



УДК 621.875

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ РЕЙКОВОГО МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА

*Ловейкін В.С., д.т.н., проф. кафедри конструювання машин НУБіП України
Паламарчук Д.А., асистент кафедри конструювання машин НУБіП України*

Наведено графічні результати експериментального дослідження зусилля в зубчастій рейці механізму зміни вильоту шарнірно-зчленованої врівноваженої стрілової системи крана при ручному та автоматичному керуванні електродвигуном. Проведено оцінку ресурсу роботи механізму зміни вильоту, з урахуванням циклічної зміни поздовжніх навантажень в зубчастій рейці. Порівняні результати ресурсу механізму зміни вильоту при ручному та автоматичному керуванні електродвигуном.

Кран, стрілова система, фізична модель, зубчаста рейка, зусилля

Вступ. Крани із шарнірно-зчленованою стріловою системою (ШЗСС), як один із видів кранів з хитною укосиною, знайшли широке застосування в багатьох галузях промисловості України, Європи та й усього світу в цілому. Крани з ШЗСС мають ряд переваг, у порівнянні із стріловими та прольотними кранами – підвищену продуктивність, економічність, маневреність, значні робочі швидкості, ергономічність та високу безпеку при роботі [1, 2, 4]. Сьогодні такі крани знайшли досить широке застосування в багатьох галузях народного господарства – в суднобудівельній галузі, металургії, нафто- та газодобувній промисловості, будівництві, вугільній промисловості, транспорті, лісосплаві тощо.

Основним з недоліків кранів з ШЗСС є змінна горизонтальна швидкість переміщення вантажу. Це стає причиною виникнення коливань вантажу не лише під час перехідних процесів, а й при усталеному русі. Розгойдування вантажу на канатному підвісі негативно впливають на всю стрілову систему крана. Це пов'язано зі значним збільшенням динамічних навантажень на ланки ШЗСС, і взагалі на конструкцію крана [6].

Найбільш негативно розгойдування вантажу відображаються на рейковому механізмі зміни вильоту, зокрема, на зубчастій рейці та приводній шестерні [11]. Це пов'язано з тим, що при збільшенні динамічних навантажень на стрілову систему, відбувається збільшення тривалості дії максимального навантаження на зубчасте зачеплення. Це призводить до передчасного виходу з ладу всього механізму зміни вильоту [5, 10]. Вказані поломки вузлів ШЗСС крана дуже поширені і значно скорочують міжремонтний ресурс крана.

Метою дослідження є встановлення впливу динамічних навантажень на ресурс роботи рейкового механізму зміни вильоту стрілової системи крана.

Виклад основного матеріалу. Дослідження проведені на фізичній моделі (рис. 1), яка в певному масштабі відтворює динамічні процеси руху стрілової системи порталного крана МАРК-40 [9]. Для відображення картини впливу розгойдування вантажу на ланки механізму зміни вильоту, на зубчасту рейку встановлено тензометричний датчик (рис. 2) [7], який дозволяє фіксувати поздовжнє зусилля в ній.

Дослідження внутрішнього зусилля в зубчастій рейці проведені: за умови ручного керування електродвигуном механізму зміни вильоту та за умови автоматичного керування у відповідності до оптимального закону [8]. Експеримент проведений при горизонтальному переміщенні вантажу масою 16 кг, який відповідає середній вантажопідймальності 19200 кг для крана МАРК-40 [9].

В результаті експериментальних досліджень були отримані графіки зміни внутрішнього зусилля F_p в зубчастій рейці моделі (рис. 3). Аналізуючи отримані графіки

СЕКЦІЯ 1

«Інформаційно-технологічне суспільство в змісті сучасної освіти»
«Моделі розвитку технічних інновацій в змісті сучасної освіти»»



видно, що під час роботи механізму зміни вильоту зубчаста рейка зазнає знакозмінних навантажень з різною амплітудою та частотою



Рис. 1. Загальний вигляд моделі стрілової системи.

За допомогою отриманих експериментальних графіків, визначено нормальне напруження в зубчастій рейці в будь-який момент часу руху стрілової системи за відомою формулою:

$$\sigma = \frac{F_P}{A}, \quad (1)$$

де $A=113 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу зубчастої рейки моделі.

Висока частота зміни нормального напруження в зубчастій рейці призводить до її втомленого руйнування. Рівняння кривої втомленості у загальному випадку має вигляд [3]:

$$\sigma_a^m N_\Sigma = \begin{cases} \sigma_a^m N_0, & \text{при умовах } \sigma_a \geq \sigma_{rk}, \\ \infty, & \sigma_a < \sigma_{rk}, \end{cases} \quad (2)$$

де σ_a – змінне нормальне напруження; N_Σ – число амплітуд циклів до руйнування; σ_{rk} – межа витривалості при коефіцієнтах асиметрії циклу r та концентрації k ; N_0 – базове число циклів зміни напруження металоконструкції, яке відповідає показнику степеня m .



Рис. 2. Тензодатчик зубчастої рейки



Значення величин m та N_0 , що характеризують рівняння кривої втомленості, вибираються згідно рекомендацій, що наведені в роботі [3], враховуючи значення коефіцієнта концентрації напружень k .

Оскільки, зубчаста рейка моделі ШЗСС виготовлена зі сталі марки Ст 3 ГОСТ 380-94, то згідно [3], коефіцієнт концентрації напружень буде $k=1,1$. При значенні вказаного коефіцієнта $k < 2,0$ межа витривалості досягається при числі циклів зміни напружень $N_0 = 2 \cdot 10^6$, а при $k \geq 2,0$ – $N_0 = 5 \cdot 10^6$.

Показник степеня кривої втомленості m визначається зі співвідношення, яке з деякими припущеннями справедливе для металевих конструкцій, виготовлених з вуглецевих та низьколегованих сталей [3]:

$$m \cdot k \approx const \approx 12, \quad (3)$$

звідки

$$m \approx 12 / k \approx 10,9. \quad (4)$$

Згідно до рекомендацій [3] приймається $m = 10$.

Характеристика ступеню асиметрії циклу змінних навантажень визначається коефіцієнтом асиметрії циклу:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}, \quad (5)$$

де σ_{\min} та σ_{\max} – відповідно мінімальне та максимальне алгебраїчне значення змінних напружень. Враховуючи результати експериментальних досліджень внутрішнього зусилля в зубчастій рейці, а також рекомендації [3] коефіцієнт асиметрії циклу приймається $r = 0,15$.

Значення тривалої межі витривалості визначається з нерівності [3]:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta} \leq \sigma_T, \quad (6)$$

де σ_{-1} – межа витривалості симетричного циклу (для сталі марки Ст3 $\sigma_{-1} = 126,6$ МПа); $\eta = 0,2$ – коефіцієнт чутливості металу до асиметрії циклу, що відповідає вказаному коефіцієнту асиметрії.

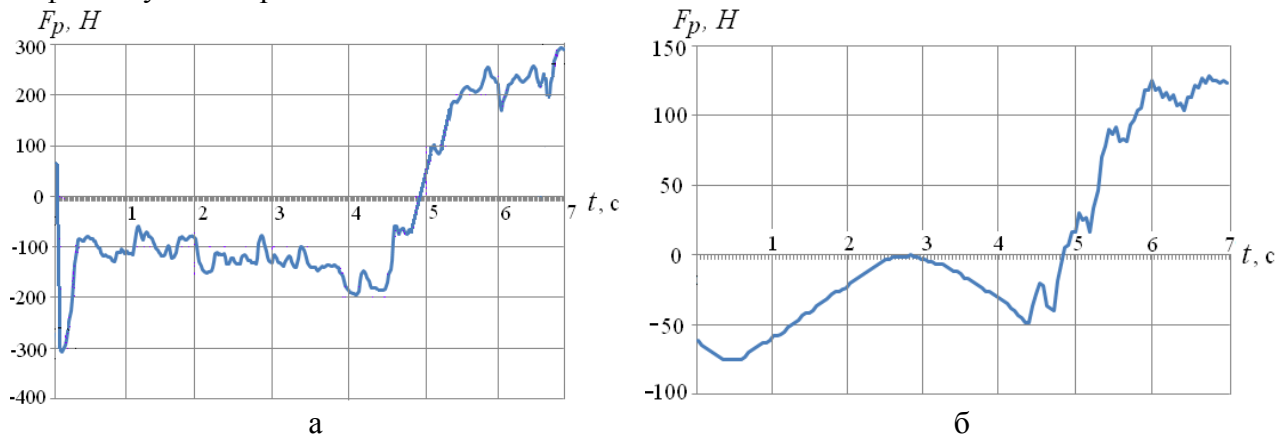


Рис. 3. Тензодатчик графіки зміни внутрішнього зусилля в зубчастій рейці:
а – при ручному керуванні; б – при автоматичному керуванні

СЕКЦІЯ 1

«Інформаційно-технологічне суспільство в змісті сучасної освіти» «Моделі розвитку технічних інновацій в змісті сучасної освіти»»



Сумарне число циклів до руйнування зубчастої рейки механізму зміни вильоту визначається за співвідношенням:

$$N_{\Sigma} = N_0 \frac{a_p \sigma_{rk}^m}{\sum \sigma_{ai}^m \nu_{i\sigma}}, \quad (7)$$

де a_p – величина, що характеризує якість металу в зв'язку з режимом зміни напруження; $\sigma_{a\max}$ – максимальне значення напруження серед всіх значень з амплітудою σ_{ai} ; $\nu_{i\sigma}$ – частота появи i -тої амплітуди ($\nu_{i\sigma} = n_i / \nu_{\sigma}$); n_i – кількість амплітуд напружень σ_{ai} за розрахунковий час; ν_{σ} – сумарне число появи амплітуд за розрахунковий час.

При дослідженні закономірностей накопичення втомлених руйнувань елементів зубчастої рейки при змінних амплітудах напружень використано статистичний підхід, що дозволяє виявити співвідношення між детермінованою та випадковою складовою величини a_p . У відповідності до такого підходу, величина a_p визначається з наступного співвідношення:

$$a_p = \sum_{i=1}^{i_0} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \frac{\nu_{i\sigma}}{\nu_{\sigma}}. \quad (8)$$

Ресурс рейкового механізму зміни вильоту, а відповідно і всієї стрілової системи крана до ремонту, визначається на підставі отриманих сумарних чисел циклів навантаження за виразом:

$$T = \frac{N_{\Sigma} t}{60n}, \quad (9)$$

де t – тривалість робочого циклу роботи елемента конструкції стрілової системи, в даному випадку зубчастої рейки; n – кількість циклів зміни амплітуди напружень за час t .

В дослідженнях розглянуто рух стрілової системи моделі ШЗСС, при зміні вильоту від мінімального значення до максимального. Повний час зміни вильоту стрілової системи з урахуванням залишкових коливань вантажу становить 27 с – за умови ручного керування електродвигуном та 7 с – за умови автоматичного керування за оптимальним законом. Кількість циклів зміни амплітуди нормальних напружень в зубчастій рейці (за один рух стрілової системи від мінімального значення до максимального) становить 46 – при ручному керуванні та 15 – при автоматичному керуванні.

Згідно з визначеними експериментальними даними за формулою (8) можна визначити величину, що характеризує зміну якості металу в зв'язку з циклічним режимом зміни напруження: $a_p = 0,011$, при $\nu_{\sigma} = 46$ – за умови ручного керування механізмом зміни вильоту; $a_p = 0,033$, при $\nu_{\sigma} = 15$ – за умови автоматичного керування механізмом зміни вильоту. Оскільки, величина $a_p < 0,2$ в обох випадках, то для подальших розрахунків в обох випадках приймається $a_p = 0,2$.

За формулою (7) сумарне число циклів зміни напружень до руйнування зубчастої рейки становить: $268,64 \times 10^6$ циклів – при ручному керуванні електродвигуном механізму зміни вильоту і $451,38 \times 10^6$ циклів – при автоматичному.

Використовуючи формулу (9), визначено середній ресурс роботи рейкового механізму зміни вильоту ШЗСС моделі. Встановлено, що ресурс роботи зубчастої рейки до повного руйнування при ручному керуванні становить 43800 год, а при автоматичному керуванні – 58512 год.

Висновки. Таким чином, застосування автоматичного керування дає змогу збільшити кількість циклів зміни напружень в зубчастій рейці в 1,97 рази. Приріст ресурсу рейкового механізму зміни вильоту при оптимальному керуванні, в порівнянні з ручним керуванням



становить 33,59%. Це говорить про те, що застосування систем автоматичного керування в кранах зі ШЗСС дозволяє збільшити ресурс механізму зміни вильоту на третину.

Однак, слід враховувати, що наведені дослідження проведені на експериментальній моделі, яка не повністю відображає конструкцію і конфігурацію ланок реальної стрілової системи. Але ці дослідження, підтверджують покращення робочих характеристик елементів механізму зміни вильоту при застосуванні автоматичних систем керування електродвигуном.

Список літератури

1. Erkki Salminen Big is Beautiful / Erkki Salminen // Konecranes' world. – 2002. – No7. – pp. 3–5.
2. Берлин Н.П. Погрузочно-разгрузочные, транспортирующие и вспомогательные машины и устройства / Н.П. Берлин. – Гомель : БелГУТ, 2005. – 326 с.
3. Волков Д.П. Надежность строительных машин и оборудования / Д.П. Волков, С.И. Николаев. – М. : Высшая школа. – 1979. – 400 с.
4. Горский Б.Е. Шарнирно-сочлененные укосины кранов / Б.Е. Горский. – М. : Машиностроение, 1965. – 184 с.
5. Ланг А.Г. Портальные краны / А.Г. Ланг, И.С. Мазовер, В.С. Майзель. – Москва, Ленинград : Машгиз, 1962. – 284с.
6. Ловейкін В.С. Вплив розгойдування вантажу на ефективність кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, В.В. Іщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2012. – №80. С. 22-29.
7. Ловейкін В.С. Експериментальне дослідження руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при зміні вильоту вантажу / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, В.В. Іщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – №77. С. 38-43.
8. Ловейкін В.С. Мінімізація коливань вантажу при горизонтальному переміщенні шарнірно-зчленованою стріловою системою крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Техніка будівництва. – 2010. – №24. С. 9-17.
9. Ловейкін В.С. Створення фізичної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, І.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – №75. С. 25-32.
10. Петухов П.З. Специальные краны / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М. : Машиностроение, 1985. – 248 с.
11. Портальные краны / [А. Н. Орлов, М. Н. Хальфин, Б. Ф. Иванов и др.]; под. ред. М. Н. Хальфина. – Ростов-на-Дону : Техника, 2001. – 309 с.

Приведены графические результаты экспериментального исследования усилия в зубчатой рейке механизма изменения вылета шарнирно-сочлененной уравновешенной стреловой системы крана при ручном и автоматическом управлении электродвигателем. Проведена оценка ресурса работы механизма изменения вылета, с учетом циклического изменения продольных нагрузок в зубчатой рейке. Сравнены результаты ресурса механизма изменения вылета при ручном и автоматическом управлении электродвигателем.

Ключевые слова: *кран, стреловая система, физическая модель, зубчатая рейка, усилия*

Graphic shows the results of experimental research efforts in the rack mechanism luffing balanced articulated jib crane system with manual and automatic control of the electric motor. The estimation of the service life of luffing mechanism, with the cyclic change of the longitudinal loads in the rack. Compare the results of the resource luffing mechanism for manual and automatic control of the electric motor.

Keywords: *crane boom system, the physical model, the rack, the effort*

RESEARCH RESOURCE RACK MECHANISM CHANGING SPEED HINGE- JOINTED JIB CRANE SYSTEM

V. Loveykin, D. Palamarchuk