

УДК 621.867

О.В.Загора¹, Ю.П.Горбатенко²

1 – ТОВ "ІнтегрітіВізіон", м.Київ, Україна

2 – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м.Київ, Україна

Оцінка впливу динамічних навантажень на довговічність тягового органу ескалатора

Розрахунки елементів конструкції ланцюгового тягового органу ескалатора на довговічність виконуються згідно з методиками і рекомендаціями ГОСТ 25.101-83 [1]. Вихідними даними для розрахунків є сили натягу тягових ланцюгів ескалатора у характерних точках замкненого контуру, утвореного сходовим полотном. Набір цих сил формує періодично повторювану циклограму навантажень, так звану «петлю великого циклу», що діють на елементи конструкції тягових ланцюгів. Перемінний характер цих навантажень обумовлюється постійним рухом сходового полотна і коливаннями пасажирського навантаження на нього. Тривалість циклу, с

$$T_{ц} = \frac{L_e}{v}, \quad (1)$$

тут L_e - довжина замкненого контуру, м;

v - швидкість сходового полотна, м/с.

За числовими значеннями сил натягу ланцюгового тягового органу визначаються:

- максимальні σ_{\max} та мінімальні σ_{\min} напруження навантажувальних циклів пластин ланцюгів – за величинами найбільших Y_{\max} та найменших Y_{\min} зусиль у ланцюгах для ділянок замкненого контуру ланцюгового тягового органу;
- характеристики опору втомі (ХОВ) для матеріалу пластин ланцюгів з використанням діаграми Сміта – коефіцієнт асиметрії циклу R , нормативне значення границі витривалості $\overline{\sigma}_R$, нормативне значення середнього квадратичного відхилення S_{σ_R} ;
- розрахункова границя витривалості R_R .

За результатами розрахунків встановлюється наявність пошкоджуючих рівнів напружень в елементах конструкції тягових ланцюгів (пластин і ін.)

$$R_R > \sigma_{\max}, \quad (2)$$

та виконується оцінка обмеженого ресурсу елементів тягових ланцюгів в умовах діючих рівнів напружень.

Дослідження на етапі проектування машини динамічної моделі ескалатора, представленої системою із зосередженими параметрами, створює можливість оцінки величин зусиль в тяговому органі ескалатора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей системи. Виконана оцінка ресурсу деталей та вузлів машини, зокрема тягового органу, на основі отриманих з використанням динамічної моделі значень перемінних навантажень пружного характеру є більш достовірною у порівнянні з оцінкою ресурсу на основі зусиль отриманих в результаті виконання тягового розрахунку.

На підставі аналізу результатів попереднього динамічного дослідження тягового органу ескалатора ЕТХ висотою підйому 45 м визначені зусилля y_i , N на його окремих ділянках:

$$\begin{aligned} y_1 &= (x_1 - x_2)k, \\ y_2 &= (x_2 - x_3)k, \\ y_3 &= (x_3 - x_4)k, \\ y_4 &= (x_4 - x_5)k, \\ y_5 &= (x_5 - x_6)k, \\ y_6 &= (x_6 - x_7)k, \\ y_7 &= (x_7 - x_8)k, \\ y_8 &= x_8k. \end{aligned} \quad (3)$$

На рис.1 представлений графік перемінних сил пружного походження на першій ділянці тягового органу ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підйманні з максимальним навантаженням (продуктивність 9000 чол/год), отриманий за допомогою блок-схеми алгоритму визначення динамічних властивостей машини.

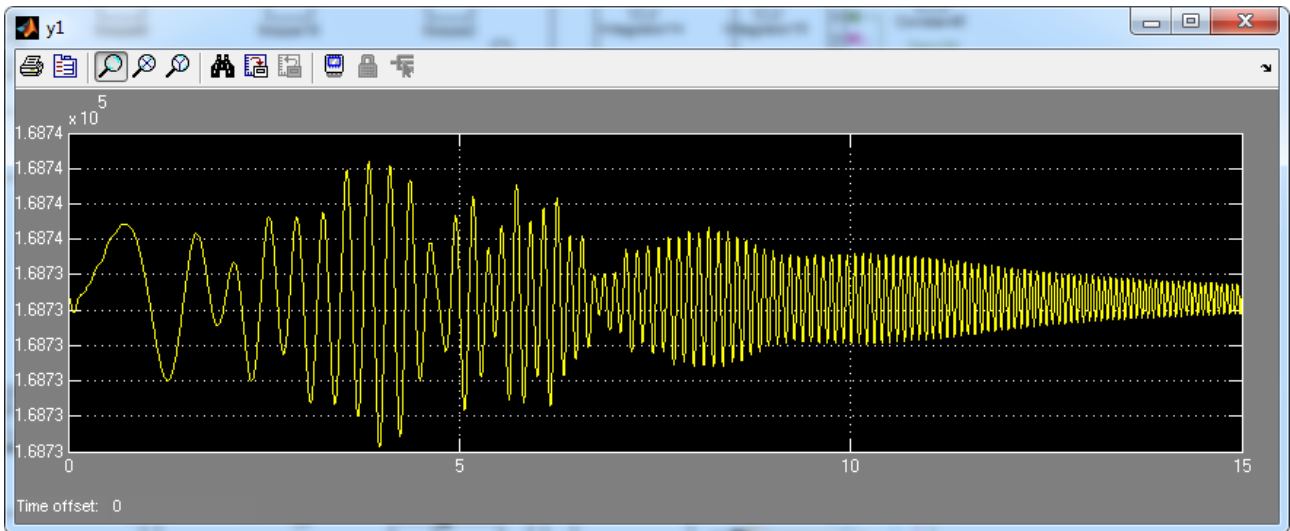
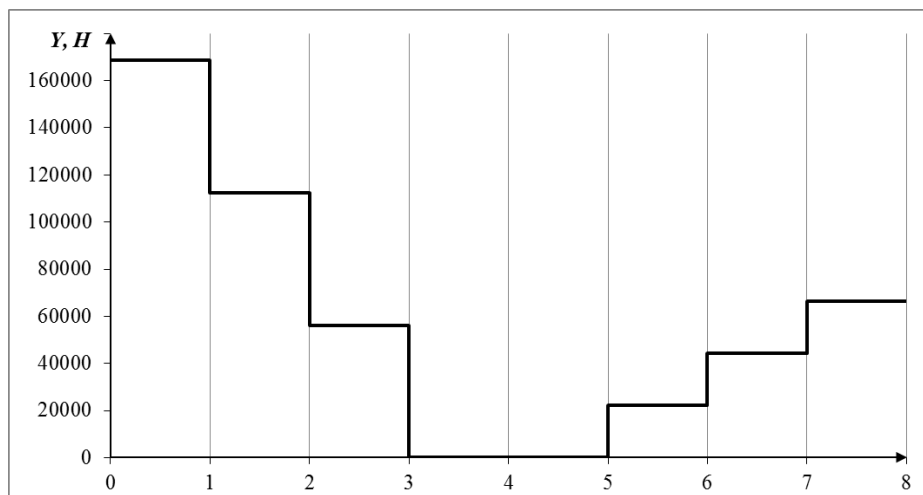
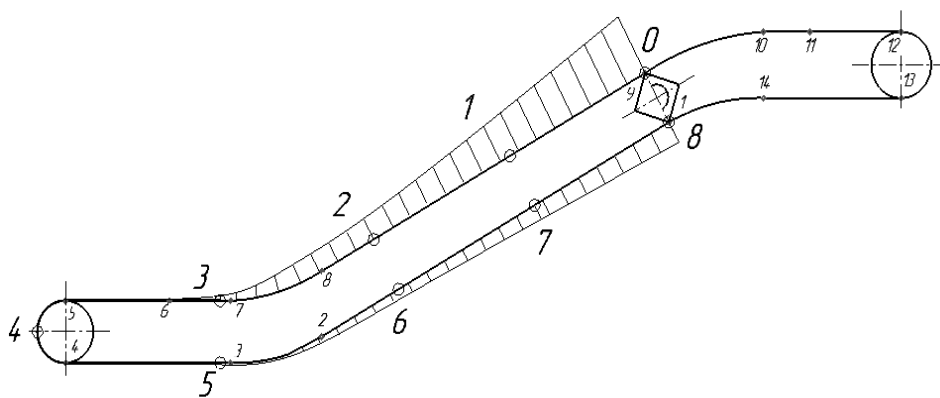


Рис.1. Графік залежності коливних навантажень пружного характеру від часу на першій ділянці тягового органу ескалатора

Епюри зусиль (циклограма навантажень) у ланцюговому тяговому органі ескалатора представлені на рис. 2.



a



б

Рис.2. Графіки сил натягу ланцюгів тягового органу ескалатора:

а) епюри зусиль розраховані з використанням динамічної моделі механічної системи ескалатора; б) розподіл зусиль, показані на контурі сходового полотна ескалатора

Значення сил натягу ланцюгів тягового органу ескалатора на ділянках контуру траси сходового полотна наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Значення зусиль у тяговому органі ескалатора

№ ділянки	Зусилля в тяговому органі ескалатора, Y_{\max} , МН	
	На основі тягового розрахунку	З використанням динамічної моделі
1	0,168735	0,171900
2	0,168735	0,113200
3	0,003615	0,064800
4	0,002187	0,008674
5	0,002015	0,008750
6	0,002550	0,030976
7	0,066573	0,053185
8	0,066573	0,075373

Таблиця також вміщує значення зусиль, отриманих за результатами тягового розрахунку сходового полотна ескалатора (без врахування пружних та демпфіруючих властивостей тягового органу).

З використанням згаданої вище методики оцінки довговічності тягового органу ескалатора визначенні максимальні напруження навантажувальних циклів та розрахункова границя витривалості на основі зусиль отриманих з використанням:

- тягового розрахунку;
- динамічної восьмимасової моделі механічної системи ескалатора.

Результати розрахунків для ділянок траси сходового полотна наведені у табл. 2 та табл. 3.

Таблиця 2. Результати розрахунку на довговічність (тяговий розрахунок)

№	Y_{\max} , МН	Y_{\min} , МН	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	R	$\bar{\sigma}_R$, МПа	S_{σ_R} , МПа	R_R , МПа
1	0,168735	0,168735	665	665	1,00	900,0	175	674
2	0,168735	0,168735	665	665	1,00	900,0	175	674
3	0,003615	0,002198	14,3	8,7	0,61	504,5	98	378
4	0,002187	0,002176	8,6	8,6	0,99	891,0	173	668
5	0,002015	0,002015	8	8	1,00	900,0	175	674

№	Y_{\max} , МН	Y_{\min} , МН	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	R	$\overline{\sigma}_R$, МПа	S_{σ_R} , МПа	R_R , МПа
6	0,002550	0,002000	10,1	7,9	0,78	628,8	122	471
7	0,066573	0,066573	262,4	262,4	1,00	900,0	175	674
8	0,066573	0,066573	262,4	262,4	1,00	900,0	175	674

Таблиця 3. Результати розрахунку на довговічність (динамічна модель)

№	Y_{\max} , МН	Y_{\min} , МН	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	R	$\overline{\sigma}_R$, МПа	S_{σ_R} , МПа	R_R , МПа
1	0,1719	0,16718	677,45	658,85	0,97	853,1	166	639
2	0,1132	0,11067	446,12	436,15	0,98	861,5	168	645
3	0,0648	0,061353	255,38	241,79	0,95	813,5	158	609
4	0,008674	0,007521	34,18	29,64	0,87	711,0	138	533
5	0,00875	0,0078	34,48	30,74	0,89	739,4	144	554
6	0,030976	0,029961	122,08	118,08	0,97	844,6	164	633
7	0,053185	0,052116	209,60	205,39	0,98	865,2	168	648
8	0,075373	0,074276	297,04	292,72	0,99	874,5	170	655

Висновки:

1. За результатами розрахунків перевірена умова допустимості роботи тягового органу ескалятора ЕТХ висотою підйому 45 м у межах розрахункових циклів навантаження (наявність пошкоджуючих рівнів напружень в елементах конструкції тягових ланцюгів):

- у випадку використання в якості вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалятора величин сил, отриманих за результатами тягового розрахунку сходового полотна, видно (табл. 2), що на всіх ділянках траси сходового полотна елементи ланцюгового тягового органу працюють у межах допустимих рівнів напружень, тобто (цикл навантажень) напруження в елементах конструкції тягових ланцюгів на всіх ділянках траси не є пошкоджуючим;
- у випадку використання в якості вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалятора значень сил, отриманих за результатами аналізу динамічної моделі механічної системи ескалятора, видно (табл. 3), що для ділянки 1 ланцюгового тягового органу умова забезпечення роботи у межах розрахункових рівнів

напружень не виконується, тобто цикл навантаження для цієї ділянки є пошкоджуючим.

Отримані результати свідчать, що зусилля у тяговому органі ескалатора, отримані з врахуванням динамічних навантажень, є більш достовірними у порівнянні із отриманими за допомогою статичних методів розрахунку, а отже виконана на основі них оцінка довговічності тягового органу дає змогу реальніше оцінити стан конструкції машини.

Список використаних джерел

1. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. ГОСТ 25.504-82 – М.: Издательство стандартов, 1982. – 30 с.
2. Оценка прочности деталей и узлов эскалатора при многоцикловом нагружении на этапе проектирования / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко // Вестн. НТУУ “КПИ”. Сер. Машиностроение. — 2007. — С. 199—214.
3. Використання динамічної моделі електромеханічної системи ескалатора для визначення циклічних навантажень /Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези доповідей XIV Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. — Суми, 2014. — С. 38—39.
4. Цепные передачи / Н. В. Воробьев/ — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1968. — 252 с.