

**Яцура Т.М.**

**Науковий керівник – Ганза А.І.**

*Красноармейский индустриальный институт ГВУЗ ДонНТУ*

## **Розробка конструкцій елементів механізму гальма підйомних машин**

Проведені дослідження та аналіз стану гальмівних пристроїв підйомних машин вугільних шахт Красноармійського регіону показали, що більше 70% шарнірних з'єднань виконавчих органів гальмівної системи, які досліджувались на підприємствах експлуатуються з зазорами, що перевищують максимально допустимі величини. Це негативно впливає на робочі параметри гальма. Крім того встановлені факти заїдання деталей шарніра «Втулка-палець» та незадовільне змащування поверхонь цього шарніра. Все це може призвести до погіршення кінематичної точності роботи важільно-шарнірного механізму та неприпустимому перерозподіленню навантаження між елементами гальмівного пристрою, що є причиною розривів гальмівних тяг. При цьому необхідно враховувати, що внаслідок заїдання шарніра можлива поява зон граничних напружень, які призводять до появи та збільшення втомних руйнувань у елементах кінематичного ланцюга гальмівної системи.

Шахтну підйомну установку необхідно представляти як єдину сукупність елементів, які пов'язані між собою. Всі процеси, які відбуваються у гальмівному пристрої, необхідно розглядати з позиції системного підходу та тільки в цьому випадку результати досліджень можна вважати повними та достовірними.

Для розуміння процесів роботи важільно-шарнірного механізму гальма та підготовки рекомендацій з підвищення надійності та зниження зносу, необхідно на першому етапі почати побудування математичної моделі механічної частини гальмівної системи. Наведемо рівняння у загальному вигляді [1].

$$\frac{d}{dt} \left( J \frac{\varphi_k}{dt} \right) + \frac{1}{2} \frac{\beta}{\varphi_k} \sum_{i=1}^n C_{i+1} (\varphi_{i+1} - \varphi_i)^2 = M_k \quad (1)$$

де  $n$  – кількість дискретних масивних елементів шарнірних з'єднань виконавчого органу гальма;

$J_k$  – момент інерції масивних елементів шарнірних з'єднань виконавчого органу гальма;

$\varphi_k$  – кут повороту кожного масивного елемента гальма;

$C_i$  – жорсткість кожного шарнірного з'єднання;

$M_k$  – момент інерції зовнішніх сил, які діють на елементи гальма.

На другому етапі дослідження, побудуємо математичну модель руху балки гальмівної системи при повороті опорної стойки у шарнірі  $O$  та  $O_1$  (рисунок 1).

$$(J_{БЛ} + m + d^2 + J_{СТ})\varphi'' + Cl^2\varphi = 0 \quad (2)$$

где  $J_{БЛ}$  – момент інерції балки, відносно осі  $O$ ;

$m$  – маса балки гальмівної системи;

$d$  – відстань від центру маси балки до осі  $O$ ;

$J_{СТ}$  – момент інерції стойки балки, відносно осі  $O$ ;

$\varphi$  – кут відхилення від рівноважного положення;

$C$  – приведена жорсткість колодок;

$l$  – відстань від  $O$  до  $O_1$ .

Аналіз рівнянь 1 и 2 дозволяє стверджувати, що жорсткість  $C$  кожного шарнірного з'єднання залежить від ступеня зносу та величини зазору в парі «Втулка-палець» та відповідно впливає на робочі параметри всього механізму гальма.

Математичне моделювання елементів важільно-шарнірного механізму гальма дозволяє на стадії проектування встановити напрямок пошуку раціональних конструктивних рішень. Покращення роботи шарнірних з'єднань гальмівного пристрою надає можливість збільшити міжремонтний період та забезпечити необхідну надійність шахтних підйомних машин.

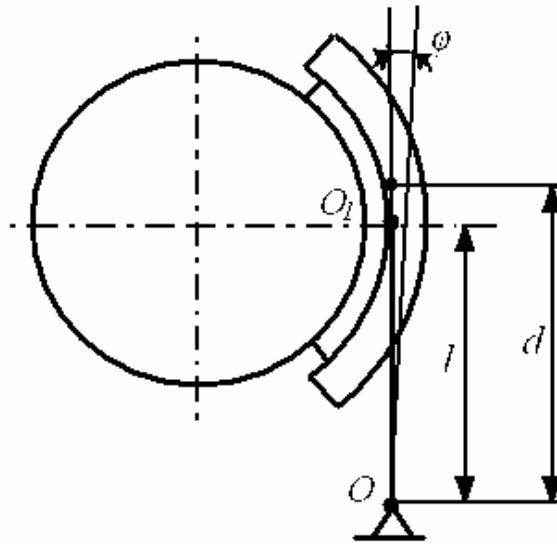


Рисунок 1 – Розрахункова схема оберту балки

Література:

1. Мехтиев А.Д. Математическая модель балки тормозного устройства шахтной подъемной установки // V Международная научно-практическая конференция «STRATEGICZNE PYTANIA SWIATOWEJ NAUKI – 2009». — Przemyśl: Nauka i studia, 2009. - С. 8–11.