

СИНТЕЗ РОБОТИ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОЇ СТРУКТУРИ ПНЕВМОАГРЕГАТА ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ ВЕЛИКИХ ІНЕРЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Крутиков Г. А.

Національний Технічний Університет "Харківський Політехнічний Інститут", м. Харків

Для розширення області застосування пневматики в бік значно більших інерційних навантажень пропонується здійснювати гальмування робочого органу (РО) пневмоагрегата (ПА) за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків, тобто оптимально підбраної послідовності підключення робочої та випускної порожнин ПА до різних об'єктів комутації в процесі руху РО. Таким чином з'являється можливість досягнення оптимального закону гальмування, високої швидкодії і мінімальних енерговитрат. Ексергічний аналіз усіх компонентів енерговитрат стисненого повітря, яке споживає ПА в процесі спрацювання, дозволив сформулювати вимоги до найраціональнішої структури ПА у вигляді оптимальних комутаційних зв'язків, які шляхом найсучаснішого метода структурного синтезу – метода безрозмірної декомпозиції були перетворені в оптимальну схему ПА.

Широкомасштабні дослідження на ЕОМ динамічних і енергетичних характеристик такого ПА при різних умовах функціонування дають можливість визначити область його раціонального застосування в просторі безрозмірних критеріїв подібності: b - критерія інерційності та c - параметра статичного навантаження. Наявність таких графіків, охоплюючих велику область існування ПА, дозволяє оперативно виконувати функціонально-вартісний аналіз і визначити економічну доцільність застосування цього ПА в конкретних умовах функціонування. Наприклад, при $b = 5$ і $c = 0,15$ вдається знизити витрати стисненого повітря в 10 разів при одночасному підвищенні швидкодії. Крім того, виділення області найраціональнішого застосування схеми ПА у просторі параметрів b та c дає можливість отримати розрахункову формулу для визначення оптимального діаметра пневмоциліндра у вигляді нерівностей:

$$\sqrt{\frac{4}{p} \sqrt[3]{\frac{m \cdot f_1^y \cdot k \cdot R \cdot T_M}{2 \cdot L \cdot p_M}}} \geq D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{0,15 \cdot p \cdot p_M}}$$

де m, P - масове та статичне навантаження, L - хід поршня, f_1^y - ефективна площа вихідного тракту; p_M - тиск живлення.