

Для більш складних систем з багатьма місцями забору повітря перевагу надають кільцевій магістральній системі. Адже повітря подається на будь яке обладнання за двома напрямками, швидкість подачі зменшується вдвічі і падіння тиску зменшується. Ще однією перевагою кільцевої магістральної системи є те, що можна вимкнути частину трубопроводу для технічного обслуговування без впливу на інших споживачів. [2]

Отже проблема проектування трубопроводів подачі повітря обумовлена мінімізацією загального падіння тиску в системі, зменшення енергозатрат та надалі можливістю розширення даного трубопроводу. Ця проблема вирішується шляхом аналізу всіх можливих варіантів конструкції трубопроводу та подальшим розрахунком системи подачі повітря.

Список посилань

1. A.Gontarz, P. Bosshard, K. Wegener, L. Weiss. Compressed air system assessment for machine tool monitoring / 11th Global Conference on Sustainable Manufacturing / A.Gontarz, P. Bosshard, K. Wegener, L. Weiss. – Zürich, 2013.
2. Compressed Air Distribution (Systems) / Compressed Air & Gas Institute // Compressed Air and Gas Handbook / Compressed Air & Gas Institute – Cleveland, 2016.

УДК 677.661.05.002(075)

Орловський Б.В., докт. техн. наук, професор

Київський національний університет технологій та дизайну, mlp-knutd@ukr.net

КОМП'ЮТЕРНА КІНЕМАТИКА ПРОГРАМНО КЕРОВАНОГО МЕХАНІЗМУ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ ДЛЯ ДВОХ ОПЕРАЦІЙ ПРИ ОДНОМУ ЦИКЛІ РОБОТИ

В машинах-напівавтоматах легкої промисловості використовуються циклові механізми із жорсткою системою керування типу «розподільний вал» та програмоносії типу «багатокрокові кулачки» [1]. В циклових машинах-напівавтоматах та автоматизованих машинах легкої промисловості можливе використання n програмованих виконавчих механізмів, які виконують $n+1$ операцій та дій. Це потребує розробки систем 2-го класу складеності (багато режимних), проектування яких розглянуто на прикладі розробки проекту з використанням засобів мехатроніки для виконання циклу $1 - \bar{1} - 1 - \bar{1}$. Застосування в мехатронних системах тільки одно режимних пристроїв привело б до того, що кількість виконавчих пристроїв дорівнювало б числу операцій. А це, в свою чергу, призводить до подорожчання системи в декілька разів. Тому при створенні автоматичних систем розробники прагнуть мінімізувати кількість пристроїв, що входять до складу системи. Одним із способів такої мінімізації є робота деяких приводів по кілька разів протягом одного циклу. Наприклад, з листа гуми чи шкіри можна вирізати дві заготовки для подальшої їх обробки. Операцію опускання лез може виконувати один і той же привід. Такий привід буде багато режимним. Багато режимними називаються пристрої, які під час одного циклу роботи системи виконують свої дії кілька разів.

Для програмування необхідного циклу потрібно записати команди керування у відповідності до функціонального графу циклу роботи механізму з наступним складанням рівнянь причинно-наслідкових зв'язків.

На рис.1 наведена комбінована схема ($S3=P3+E3$) з контролером для циклу $1 - \bar{1} - 1 - \bar{1}$. Цей цикл є інформаційно невизначеним і тому він спочатку доповнений елементами пам'яті EP1 і EP2 у відповідності до виразу (1), графу (рис.2) і рівнянь причинно-наслідкових зв'язків (2)...(7). Також врахована логіка дворазового натискання кнопки S1 для підготовки циклу і включення циклу роботи механізму для виконання двох операцій у відповідності до виразу (8), графу (рис.3) і рівнянь причинно-наслідкових зв'язків (9)...(12). Відпрацювання системою одного робочого циклу відбувається після натиснення кнопки S2.

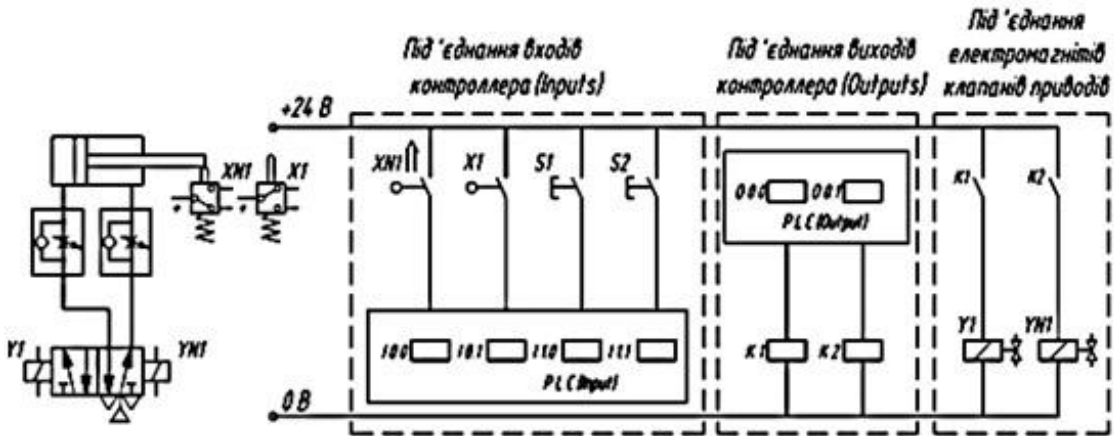


Рис. 1 – Комбінована схема (С3=П3+Е3) з контролером для циклу 1 – 1̄ – 1 – 1̄

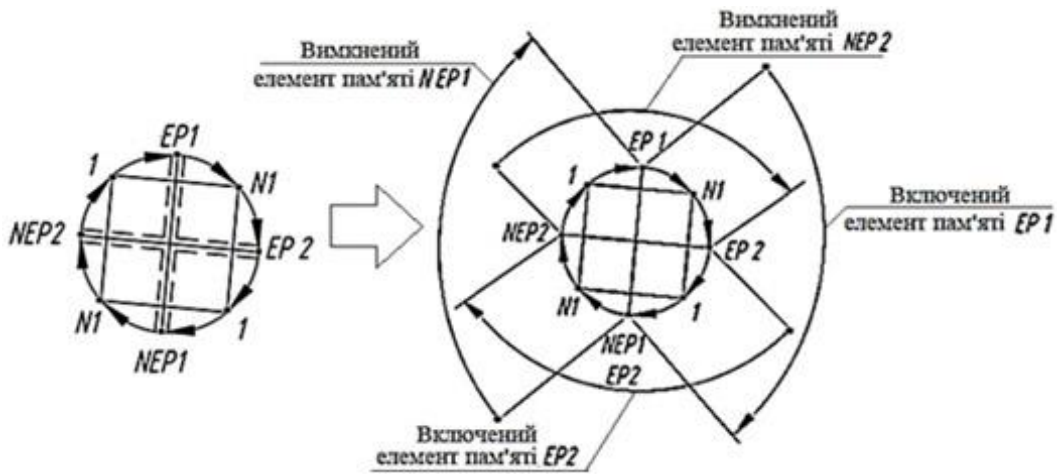


Рис. 2 – Граф з елементами пам'яті EP1 та EP2

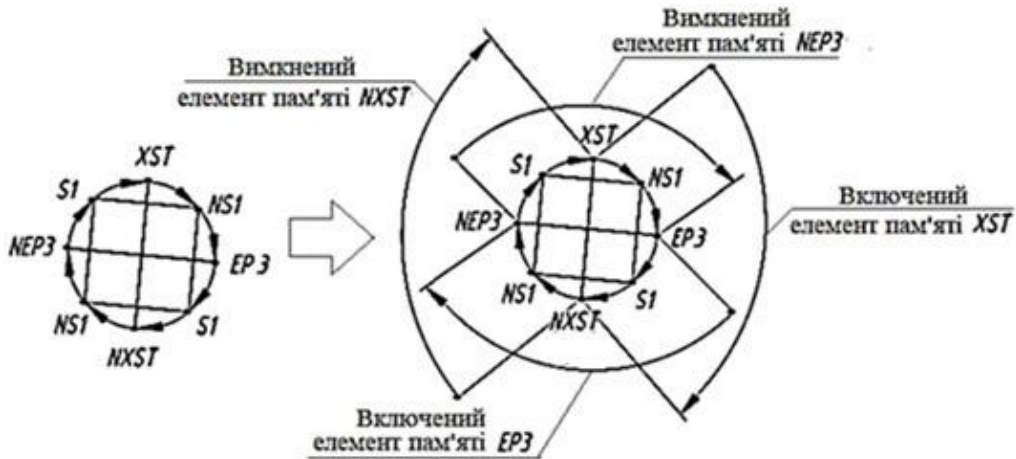


Рис. 3 – Граф з додатковими елементами пам'яті XST та EP3

- 1 → EP1 → N1 → EP2 → 1 → NEP1 → N1 → NEP2 (1)
- Y1 ← NEP2 · S2 · NEP1 + EP2 · EP1. (2)
- EP1 ← X1 · NEP2 ; (3)
- YN1 ← EP1 · NEP2 + NEP1 · EP2 ; (4)
- EP2 ← XN1 · EP1; (5)
- NEP1 ← X1 · EP2; (6)
- NEP2 ← XN1 · NEP. (7)
- S1 → XST → NS1 → EP3 → S1 → NXST → NS1 → NEP3 (8)

$$XST \leftarrow S1 \cdot NEP3 ; \quad (9)$$

$$EP3 \leftarrow NS1 \cdot XST ; \quad (10)$$

$$NXST \leftarrow S1 \cdot EP3 ; \quad (11)$$

$$NEP3 \leftarrow NS1 \cdot NXST . \quad (12)$$

Рівняння (2)...(7) та рівняння (9)...(12) причинно-наслідкових зв'язків реалізовані у розробленій програмі для контролера Festo FC-30 (Німеччина).

Список посилань

1. Пищиков В.О. Синтез багатокрокових кулачкових програмоносіїв швейних машин-напівавтоматів / В.О. Пищиков, Б.В. Орловський. – Вісник КНУТД, №5 (т.2). –2010. – с. 107-114.

УДК 621.224

Миронов К. А., канд. техн. наук

Олексенко Ю. Ю., аспірантка

Національний технічний університет «ХПІ», cosmir@i.ua, yuliayo@ukr.net

МЕХАНІЧНИЙ ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ЯВИЩ НА РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІ ГІДРОТУРБИНИ ПРИ НЕСТАНДАРТНИХ УМОВАХ

Зростаюча потреба у широкому діапазоні роботи для радіально-осьових гідротурбін, як правило, збільшує кількість годин роботи при частковому навантаженні та умовах перевантаження за межами основного робочого діапазону, для якого спочатку були розроблені турбіни. У цих нестандартних умовах може виникнути гідравлічна нестабільність. Вона є джерелом високих динамічних навантажень, які потенційно можуть скоротити термін служби компонентів турбіни, і особливо робочого колеса [1].

Сьогодні чисельне моделювання може допомогти зрозуміти динамічне навантаження на структуру, а також його механічний відгук. Проте точне моделювання таких складних явищ залишається складним завданням. У деяких випадках необхідно ще одне підтвердження результатів моделювання експериментальними даними, як з точки зору гідравліки, так і з механічної точки зору. Паралельно з експериментальними даними слід проводити моделювання обчислювальної гідродинаміки (CFD) та метода кінцевих елементів (FEA) для трьох робочих точок, що відповідають глибокому частковому навантаженню, частковому навантаженню та умовам перевантаження. Перевага залишається за чисельним моделюванням, бо підкреслює відмінності в механічній поведінці робочого колеса при впливі певних гідравлічних явищах [2].

Кожна вибрана робоча точка демонструє різні гідравлічні та механічні характеристики, тому складність кожної моделі CFD повинна бути адаптована для їх максимально точного розрахунку [3,4]. Також для повного розрахунку навантаження було необхідно встановити коливання рівня тиску на вході в спіральну камеру для спрощення та подання гідроакустичних характеристик. Ці нестационарні розрахунки мали додаткову складність моделювання кавітації, що робить необхідним правильний вибір кавітаційної моделі.

Пов'язані нестационарні моделювання CFD та FEA показали хорошу здатність охоплювати гідравлічні явища, що виникають в нестандартних умовах та їх механічного впливу на робоче колесо [2]. Ці два взаємодоповнювальні підходи були використані для дослідження впливу кожного динамічного явища на механічну поведінку та утомні пошкодження робочого колеса. Метод дозволяє використовувати його не тільки для існуючих конструкцій, але і для нових проектів гідротурбін.

Список посилань

1. Миронов, К.А. Визначення та аналіз впливу розрахункових параметрів на ефективність радіально-осьових гідротурбін [Текст] / К.А. Миронов, Ю.Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ», Х.: НТУ «ХПІ», № 42 (1264), 2017. – С. 66-70.