

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕСКАЛАТОРА НА ЗУСИЛЛЯ В ТЯГОВОМУ ЛАНЦЮЗІ

Значна кількість тунельних ескалаторів, що експлуатуються в київському метрополітені, відпрацювали свій ресурс і потребують модернізації або заміни. Розробка нових і модернізація існуючих конструкцій ескалаторів для переміщення пасажирів у тунелях метрополітену, з урахуванням зростаючого пасажиропотоку, базується на дотриманні певних нормативних техніко-експлуатаційних вимог. Згідно з ними в технічному завданні на проектування ескалатора задаються параметри і характеристики, серед яких: схеми трас (замкнених контурів) тягового органа і поручнів із визначенням місць розміщення привідних і натяжних механізмів та розмірами окремих ділянок; швидкість руху сходового полотна; пропускна здатність (продуктивність); пускові (прискорення) та гальмівні (шлях гальмування) характеристики; довговічність (ресурс) складових і машини в цілому; допустимі рівні вібрації, шуму та ін. Переважна більшість вимог (обмежень) регламентується національними та міжнародними нормативними документами: ДСТУ, ТУ, ТБ, ISO, EN та іншими [1–4].

Тяговий ланцюг є базовим елементом конструкції і, відповідно, динамічної моделі робочого (тягового) органа:

- масова характеристика (погонна маса $m_{\text{Д}}$, кг) суттєво впливає на сукупне погонне навантаження (q_n , Н/м) від власної ваги робочого органа;
- пружні властивості (коефіцієнт жорсткості k , Н/м) разом із величинами приведених мас впливають на динамічні характеристики, зокрема на величину власної частоти коливальності, робочого органа.

З огляду на це вибір ланцюга за умовою розривної міцності на початковому етапі проектування ескалатора доцільно поєднувати з оцінкою динамічних характеристик тягового органа, що дозволить зменшити рівень зусиль у тяговому ланцюзі, мінімізувати негативний вплив вібрацій на роботу машини, знизити рівень шуму.

Для дослідження динамічних характеристик ланцюговий тяговий орган ескалатора представляється восьмимасовою динамічною моделлю



Ю.П. Горбатенко

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



О.Б. Неженцев

доцент кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут», к.т.н.



О.В. Загора

аспірантка кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

лю [5], рух мас якої описується у загальному вигляді системою диференціальних рівнянь

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{P\}, \quad (1)$$

де $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$ та $\{x\}$ – відповідно вектори прискорення, швидкості та переміщення мас системи; $[m]$ – матриця мас системи; $[k]$ – матриця жорсткості системи; $[c]$ – матриця коефіцієнтів демпфірування системи; $\{P\}$ – вектор зовнішніх навантажень.

Восьмимасова динамічна модель (1) розраховується методом чисельного інтегрування з використанням програмного комплексу Simulink MatLab.

У результаті динамічна модель тягового органа ескалатора дозволяє отримати динамічні характеристики системи – динамічні податливості та амплітудно-частотні характеристики (АЧХ), а також значення зусиль у тяговому органі ескалатора. Зусилля у тяговому органі ескалатора, отримані з врахуванням динаміки роботи ескалатора, є більш достовірними у порівнянні з отриманими за допомогою статичних методів розрахунку.

Однак, визначення зусиль у тяговому ланцюзі для деякого пошукового діапазону конструктивно-експлуатаційних характеристик є досить громіздким процесом, що передбачає виконання тягових розрахунків, визначення пружних параметрів розрахункових систем, адаптування алгоритму розрахунку у Simulink MatLab та інше.

Для прискорення і спрощення визначення зусиль у ланцюговому тяговому органі на початковому етапі проектування без втрати якості та подальшого використання результатів розрахунків авторами виконано дослідження щодо встановлення залежності максимальних (мінімальних) зусиль натягу тягового органа від конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора з використанням динамічної моделі тягового органа. Поставлена задача виконана за допомогою математичної теорії планування експерименту.

Задача нелінійного проектування в такому випадку може бути сформульована у вигляді пошуку вектора, який мінімізує (максимізує) цільову функцію $F(\bar{x})$,

$$\begin{aligned} F(\bar{x}) \text{ при } f_j(\bar{x}) &= 0, j = 1, 2, \dots, m \\ F(\bar{x}) \text{ при } q_j(\bar{x}) &= 0, j = m + 1, m + 2, \dots, p \end{aligned} \quad (2)$$

де \bar{x} – вектор-стовпчик в n -вимірному просторі, складові якого $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n$ є незалежними перемінними; $f_j(\bar{x})$ і $q_j(\bar{x})$ – лінійні та (або) нелінійні обмеження.

Вираз (2) можна показати наступним чином:

$$\{F(\bar{x}) \in R\}, \quad (3)$$

де R – область зміни вектора \bar{x} , що задана обмеженнями $f_j(\bar{x})$ і $q_j(\bar{x})$, тобто:

$$R = \{\bar{x} | f_j(\bar{x}) = 0; q_j(\bar{x}) = 0 \text{ для всіх } j\}. \quad (4)$$

Вектор \bar{x} , що задовольняє умову (2), є оптимальною точкою, а відповідне значення $F(\bar{x})$ – оптимальним значенням цільової функції.

Попередні дослідження та аналіз апріорної інформації дозволив виділити фактори, що найсуттєвіше впливають на рівень зусиль у тяговому органі ескалатора, а саме: продуктивність ескалатора P ; швидкість руху сходового полотна v ; висоту підйому ескалатора H .

Умови комп'ютерного експерименту, що проводився на моделі (1), наведено у таблиці 1.

Використаний план експерименту близький до D -оптимального центрального композицій-

ного плану типу B_k [6]. Матриця плану експерименту та його результати наведені у таблиці 2.

У результаті обробки даних методом найменших квадратів розраховані коефіцієнти регресії і отримана апроксимуюча залежність, що описує вплив та взаємовплив факторів на зусилля в тяговому органі ескалатора:

$$\begin{aligned} \hat{Y}_{\max} &= 137797,66 + 54826,57 x_1 + 2136,67 x_2 + \\ &+ 107730,81 x_3 + 2476,63 x_1 x_2 + 41698,38 x_1 x_3 + \\ &+ 2050,63 x_2 x_3 + 1424,73 x_1^2 + 1921,56 x_2^2 + \\ &+ 1534,88 x_3^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Після перевірки статистичної значущості коефіцієнтів регресії апроксимуюча залежність має вид:

$$\begin{aligned} \hat{Y}_{\max} &= 137821,63 + 54826,57 x_1 + 2136,67 x_2 + \\ &+ 107730,81 x_3 + 2476,63 x_1 x_2 + 41698,38 x_1 x_3 + \\ &+ 2050,63 x_2 x_3 + 1983,69 x_2^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Оскільки проводився комп'ютерний експеримент за допомогою програмного комплексу Simulink Matlab, то виконати перевірку адекватності рівняння регресії (6) за традиційним критерієм Фішера неможливо, так як помилка повторних дослідів у кожній точці плану (тобто помилка повторного комп'ютерного обчислення), а також і дисперсія дослідів, практично дорівнює нулю. Тому ступінь розсіювання оцінок зусиль у тяговому органі ескалатора оцінювався коефіцієнтом варіації за формулою

$$\frac{1}{b_0} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{N}}$$

де N – число коефіцієнтів рівняння регресії; b_0 – рівень значущості (зазвичай приймають таким, що дорівнює 0,05).

Рівняння регресії вважається адекватним при $b_0 < 0,05$. Коефіцієнт варіації вихідної залежності (6) становить 0,028, отже модель, що описана рівнянням регресії (6), можна вважати адекватною.

Отримане рівняння (6) дозволяє достатньо просто розраховувати необхідні параметри ескалатора на початковому етапі проектування з врахуванням рівнів зусиль, які діють у тяговому органі.

Спільний вплив продуктивності ескалатора, швидкості руху сходового полотна та висоти

Таблиця 1

Умови проведення експерименту

Фактори, що впливають на рівень зусиль у тяговому органі	Позначення	Рівні варіювання					Інтервал варіювання x_i
		-1	-0,5	0	0,5	+1	
Продуктивність, П, чол/год	x_1	1000	3000	5000	7000	9000	2000
Швидкість руху сходового полотна, v , м/с	x_2	0,45	0,525	0,6	0,675	0,75	0,075
Висота підйому, H , м	x_3	10	23,75	37,5	51,25	65	13,75

Таблиця 2

Матриця планування та результати експерименту

№ з/п	Матриця планування			Робоча матриця			Результати експерименту		
	x_1	x_2	x_3	П, чол/год	v , м/с	H , м	$Y_{\max \text{ экс}}, \text{ Н}^1$	$Y_{\max \text{ теор}}, \text{ Н}^2$	$dY_{\max}, \text{ Н}^3$
1	1	1	1	9000	0,75	65	343840	345796	-1955,8
2	-1	1	1	1000	0,75	65	158440	157699	740,9
3	1	-1	1	9000	0,45	65	345300	342374	2925,5
4	-1	-1	1	1000	0,45	65	140530	144371	-3841,3
5	1	1	-1	9000	0,75	10	46548	42836,2	3711,8
6	-1	1	-1	1000	0,75	10	18478	21533	-3055
7	1	-1	-1	9000	0,45	10	46747	47617,3	-870,3
8	-1	-1	-1	1000	0,45	10	18234	16407,7	1826,3
9	0	0	0	5000	0,6	37,5	140240	137798	2442,3
10	1	0	0	9000	0,6	37,5	190150	191200	-1049,5
11	-1	0	0	1000	0,6	37,5	83454	81546,3	1907,7
12	0	1	0	5000	0,75	37,5	143790	141856	1934,1
13	0	-1	0	5000	0,45	37,5	136290	137583	-1292,6
14	0	0	1	5000	0,6	65	247340	247063	276,7
15	0	0	-1	5000	0,6	10	32537	31601,7	935,3
16	0,5	0	0	7000	0,6	37,5	158990	164855	-5864,8
17	-0,5	0	0	3000	0,6	37,5	114530	110028	4501,8
18	0	0,5	0	5000	0,675	37,5	136470	139346	-2876,4
19	0	-0,5	0	5000	0,525	37,5	139590	137210	2380,3
20	0	0	0,5	5000	0,6	51,25	195060	192047	3013,2
21	0	0	-0,5	5000	0,6	23,75	78525	84316	-5791!

Примітки.

- $Y_{\max \text{ экс}}$ – отримані при різних комбінаціях впливових факторів з використанням розрахункової динамічної моделі тягового органа значення максимального зусилля у тяговому органі ескалятора, Н;
- $Y_{\max \text{ теор}}$ – отримані при різних комбінаціях впливових факторів з використанням апроксимуючої залежності (6) значення максимального зусилля у тяговому органі ескалятора, Н;
- $dY_{\max} = Y_{\max \text{ экс}} - Y_{\max \text{ теор}}$ – різниці результатів експерименту, Н.

підйому ескалятора (рис. 1–3) дозволяє наочно показати досліджувану область експерименту.

Для практичного використання при проектуванні та розрахунку ескалаторів побудовано графіки та лінії рівного відгуку, що дозволяють визначати максимальні зусилля в тяговому органі ескалятора від його продуктивності (рис. 4, а), висоти підйому (рис. 4, б) та швидкості руху сходового полотна (рис. 4, в). Також є можливість отримати зрозумілу геометричну інтерпретацію поверхні відгуку, що полегшує

вибір раціональних, з точки зору зусиль у тяговому органі, параметрів ескалятора.

Наприклад, використовуючи залежність максимального зусилля в тяговому органі від висоти підйому ескалятора (рис. 5), визначено значення максимального зусилля в тяговому органі ескалятора висотою підйому 45 м при продуктивності 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с. Максимальне значення зусилля в тяговому органі ескалятора висотою підйому 45 м становить 235 кН (див. рис. 5).

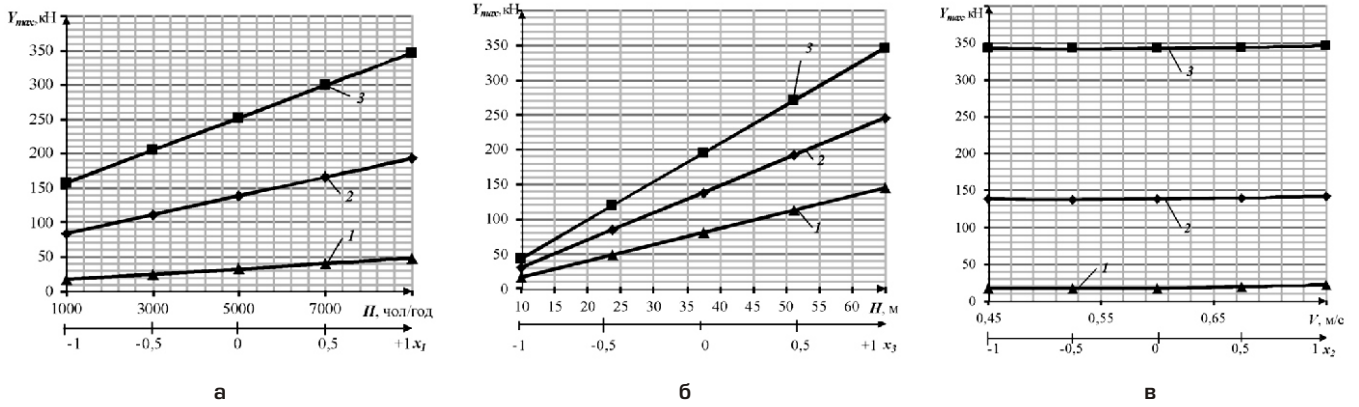


Рис. 1. Залежність зусилля в тяговому органі ескалятора від:

а – продуктивності ескалятора: **1** – при $x_2 = -1, x_3 = -1$; **2** – при $x_2 = 0, x_3 = 0$; **3** – при $x_2 = +1, x_3 = +1$;
 б – висоти підйому ескалятора: **1** – при $x_2 = -1, x_1 = -1$; **2** – при $x_2 = 0, x_1 = 0$; **3** – при $x_2 = +1, x_1 = +1$;
 в – швидкості руху тягового полотна: **1** – при $x_1 = -1, x_3 = -1$; **2** – при $x_1 = 0, x_3 = 0$; **3** – при $x_1 = +1, x_3 = +1$

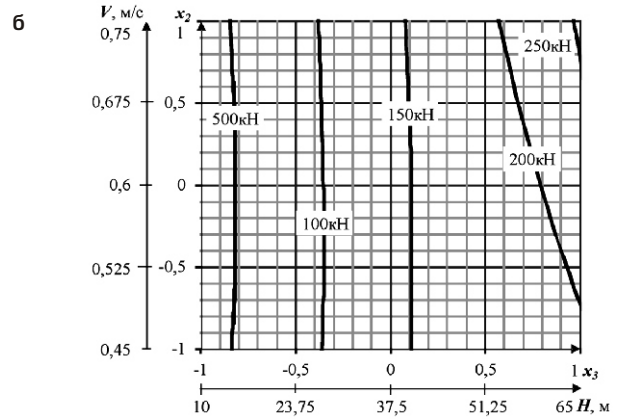
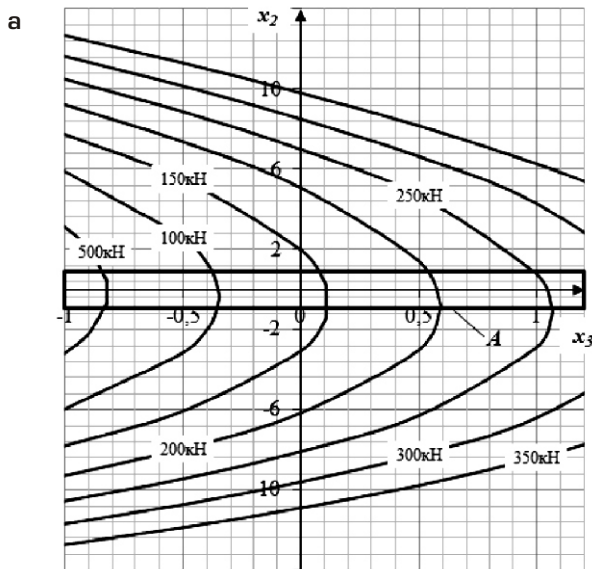


Рис. 2. Лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та висоти підйому ескалятора (при $x_1 = 0$; $\Pi = 5000$ чел/год):

а – загальна картина ліній рівних зусиль; б – область визначення факторів

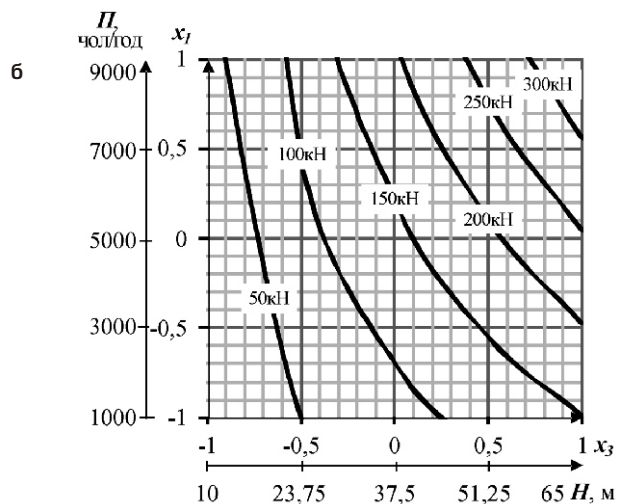
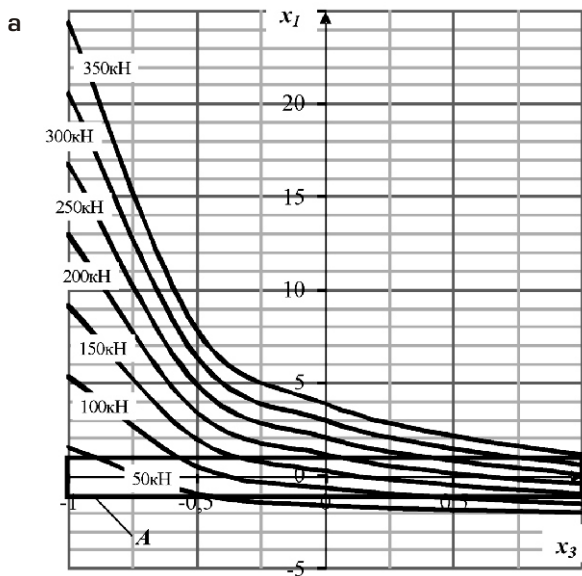


Рис. 3. Лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалятора (при $x_2 = 0$; $v = 0,6$ м/с):

а – загальна картина ліній рівних зусиль; б – область визначення факторів

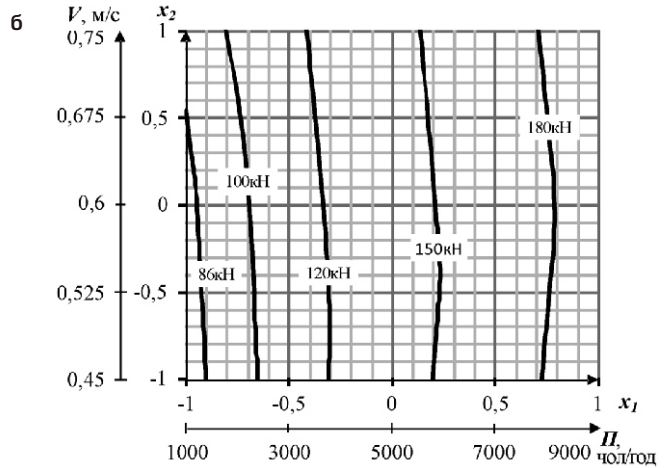
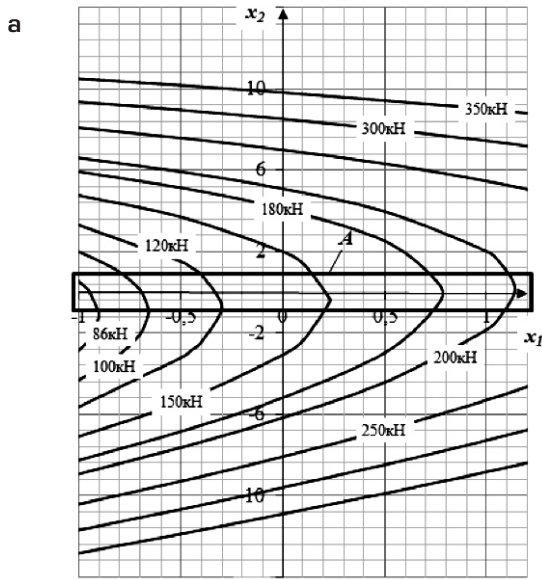


Рис. 4. Лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та продуктивності ескалатора (при $x_3 = 0$; $H = 37,5$ м):

а – загальна картина ліній рівних зусиль; б – область визначення факторів

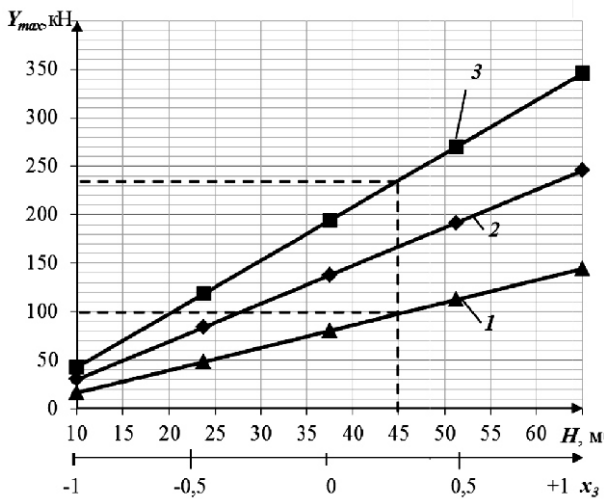


Рис. 5. Залежність зусилля в тяговому органі ескалатора висотою підйому 45 м при продуктивності 9000 чел/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с

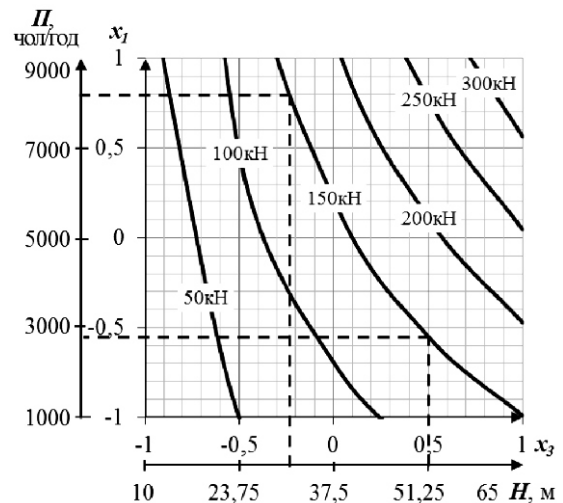


Рис. 6. Приклад використання ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора

При продуктивності 1000 чел/год та швидкості руху сходового полотна 0,45 м/с зусилля в тяговому органі ескалатора з тією ж висотою підйому становить 100 кН.

З ліній рівного відгуку (рис. 6) видно, що зусилля в тяговому ланцюзі, яке становить 150 кН, буде однаковим як у ескалатора з продуктивністю 8200 чел/год і висотою підйому 30,6 м, так і у ескалатора з продуктивністю 2700 чел/год і висотою підйому 51,3 м.

Задача може бути розв'язаною у постановці раціоналізації вибору продуктивності (пропускної здатності) в залежності від рівнів максимальних (мінімальних) сили натягу та швидкості руху тягового органа або в іншій комбінації параметрів.

Необхідно підкреслити, що розраховувати навантаження в тяговому органі для розглянутої групи ескалаторів за допомогою формули (5) можна тільки у дослідженій області визначення факторів (див. рис. 1–3).

- [1] ДНАОП 0.00-1.06-77. Правила устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов.
- [2] EUROPEAN STANDARD EN 115-1 2013, Safety of escalators and moving walks – Part 1: Construction and installation.
- [3] ISO 14798:2009, Lifts (elevators), escalators and moving walks – Risk assessment and reduction methodology.
- [4] EN ISO 14121-1, Safety of machinery – Risk assessment – Part 1: Principles (ISO 14121-1:2007).
- [5] Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П., Загора О.В. Дослідження динамічних характеристик електромеханічних систем транспортувальних машин із ланцюговим тяговим органом // Промислове будівництво та інженерні споруди. – 2014. – № 4 – С. 44–47.
- [6] Бродский В.З. и др. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.

Надійшла 30.11.2015 р.