

УДК 62-121

В.М. Заворотній, С.В. Носко

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

ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК ТРАНСПОРТУЮЧОГО ПНЕВМАТИЧНОГО ЦИЛІНДРА

Мета роботи – по заданому навантаженню, магістральному тиску, масі рухомих елементів та швидкості переміщення поршня визначити діаметри поршня, штока і отворів для приєднання трубопроводів.

Розглядається розрахунок транспортуючого пневмоциліндра, так як його методика залежить від типу пневматичного приводу. З літературних джерел [1,2] визначаємо оптимальне значення параметру безрозмірного навантаження, при якому досягається максимальна ефективність використання приводу $\chi = 0,45$.

$$\chi = \frac{P_{\text{нав}}}{P_{\text{п}}} \quad (1)$$

де $P_{\text{нав}}$ – максимальне навантаження на штоку пневмоциліндра; $P_{\text{п}}$ – зусилля на штоку при прямому ході.

Для загального випадку, зусилля навантаження, що включає в себе наступні складові, знаходимо з рівняння сил які діють на поршень в момент початку його руху

$$P_{\text{нав}} = P_{\text{р}} + P_{\text{пс}} + P_{\text{ст}} \quad (2)$$

де $P_{\text{р}}$ – сила опору руху поршня, що включає в себе силу тертя, масу рухомих елементів приводу (з відповідним знаком при вертикальному положенні циліндра); $P_{\text{пс}}$ – сила попереднього стискання пружини; $P_{\text{ст}}$ – сила стискання пружини в кінці ходу поршня;

Сила стискання зворотної пружини:

$$P_{\text{ст}} = C_{\text{п}}S \quad (3)$$

де $C_{\text{п}}$ – жорсткість пружини; S – довжина ходу поршня.

Якщо пневматичний циліндр не має зворотної пружини, то відповідно приймаємо $P_{\text{пс}} = 0$ і $P_{\text{ст}} = 0$.

Зусилля на штоку циліндра при його прямому ході:

$$P_p = (1 - k_T P_M) \quad (4)$$

де k_T – коефіцієнт тертя, для пневмоциліндрів з манжетним ущільненням поршня; P_M – мінімальний абсолютний тиск в магістралі; F_{Π} – площа поршня циліндра.

Значення коефіцієнта тертя для магістрального тиску 0,5 МПа і заданого діапазону технологічного навантаження приймаємо з табличних даних [3].

Використовуючи знайдені значення $P_{\text{нав}}$ і P_p розраховуємо діаметр поршня циліндра:

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_{\text{нав}}}{\chi P_M (1 - k_T)}} \quad (5)$$

Відповідно стандартам (ISO) для пневмоциліндрів, приймаємо найближче значення діаметру циліндра із стандартного ряду.

Діаметр штока d залежить від конструктивних та експлуатаційних особливостей приводу і в загальному випадку [3,4] визначається із співвідношення

$$d = (0,25 \dots 0,32) D \quad (6)$$

Якщо, довжина ходу поршня $S = (8 - 10) D$ циліндра двосторонньої дій відповідає технологічним вимогам, то розрахунок штока на стійкість, по узагальненій формулі Ейлера, не виконується.

Умовний прохід приєднувальних отворів циліндра, для забезпечення максимальної швидкості поршня, приймається із співвідношення:

$$d_y = 0,1 D \quad (7)$$

Список використаних джерел

1. Герц Є.В. Динаміка пневматичних системних машин / Є. В. Герц., 1985. – 256 с.
2. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах / А. С. Донской., 2009. – 122 с.
3. Донской А.С. Обобщенные математические модели элементов пневмосистем / А. С. Донской., 2001. – 215 с.