

УДК 621.867

Ю.П. Горбатенко, О.В. Загора

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

ОЦІНКА ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТЯГОВОГО ОРГАНУ

В класичному варіанті оцінки довговічності тягового органу ескалятора, розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність виконується по ГОСТ 25.101-83 [1]. При цьому вихідними даними для розрахунку є зусилля у тяговому органі ескалятора, отримані в результаті виконання тягового розрахунку сходового полотна. На основі отриманих зусиль у ланцюговому тяговому органі ескалятора визначаються:

- максимальні σ_{\max} та мінімальні σ_{\min} напруження навантажувальних циклів пластин ланцюгів по отриманим значенням найбільших Y_{\max} та найменших Y_{\min} зусиль у ланцюгах для ділянок ланцюгового тягового органу;
- характеристики опору втомі (ХОВ) для сталі 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 .

По результатам розрахунків перевіряється умова допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантаження:

$$R_R > \sigma_{\max} \cdot \quad (1)$$

З використанням динамічної моделі ескалятора, представленою системою із зосередженими параметрами, можливо отримати значення зусиль в тяговому органі ескалятора 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 зусиль, є більш достовірною у порівнянні з оцінкою ресурсу на основі зусиль отриманих шляхом виконання тягового розрахунку [2, 3, 4, 5].

Визначення зусиль у тяговому органі ескалятора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей

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

$$y_1 = (x_1 - x_2)k,$$

$$y_2 = (x_2 - x_3)k,$$

$$y_3 = (x_3 - x_4)k,$$

$$y_4 = (x_4 - x_5)k,$$

$$y_5 = (x_5 - x_6)k,$$

$$y_6 = (x_6 - x_7)k,$$

$$y_7 = (x_7 - x_8)k,$$

$$y_8 = x_8k.$$

На рисунку 1 представлена зміна зусилля на першій ділянці тягового органу ескалятора висотою підйому 45 м при русі на підймання з максимальним навантаженням (продуктивність 9000 чол/год), отримане за допомогою блок-схеми алгоритму визначення динамічних властивостей машини.

405

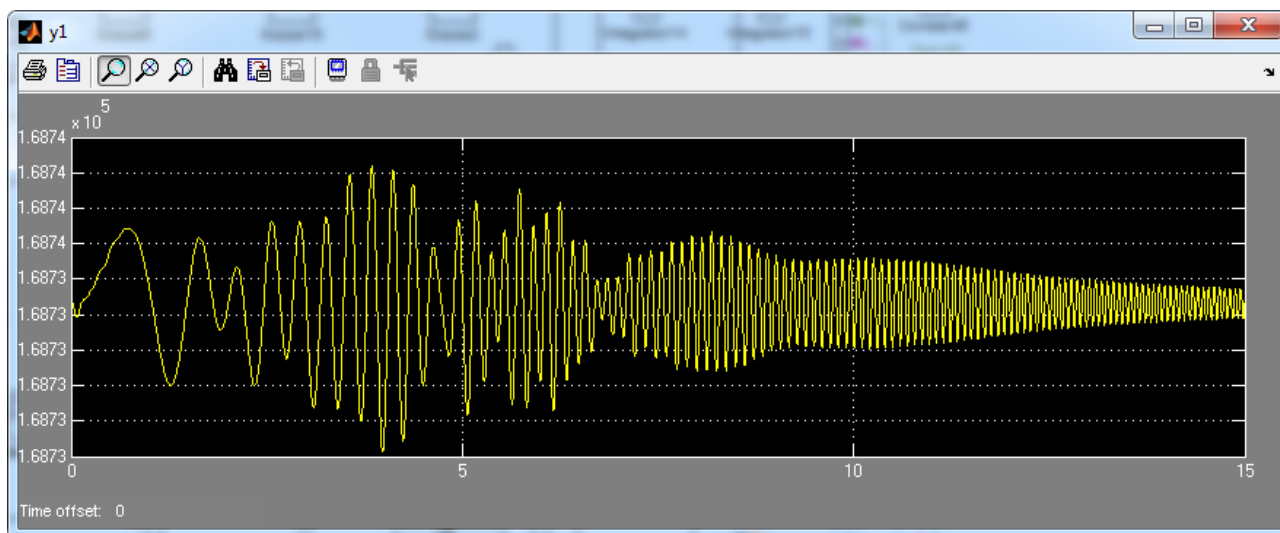
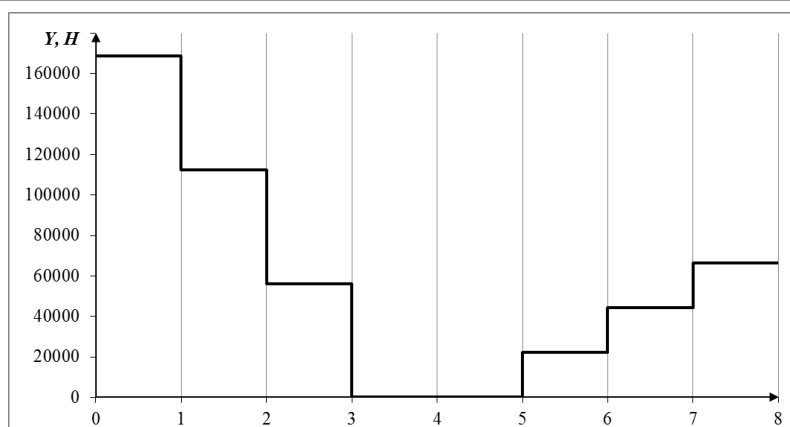
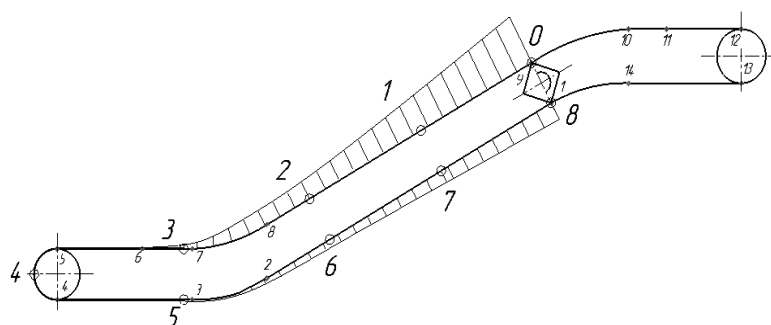


Рис.1. Залежність зміни зусилля на першій ділянці тягового органу ескалятора від часу

Епюри зусиль у ланцюговому тяговому органі ескалятора представлені на рис. 2.



а



б

Рис.2. Зусиль у тяговому органі ескалатора: а) епюри зусиль розраховані з використанням динамічної моделі механічної системи ескалатора; б) епюри зусиль на контурі ескалатора

406

Значення зусиль ділянок ланцюгового тягового органу ескалатора наведені у таблиці 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

Крім цього, таблиця містить значення зусиль отриманих за допомогою тягового розрахунку сходового полотна ескалатора (без врахування пружних та демпфіруючих властивостей тягового органу).

Розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність

З використанням описаної вище методики оцінки довговічності тягового органу ескалатора визначенні максимальні напруження навантажувальних циклів та розрахункова границя витривалості на основі зусиль отриманих з використанням тягового розрахунку та динамічної восьмимасової моделі механічної системи ескалатора.

Результати отримані для ділянок траси сходового полотна наведені у таблицях 2 та 3.

Таблиця2. Результати розрахунку на довговічність (тяговий розрахунок)

№	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	0,168735	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
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

407

Таблиця3. 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

За результатами розрахунків перевірена умова допустимості роботи тягового органу ескалатора ЕТХ висотою підйому 45 м у межах розрахункових циклів навантаження:

- у випадку використання в якості вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалатора значення зусиль отриманих за допомогою тягового розрахунку сходового полотна, видно (таблиця 2), що всі ділянки ланцюгового тягового органу працюють у межах допустимих циклів навантажень, тобто цикл навантажень для всіх ділянок тягового органу не є пошкоджуючим;
- у випадку використання в якості вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалатора значення зусиль отриманих за допомогою динамічної моделі механічної системи ескалатора, видно (таблиця 3), що для ділянки ланцюгового тягового органу 1 умова допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантажень не виконується, тобто цикл навантаження для цієї ділянки є пошкоджуючим.

Отримані результати свідчать, що зусилля у тяговому органі ескалатора, отримані з врахуванням динаміки роботи ескалатора, 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.

408

Список літератури

1. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. ГОСТ 25.504-82 – М.: Издательство стандартов, 1982. – 30 с.
2. *Бондарев С. В.* 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. *Горбатенко Ю. П.* Використання динамічної моделі електромеханічної системи ескалатора для визначення циклічних навантажень [Текст] / 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. *Воробьев Н. В.* Цепные передачи / Н. В. Воробьев/ — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1968. — 252 с.
5. ГОСТ 23207 – 78, Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. - М.: Издательство стандартов, 1981, - с. 49.