

Системи керування слідкуючим пневмоприводом за положенням з компенсацією тертя

А. В. Нікітін¹ • О. В. Левченко²

Received: 9 September 2024 / Revised: 11 November 2024 / Accepted: 21 November 2024

Анотація. Робота присвячена розробці систем керування слідкуючим пневматичним приводом з урахуванням поточного положення робочого органу виконавчого пристрою та величини тертя в парах тертя виконавчого пристрою. Реалізація позиціонування пневматичного приводу є складною технічною задачею, але водночас надзвичайно актуальною, так як промислові системи сучасного виробництва вимагають виконання технологічних операцій не лише з високою швидкістю, а й з високою точністю позиціонування робочого органу виконавчого пристрою. У роботі також розглянуто системи керування пневматичними приводами за положенням робочого органу з урахуванням нелінійності руху обумовлених силами тертя в пневматичному приводі. Тертя в контактних парах пневматичних виконавчих пристроїв негативно впливає на роботу приводів, особливо з врахуванням залежності тертя від температури навколишнього середовища, стану поверхні контактних пар, наявності та якості змащувальних матеріалів тощо. Дослідження демонструє існуючі системи керування та реалізовані статичні та динамічні моделі компенсації тертя і вплив таких моделей на точність і керованість систем при різних видах регуляторів і схем реалізації, в тому числі на пропорційних розподільниках з аналоговим керуванням та швидкодіючих розподільниках прямої дії. Проведено аналіз систем позиціонування з можливістю регулювання вхідного тиску і вплив таких системних рішень на жорсткість системи та її швидкодію. В роботі сформульовано мету для подальших наукових досліджень та визначено перелік задач, необхідних для реалізації поставленої в роботі мети. Також представлено конструктивне рішення випробувального стенду з можливістю реалізації адаптивного регулювання зусилля виконавчого пристрою в залежності від зміни експлуатаційних параметрів технологічної операції а також зміни параметрів роботи пневматичної системи в цілому.

Ключові слова: пневматика, сервопривід, пневматичний циліндр, пневматичний розподільник, регулювання тиску, регулювання положення.

Вступ

Не зважаючи на стрімкий розвиток нових електромеханічних систем і електричних приводів, які мають якісні характеристики по швидкодії і точності, пневматичні та гідравлічні приводи залишаються актуальними в промисловому устаткуванні завдяки поєднанню жорсткості і зусилля при невеликих габаритах і вартості. Пневматичні приводи при відносно невеликій вартості можуть бути використані у достатньо важких умовах, а саме підвищеній вологості, запиленні

або ж навпаки, в умовах чистих приміщень фармацевтичних і харчових виробництв [1]. У новітніх технологіях побудови екзоскелетів [2] пневматичні системи знаходять також своє застосування. Пневматичні системи дозволяють використовувати їх в умовах електромагнітного впливу в захватах зварювальних роботів в машинобудуванні [3] або навпаки в умовах, коли обладнання повинно випромінювати мінімальне магнітне поле, що актуально у виробництві електронних систем і акумуляторів нових зразків, або в системах сумісних з магнітно-резонансною томографією (МРТ) [4]–[5]. Всі наведені приклади підтверджують, що пневматичні системи і надалі мають право на життя і реалізація систем на базі пневматичного приводу може вирішувати складні технологічні задачі позиціонування і пресування. Пневматичні пропорційні регулятори потоку і тиску розширюють можливості пневмо-

✉ А. В. Нікітін
nikitin.artour@gmail.com

¹ Дочірнє підприємство “Фесто”, Київ, Україна

² КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

приводу шляхом регулювання положення і зусилля робочого органу виконавчого пристрою. Електропневматичні дроселі регулюють положення та швидкість пневматичних приводів у харчовому виробництві для формування і дозування сировини, створюють необхідний потік для очищення екранів та електронних компонентів перед фінальним процесом збірки, швидкісне формування потоків фарби відповідно до заготовки в умовах вибухонебезпечного середовища.

Системи оснащені контролем зусилля завдяки пропорційним регуляторам тиску дозволяють контролювати натяг барабанів натягу в системах виробництва тканин в умовах пожежонебезпечного виробництва, а дооснащення системи пневматичними елементами дозволяє зупинити систему при аварійних режимах в потрібному положенні. Контроль тиску забезпечує необхідну витрату у системах зварювання, подаючи робочий газ у зону зварювання та забезпечуючи ефективну роботу всієї системи.

Постановка проблеми

Застосування сервопневматичних систем наразі поділяється на два основних напрямки: перший – використання швидкодіючих розподільників з широтно-імпульсною модуляцією та другий – серворозподільників з аналоговим керуванням. Пневматичні системи мають певні переваги перед використанням електро механічних систем в першу чергу через простоту виконавчих механізмів. Проте складність керування обумовлена нелінійностями в пневматичних системах за рахунок стискуваності повітря та тертя елементів приводу. Для практичної компенсації тертя використовуються статичні та динамічні моделі компенсації, які активно застосовуються для різноманітних задач. У виробництвах з наявною мережею стиснутого повітря, впровадження систем позиціонування на базі пневмоприводу і його майбутня експлуатація та модернізація є економічно вигідним порівняно з електроприводом, особливо в режимах роботи на малих швидкостях з великими зусиллями. Створення ефективної системи керування подібних систем є доволі складним завданням, а саме вимагає створення реальної математичної моделі і системи керування з урахуванням нелінійностей робочого середовища, обумовлене властивостями стискуваного повітря і нелінійності тертя в ущільненнях при русі пневматичних приводів.

Мета і задачі дослідження

Метою даної роботи є систематизація методів керування сервопневматичними системами, створеними на базі різних типів регуляторів, законів керування, моделей врахування нелінійностей, та реалізованих експериментальних установок. Для реалізації поставленої

мети необхідно вирішити наступні задачі: 1 – аналіз існуючих систем керування, 2 – аналіз проваджених моделей компенсації тертя, 3 – дослідження реалізованих моделей фізично з урахуванням типу пневмоприводу. 4 – розгляд отриманих результатів роботи системи за швидкодією та перерегулюванням, з моделями компенсації тертя та без них.

Реалізовані рішення

Позиціонування пневмоприводів засновано на двох основних типах клапанів: пропорційні розподільники з аналоговим керуванням та швидкодіючі розподільники з функціями 2/2, 3/2, 5/3. На основі цих розподільників побудовані більшість систем керування з врахуванням тертя та без нього.

Існує велика кількість моделей тертя, які використовуються для сервопневматичних систем, проте їх можна поділити на два основних типи: динамічні, які описують тертя як функцію відносної швидкості та переміщення, наприклад модель Люгре і статичні, які описують тертя як функцію відносної швидкості, наприклад модель Стрібека.

Системи керування, які використовують моделі тертя такі як модель Люгре чи модель Стрібека [6]–[7], або інші моделі тертя поділяються на два основних типи. Першим можна назвати класичний пропорційно-інтегрально-диференціальний (ПІД) регулятор з додатковими функціями чи без них, а другим методом є регулятор ковзним режимом (SMC) [8]. Ці регулятори були якісно досліджені і на них побудовано багато систем з класичним виконанням і додатковими надбудовами. SMC-регулятор доволі часто поєднується з системами нечіткої логіки [9]. Головною особливістю регулятора SMC є те, що обмежені невизначеності пневматичної сервосистеми досліджуються, маючи нижню і верхню межу, а динамічна похибка може наближатись до нуля, коли час прагне до безкінечності. Варто зазначити, що обидва типи регуляторів використовуються як з алгоритмами нечіткої логіки так і нейромереж для встановлення коефіцієнтів цих регуляторів.

S. Ning та G. Bone [10] реалізували схему керування безштоковим циліндром з сервоклапаном з відкритим центром серії МРУЕ, виробництва компанії Festo. Нелінійна математична модель в такому випадку має наступний вигляд:

$$\dot{m}_a = f_a(x, p_a, p_s, p_0)$$

$$\dot{m}_b = f_b(x, p_b, p_s, p_0)$$

$$KPT\dot{m}_a = p_a A_a K\dot{y} + A_a (y_{a0} + y) p_a$$

$$KPT\dot{m}_b = p_b A_b K\dot{y} + A_b (y_{b0} + y) p_b$$

$$M\ddot{y} = \begin{cases} p_a A_a - p_b A_b - c_{vf} \dot{y} - F_{cf} - F_1, & \dot{y} \neq 0 \\ 0, & \dot{y} = 0 \text{ і } (p_a A_a - p_b A_b) < F_{cf} \end{cases}$$

Перше та друге рівняння описують характеристики витрати і тиску клапана. В майбутньому буде визначено недостатність цих параметрів для правильного моделювання цих характеристик. Це пов'язано з невідповідністю характеристик різних клапанів при однакових діаметрах робочого отвору.

Схема керування (рис. 1) працює під кутами 0°, 45°, 90°.

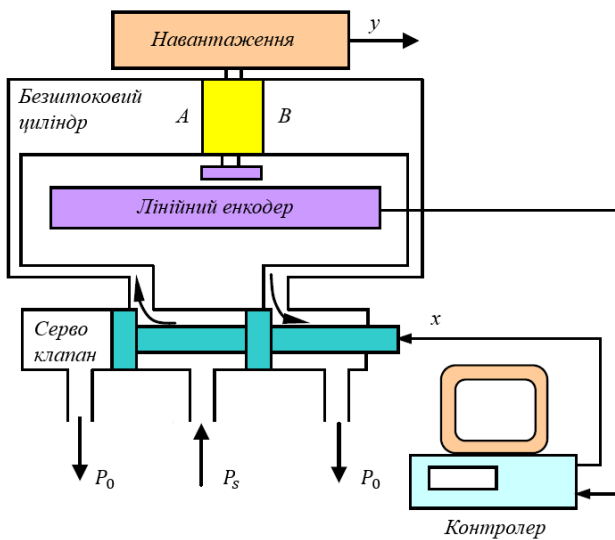


Рис. 1. Схема керування безштоковим циліндром

Після математичних перетворень лінійна модель між вхідним сигналом X сервоклапану та положенням навантаження Y матиме наступну передаточну функцію:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1169s + 4448}{s(s^3 + 22,41s^2 + 533,19s + 1754)}$$

Ця модель є ефективною для симуляцій у замкненому циклі, за умови що контролер компенсує головні нелінійності через тертя.

Передаточна функція регулятора з пропорційним підсиленням та підсиленням по швидкості та прискоренню (PVA) матиме вигляд:

$$X(s) = K_p E(s) - K_v s Y(s) - K_a s^2 Y(s)$$

$$E(s) = Y_d(s) - Y(s)$$

Y_d – задане положення, E – похибка положення. для регулятора з пропорційним підсиленням та підсиленням по швидкості (PV), K_a – коефіцієнт прискорення дорівнюватиме 0. Перші експерименти з регулятором PV показали похибку 5мм, що є доволі суттєвим.

Зменшення похибки за рахунок збільшення пропорційного коефіцієнту може призвести до нестабільності пневматичної системи. Також це створює необхідність визначення причини появи такої похибки. Наявність похибки у сталому положенні обумовлена

наявністю мертвої зони, коли сигнал завдання вже поданий, проте стиснуте повітря ще не поступає в камеру циліндра. Тому була запропонована модель керування з компенсацією тертя (рис. 2).

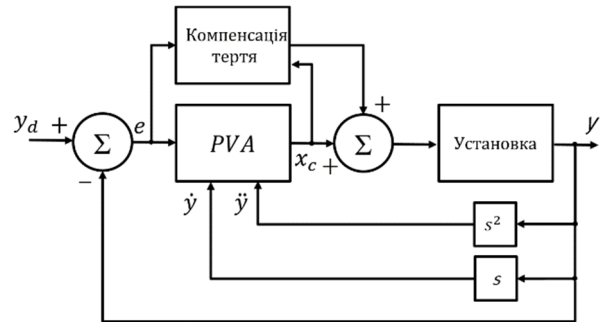


Рис. 2. Модель керування безштоковим циліндром

Впровадження модулю компенсації тертя з регулятором PV ліквідувало похибку у сталому режимі до значень близьких 0 мм, проте перехідний процес мав небажані коливання, які було мінімізовано додатковим зворотнім зв'язком по прискоренню, тобто за допомогою PVA регулятора. Таким чином, під час перехідного процесу було ліквідовано небажані коливання, а час склав близько 0,6 с. Похибка по положенню з PVA регулятором отримала коливання амплітудою близько 0,4 мм протягом 4 с. Було прийнято рішення використовувати комбінацію двох регуляторів PV та PVA.

Протягом всього руху пневмоциліндра працював регулятор PVA, а при досягненні значень близьких до завдань, зворотній зв'язок за прискоренням вимикався. Фінальні результати по переміщенню і похибці продемонстровано на рис. 3.

Ця система отримала якісні показники як при горизонтальному, так і при вертикальному русі з похибкою по положенню $\pm 0,01$ мм та перехідним процесом 0,8 с. Водночас в розглянутій статті нажалі відсутня інформація, як система себе поводить при складних траєкторіях руху.

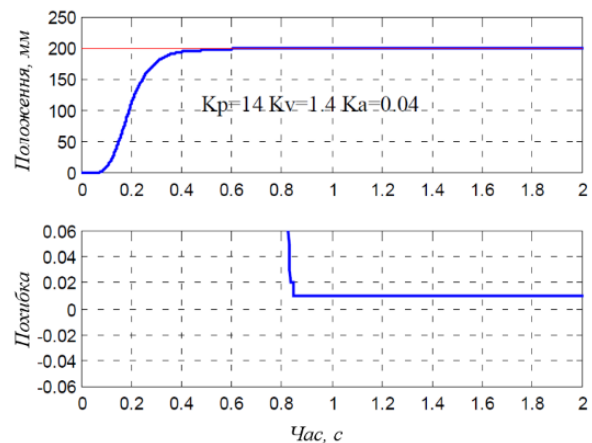


Рис. 3. Положення та реакції на помилки регулятора PVA/PV

Автори S. Ning та G. Bone [11] продовжили роботу над системою позионування (рис. 4) для складних траєкторій і реалізували дві моделі керування.

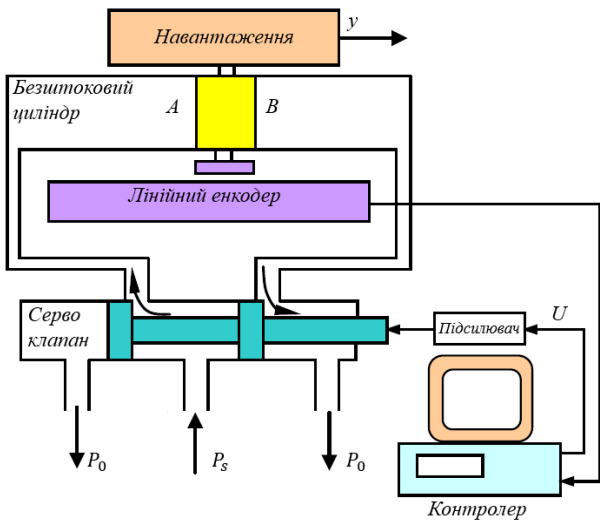


Рис. 4. Модифікована схема керування безштоковим циліндром

В роботі використовується безштоковий циліндр і пропорційний клапан положення. Передаточна функція залежності завдання U сервоклапану та положенням Y матиме наступний вид:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{n_0}{s(s^2 + d_2s + d_1)}$$

На основі роботи [12] повна передаточна функція замкненої системи має вигляд:

$$\frac{Y(s)}{Y_d(s)} = \frac{n_0 K_p}{s^3 + (d_2 + n_0 K_a)s^2 + (d_1 + n_0 K_v)s + n_0 K_p}$$

Для мінімізації впливу тертя та мертвої зони розподільника додані компенсатори мертвої зони (DZS) та компенсатор прямого зв'язку (FF). Модель регулятора 1 (PVA+DZS+FF) має наступний вигляд:

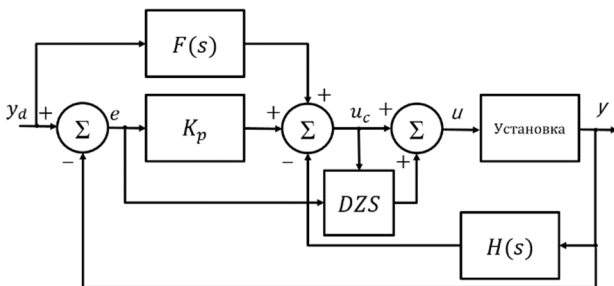


Рис. 5. Модель 1 керування безштоковим циліндром

Для другої моделі регулятора (SMC) використовується еквівалентне керування [13]–[14] та має форму:

$$\ddot{y} = -d_2 \dot{y} - d_1 y + n_0 u$$

Після перетворень сигнал еквівалентного завдання (u_{eq}) буде:

$$u_{eq} = \frac{1}{n_0} [\ddot{y} + d_2 \dot{y} - 2\lambda(\dot{y} - \dot{y}_d) - \lambda^2(y - y_d)]$$

Сигнал керування перемиканням (U_s):

$$u_s = -k_s \text{sat}(S/\phi)$$

Сукупний сигнал керування матиме вираз:

$$u = u_{eq} + u_s$$

Експерименти проводились з вагою 5,8 кг за синусоїдальною траєкторією з різною частотою та циклограмою. Результати тестів показали, що середньоквадратична помилка у регулятора SMC складала 0,51мм, а для регулятора PVA+DZS+FF – 1,24 мм, при тому, що стаціонарна помилка становила 0,01мм.

Інша динамічна модель компенсації тертя [15], модель Люгре, враховує такі сили тертя, як затримка тертя, рух із застряганням, переміщення перед ковзанням та ефекти Даля та Стрібека і описана наступними рівняннями:

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 v$$

$$\dot{z} = v - \frac{|v|z}{g_0(v)}$$

де: F – сила тертя, z – міра середнього прогину контактної плями, σ_0 – міра середньої жорсткості контактної плями, σ_1 – параметр демпфування контактної ділянки, σ_2 – параметр демпфування швидкості, $g_0(v)$ – парна функція, яка дає максимальне стаціонарне значення z , коли $\dot{z} = 0$, як функцію швидкості $v > 0$. Ця модель може описати характеристики статичного тертя. Модель відтворює пружинну поведінку при стрикції, описує змінну силу відриву залежно від прикладених сил, і має гістерезисну поведінку через фрикційну затримку. Всі ці явища об'єднані в нелінійне диференційне рівняння першого порядку, що дозволяє його використовувати при моделюванні систем з тертям. На основі моделі тертя Люгре реалізовані різноманітні системи керування в електромеханічних [16], гідравлічних [17] і пневматичних системах.

В роботі [18] продемонстрована модель Люгре для пневматичного циліндра з каскадним керуванням зі зворотнім зв'язком по положенню та швидкості.



Рис. 6. Схема керування безштоковим циліндром з моделлю Люгре

Результати експериментів наочно показали, наскільки важливо враховувати тертя в пневматичних системах позиціонування. Так без врахування моделі Люгре позиціонування в статичному режимі має похибку до 5 мм і близько нуля з урахуванням. В динамічному режимі різниця в похибці позиціонування майже вчетверо вище у стандартної системи керування.

Система керування з урахуванням тертя за моделлю Стрібека [19] була реалізована для контролю положенням неповноповоротним циліндром. В цій роботі розглянуто 4 види систем керування: класичний пропорційно-диференційний (PD) регулятор, PD з моделлю тертя, PD з алгоритмом диференційної еволюції коефіцієнтів (DE), PD з генетичним алгоритмом (GA) (рис. 7). В роботі використовуються модель тертя Стрібека, параметри до якої обчислюються ітераційним методом. Така модель описана в роботі по тертю у гідравлічному приводі [20] і застосована у контролері для гібридних систем гальм [21].

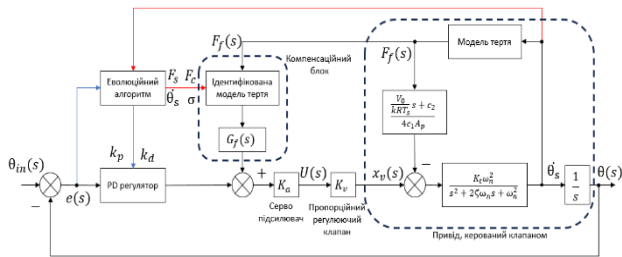


Рис. 7. Схема керування поворотним циліндром з моделлю Стрібека

Результати експериментів показали, що класичний регулятор PD без моделі тертя має похибку за положенням в двічі більшу ніж з моделлю тертя. А використання алгоритмів оптимізації коефіцієнтів регулятора DE і GA ще більше мінімізували похибку за положенням. Важливо підкреслити, що за синусоїдальним сигналом найкращі показники за похибкою показав алгоритм PD-DE. При кроковому сигналі алгоритм PD-GA має кращу швидкодню, але і більше перерегулювання.

Пропорційні розподільники з аналоговим керуванням

Розвиток пневматичних розподільників та їх властивостей, таких як швидкодія, дозволили їх використовувати і для систем позиціонування пневмоприводу. Для керування розподільниками використовуються різні алгоритми на основі широтно-імпульсної модуляції або SMC. Широтно-імпульсна модуляція перетворює на дискретні пакети вхідну потужність системи, яка надходить до виконавчого механізму від джерела живлення. Фактично інтенсивність пакетів описує резуль-

туючу динаміку процесу. В цій було описано запроваджений метод керування саме на швидкісних розподільниках 3/2 з широтно-імпульсною модуляцією [22] (рис. 7). Основною перевагою таких розподільників є собівартість розподільників, які є значно дешевшими в порівнянні з пропорційними розподільниками.

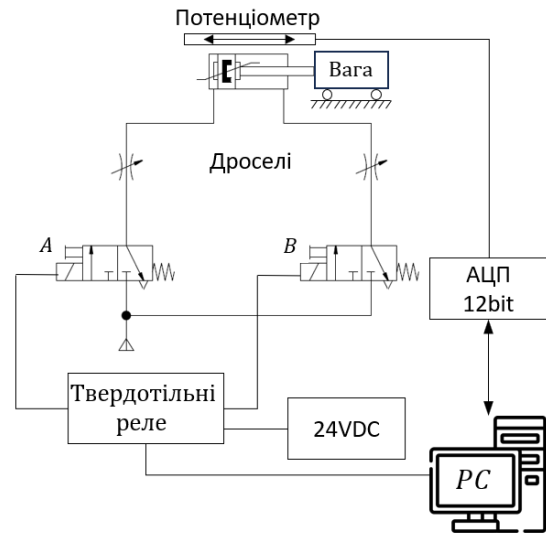


Рис. 7. Схема керування штоковим циліндром з розподільниками 3/2

Ця стаття довела, що використання недорогих розподільників з правильним налаштуванням параметрів, система може бути застосована в різноманітних практичних машинах і установках. Точність позиціонування досягала 0,21 мм, а привід може реагувати на рух кроком 0,11 мм. Проте при збільшенні маси в 6 разів, а відповідно і інерції, збільшило похибку в перехідному процесі до 1 мм і збільшило перехідний процес. В обох випадках з різною вагою був також присутній довгий коливальний процес, що обумовлено дискретністю системи керування.

Цей процес можна прибрати, використовуючи пневматичні дроселі, але таким чином буде збільшено час перехідного процесу. В системі не були використані класичні моделі тертя. Такі методи керування реалізовані на позиціонерах для запірно-регулюючої арматури, де невеликі коливання у визначеному діапазоні не впливають на процеси з великою інерційністю [23].

Система з урахуванням тертя (рис. 8) була запроваджена для аналізу роботи штоковим циліндром на розподільниках 2/2 та 3/2 (рис. 9). Модель тертя представляє собою каскадну систему керування, з пневматичною і механічною підсистемами, побудовану на основі моделі Люгре. Пневматична підсистема являє собою модифікований алгоритм SMC, зі зворотнім кроком.

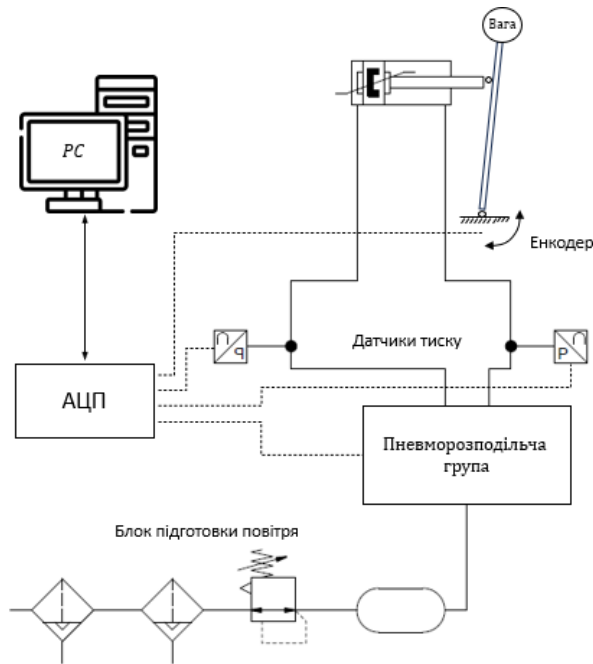


Рис. 8. Принципова схема керування

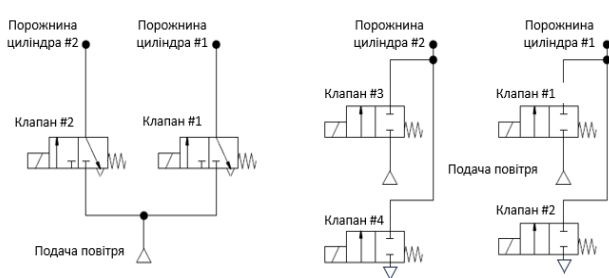


Рис. 9. Схема керування штоковим циліндром з розподільниками 3/2 і 2/2 (Пневморозподільча група)

Робота схеми була двонаправлена, а саме утримання ваги та його рух по кроковій траєкторії та синусоїдальній. Реалізовані схеми були порівняні зі схемою на базі пропорційного розподільника 5/3. Результати показали, що продуктивність, а саме відстеження положення і регулювання порівняно зі схемами на швидкодіючих розподільниках стала значно вищою. При порівнянні схем з розподільниками 3/2 і 2/2, то контроль положення і регулювання має система з 3/2 розподільниками. Це пов'язано з використанням більшої кількості розподільників. В цій роботі циліндр був навантажений вагою у 16 і 21 кг, тому похибка по положенню склала до 5 мм у пропорційного розподільника і до 16 мм у дискретних розподільників при синусоїдальній траєкторії, що є значним показником для точного позиціонування.

В роботі [24] на основі розподільників 2/2 була реалізована схема керування з регулятором PID і нечіткої логіки. Пророблена робота по вдосконаленню ро-

боти розподільників 2/2 і обрано тип регулювання електропневматичної складової між гістерезисним типом регулятора та ПІ-регулятором. ПІ-регулятор має перевагу у формуванні сигналу. Він генерує сигнал рідше, що збільшує час експлуатації розподільника порівняно з гістерезисним регулятором. В роботі не описано врахування сил тертя. Схема керування регулятора з нечіткою логікою (FLC) представлена нижче (рис. 10).

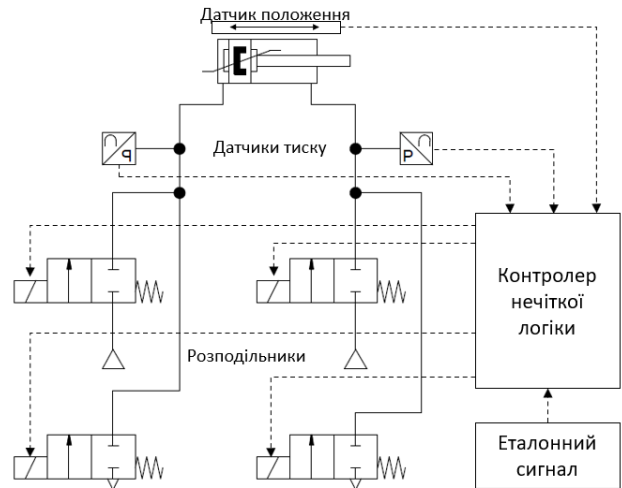


Рис. 10. Схема керування FLC

Результати роботи показали, що використання FLC-регулятора дозволило оптимізувати кількість спрацювань швидкодіючих розподільників, система має гарну динаміку виходу на задане положення, проте має значні перерегулювання і коливальний процес у сталому режимі. Робота насамперед цікава проробленою математичною моделлю циліндра та швидкодіючих клапанів.

Майбутнє дослідження щодо використання сервопневматичного приводу для задач позиціонування і фіксації роз'ємів для плат потребує контроль положення та зусилля для коректної інсталяції (рис. 11). Таким чином систему керування потрібно реалізувати за схожими параметрами з оглянутими системами з врахуванням, в першу чергу перерегулювання.



Рис. 11. Експериментальний стенд

Цей стенд з запропонованою схемою керування (рис. 12) дозволить перевірити існуючі моделі тертя, та алгоритми керування. Можливе впровадження додаткових рішень для підвищення енергоефективності системи та включення у робочий цикл частини лінії.

Система керування встановлена під стендом для компактності та мінімізації впливу довжини пневматичних магістралей.

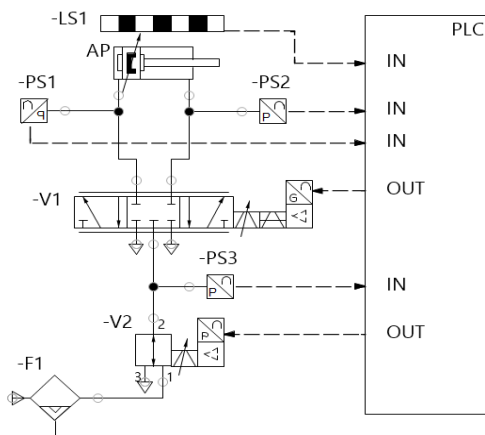


Рис. 12. Принципова схема експериментального стенду

Пневматична схема для проведення перших тестів має пневматичний циліндр AP діаметром 63 мм, зі встановленим аналоговим датчиком положення, пневматичний пропорційний розподільник V1 та пропорційний регулятор тиску V2. Аналогові датчики тиску в робочих каналах циліндра (PS1, PS2) та на вході PS3 клапану V1. Сигнали з датчиків та сигнали завдання формуватимуться через ПЛК з можливістю передачі на персональний ПК. На вході системи буде встановлений фільтр з конденсатовідділювачем. Варто зауважити, що буде використовуватись пропорційний регулятор тиску прямої дії з розподільниками за п'єзо технологією, який має якісні характеристики за гістерезисом, лінійністю, повторюваністю за аналогі [25].

Даний стенд дозволить організувати різні режими роботи та контролювати основні параметри системи. Можливе впровадження додаткових рішень для підвищення енергоефективності системи та включення у робочий цикл частини лінії. Планується використання двох типів циліндрів, зі стандартними ущільненнями та зі зменшеним коефіцієнтом тертя.

Обговорення отриманих результатів

Розглянуті приклади кажуть про те що, дуже важливими є параметри компонентів, які використовуються, а саме точність вимірювальних приладів положення і тиску. Їх швидкодія і точність дозволяє регуляторам отримувати правильну інформацію щодо роботи виконавчого пристрою.

Як було зазначено вище, розглядається тестування двох типів циліндрів з різними силами тертя, це приводить до того що повинні бути, визначенні параметри цих циліндрів і відповідно правильно вибранні моделі тертя. Модель Люгре в циліндрах зі зниженим тертям може показати не найкращі показники, через властивості самої моделі і мати коливальний характер у сталому режимі. Модель Стрібека демонструє кращі показники при визначеній системі і демонструє сталість при нульових швидкостях. Моделі Стрібека і Люгре є моделями одноточковими, тому аналіз систем з моделями тертя і безпосередньо самих систем буде продовжено.

Використання швидкодіючих розподільників на теперішньому етапі в роботі з платами і роз'ємами буде відкладено, через перерегульованість цих систем в роботі з невеликими циліндрами.

Швидкодіючі розподільники зі швидкістю спрацювання в 2–8 мс мають обмеження по використанню, а саме для невеликих приводів необхідно встановлювати дроселі для регулювання потоку, що впливає на нелінійність системи з одного боку, а з іншого розподільники мають не велику пропускну здатність, до 200 л/хв що може обмежити їх використання для надвеликих циліндрів у випадку необхідності збільшеної швидкодії.

Запропонована система для експериментів має всі необхідні базові елементи для перевірки і впровадження систем керування з врахуванням систем тертя, їх реєстрації та подальшого аналізу.

Висновки

В результаті проведеної роботи було розглянуто моделі тертя впроваджені в системи керування позиціонуванням пневмоприводу. Їх залученість у різноманітні системи автоматизації в різних галузях виробництва. Наглядними були приклади порівняння роботи систем з впровадженою системою тертя і без неї. Системи, які не мають впроваджених технічних рішень для компенсації нелінійності руху циліндра завжди мають значне перерегулювання порівняно з відповідними регуляторами, де впроваджені або моделі тертя, або аналогічні компенсаційні міри, і що це не залежить від вибраного обладнання. Аналіз показав, що системи з пропорційним розподільником з аналоговим керуванням з різними регуляторами дозволяють якісніше реалізувати позиціонування пневмоприводів за системи на базі швидкодіючих розподільників 3/2 і 2/2. Системи 3/2 і 2/2 через свою природу дискретності не дозволяють якісно реалізувати контроль положення без надлишкового перерегулювання, що для друкованих плат буде критично. Хоча системи на дискретних розподільниках мають свої переваги, а саме собівартість таких систем з порівняно гарними характеристиками регулювання, і мають напрямки їх впровадження на виробництві.

References

- [1] J.R. Philips, "A Longitudinal Slip Tire Model for Brake Control Systems: Features and Uses in Simulation, Control Synthesis and Stability Analysis," *SAE Transactions*, 111: 507–515, 2002, URL <https://www.jstor.org/stable/44718459>.
- [2] J. Chung, R. Heimgartner, C. T. O'Neill, N. S. Phipps, and C. J. Walsh, "ExoBoot, a Soft Inflatable Robotic Boot to Assist Ankle During Walking: Design, Characterization and Preliminary Tests," *Proceedings of the IEEE RAS and EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechanics, Vol. 2018-August*, Aug. 2018, doi: 10.1109/biorob.2018.8487903.
- [3] P. Qian, C. Pu, L. Liu, D. He, L. M. R. Páez, and D. Meng, "A novel high-frequency resonance controllable pneumatic actuator and its high-precision motion trajectory tracking control," *Mechatronics*, vol. 96, p. 103089, Oct. 2023, doi: 10.1016/j.mechatronics.2023.103089.
- [4] J. F. Carneiro and F. G. De Almeida, "Using a Conventional Servopneumatic System for Robust Motion Control in the Micrometer Range," *Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Jul. 2014, doi: 10.1115/esda2014-20263.
- [5] Y. Wang, H. Su, K. Harrington, and G. S. Fischer, "Sliding Mode Control of Piezoelectric Valve Regulated Pneumatic Actuator for MRI-Compatible Robotic Intervention," *Proceedings of the ASME 2010 Dynamic Systems and Control Conference*, Jan. 2010, doi: 10.1115/dsc2010-4203.
- [6] N. N. Yu, C. Hollnagel, A. Blickenstorfer, S. S. Kollias, and R. Riener, "Comparison of MRI-Compatible mechatronic systems with hydrodynamic and pneumatic actuation," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 13, no. 3, pp. 268–277, Jun. 2008, doi: 10.1109/tmech.2008.924041.
- [7] Dahl PR. A Solid Friction Model. Technical rept. ADA041920, Aerospace Corp, El Segundo, CA, 1968. URL <https://apps.dtic.mil/sti/citations/ADA041920>.
- [8] James R. Phillips, "An Integrated Stribeck Friction Model: Analysis, Simulation, and Comparison with Dahl and Jlorpe Simulation: Transactions of the Society for Modeling and Simulation International", Accepted preprint, Nov. 2024
- [9] J. Song and Y. Ishida, "A robust sliding mode control for pneumatic servo systems," *International Journal of Engineering Science*, vol. 35, no. 8, pp. 711–723, Jun. 1997, doi: 10.1016/s0020-7225(96)00124-3.
- [10] M. I. Putra, A. Irawan, and R. M. Taufika, "Fuzzy Self-Adaptive Sliding Mode Control for pneumatic cylinder Rod-Piston Motion Precision Control.," *Journal of Physics Conference Series*, vol. 1532, no. 1, p. 012028, Jun. 2020, doi: 10.1088/1742-6596/1532/1/012028.
- [11] S. Ning and G. M. Bone, "High steady-state accuracy pneumatic servo positioning system with PVA/PV control and friction compensation," *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Jun. 2003, doi: 10.1109/robot.2002.1013660.
- [12] N. S. Ning and G. M. Bone, "Experimental comparison of two pneumatic servo position control algorithms," *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Niagara Falls*, pp. 37–42, Aug. 2006, doi: 10.1109/icma.2005.1626519.
- [13] J. Wang, J. Pu, and P. Moore, "A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems," *Control Engineering Practice*, vol. 7, no. 12, pp. 1483–1488, Dec. 1999, doi: 10.1016/s0967-0661(99)00115-x.
- [14] J.-J. E. Slotine and W. Li, Applied nonlinear control. 1991. [Online]. Available: <http://ci.nii.ac.jp/ncid/BA11352433>
- [15] C. C. De Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, and P. Lischinsky, "A new model for control of systems with friction," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 40, no. 3, pp. 419–425, Mar. 1995, doi: 10.1109/9.376053.
- [16] M. Cao, J. Hu, and J. Yao, "Adaptive super-twisting sliding mode control with neural network for electromechanical actuators based on friction compensation," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, Aug. 2024, doi: 10.1177/09544062241271676.
- [17] C. L. E. D. Machado, R. Guenther, V. J. De Negri, and S. C. P. Gomes, "Cascade Control With Friction Compensation Based on Artificial Neural Network for a Hydraulic Actuator," *ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pp. 121–130, Jan. 2006, doi: 10.1115/imece2006-14740.
- [18] R. Guenther, E. A. Perondi, E. R. DePieri, and A. C. Valdiero, "Cascade controlled pneumatic positioning system with Jlorpe model based friction compensation," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 28, no. 1, Mar. 2006, doi: 10.1590/s1678-58782006000100006.
- [19] K. Li, Y. Zhang, S. Wei, and H. Yue, "Evolutionary Algorithm-Based friction feedforward compensation for a pneumatic rotary actuator servo system," *Applied Sciences*, vol. 8, no. 9, p. 1623, Sep. 2018, doi: 10.3390/app8091623.
- [20] L. Márton, S. Fodor, and N. Sepeshri, "A practical method for friction identification in hydraulic actuators," *Mechatronics*, vol. 21, no. 1, pp. 350–356, Sep. 2010, doi: 10.1016/j.mechatronics.2010.08.010.
- [21] R. De Castro, F. Todeschini, R. E. Araújo, S. M. Savaresi, M. Corno, and D. Freitas, "Adaptive-robust friction compensation in a hybrid brake-by-wire actuator," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 228, no. 10, pp. 769–786, Nov. 2013, doi: 10.1177/0959651813507562.

- [22] R. B. Van Varseveld and G. M. Bone, "Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 2, no. 3, pp. 195–204, Jan. 1997, doi: 10.1109/3516.622972.
- [23] High control precision. FESTO, Available: https://media.festo.com/media/3763_documentation.pdf
- [24] B. Najjari, S. M. Barakati, A. Mohammadi, M. J. Futohi, and M. Bostanian, "Position control of an electro-pneumatic system based on PWM technique and FLC," *ISA Transactions*, vol. 53, no. 2, pp. 647–657, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.isatra.2013.12.023.
- [25] F. Ning, Y. Shi, M. Cai, Y. Wang, and W. Xu, "Research progress of related technologies of Electric-Pneumatic Pressure Proportional valves," *Applied Sciences*, vol. 7, no. 10, p. 1074, Oct. 2017, doi: 10.3390/app7101074.

Position control systems with friction compensation for servo pneumatic actuators

A. V. Nikitin¹ • O. V. Levchenko²

¹ Subsidiary Enterprise "Festo", Kyiv, Ukraine

² Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute

Abstract. Article is devoted to the development of control systems for a pneumatic system taking into account the current position of the working body of the actuator and the amount of friction in the friction pairs of the actuator. This work also examines control systems for pneumatic drives based on the position of the working body, taking into account the nonlinearity of the motion caused by friction forces in the pneumatic actuator. The study demonstrates existing control systems and implemented static and dynamic models of friction compensation and the impact of such models on the accuracy and controllability of systems with various types of regulators and implementation schemes, including proportional valves with analog control and high-speed direct-acting valves. An analysis of positioning systems with the possibility of adjusting the input pressure and the impact of such system solutions on the rigidity of the system and its speed is carried out. The work formulates the goal for further scientific research and identifies a list of tasks necessary to implement the goal set in the work. A design solution for a test stand with the possibility of implementing adaptive regulation of the force of the actuator depending on changes in the operational parameters of the technological operation is also presented.

Keywords: pneumatics, servo drive, pneumatic cylinder, pneumatic valve, pressure regulation, position control.
