

# МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ДИСКОВОГО ГАЛЬМА МОБІЛЬНОЇ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

*НТУ «Дніпровська політехніка»*

**Чевдар О.В.**

**Науковий керівник: д.т.н., проф. Самуся В.І.**

Досвід ліквідації аварій у вугільних та гірничорудних шахтах свідчить про те, що забезпечити безпечну евакуацію шахтного персоналу на поверхню не завжди можливо при використанні стаціонарних підйомних установок. Крім того, при тривалій відсутності з різних причин електроенергії проведення аварійно-рятувальних робіт неможливо за допомогою стаціонарних підйомних установок. На шахтах є значна кількість вертикальних стволів, обладнаних однією підйомною установкою, що викликає у разі аварійної ситуації необхідність використання пересувної підйомної установки.

Мобільна аварійно-рятувальна підйомна установка АРППУ-6,3 на даний момент оснащена гальмівним пристроєм із виконавчим органом радіального типу. Найбільш раціональним в даний час є використання дискового гальмівного пристрою з виконавчим органом аксіального типу.

Дискове гальмо підйомної установки складається з чотирьох блоків, на яких розташовані гальмівні модулі та гідророзподільча апаратура. Гальмівний модуль складається з двох гальмівних елементів, що представляють собою циліндри, поршні яких навантажені тарілчастими пружинами. На кожному блоці монтується 3 гальмівні модуля, кожен із своїм комплектом гідроапаратури. Таким чином, на підйомній установці обладнано 12 гальмівних циліндрів. Таке рішення призводить до зменшення габаритів приводу та гідроапаратів, а, отже, до зменшення витрати робочої рідини та збільшення його швидкодії.

Конструкція гальмівного приводу з великою кількістю дублюючих елементів та високою швидкістю дозволяє суттєво підвищити надійність та безпеку мобільної аварійно-рятувальної установки. Схема дискового гальмівного елемента показана на рис.1.

Використовуючи принцип Д'Аламбера, диференційне рівняння, що характеризує рух поршня, запишемо:

$$M_{\text{пр}}x'' = S_1 - c_{\text{п}}x - \Delta F P_x - c_k(x - x_x) - S_{\text{тр}} \sin(x'),$$

при  $x \leq x_x$ ,  $c_k = 0$

де  $M_{\text{пр}}$  - маса поршня і приєднаних до нього елементів гальма, кг;  $x$  - поточне значення переміщення поршня гальмівного циліндра м;  $x_x$  - величина холостого ходу гальма, м;  $S_1$  - зусилля блоку тарілчастих пружин при максимальному тиску в гальмівному циліндрі, Н;  $F$  - площа поршня в порожнині, в якій змінюється тиск, м<sup>2</sup>;  $P_x$  - поточне значення тиску в гальмівному циліндрі, Па;  $c_{\text{п}}$  - жорсткість пружинного блоку, Н/м.

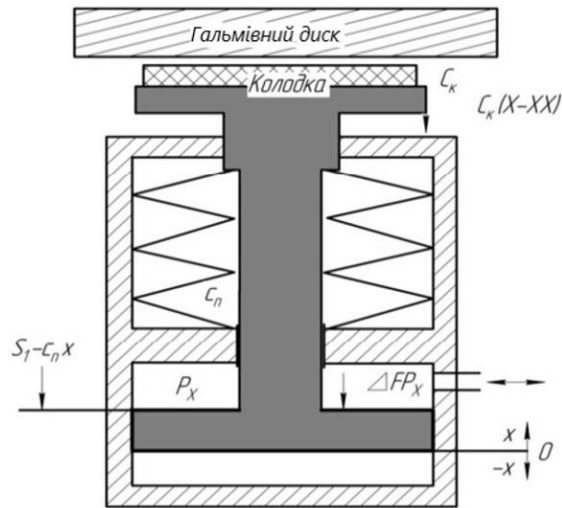


Рис. 1 Схема дискового гальмівного елемента

При  $P_x = 0$ ,  $\dot{x} = 0$ ,  $\ddot{x} = 0$ ,  $x = x_{\max}$  визначається максимальне переміщення поршня гальмівного приводу

$$x_{\max} = \frac{S_1 - c_k x_x}{c_n + c_k}$$

Зусилля, яке розвивається гальмівним приводом при переміщенні поршня на величину  $x_{\max}$ , буде  $F_{\max} = S_1 - c_n x_{\max}$  або  $F_{\max} = c_k (x_{\max} - x_x)$ .

Разом з тим  $S_1 = \Delta F P_{\max}$ , де  $P_{\max}$  – максимальний тиск гідросистеми, Па. Таким чином, функцію залежності максимального тиску від максимального гальмівного зусилля (рис. 2) можна уявити:

$$P_{\max}(F_{\max}) = \frac{1}{\Delta F} \left( \frac{c_n + c_k}{c_k} F_{\max} + c_n x_x \right)$$

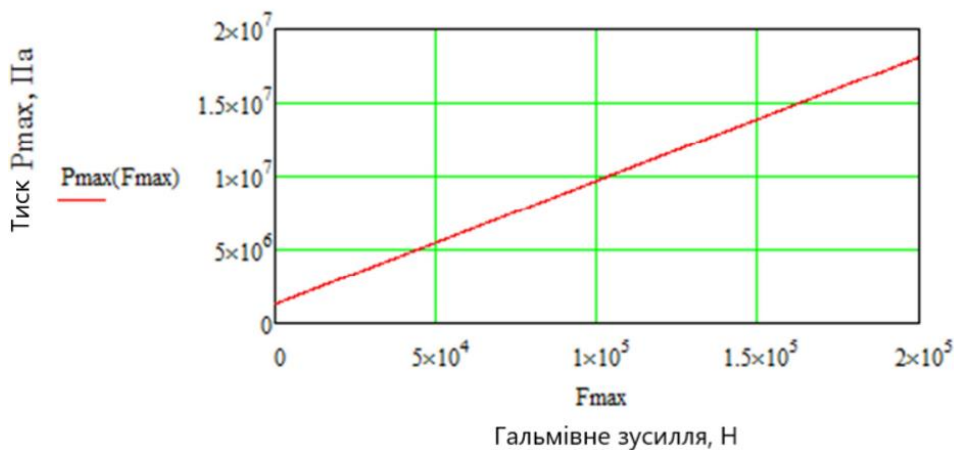


Рис. 2 Максимальний тиск у гідросистемі в залежності від максимального гальмівного зусилля

Очевидно, що при прийнятих параметрах гальмівний привід з тиском 10 МПа розвиває зусилля 100 кН. Якщо на кожному постаменті підйомної установки монтуються три гальмівні модулі, то сумарна кількість гальмівних

циліндрів буде 24, тоді при коефіцієнті тертя 0,4 сумарне гальмівне зусилля буде складати  $100 \cdot 24 \cdot 0,4 = 960$  кН.

Відповідно до вимог Правил безпеки, підйомні установки повинні мати трикратний запас гальмівного зусилля, отже гальмівний привід може забезпечити безпечну експлуатацію мобільної підйомної установки, що має максимальну різницю статичних натягів до 63 кН.