виносимо на розгляд послідовну серію публікацій.

Спочатку розглянемо задачу визначення динамічних характеристик ланцюгового тягового органа як однієї з ланок електромеханічної системи ескалатора.

ЕМС ескалатора включає наступні елементи (ланки):

- несуча металоконструкція (МК);
- ланцюговий тяговий орган;
- редуктор;
- електродвигун.

При конструюванні МК у вигляді багатоопорних ферм частоти перших форм коливань МК, а також частоти перших форм коливань трансмісії редуктора значно перевищують частоти перших форм коливань ланцюгового тягового органа і електродвигуна. Виходячи з цього, в першому наближенні розглядаємо МК і редуктор як абсолютно жорсткі ланки, а ЕМС ескалатора як таку, що

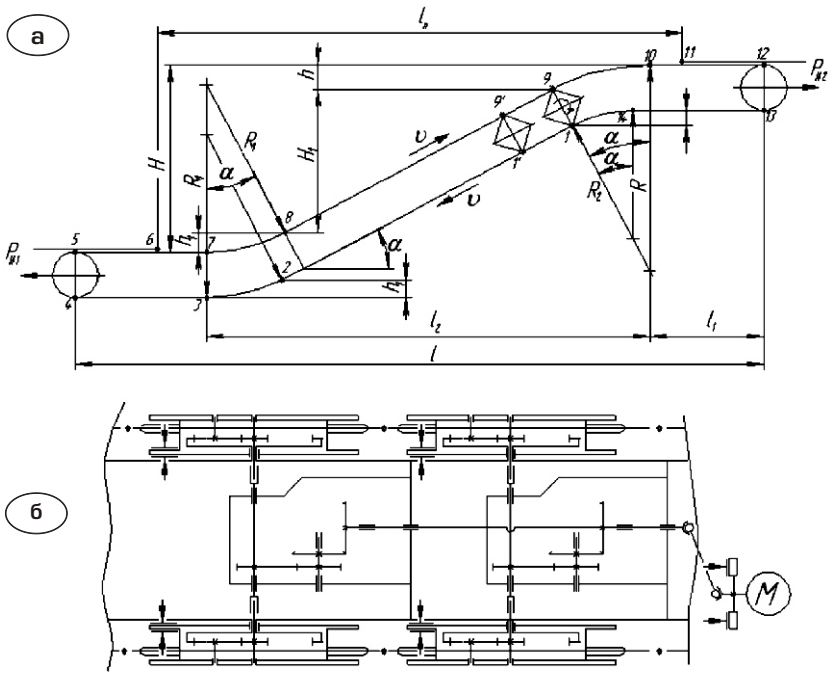

Рис. 1. Ескалатор із проміжним приводом, вбудованим у міжсходовий простір ЭТХ-45:
а – схема траси; **б** – схема привідної установки

складається з двох ланок: ланцюгового тягового органа і електродвигуна [1].

Оцінка міцності деталей та вузлів ескалатора при багатоцикловому навантаженні на етапі проектування проведена для ескалатора з проміжним приводом, вбудованим у міжсходовий простір ЭТХ-45 (рис. 1).

Для проведення аналізу динаміки тягового органа ескалатора попередньо виконаний тяговий розрахунок ескалатора висотою підйому 45 м. У результаті визначені сили натягу ланцюгового тягового органа ескалатора в характерних точках траси [1, 2].

Ланцюговий тяговий орган ескалатора між точками збігання (закладення) і набігання (координата, рис. 1, а) на привідні зірочки (велика нижня гілка) є системою із зосередженими параметрами.

Тяговий орган розбивається на вісім відрізків (восьмимасова система), кожен з яких характеризується масою m (кг), жорсткістю k (Н/м), коефіцієнтом демпфування (Нс/м), рис. 2 [3].

Динаміка системи приведеного типу описується рівнянням Лагранжа другого роду [4]:

$$\frac{d}{dt}\frac{T}{\dot{x}_i} \quad \frac{T}{x_i} \quad \frac{}{x_i} \quad \frac{}{\dot{x}_i} \quad \frac{A_i}{x_i},$$

де T – кінетична енергія системи; П – потенціальна енергія системи; Ф – дисипативна функція Релея для системи; A_i – робота зовнішніх сил на віртуальних переміщеннях.

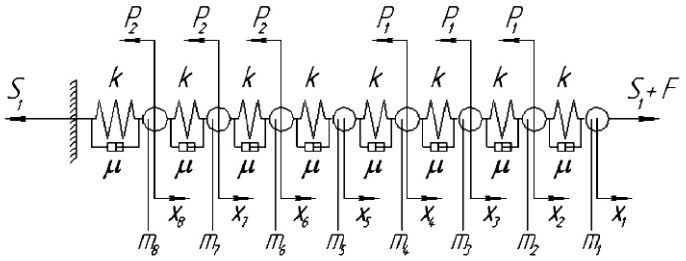

Рис. 2. Розрахункова динамічна система ланцюгового тягового органа ескалатора: x_i – координати мас, м

У результаті перетворень рівняння руху тіл динамічної системи ланцюгового тягового органа набудуть виду:

$$\ddot{x}_1 \quad (k(x_2 \quad x_1) \quad (\dot{x}_2 \quad \dot{x}_1) \quad S_1 \quad F)/m_1;$$
$$\ddot{x}_2 \quad (k(x_1 \quad 2x_2 \quad x_3) \quad (\dot{x}_1 \quad 2\dot{x}_2 \quad \dot{x}_3) \quad P_1)/m_2;$$
$$\ddot{x}_3 \quad (k(x_2 \quad 2x_3 \quad x_4) \quad (\dot{x}_2 \quad 2\dot{x}_3 \quad \dot{x}_4) \quad P_1)/m_3;$$
$$\ddot{x}_4 \quad (k(x_3 \quad 2x_4 \quad x_5) \quad (\dot{x}_3 \quad 2\dot{x}_4 \quad \dot{x}_5) \quad P_1)/m_4;$$
$$\ddot{x}_5 \quad (k(x_4 \quad 2x_5 \quad x_6) \quad (\dot{x}_4 \quad 2\dot{x}_5 \quad \dot{x}_6))/m_5;$$
$$\ddot{x}_6 \quad (k(x_5 \quad 2x_6 \quad x_7) \quad (\dot{x}_5 \quad 2\dot{x}_6 \quad \dot{x}_7) \quad P_2)/m_6;$$
$$\ddot{x}_7 \quad (k(x_6 \quad 2x_7 \quad x_8) \quad (\dot{x}_6 \quad 2\dot{x}_7 \quad \dot{x}_8) \quad P_2)/m_7;$$
$$\ddot{x}_8 \quad (k(x_7 \quad 2x_8) \quad (\dot{x}_7 \quad 2\dot{x}_8) \quad P_2)/m_8.$$

Динамічні зусилля в ділянках ланцюгового тягового органа ескалатора визначаються як

$$y_1 = (x_1 - x_2)k; \quad y_2 = (x_2 - x_3)k; \quad y_3 = (x_3 - x_4)k;$$
$$y_4 = (x_4 - x_5)k; \quad y_5 = (x_5 - x_6)k; \quad y_6 = (x_6 - x_7)k;$$
$$y_7 = (x_7 - x_8)k; \quad y_8 = x_8 k.$$

Параметри динамічної системи ланцюгового тягового органа

№ з/п	Найменування параметра	Умовне позначення та розмірність	Значення параметра
1	Геометрична характеристика ділянки ланцюга	L, м	23
2	Маси робочої гілки	$m_1 = m_2 = m_3 = m_4$, кг	2866,69
3	Маси холостої гілки	$m_5 = m_6 = m_7 = m_8$, кг	5392,00
4	Жорсткість ділянки ланцюгового тягового органа	k, Н/м	24510637,92
5	Коефіцієнт демпфування відрізка ланцюгового тягового органа завдовжки L	, Нс/м	202534,12
6	Зусилля, що передається привідними зірочками з холостої гілки на робочу і прикладене до ланцюгового тягового органа у точці набігання	S_1, Н	55652,19
Зовнішні сили, що діють на ланцюговий тяговий орган			
7	Сила опору руху робочої гілки	P_1, Н	54604,48
8	Сила опору руху холостої гілки	P_2, Н	–17781,31
Зусилля, що розвивається двигуном у точці набігання ланцюгового органа на привідні зірочки, $F = F_{cm} + F_{\partial}$			
9	Статичне зусилля, що розвивається приводом, яке забезпечує статичну рівновагу системи	F_{cm}, Н	110469,51
10	Додаткове динамічне зусилля, що розвивається приводом	F_{∂}, Н	Тестовий сигнал

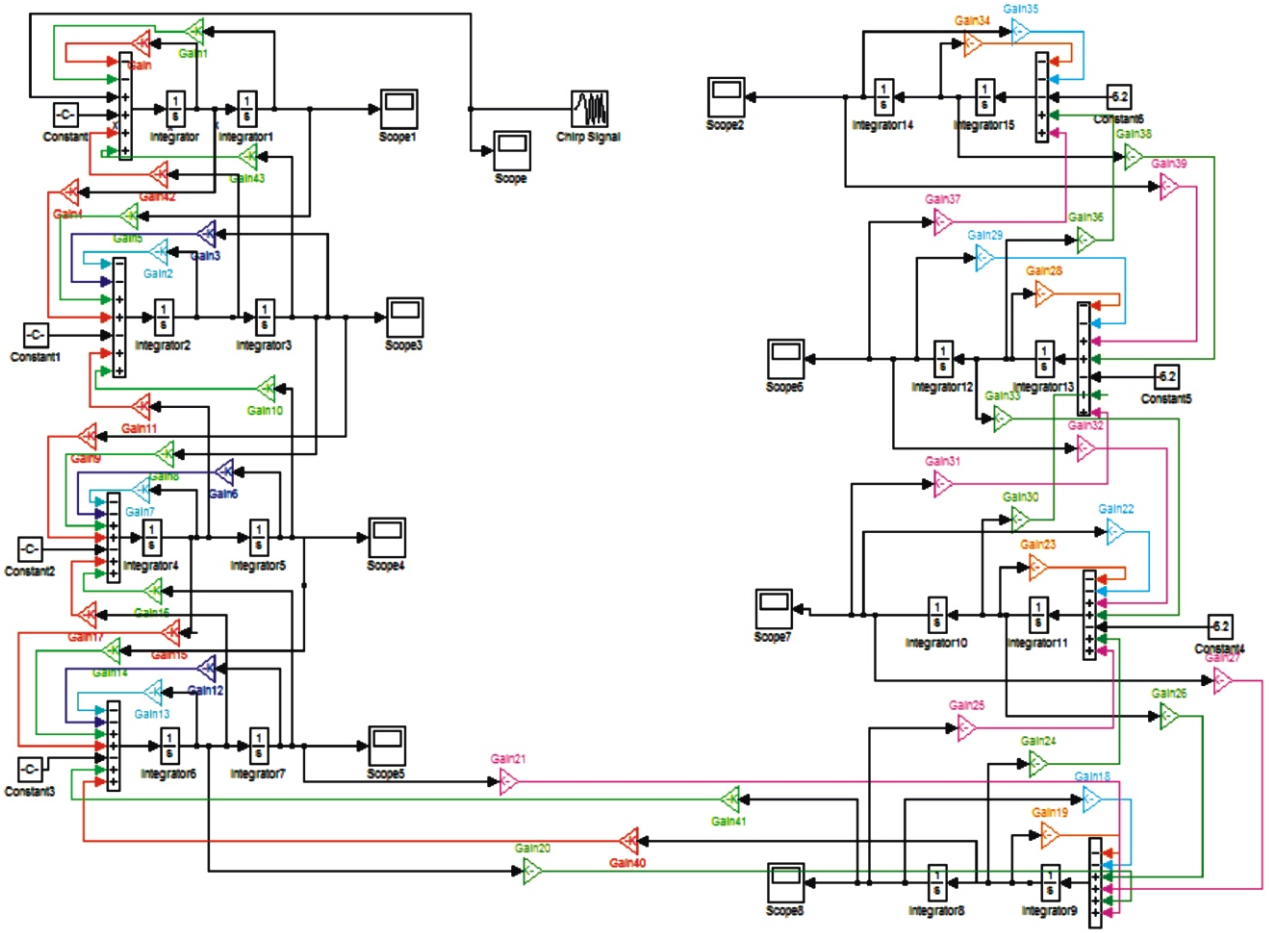

Рис. 3. Блок-схема восьмимасової системи ланцюгового тягового органа ескалатора

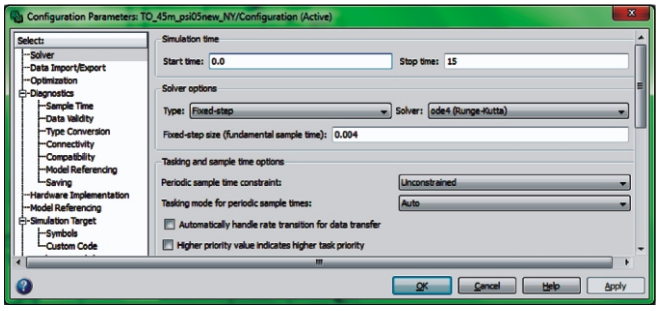

Рис. 4. Параметри розрахунку системи

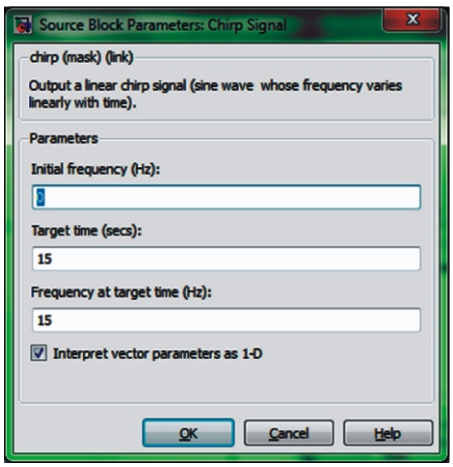

Рис. 5. Вікно введення параметрів блока Chirp Signal

Параметри системи ланцюгового тягового органа ескалатора висотою підйому 45 м наведені в таблиці. Режим роботи: підйом при повністю завантаженому ескалаторі. Детальне описання визначення параметрів системи можна знайти у монографії [1].

Для розрахунку рівнянь руху тіл динамічної системи ланцюгового тягового органа створена блок-схема восьмимасової системи за допомогою програмного комплексу Simulink MatLab [5, 6]. Simulink MatLab є ядром інтерактивного програмного комплексу, призначеного для математичного моделювання лінійних та нелінійних динамічних систем та пристроїв, представлених функціональною блок-схемою [7]. Блок-схема динамічної системи ланцюгового тягового органа ескалатора побудована за методом пониження похідної та наведена на рис. 3.

Побудована блок-схема розраховується за допомогою вбудованого алгоритму рішення диференційних рівнянь із фіксованим кроком (Fixed-step) ode45, який реалізує метод Рунге-Кутта 4-го порядку (рис. 4).

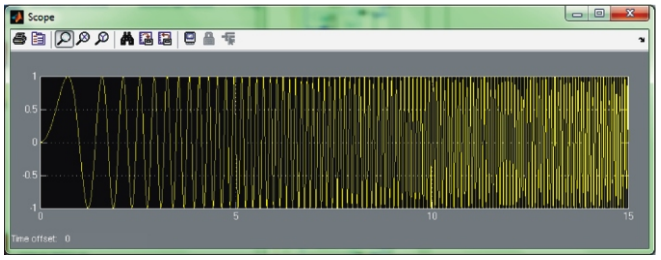

Рис. 6. Тестовий сигнал

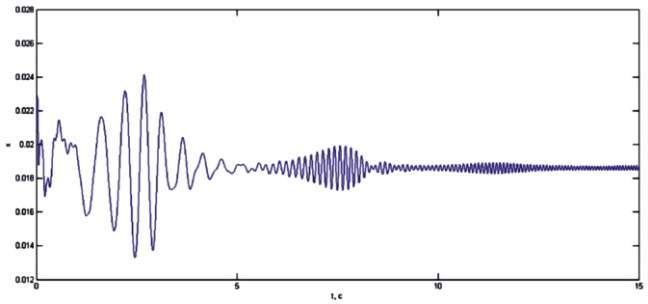

Рис. 7. Динамічна характеристика першої маси

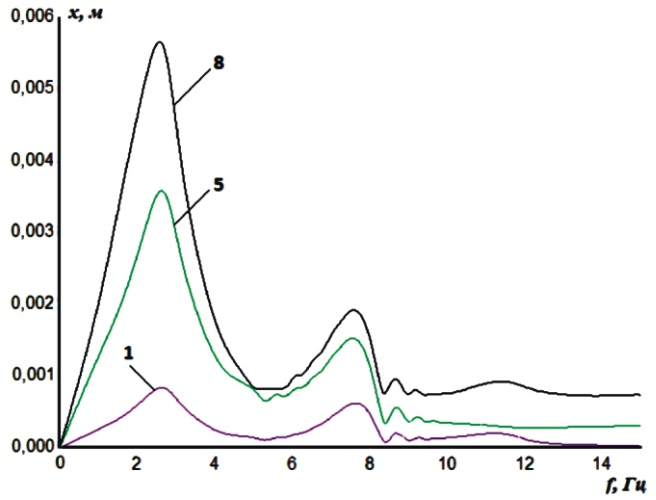

Рис. 8. АЧХ тягового органа ескалатора:
1, **5**, **8** – перша, п'ята та восьма маси відповідно

Як основну динамічну характеристику ланцюгового тягового органа ескалатора досліджуємо амплітудно-частотну характеристику (АЧХ).

Для отримання оцінок АЧХ тягового органа користувались наступним методом. В якості тестового використаний полігармонічний сигнал, що є сумою 100 синусоїд із кроком за частотою f 0,1 Гц.

Полігармонічний сигнал змодельований за допомогою блока Chirp Signal, параметри якого наведені на рис. 5. Призначення блока – формування синусоїдальних коливань, частота яких змінюється лінійно. Параметри блока Chirp Signal:

1. Initial frequence – початкова частота, Гц;
2. Target time – час зміни частоти, с;
3. Frequence at target time – кінцеве значення частоти, Гц [8].

Візуалізація заданого тестового сигналу наведена на рис. 6, переміщення першої маси – на рис. 7.

На основі отриманих результатів побудована амплітудно-частотна характеристика тягового органа ескалатора (рис. 8).

Аналіз АЧХ ланцюгового тягового органа дозволяє встановити наступне:

- перша зона АЧХ у смузі від 2 до 3,5 Гц характеризується винятково високими коефіцієнтами посилення АЧХ;
- резонансна частота першої форми коливань ланцюгового тягового органа ескалатора 2,5 Гц;
- для навантажених ділянок ланцюгового тягового органа проявляється друга зона посилення АЧХ у смузі від 6,5 до 7,5 Гц.

Проведений аналіз ланцюгового тягового органа ескалатора може ефективно використовуватись для визначення динамічних характеристик усього класу транспортувальних машин із ланцюговим тяговим органом.

[1] Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: Підручник / *В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін.* – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.: іл.

[2] *Бондарєв С.В., Горбатенко Ю.П.* Оценка прочности деталей и узлов эскалатора при многоцикловом нагружении на этапе проектирования // Вестн . НТУУ «КПИ». Сер. Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ». – 2007. – 54. – С. 199–214.

[3] *Олейник А.М.* Эскалаторы / *А.М. Олейник, И.Н. Поминов*; – М.: «Машиностроение», 1973. – С. 256.

[4] *Чугреев Л.И.* Динамика конвейеров с цепным тяговым органом. М. «Недра», 1976. – 160 с.

[5] *Лазарев Ю.* Моделирование процессов и систем в MATLAB. учебный курс. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа BHV, 2005. – 512 с.: ил.

[6] Matlab.Toolboxes & Simulink, http: // www.softline.ru.

[7] *Дьяконов В.П.* Simulink 5/6/7: Самоучитель. – М.: ДМК_Пресс, 2008. – 784 с.: ил.

[8] *Черных И.В.* «Simulink: Инструмент моделирования динамических систем», http://matlab.exponenta.ru/simulink/book1/index.php.

Надійшла 23.12.2013 р.