

Хмельницький національний університет  
Факультет інформаційних технологій  
Кафедра автоматизації, комп'ютерно-інтегрованих технологій та робототехніки

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістр

Освітній рівень

Удосконалений метод керування пневматичним приводом

Назва теми

КвРАКІТР.2023199.01.02.ПЗ

Рівень вищої освіти магістр

Галузь знань 17 «Електроніка, автоматизація та електронні комунікації»

Шифр, назва

Спеціальність 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

Шифр, назва

Освітня програма «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

Назва

Виконав:

студент II курсу, група АКІТрм-23-1

Підпис

Олександр СОШКА

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник

Підпис

Валерій МАРТИНЮК

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер

Підпис

Людмила КОРЕЦЬКА

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:  
зав. кафедри АКІТгаР

Підпис

Валерій МАРТИНЮК

Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

«30» грудня 2024 р.

Хмельницький 2024

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет *інформаційних технологій*  
Кафедра *автоматизації, комп'ютерно-інтегрованих технологій та робототехніки*  
Рівень вищої освіти *другий (магістерський)*  
Галузь знань *17 – Електроніка, автоматизація та електронні комунікації*  
Спеціальність *174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка*  
Освітня програма *Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АКИТтаР

Валерій МАРТИНЮК

01 вересня 2024р.

**ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

Сошці Олександр Івановичу

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1 Тема роботи Удосконалений метод керування пневматичним приводом  
Керівник роботи Мартинюк Валерій Володимирович, д.т.н, професор

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, учене звання

Затверджено наказом ректора університету від 26.08.2024 р. №60

2 Строк подання студентом роботи на кафедру 02.12.2024р.

3 Вихідні дані до роботи

Мета роботи: розробка удосконаленого методу керування дозатором рідини


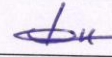


Предмет дослідження: удосконалений метод керування дозатором рідини

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. Огляд літературних джерел та патентних даних. Математична модель процесу керування пневматичним приводом. Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом. Експериментальне дослідження удосконаленого методу керування пневматичним приводом. Висновки.

5 Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)  
презентаційні матеріали (слайди)

6 Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

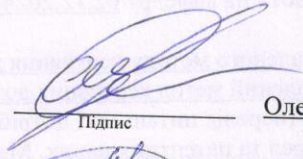
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Антиплагіат	Федула М.В., доцент кафедри АКИТтаР		
Нормоконтроль	Корецька Л.О., доцент кафедри АКИТтаР		

7 Дата видачі завдання 01 вересня 2024р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

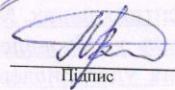
Назва розділу кваліфікаційної роботи	Строк виконання	Примітка
1. Вступ	10.09.2024р.	Виконано
2. Огляд літературних джерел та патентних даних	25.09.2024р.	Виконано
3. Математична модель процесу керування пневматичним приводом	15.10.2024р.	Виконано
4. Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом	30.10.2024р.	Виконано
5. Експериментальне дослідження удосконаленого методу керування пневматичним приводом	10.11.2024р.	Виконано
6. Висновки	15.11.2024р.	Виконано
7. Оформлення пояснювальної записки	20.11.2024р.	Виконано
8. Оформлення презентаційних матеріалів	1.12.2024р.	Виконано

Студент

  
 Підпис

**Олександр СОШКА**  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник кваліфікаційної роботи

  
 Підпис

**Валерій МАРТИНЮК**  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

## АНОТАЦІЯ

Тема кваліфікаційної роботи: «Удосконалений метод керування пневматичним приводом».

Автор роботи: Сошка Олександр Іванович.

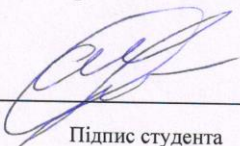
Керівник роботи: Мартинюк Валерій Володимирович.

Пояснювальна записка: 89 с., 68 рис., 8 табл., 1 дод., 80 джерел.

Графічна частина: 12 презентаційних слайдів.

УДОСКОНАЛЕНИЙ МЕТОД КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ, ПНЕВМАТИЧНИЙ ЦИЛІНДР, ПНЕВМАТИЧНИЙ КЛАПАН.

**Мета роботи:** розробка удосконаленого методу керування дозатором рідини. Розроблено удосконалений метод керування пневматичним приводом, особливістю якого є модель псевдо-зв'язкового графіка з внутрішнім добутокком між входом положення золотника та виходом зусилля керування як псевдо-об'ємною витратою.

  
Підпис студента

02.12.2024  
Дата

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПАТЕНТНИХ ДАНИХ .....	6
1.1 Особливості пневматичних приводів.....	6
1.2 Огляд методів керування пневматичними приводами.....	9
1.3 Висновки до першого розділу.....	24
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ .....	25
2.1 Математична модель тертя.....	25
2.2 Математична модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом .....	32
2.3 Висновки до другого розділу.....	41
3 ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ УДОСКОНАЛЕНОГО МЕТОДУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ .....	43
3.1 Особливості імітаційної моделі удосконаленого методу керування пневматичним приводом .....	43
3.2 Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscare з підсистемою пропорційного керування та різними вхідними сигналами .....	54
3.3 Висновки до третього розділу.....	62
4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОГО МЕТОДУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ .....	64
4.1 Особливості експериментального дослідження ПІД-регулювання удосконаленого методу керування пневматичним приводом.....	64
4.2 Налаштування удосконаленого методу керування керування пневматичним приводом .....	69
4.3 Висновки до четвертого розділу.....	77
ВИСНОВКИ.....	78
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	79

Додаток А Стаття у фаховому журналі (подана до редакції журналу «Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах»).....	87
--	----

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Пневматичні приводи мають низку переваг, таких як висока швидкодія, простота конструкції, надійність і низька вартість експлуатації, що робить їх широко затребуваними в сучасних автоматизованих системах.

Удосконалення методів керування пневматичними приводами дозволить забезпечити їхню ефективну роботу, розширити функціональні можливості та підвищити конкурентоспроможність технологій, що використовуються в різних галузях.

Тому, розробка удосконаленого методу керування пневматичним приводом, є дійсно актуальною задачею.

**Метою роботи** є розробка удосконаленого методу керування пневматичним приводом.

Відповідно до поставленої мети необхідно вирішити **завдання:**

- виконати огляд літературних джерел та патентних даних про методи керування пневматичним приводом;
- розробити математичну модель процесу керування пневматичним приводом;
- розробити алгоритм та програмну реалізацію удосконаленого методу керування пневматичним приводом;
- розробити імітаційну модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом.

**Об'єктом дослідження** є процес керування пневматичним приводом.

**Предметом дослідження** є удосконалений метод керування пневматичним приводом.

**Методи досліджень.** При вирішенні поставлених завдань у роботі були використані методи математичних моделей, які описують динаміку стиснення повітря, характеристики клапанів і приводу, комп'ютерного моделювання і симуляції для оцінки роботи пневматичних приводів, методи аналізу стабільності та динаміки системи керування пневматичним приводом.

**Наукова новизна отриманих результатів:**

В результаті проведеного дослідження розроблено удосконалений метод керування пневматичним приводом, який забезпечує точніше регулювання положення та швидкості привода, зменшуючи вплив нелінійних характеристик пневматичної системи.

## 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПАТЕНТНИХ ДАНИХ

### 1.1 Особливості пневматичних приводів

Пневматичні приводи - це пристрої, які використовуються для перетворення енергії стисненого повітря в механічну енергію для виконання корисної роботи. Іншими словами, пневматичні приводи використовуються для прикладання необхідної сили в кінці робочого ходу або використовуються для створення переміщення рухом поршня.

Повітря під тиском від компресора подається в резервуар. Із резервуару далі повітря під тиском подається до пневматичного приводу для виконання роботи. За допомогою пневматичних циліндрів можна отримати лінійний, обертальний і коливальний рух. Пневматичні приводи використовуються в приміщеннях, де важлива чистота.

Пневматичні приводи є популярними в різних галузях, зокрема в техніці автоматизації. Пневматичний привід відіграє домінуючу роль у багатьох автоматизованих завданнях з обробки матеріалів. Це пояснюється їх низькою вартістю, безпечністю і компактністю системи позиціонування.

Пневматичний привід добре підходить для легких і середніх навантажень. Крім того, він швидкий, чистий і потребує невеликого обслуговування. Пневматичний привід широко використовуються в промисловості для виконання простих завдань з фіксованою заданою точкою вибору та розміщення.

Однак пневматичні системи не отримали широкого використання для сервоприводів через їх погану динамічну реакцію у порівнянні з електричними або гідравлічними системами. Стисливість повітря може спричинити затримки у передавачі сигналу, де важливими є короткий час відповіді та висока точність позиціонування.

Сила тертя є однією з найпоширеніших невизначеностей системи та середовища в електромеханічній системі. Для пневматичних приводів тертя в основному існує між контактами поршня зі стінкою циліндра.

Невизначеність тертя безпосередньо впливає на динаміку системи в усіх режимах роботи. Коли система працює близько до нульової швидкості, тертя має домінуючий вплив на похибку сталого стану відстеження положення.

Як правило, пряме вимірювання тертя неможливе, тому використовуються метод адаптивної компенсації тертя для точного відстеження положення пневматичного приводу у вільному просторі шляхом компенсації невизначеності тертя. Для спрощення контролера використовують структуру внутрішнього контуру керування силою та зовнішнього контуру керування положенням.

Взаємодія між роботом-маніпулятором і навколишнім середовищем неминуча для успішного виконання багатьох промислових завдань, таких як полірування, складання або видалення задирок тощо. Встановлення поршня в блок циліндрів - це промисловий приклад використання неадекватної стратегії керування із контролем лише положення поршня.

Одним із найбільш швидкозростаючих інтересів у дослідженнях роботів є взаємодія та співіснування роботів і людей для таких цілей, як промислове застосування, вдома для розваг та інших побутових пристроїв, а також у лікарнях для застосування в охороні здоров'я.

Підвищення гнучкості та здатність справлятися з силами взаємодії є ключовими аспектами під час взаємодії. Цього можна досягти або пасивним способом, використовуючи належним чином сумісний механічний пристрій, або активним шляхом, розробивши стратегію контролю взаємодії.

У звичайних промислових роботів виникають проблеми зі стабільністю контакту, коли робот контактує з твердим або жорстким середовищем. Пневматичні маніпулятори можуть забезпечити унікальну гнучкість під час такої взаємодії та пропонують роботам більш здійсненну та природну можливість тісної співпраці з людьми.

Для завдань взаємодії, незалежно від того, чи контактує робот з навколишнім середовищем, є ще одна основна невизначеність системи та середовища. Відомі два підходи, які базуються на пасивності та енергії для задач взаємодії з використанням систем з пневматичним приводом.

Пневматичні приводи мають деякі унікальні динамічні характеристики. Вони дуже відрізняються від своїх аналогів нестисливої рідини гідравлічних приводів, завдяки стисливості газу.

Для виконання завдань стабільної та дисипативної взаємодії з довільним середовищем одним з можливих підходів є використання пасивної пневматичної системи щодо швидкості подачі. Така система використовує вхідне положення золотникового клапана та приведення в дію вихідне зусилля.

Пасивна система може стабільно взаємодіяти з будь-якою строго пасивною системою. З огляду на те, що майже всі середовища суто пасивні, підхід, заснований на пасивності, забезпечує просту та зрозумілу концепцію дизайну контролера для завдань взаємодії.

Другий підхід до керування на основі енергії для завдань взаємодії здійснюється з використанням алгоритму керування пневматичним стрибковим роботом. Замість того, щоб відстежувати бажану траєкторію в часі, коливальний рух генерується шляхом підтримки бажаного загального рівня енергії під час контакту.

Отримані значення бажаної швидкості, прискорення та ривків є попередньо згенерованими значеннями на основі позиції. Задаючи квазілінійну жорсткість пневматичного приводу, можна чітко контролювати тривалість контакту.

Вказуючи бажану загальну енергію системи під час контакту, можна контролювати час польоту. Податливість пневматичної системи дозволяє уникнути труднощів безпосереднього переходу між вільним простором і обмеженим середовищем (землею).

Пневматичний робот також повністю використовує стисливість пневматичної системи під час удару, перетворюючи більшу частину кінетичної енергії системи (крім кінетичної енергії штока циліндра) у внутрішню енергію стисненого повітря в нижній камері.

## 1.2 Огляд методів керування пневматичними приводами

Адаптивний контролер - це контролер з регульованими параметрами і механізмом регулювання параметрів [1]. Адаптивне керування знайшло широке застосування в дослідженнях і промислових системи з електричним приводом.

Армстронг і Канудас де Віт [2] провели аналіз систем керування пневматичними приводами, використовуючи типову статику та динаміку моделі тертя. Пряме та непряме адаптивне керування для компенсації тертя було проаналізоване для загальної динамічної системи.

Пневматичній системі притаманена низька жорсткість і висока нелінійна динаміка. Ванг [3] запропонував модифікований ПІД-регулятор для сервопневматики системи приведення в дію через мінімізацію затримки часу та компенсацію цільового положення. Середнє значення похибки положення менше 1 мм.

Експериментальне порівняння для шести різних алгоритмів керування в тому числі PID регулятора, нечіткого регулятора, PID регулятора з відгуком за тиском, нечіткого регулятора зі зворотним зв'язком по тиску, ковзним режимом і нейронечітким керуванням були представлені в роботі [4], але точності контролю положення не було враховано.

Азіз і Боун [5] запропонували автоматичний тюнінг метод керування точного положення пневматичного приводу та поєднали аналіз на основі офлайн-моделі з онлайн-ітерацією. Похибка сталого стану становить 0,2 мм по відношенню до кроку переміщення.

Високоточна пневматична сервосистема позиціонування була запропонована Нінгом та Боном [6] з використанням позиційно-швидкісного прискорення і контролю за допомогою компенсації тертя.

Хоча похибку в стаціонарному стані можна зменшити до 0,01 мм, ефективність керування залежить від ручному налаштування параметрів регулятора. Точний контроль положення пневматичного приводу також

здійснювалася через ШІМ-алгоритми з використанням електромагнітних клапанів [7].

ПІД-регулятор з компенсацією тертя та керуванням позицією вперед, який визначає тривалість імпульсу сигналу вмикання/вимикання, може забезпечувати стабільну точність краще ніж 0,21 мм із часом наростання кроку 180 мс.

Промислові роботи добре виконують завдання у вільному просторі, наприклад, зварювання або фарбування. Для виконання таких завдань використовується точність позиціонування, але взаємодія із середовищем використовується недостатньо. У пневматичних приводах сили контролюються шляхом маніпулювання різницею тиску між двома камерами приводу, а податливість забезпечується стисливістю повітря.

У роботі [8] Прат зазначив, що нижча жорсткість взаємодії має переваги, включаючи більшу стійкість до ударів, більш точне та стабільне керування силою, менше пошкодження під час ненавмисного контакту.

Завдання, які вимагають високого ступеня взаємодії з навколишнім середовищем, вимагають, щоб актуатори були пластичними [9]. Розглянуто використання різних підходів до створення приводу, який контактуватиме з навколишнім середовищем і підтримуватиме певну контактну силу за допомогою електричних систем [10], гідравлічних систем [11, 12], а також пневматичних систем [13].

Такі підходи поділяють завдання на три режими: режим вільного простору, обмежений режим і перехідний режим. Різні стратегії керування перемиканням використовуються для забезпечення стабільності та мінімізації коливань.

Одним із найбільш широко використовуваних підходів для керування контактними завданнями є імпедансний контроль [14, 15]. Ключовим моментом керування імпедансом є те, що один контролер має справу з усіма етапами.

Хоган [14] перший запропонований використовувати контроль імпедансу. Хоган [15] також показав, що якщо система має поведінку простого імпедансу, а стабільність маніпулятора є зберегається коли він поєднаний зі стабільним середовищем.

Обмеження підходу до контролю імпедансу полягає в тому, що він вимагає точне розташування середовища та інформацію про жорсткість, щоб штучно нав'язати бажаний імпеданс з пропускною здатністю для стабільної взаємодії з жорсткою поверхнею.

Говорячи мовою контролю імпедансу, перевага пневматичної системи полягає в тому що це вже імпеданс, на відміну від пропускної здатності, тому не вимагається високої пропускної здатності зворотного зв'язку.

Лі [16] довів, що якщо відповідна динаміка першого або другого порядку може бути реалізована, золотниковий клапан може стати пасивним. Такий самий динамічний метод пасивного клапана використовується при двосторонньому дистанційному управлінні гідроприводом [17].

Концепція пасивності також використовується для розробки гідравлічної системи екскаватора із джойстиком зворотного зв'язку [18]. Крім гідравлічних систем, деякі інші пасивні системи, такі як колаборативні роботи [19] та розумні машини [20], використовуються для завдання взаємодії людини-робота.

Фундаментальні енергетичні властивості пневматичного приводу можуть бути використані за допомогою аналізу на основі пасивності для забезпечення стабільних сил взаємодії з будь-яким пасивним середовищем.

Райберт був піонером у дослідженні пересування роботів на ногах. Він вперше представив проектування та керування пневматичним стрибковим роботом у [21]. Перестрибування генерується в інтуїтивно зрозумілий спосіб, коли верхня камера заряджається, коли нога стоїть на землі, доки він не досягне заданого низького тиску, як тільки він покине землю.

Існує монотонне відображення між висотою стрибка та значенням тяги, але це відношення не можна просто охарактеризувати. Висоту стрибка можна лише вибрати на основі сукупності емпіричних експериментальних даних. Також пов'язана унікальна частота для кожного значення тяги.

Райберт використав інший метод активації ноги для кращої ефективності [22], коли стрибкова машина працює в трьох вимірах. Верхня камера працює як пружина і нижня камера працює як виконавчий механізм.

Верхня камера підключається до підведення тиску через зворотний клапан. Нижня камера заряджається, коли нога знаходиться в польоті і розряджається, коли він знаходиться на землі, через електромагнітний клапан. Контролюючи тривалість часу заряджання під час польоту, можна контролювати висоту стрибка та частоту.

Для робота з електричним приводом можуть виникнути коливання та навіть нестабільність, якщо не реалізовано активне керування силою ефективного поглинання енергії під час контакту, Прикладом є керування контактним переходом триланкового робота із прямим приводом [10].

Монопод біговий робот з податливістю стегон і ніг контролювався за допомогою операції «пасивної динаміки», яка використовує контроль та енергетику для створення бажаного руху [23].

Зміна взаємодії з навколишнім середовищем створює надзвичайні проблеми для такої системи. Дивлячись на природу, податливість сухожилля показує великі переваги для завдань взаємодії, які виникають під час пересування ногами.

Серія пружних актуаторів була застосована для крокуючих роботів [24]. Був досліджений стрибаючий робот «Кенкен» із шарнірною ногою та двома гідравлічними приводами як м'язами та пружиною розтягування, як сухожилля, хоча проблеми зі стабільністю залишалися для більших швидкостей [25].

Штучні м'язи маккібен використовувалися для стрибаючого робота, щоб досягти більшого співвідношення потужності до ваги [26], але кінцеві ефекти приводів маккібен обмежили їх застосування.

Динамічна крокуюча двонога «Люсі», яка приводилася в дію пневматичними штучними м'язами досліджена в роботі [27]. Хоча штучні м'язи можна використовувати як приводи для ніг роботів і вони забезпечують високе співвідношення потужності до ваги та амортизації, вони мають деякі обмеження, такі як гістерезис і короткий хід.

Пневматичні приводи можна використовувати безпосередньо як ноги для керування роботом, який забезпечують набагато вище співвідношення потужності до ваги, ніж їхні конкуренти з електричним приводом. Невеликий шестиногий

пневматичний крокуючий робот на ім'я Боадісі був розроблений з використанням індивідуальних легких пневматичних приводів і електромагнітних клапанів [28].

Показники чітко продемонстрували високу силу та щільність потужності, а це означає, що робот може рухатися швидше з більшим корисним навантаженням. Інші переваги, такі як накопичення енергії та природна податливість для амортизації, забезпечують привабливу широту для стабільної та енергоефективної конструкції контролера з системами з пневматичним приводом.

Поглинена енергія може накопичуватися як внутрішня енергія стисненого повітря та знову вивільнятися, коли нога знаходиться в польоті. У роботі [29] генеруються швидкі кроки в режимі реального часу для керування роботом із пневматичним приводом.

Система керування генерує бажані траєкторії в режимі реального часу та генерує відповідні керуючі вхідні дані для досягнення бажаних траєкторій. Для генерації контрольованих граничних циклів була обрана енергетична функція Ляпунова. Було доведено, що відповідність пневматичних приводів має велике значення, коли робот взаємодіє з невідомими збуреннями середовища [30].

Хоча пневматичні приводи є дуже нелінійними через стисливість повітря, вони все ж є кращою альтернативою електричним або гідравлічним системам для деяких застосувань, наприклад, при складанні, що вимагає роботи системи в обмеженому середовищі [31].

Для пневматичних приводів тертя в основному існує між контактами поршня зі стінкою циліндра. Тертя і маса вантажу безпосередньо впливають на динаміку системи у всіх режимах роботи. Особливо, коли система працює на швидкостях, близьких до нуля, тертя має домінуючий вплив на ефективність керування положенням. Як правило, пряме вимірювання тертя не є простим.

Армстронг і Канудас де Віт у роботі [32] запропонували кілька статичних і динамічних моделей тертя. Прямі та непрямі адаптивні регулятори для компенсації тертя також обговорювалися для загальних динамічних систем.

У роботі [33] запропоновано три адаптивні регулятори для системи керування положенням лінійного синхронного двигуна з постійними магнітами,

включаючи адаптивний регулятор зі зворотним зв'язком, адаптивний регулятор, що самоналаштовується, та адаптивний регулятор з еталонною моделлю.

Ефективність керування положенням порівнюється роботою на моторній системі. Отримані результати показують, що пневматичні приводи можуть забезпечувати таке ж точне керування положенням, як і електричні системи.

Адаптивне автоматичне регулювання напруги при зварюванні плавленням представлено в [34], адаптивний контролер використовується для визначення характеристики чутливості дуги і адаптації в реальному часі для отримання хорошого зварювального відгуку без апріорних знань про систему.

Через притаманну пневматичній системі низьку жорсткість та унікальну можливість прямого приводу, було зроблено дуже мало робіт щодо адаптивної компенсації тертя для пневматичної системи.

Ван у роботі [35] запропонували модифікований ПД-регулятор для сервоприводу пневматичної системи, мінімізацію часової затримки та алгоритм компенсації цільового положення для досягнення точного керування положенням. Точність положення можна контролювати в межах  $\pm 1$  мм.

Експериментальне порівняння шести різних алгоритмів керування, включаючи ПД, нечіткий, ПД зі зворотним зв'язком за тиском, нечіткий зі зворотним зв'язком за тиском, ковзний режим та нейро-нечітке керування, було представлено в роботі [36], але жоден з них не зосереджувався на точності керування положенням.

Азіз і Боун в роботі [37] запропонували метод автоматичного налаштування для точного керування положенням пневматичних приводів, поєднуючи офлайн аналіз на основі моделі з онлайн ітераціями. Точність похибки в усталеному режимі становить 0,2 мм, а перерегулювання існує в ступінчастій реакції.

Нінг і Боун [38] запропонували пневматичну сервосистему позиціонування з високою точністю в усталеному режимі, яка використовує PVA/PV-регулятор і компенсацію тертя.

Хоча похибка в усталеному режимі може бути зведена до мінімуму до 0,01 мм, система базується на ручному налаштуванні параметрів PVA, і хороша

комбінація параметрів може легко генерувати велике перерегулювання або навіть поставити під загрозу стабільність системи.

Система також має тривалий час підйому. По суті, це система, заснована на зворотному зв'язку з позицією енкодера з високою роздільною здатністю і простою методологією керування зі зворотним зв'язком.

В роботі [39] запропоновано нелінійний регулятор положення для пневматичного приводу з тертям, введено нелінійну модифікацію до розробленого ПІ-регулятора.

Стабільно досягалися похибки регулювання менше  $\pm 1$  мм. При виконанні складної задачі відстеження реперної точки, що охоплює 60% ходу приводу, максимальна похибка в усталеному режимі збільшилася до 4 мм. Точне керування положенням пневматичного приводу також здійснювалося за допомогою електромагнітних клапанів, що вмикаються/вимикаються, розроблених у роботі [40].

У 1997 році було опубліковано статтю [41], в якій було запропоновано традиційний ПІД-регулятор, що супроводжувався компенсацією тертя, обмеженою інтегральною дією та зворотним зв'язком за положенням, який використовував широтно-імпульсну модуляцію (ШІМ) для вмикання та вимикання електромагнітного клапана.

У цій статті запропоновано методи керування для положення, але в системі пневматичного приводу вони завжди піддаються впливу високих сил тертя, зони нечутливості та часу нечутливості. Параметр регулятора був обраний на основі методу Іссермана.

Для компенсації тертя параметр регулятора був сформульований на основі кулонівської моделі тертя, що дозволило зменшити похибку в усталеному режимі майже до 40%. Потім обмежена інтегральна дія була приєднана до регулятора, який функціонує для управління силою тертя, що виникає при ході поршня, зворотний зв'язок по положенню для зменшення похибок рампи і S-подібних кривих.

Запропонований контролер з комбінацією вищезгаданих методів довів, що продуктивність приводу є стійким до змін маси системи, але на час наростання або точність стаціонарного режиму це не вплинуло.

У дослідженні, проведеному в [42], компенсація тертя була застосована до сервопневматичної системи для вирішення параметрів тертя, які було важко отримати. Запропонований метод було поєднано з ПДД-регулятором з прямим і зворотним зв'язком за швидкістю, де ПДД-регулятор був впроваджений в середовище "змішаної реальності" після оптимізації контролера в режимі офлайн. Такий ПДД-регулятор створив точну модель і оптимізував контролер в автономному режимі, перш ніж застосувати його до фізичної системи.

В роботі [43] запропоновано модифікований ПДД-регулятор з комбінацією нелінійної компенсації та зворотного зв'язку за прискоренням. Це дослідження показало, що для досягнення точного керування положенням необхідно використовувати алгоритм мінімізації часової затримки та компенсації положення.

Аналіз був проведений для наступних типів зворотнього зв'язку.

1. Пропорційний зворотний зв'язок і зворотний зв'язок за швидкістю.
2. Пропорційний зворотний зв'язок, інтегратор і зворотний зв'язок за швидкістю.
3. Пропорційний зворотний зв'язок, зворотний зв'язок за швидкістю і керування за прямим зв'язком.

Запропонований регулятор показав кращі результати в покращенні динамічної реакції системи порівняно зі звичайним ПДД-регулятором, точність позиціонування якого була в межах 1 мм.

У роботі [44] зазначено, що обмеження в системі пневматичних приводів пов'язані з домінуючою динамічною поведінкою нелінійної функції. Регулятор з пропорційним вихідним зворотним зв'язком з насиченням був введений для досягнення практичного відстеження широкого класу еталонних траєкторій шляхом математичного моделювання та лінеаризації зворотного зв'язку в управлінні положенням як методу проектування управління. Регулятор сили з

пропорційним зворотним зв'язком усунув обмеження, пов'язані з похідними в опорному сигналі та збуренням швидкості поршня.

У роботі [45] проведено дослідження швидкого прототипування пневматичної сервосистеми з нечітким контролером для керування позиціонуванням та навчанням/відтворенням шляхом вивчення нечіткої логіки з PD-контролером.

Для результатів моделювання було використано правила трапеції типу 25, запозичені з моделі Мамдані та ЛуГре, але чисельне розв'язання стає більш складним. Сформульована нечітка система виявилася продуктивною, стабільною і здатною уникати збурень.

Нечітка система може бути реалізована в будь-якому типі пневматичних сервоприводів без необхідності налаштування регулятора, а також може бути застосована фільтрація сигналу або додаткові операції в управлінні та обмеження сигналів, які генеруються.

У роботі [46] розроблено керування положенням пневмоприводу. Однак система має обмеження, пов'язані з високою стисливістю повітря та силою тертя. У цьому дослідженні використовувався класичний ПД-регулятор, де для налаштування параметрів  $K_p$ ,  $K_i$  та  $K_d$  застосовувався метод налаштування Зіглера-Ніколса.

Спочатку був розроблений П-регулятор, але коли він досяг постійних коливань, він не міг бути прийнятий системою позиціонування. Тоді для усунення цієї проблеми було введено PD-регулятор, який дав хороший результат у зменшенні часу наростання і коливання не виникали.

Після цього в систему було протестовано ПІ-регулятор, але час наростання системи став гіршим, ніж при використанні PD-регулятора, а похибка системи стала постійною. Серед усіх протестованих та змодельованих регуляторів, ПІД-регулятор зменшив час наростання та похибку, але частота перерегулювання зростала зі збільшенням часу.

Аналіз комп'ютерного дослідження показав, що поведінка системи принесла найбільше задоволення і дозволила створити модель, яку можна протестувати в симуляції для спостереження за її роботою.

У цій роботі було запропоновано класичний ПІД- регулятор, також відомий як автоселективний класичний ПІД-регулятор (t-pid), щоб забезпечити точність положення, яке виконується в симуляції, а також тому, що його вартість дуже низька. Однак запропонований регулятор було складно налаштувати, оскільки його потрібно було протестувати в симуляції, перш ніж впроваджувати в реальну установку.

Традиційний ПІД-регулятор було використано у роботі [47], де був запропонований метод керування положенням. Він був розділений на два контури керування.

1. Контур регулювання внутрішнього тиску (PID+лінеаризація зворотного зв'язку).

2. Контур регулювання зовнішнього положення (PID+компенсація тертя).

Компенсатори тертя, доповнені ПІД-регулятором, були протестовані з використанням нейронної мережі та нелінійного спостерігача. Звичайний ПІД-регулятор зазвичай працює непередбачувано і незадовільно через тертя, що виникає.

Для того, щоб компенсувати тертя, вводиться нейронна мережа. Для регулювання тиску пропорційний регулюючий клапан перетворює аналоговий електричний вхідний сигнал у значне відкриття поперечного перерізу. У той час як для керування положенням за допомогою нейронної мережі вхідним сигналом є перепад тиску, а вихідним - положення.

Регулювання тиску, де ПІД поєднується з лінеаризацією зворотного зв'язку, усуває перерегулювання порівняно зі звичайним ПІД, у якого перерегулювання є високим. Для компенсатора тертя за допомогою нейронної мережі або нелінійного спостерігача було покращено помилки відстеження, тобто пікову та середньоквадратичну помилки, навіть при різних амплітудах та частотах.

Для перехідної частини можна побачити, що покращення не відбулося, оскільки пікова похибка є високою при використанні нейронної мережі і тестуванні ступінчастим входом.

У роботі [48] був використаний ПІ-регулятор для дослідження системи інтелектуальних пневматичних приводів, яка вимагає кращого контролю та точності. Найважливішою проблемою в системі пневматичних приводів були нелінійні характеристики, наприклад, мертва зона клапана.

У цій роботі для врахування нелінійностей було введено ПІ-регулятор та регулятор зі зворотним зв'язком за розміщенням полюсів. ПІ-регулятор керував пневматичною системою, а лінеаризація зі зворотним зв'язком продемонструвала, що будь-яка пневматична система з одним входом і одним виходом з лінеаризаційним навантаженням може бути лінеаризована.

На основі лінеаризації вхідного сигналу зі ступінчастим відкиданням збурень можна кількісно оцінити збурення в пневматичних приводах зі статичним тертям. У цій роботі для розміщення полюсів використовувалося лінійне наближення низького порядку для 2-осьової широтно-імпульсної модуляції (ШІМ).

Метод розміщення полюсів використовував самонастроювання керування, яке може бути адаптоване до будь-якого корисного навантаження і параметрів, що змінюються в часі. Запропонований метод є більш стабільним, ніж ПІ-регулятор, для керування системою з точки зору перехідної характеристики та похибки в усталеному режимі.

У роботі [49] було показано, як покращити проблему, пов'язану зі складністю отримання точної передавальної функції системи. У цій роботі було представлено каскадний ПІД-регулятор для практичної пневматичної системи з хорошою стійкістю до збурень.

У цій роботі забезпечується ідентифікація системи для побудови точних математичних моделей динамічних систем. Оптимізація рою частинок була використана як частина етапів ідентифікації системи та проектування керування.

Каскадний ПД-регулятор забезпечує переваги пневматичної системи як в керуванні положенням, так і в керуванні швидкістю. Це пов'язано з тим, що він дозволяє відстежувати профіль швидкості в діапазоні контуру швидкості під час зупинки з високою точністю позиціонування. Цей висновок підкреслив, що каскадна структура ПД з налаштуванням оптимізації рою частинок забезпечує кращу перехідну характеристику і менші помилки в усталеному режимі в порівнянні з одним ПД-регулятором.

Згідно з роботою [50], запропоновано вдосконалення нелінійного ПД-регулятора для керування положенням пневматичного привода. Це дослідження було зосереджене на розробці контролера таким чином, щоб привід міг отримати бажане переміщення без перерегулювання.

У нелінійному ПД-регуляторі задати два параметри: змінну  $e_{\max}$  і змінну  $\alpha$ . Для подолання труднощів, пов'язаних з отриманням цих параметрів, було зроблено модифікацію для автоматичного отримання цих параметрів.

У роботі значення  $\alpha$  було отримано методом проб і помилок, що іноді призводило до обмежень, пов'язаних із швидкістю та брязкотом у системі. Для досягнення цієї мети було запропоновано нове саморегулювання нелінійного ПД-регулятора з додаванням функції саморегулювання для генерування значення зміни швидкості  $\alpha$ .

З наведених результатів чітко видно згладжвання перехідної характеристики у порівнянні з нелінійним ПД-регулятором при використанні різних вхідних сигналів, таких як ступінчастий, багатокроковий та випадковий сигнал.

Саморегульований нелінійний ПД-регулятор показав кращу перехідну характеристику в 2,2 рази ніж попередній нелінійний ПД-регулятор, а надійність системи також була виправдана, оскільки запропонований контролер може працювати з навантаженням до 28 кг.

У роботі [51] було запропоновано вдосконалений нелінійний ПД-регулятор. Регулятор складається з двох різних стратегій керування, а саме мультинелінійного ПД-регулятора та регулятора саморегулювання.

Компенсація зони нечутливості була застосована для подолання зони нечутливості клапана. Крім того, було додано шлях прямого зв'язку для покращення характеристик відстеження. Для вдосконаленого нелінійного ПД-регулятора нечіткість була використана для налаштування швидкості зміни нелінійного коефіцієнта підсилення.

Коефіцієнт підсилення генерувався в режимі онлайн за допомогою рівняння вдосконаленого нелінійного ПД-регулятора. У цьому дослідженні добре відстежувалися вхідні траєкторії. Для тестування продуктивності системи із запропонованим регулятором використовувалися різні амплітуди і частоти, але не було виявлено різниці, що означає, що запропоновані стратегії управління змогли адаптуватися до раптових змін.

У роботі [52] було запропоновано звичайний ПД-регулятор з прямим керуванням, але для цього дослідження його було модернізовано за допомогою нового адаптивного алгоритму зворотного поширення.

У роботі було запропоновано вищезгаданий метод, оскільки пневматичним штучним м'язом неймовірно складно керувати через сильні нелінійні характеристики та чутливість до робочих середовищ, таких як температура та інші ресурси тиску.

Спочатку інверсійна нейронна модель динамічно розпізнавала всі нелінійні елементи паралельного робота SCARA. Потім інверсійна нейронна модель була об'єднана зі звичайним ПД-регулятором для підвищення точності і зменшення похибки в усталеному режимі при регулюванні положення.

Було створено нове адаптивне зворотне поширення на основі нечіткої системи Сугено. Впроваджений метод керування має здатність до автоматичного навчання та оновлення системи, а також мінімізації помилки відстеження, близької до нуля. Запропонований контролер досягнув видатної якості керування, є дуже адаптивним і надійним, незважаючи на зовнішні збурення.

Як зазначено в роботі [53], дослідження були зосереджені на контролі відстеження тиску, який застосовувався до сервосистеми позитивного та негативного пневматичного тиску.

Сервосистема позитивного та негативного пневматичного тиску є важливим елементом в аерокосмічній галузі, де вона використовується в літаках для контролю тиску в герметичних камерах. Однак, через стисливість повітря, асиметрію процесу заряджання та розряджання, зміну параметрів через витік, що спричиняє нелінійності, було впроваджено метод керування нечіткою пропорційною інтегральною похідною, який супроводжувався асиметричним нечітким компенсатором.

ПД-регулятор був використаний через його просту структуру, але він має труднощі в отриманні хорошого результату через наявність нелінійностей. Так само і з нечітким регулятором, який може працювати добре, оскільки не вимагає точної моделі, але йому бракує адаптації до широкого робочого діапазону і серйозної асиметрії.

Однак модифікація була зроблена шляхом додавання моделі нечіткого виводу і асиметричного нечіткого компенсатора. Це дослідження показує що рекомендований регулятор долає проблему асиметрії і демонструє кращі динамічні характеристики в діапазоні тиску в цій області (2-140 кПа).

У роботі [54] вказують на використання нечіткого ПД-регулятора в пневматичній системі тиску. Крім того, нечіткий ПД-регулятор було модернізовано шляхом додавання регулятора дробового порядку, і запропонований регулятор отримав назву нечіткого пропорційно-інтегрального похідного регулятора дробового порядку.

Це дослідження було зосереджене на підвищенні стійкості системи до змін навантаження та зовнішніх змін. Під час проектування регулятора для отримання значень параметрів  $K_p$ ,  $K_i$  та  $K_d$  було використано ПД-регулятор з методом налаштування Циглера- Ніколса.

Отже, є два параметри які повинен розпізнавати ПД-регулятор дробового порядку.

1. Порядок інтегратора  $\lambda$ .
2. Порядок диференціатора ( $\mu$ ).

Входи системи та похідних, призначені від контролера нечіткої логіки, можуть бути використані для виконання масштабного коефіцієнта пропорційних, інтегральних та похідних членів. Це також покращило продуктивність контролера за допомогою механізму налаштування коефіцієнта підсилення в режимі онлайн.

У частині моделювання було чисельне порівняння традиційних ПД-регуляторів та запропонованого регулятора. На основі цього порівняння підтверджено, що запропонований регулятор має найкращі характеристики за часом встановлення, перерегулюванням, інтегральною квадратичною похибкою та інтегральною абсолютною похибкою. Також обґрунтовано, що система добре працює з точки зору робастності при додаванні навантаження.

У роботі [55] повідомляється, що для вирішення проблеми відстеження сервопневматичної системи позиціонування автор запропонував нелінійну робастну схему управління відстеженням. У висновках підкреслюється необхідність врахування різниці тиску, швидкості та положення камер пневматичного циліндра як стану зворотного зв'язку.

Це дослідження досягло успіху в моделюванні і було реалізовано на реальній установці пневматичної системи та глобальній імітаційній моделі. Стратегія керування була розділена на дві частини.

1. Пропорційний регулятор як внутрішній контур для вимірювання різниці тиску в камерах пневмоциліндра.

2. Незалежний зворотний зв'язок і зворотний зв'язок (зворотний зв'язок діє як попередній фільтр траєкторії опорного положення і зворотний зв'язок різниці між бажаним і фактичним станом).

Було виявлено, що максимальна помилка відстеження становить приблизно 2 мм, а помилка в усталеному стані - менше 1 мм, що краще, ніж результат попереднього дослідження, який становив 5 мм.

Дослідження, присвячені контролеру ковзного режиму, надали інформацію про те, що він використовується в пневматичних сервосистемах з 1997 року, як повідомляється в роботі [56].

### 1.3 Висновки до першого розділу

1. У першому розділі проведено аналіз сучасних методів керування пневматичними приводами. Пневматичні приводи можуть керуватися за допомогою традиційних електромеханічних схем, програмованих логічних контролерів (ПЛК), адаптивних і інтелектуальних систем. Вибір методу залежить від вимог до точності, швидкодії, енергоефективності та складності системи.

2. Сучасні підходи включають застосування інтелектуальних алгоритмів, таких як нечітка логіка, нейронні мережі та адаптивне керування. Це дозволяє значно підвищити продуктивність та енергоефективність пневматичних приводів.

3. Важливим аспектом є зниження споживання енергії в пневматичних системах. Досягти цього можна шляхом оптимізації керування, використання енергозберігаючих клапанів і застосування методів регенерації енергії.

4. Для задач, що вимагають високої точності, розробляються методи, які враховують нелінійність пневматичних систем, варіації тиску та інерційність привода. Комбінація адаптивних і класичних алгоритмів забезпечує баланс між точністю та стабільністю роботи системи.

5. Пневматичні приводи ефективно інтегруються в загальні автоматизовані системи керування. Це дозволяє розширити можливості моніторингу, діагностики та оперативного втручання в роботу приводів.

6. Новітні методи керування пневматичними приводами базуються на поєднанні сучасних математичних моделей та експериментальних даних. Особливу увагу приділяють гібридним підходам, які використовують комбінацію адаптивного, предиктивного і робастного керування для досягнення максимальної продуктивності та мінімізації впливу зовнішніх збурень.

7. Огляд методів керування пневматичними приводами підтверджує, що інноваційні технології та нові підходи до їх реалізації відкривають нові перспективи для покращення ефективності, надійності та адаптивності пневматичних систем.

## 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

### 2.1 Математична модель тертя

Для того, щоб компенсувати тертя і досягти точного контролю положення, спочатку потрібно вибрати точну і реалістичну модель тертя. Хоча тертя виникає майже у всіх механічних системах, не існує універсальної моделі тертя, яку можна використовувати для будь-якої системи.

Для різних систем і цілей керування застосовуються різні моделі тертя, щоб полегшити завдання. Проста гауссова експоненціальна модель статичного тертя може бути представлена рівнянням (2.1) як функція миттєвої швидкості ковзання  $v(t)$ , яка враховує три фактори основних видів тертя: кулонівське, в'язке та тертя Штрибека.

$$F[v(t)] = F_c \operatorname{sgn}[v(t)] + F_s e^{-\left[\frac{v(t)}{v_s}\right]^2} \operatorname{sgn}(v(t)) + F_v v(t), \quad (2.1)$$

де  $F_c$  - кулонівське тертя;

$F_s$  - величина тертя Штрибека, яке становить перевищення статичного тертя над кулонівським;

$F_v$  - в'язке тертя;

$v_s$  - характерна швидкість тертя Штрибека.

Вибираючи різні параметри, можна реалізувати різні моделі тертя. Це одна з найкращих моделей, що описує силу тертя при нульовій швидкості. На рисунку 2.1 (а) показано, як сила тертя може неперервно змінюватися від статичного рівня тертя.

Ефект Штрибека проявляється дуже близько до нульової швидкості. Тому його дуже важко врахувати за допомогою адаптивного закону через відсутність послідовного збудження навколо нульової швидкості.

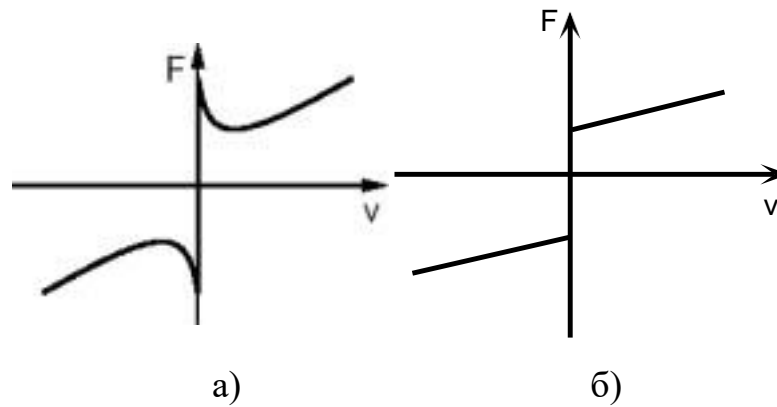


Рисунок 2.1 - Моделі тертя:

- а) з ефектом Штрибека;
- б) без ефекту Штрибека

Для адаптивної компенсації тертя пневматичної системи буде використана простіша модель тертя, що включає лише кулонівське тертя та в'язке тертя, як показано на рисунку 2.1 б).

Із результатів експерименту видно, що ефективність відстеження не погіршується через цю спрощену модель тертя. Оскільки кулонівське тертя пневматичної системи не є симетричним, воно представлене двома параметрами для позитивного і негативного напрямку, відповідно.

Силу тертя  $F_f$  можна представити у вигляді виразу:

$$F_f[v(t)] = F_v v(t) + F_{cpos} sat1[sgn(v(t))] + F_{cneg} sat2[sgn(v(t))], \quad (2.2)$$

де  $F_v$  - параметр в'язкого тертя;

$F_{cpos}$  і  $F_{cneg}$  - додатній та від'ємний напрям кулонівського тертя;

$sat1(\cdot) \geq 0$  and  $sat(\cdot) < 0$  - дві функції насичення, які фіксують інформацію про швидкість у додатньому та від'ємному напрямках, відповідно, для адаптації двох параметрів кулонівського тертя.

Ковзний режим керування може підтримувати стабільність і хорошу продуктивність для нелінійних систем керування з неточностями моделювання, що добре поєднується з пневматичними системами керування.

Силу, яка забезпечується пневматичним приводом з тисками в кожній стороні циліндра  $P_a$  та  $P_b$ , що діють у відповідних сферах  $A_a$  та  $A_b$  разом з атмосферним тиском  $P_{atm}$ , діє на площу стержня  $A_r = A_a - A_b$ , описується виразом:

$$F_a = P_a A_a - P_b A_b - P_{atm} A_r. \quad (2.3)$$

Похідна від рівняння (3) має вигляд:

$$\dot{F}_a = \dot{P}_a A_a - \dot{P}_b A_b. \quad (2.4)$$

Швидкість зміни тиску в кожній пневматичній камері описується виразом:

$$\dot{P}_{(a,b)} = \frac{\gamma R T}{V_{(a,b)}} \dot{m}_{(a,b)} - \frac{\gamma P_{(a,b)} \dot{V}_{(a,b)}}{V_{(a,b)}}, \quad (2.5)$$

де  $\gamma$  - коефіцієнт теплової характеристики, із  $\gamma = 1$  для ізотермічного випадку;

$R$  - стала ідеального газу;

$T$  - температура;

$V$  - регульований об'єм;

$P$  - тиск.

Нелінійна залежність між площею прохідного перерізу клапана і масовою витратою описується виразом:

$$\dot{m}_a = A_v \psi_a (P_u, P_d); \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_b = -A_v \psi_b (P_u, P_d), \quad (2.7)$$

де  $A_v$  - площа отвору клапана з широкою смугою пропускання;

$\psi(P_u, P_d)$  - коефіцієнт залежності площі нормалізованої масової витрати від тиску перед і після клапана.

Через фізичне розташування клапана, рушійні тиски  $\psi(P_u, P_d)$  залежать від знаку площі. Додатна площа  $A_v$  вказує на те, що золотник пропорційного клапана розташований таким чином, що отвір для потоку площі  $A_v$  з'єднує пневматичне джерело високого тиску з однією стороною пневматичного циліндра і таким чином сприяє позитивній масовій швидкості потоку в камері циліндра.

А від'ємна область  $A_v$  вказує на те, що золотник пропорційного клапана розташований таким чином, що отвір площі  $A_v$  з'єднує одну сторону пневматичного циліндра з атмосферним тиском, і тим самим сприяє від'ємній масовій витраті (вихлопу з камери циліндра).

Використовуючи ці припущення, нормалізовану за площею масову витрату можна записати у вигляді:

$$\psi(P_u, P_d) = \begin{cases} \psi(P_s, P) & \text{для } A \geq 0 \\ \psi(P, P_{aim}) & \text{для } A < 0 \end{cases} \quad (2.8)$$

Загальна модель масової витрати, яка використовується для стисливого газу, що протікає через клапан, описується виразом:

$$\psi(P_u, P_d) = \begin{cases} \frac{C_1 C_f P_u}{\sqrt{T}}, \text{ якщо } \frac{P_d}{P_u} \leq C_r \text{ (закритий)} \\ \frac{C_2 C_f P_u}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{(1/k)} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{(k-1)/k}}, \text{ якщо не закритий} \end{cases}, \quad (2.9)$$

де  $P_u$  і  $P_d$  - тиск на виході та вході;

$C_f$ - коефіцієнт нагнітання клапана;

$k$  - відношення питомих тепловиділень;

$C_r$  - відношення тиску, яке поділяє режими потоку на заглушений і вільний потік;

$C_1$  та  $C_2$  - константи, описується виразом:

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \text{ і } C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}. \quad (2.10)$$

Мета керування силою полягає в тому, щоб створити силу спрацьовування  $F_a$  для відстеження бажаної траєкторії сили  $F_d$ . Похибка відстеження сили спрацьовування визначається у відповідності до виразу:

$$e = F_a - F_d. \quad (2.11)$$

З рівнянь (2.4)-(2.7) видно, що  $\dot{F}_a$  безпосередньо пов'язана з керуючим входом  $u = A_v$  через динаміку тиску. Тому динамічна модель пневматичного керування зусиллям приводу є нелінійною системою першого порядку ( $n=1$ ), якщо нехтувати динамікою керування положенням золотника клапана. Ця динамічна система з одним входом може бути представлена у вигляді стандартної формули:

$$\dot{F}_a = f(X) + b(X)u, \quad (2.12)$$

де  $X$  - вектор стану.

Стандартна поверхня, яка змінюється в часі, описується виразом:

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1}e, \quad (2.13)$$

Для  $n=1$  рівняння набуває вигляду:

$$s = e = F_a - F_d = P_a A_a - P_b A_b - P_{atm} A_r - F_d. \quad (2.14)$$

Взявши похідну від  $s$  і підставивши рівняння (2.5) в  $\dot{s}$ , отримаємо рівняння ковзного режиму:

$$\dot{s} = \left(\frac{RT}{V_a} \dot{m}_a - \frac{P_a \dot{V}_a}{V_a}\right) A_a - \left(\frac{RT}{V_b} \dot{m}_b - \frac{P_b \dot{V}_b}{V_b}\right) A_b - \dot{F}_d. \quad (2.15)$$

Прирівняємо рівняння (2.15) до нуля:

$$\left(\frac{RT}{V_a}\dot{m}_a - \frac{P_a\dot{V}_a}{V_a}\right)A_a - \left(\frac{RT}{V_b}\dot{m}_b - \frac{P_b\dot{V}_b}{V_b}\right)A_b - \dot{F}_d = 0. \quad (2.15)$$

В результаті підстановки рівнянь (2.6) і (2.7) у рівняння (2.15), отримуємо вираз:

$$\left[\frac{A_a}{V_a}\psi_a(P_u, P_d) + \frac{A_b}{V_b}\psi_b(P_u, P_d)\right]RTu - \frac{P_a\dot{V}_aA_a}{V_a} + \frac{P_b\dot{V}_bA_b}{V_b} - \dot{F}_d = 0. \quad (2.16)$$

Розв'язання рівняння (2.16) для закону контролю еквівалентності описується виразом:

$$u_{eq} = \frac{(P_aA_a^2V_b + P_bA_b^2V_a)\dot{x} + V_aV_b\dot{F}_d}{RT[A_aV_b\psi_a(P_u, P_d) + A_bV_a\psi_b(P_u, P_d)]}. \quad (2.17)$$

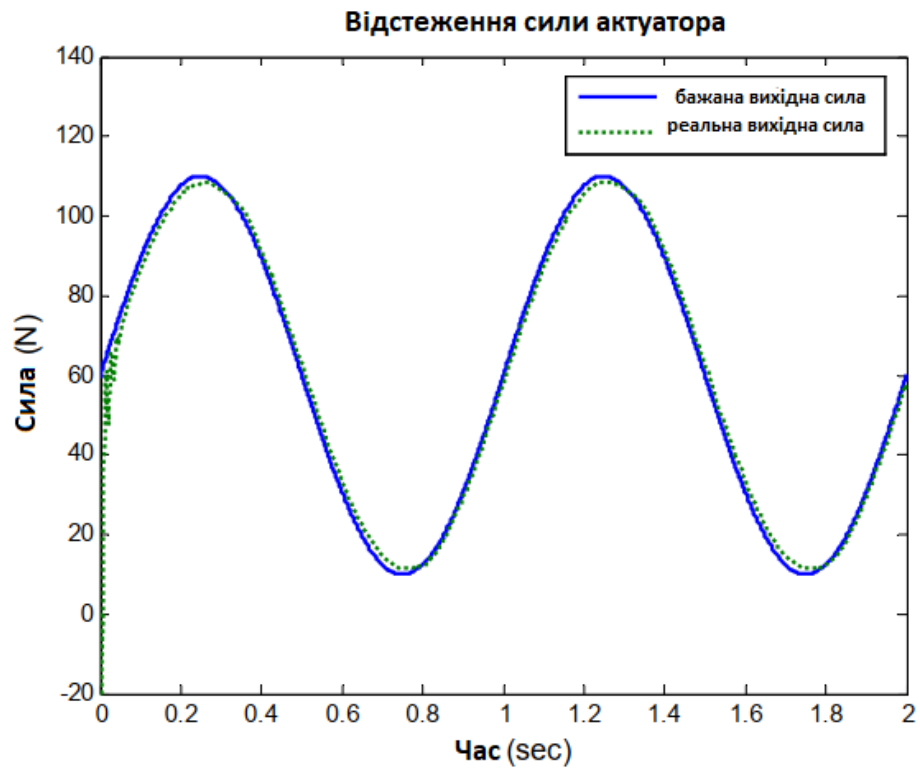
Далі додамо член розривної міцності по всій поверхні ковзання для досягнення повного закон керування ковзним режимом:

$$u = u_{eq} - k \operatorname{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right), \quad (2.18)$$

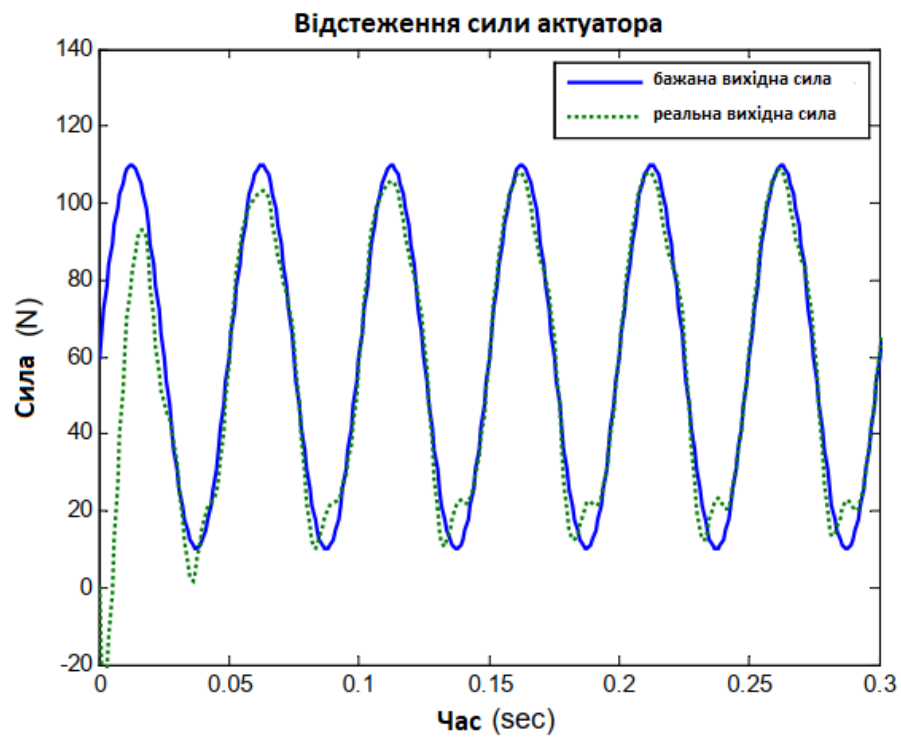
де  $k$  і  $\phi$  - додатні константи [57].

Можна легко довести, що цей закон керування є стійким за Ляпуновим. Ефективність відстеження зусилля спрацьовування для синусоїдальних входів 1 Гц і 20 Гц показана на рисунку 2.2.

До 30 Гц клапан і контролер все ще можуть забезпечити хороше відстеження зусилля. У цих експериментах шток циліндра зафіксовано в середньому положенні ходу.



а)



б)

Рисунок 2.2 - Результати відстеження зусилля приводу для синусоїдального входу з частотою: а) 1 Гц; б) 20 Гц

До 30 Гц клапан і контролер все ще можуть забезпечити хороше відстеження зусилля. У цих експериментах шток циліндра зафіксовано в середньому положенні ходу.

## 2.2 Математична модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом

В якості одного адаптивних параметрів було обрано рухому масу  $M$ . Результати показують, що всі параметри адаптації не можуть збігатися. Причина подвійна: з одного боку,  $M$  має мало шансів збігатися з реальним фізичним значенням рухомої маси.

З іншого боку, оскільки  $M$  з'являється в знаменниках закону адаптації інших параметрів, то немає жодного способу для інших параметрів збігатися до своїх належних оцінок, коли їхній закон адаптації також різко змінюється.

Ще один важливий висновок полягає в тому, що використання одного параметра кулонівського тертя для представлення симетричної моделі кулонівського тертя не дозволить успішно мінімізувати похибку відстеження положення.

Кулонівське тертя пневматичної системи є асиметричним. Тому, якщо помилки положення в додатньому та від'ємному напрямках змішати разом як інформацію про помилки, щоб подати один адаптивний закон кулонівського тертя, цей параметр не буде збігатися, а просто блукатиме навколо початкового значення.

На основі початкового підходу, оцінка маси вилучається із закону адаптації, а кулонівське тертя розділяється на два напрямки за допомогою двох різних параметрів.

Три параметри тертя:  $F_v$ ,  $F_{cpos}$  і  $F_{cneg}$  буде оцінено, хоча адаптація маси не включена в закон адаптації, система все ще може пристосуватися до збурення корисного навантаження через адаптацію трьох параметрів тертя.

Динаміку розімкнутого контуру пневматичного циліндра можна представити у вигляді:

$$F = M\dot{x} + F_v\dot{x} + F_{cpos}sat1[sgn(\dot{x})] + F_{cneg}sat2[sgn(\dot{x})]. \quad (2.19)$$

Задамо закон керування у вигляді:

$$\hat{F} = M(\ddot{x}_d + k_v\dot{e} + k_p e) + \hat{F}_v\dot{x} + \hat{F}_{cpos}sat1[sgn(\dot{x})] + \hat{F}_{cneg}sat2[sgn(\dot{x})], \quad (2.20)$$

де  $e = x_d - x$ ;

$k_v$  та  $k_p$  - додатні константи, вибрані для відображення продуктивності еталонної моделі;

$\hat{F}_v, \hat{F}_{cpos}$  і  $\hat{F}_{cneg}$  - оцінки трьох параметрів.

В результаті об'єднання рівнянь (2.19) і (2.20) ортимаємо:

$$\begin{aligned} & M\dot{x} + F_v\dot{x} + F_{cpos}sat1[sgn(\dot{x})] + F_{cneg}sat2[sgn(\dot{x})] = \\ & = M(\ddot{x}_d + k_v\dot{e} + k_p e) + \hat{F}_v\dot{x} + \hat{F}_{cpos}sat1[sgn(\dot{x})] + \hat{F}_{cneg}sat2[sgn(\dot{x})], \end{aligned} \quad (2.21)$$

Віднімання  $M\ddot{x}$  з обох частин рівняння (2.21) дає результат:

$$\begin{aligned} & F_v\dot{x} + F_{cpos}sat1[sgn(\dot{x})] + F_{cneg}sat2[sgn(\dot{x})] = \\ & = M[(\ddot{x}_d - \ddot{x}) + k_v\dot{e} + k_p e] + \hat{F}_v\dot{x} + \hat{F}_{cpos}sat1[sgn(\dot{x})] + \hat{F}_{cneg}sat2[sgn(\dot{x})]. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Враховуючи, що  $\ddot{x}_d - \ddot{x} = \ddot{e}$ , рівняння (2.22) можна переставити у вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{e} + k_v\dot{e} + k_p e = M^{-1}[(F_v - \hat{F}_v)\dot{x} + (F_{cpos} - \hat{F}_{cpos})sat1[sgn(\dot{x})] + \\ + (F_{cneg} - \hat{F}_{cneg})sat2[sgn(\dot{x})]]. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Пропорційна похідна відфільтрованої похибки визначається виразом:

$$e_1(s) = (s + \eta)e(s), \quad (2.24)$$

де  $\eta$  - додатна константа.

Рівняння (2.23) можна переписати у вигляді у вигляді матриці:

$$\ddot{e} + k_v \dot{e} + k_p e = M^{-1} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x} & \text{sat1}[\text{sgn}(\dot{x})] & \text{sat2}[\text{sgn}(\dot{x})] \end{bmatrix}}_H \underbrace{\begin{bmatrix} F_v - \hat{F}_v \\ F_{cpos} - \hat{F}_{cpos} \\ F_{cneg} - \hat{F}_{cneg} \end{bmatrix}}_{\tilde{a}}. \quad (2.25)$$

Рівняння (2.25) можна просто записати у вигляді:

$$\ddot{e} + k_v \dot{e} + K_p e = M^{-1} H \tilde{a}. \quad (2.26)$$

Рівняння (2.26) можна перетворити за допомогою перетворення Лапласа:

$$e(s) = \frac{1}{s^2 + k_v s + k_p}. \quad (2.27)$$

В результаті підстановки рівняння (2.27) в  $e_1(s)$ , отримаємо вираз:

$$e_1(s) = \frac{s + \eta}{s^2 + k_v s + k_p} M^{-1} H \tilde{a}. \quad (2.28)$$

Рівняння (2.28) можна переписати у вигляді простору станів (з  $e_1$  як виходом):

$$\dot{X} = AX + BM^{-1}H\tilde{a}; \quad (2.29)$$

$$e_1 = CX, \quad (2.30)$$

де  $X = \begin{bmatrix} e \\ \dot{e} \end{bmatrix}$ ;

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_v \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix};$$

$$C = [\eta \quad 1].$$

Виходячи з леми Калмана-Якубовича [57], оскільки передавальна функція:

$$h(s) = C[sI - A]^{-1}B = (\eta + 1)/(1 + k_p + k_v) > 0, \quad (2.31)$$

існує два симетричні додатньо визначені сталі матриці P та Q для системи, яка описується рівняннями (2.29) і (2.30) так, що:

$$A^T P + PA = -Q; \quad (2.32)$$

$$PB = C^T. \quad (2.33)$$

Кандидат у функцію Ляпунова можна вибрати у вигляді наступного рівняння за стандартною формою для стабілізації системи [57]:

$$V(X, \tilde{a}) = X^T P X + \tilde{a}^T \Gamma^{-1} \tilde{a}, \quad (2.34)$$

де  $\Gamma = \text{diag}(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3)$ ;

$\gamma_i \geq 0$  ( $i = 1, 2, 3$ ), що також є симетричним додатним визначником постійної матриці.

Візьмемо похідну від V і отримуємо:

$$\dot{V}(X, \tilde{a}) = \dot{X}^T P X + X^T P \dot{X} + \dot{\tilde{a}}^T \Gamma^{-1} \tilde{a} + \tilde{a}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{a}}. \quad (2.35)$$

Враховуючи, що  $X^T P \dot{X}$  та  $\tilde{a}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{a}}$  є  $1 \times 1$  матрицями, а  $\dot{X}^T P X = X^T P \dot{X}$  та  $\dot{\tilde{a}}^T \Gamma^{-1} \tilde{a} = \tilde{a}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{a}}$ , рівняння (2.35) можна записати у вигляді:

$$\dot{V}(X, \tilde{a}) = 2\dot{X}^T P X + 2\tilde{a}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{a}}. \quad (2.36)$$

Враховуючи, що  $PA$  симетрична, тоді  $A^T P = PA$  і  $B^T P = C$ . Підставивши рівняння (2.32) в рівняння (2.6), отримаємо:

$$\dot{V}(X, \tilde{a}) = -X^T Q X + 2\tilde{a}^T (H^T M^{-1} e_1 + \Gamma^{-1} \dot{\tilde{a}}). \quad (2.37)$$

Якщо ми виберемо  $\tilde{a} = -\Gamma H^T M^{-1} e_1$ , то  $(X, \tilde{a}) = -X^T Q X \geq 0$ , тому, що  $Q$  додатне. Тоді:

$$\tilde{a} = \begin{bmatrix} F_v - \hat{F}_v \\ F_{cpos} - \hat{F}_{cpos} \\ F_{cneg} - \hat{F}_{cneg} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} F_v \\ F_{cpos} \\ F_{cneg} \end{bmatrix}}_p - \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{F}_v \\ \hat{F}_{cpos} \\ \hat{F}_{cneg} \end{bmatrix}}_p = p - \hat{p}. \quad (2.38)$$

Взяття похідної від рівняння (2.38) дає  $\dot{\tilde{a}} = -\dot{\hat{p}}$ , тому:

$$\dot{\hat{p}} = \Gamma H^T M^{-1} e_1 = \text{diag}(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3) \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \text{sat1}[\text{sgn}(\dot{x})] \\ \text{sat2}[\text{sgn}(\dot{x})] \end{bmatrix} M^{-1} e_1. \quad (2.39)$$

Рівняння (2.39) можна спростити до вигляду:

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{F}}_v \\ \dot{\hat{F}}_{cpos} \\ \dot{\hat{F}}_{cneg} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma_1 \dot{x} \\ \gamma_2 \text{sat1}[\text{sgn}(\dot{x})] \\ \gamma_3 \text{sat2}[\text{sgn}(\dot{x})] \end{bmatrix} M^{-1} e_1. \quad (2.40)$$

Рівняння (2.40) є законом оновлення для оцінки параметрів. Виведення базується на теорії стійкості Ляпунова.

Пневматичний маніпулятор базується на пневматичній системі Festo з двома ступенями свободи. Математичне моделювання з відстеження положення проводяться за допомогою пневматичного циліндра подвійної дії у вертикальному напрямку (SLT-16- 100-P-A), який має довжину ходу 100 мм, внутрішній діаметр 16 мм і діаметр поршневого штока 6 мм.

Лінійний потенціометр (Midori LP-100F) з максимальним ходом 100 мм використовується для вимірювання лінійного положення вертикального циліндра. Швидкість була отримана з положення за допомогою аналогового диференціюючого фільтра зі спадом 20 дБ на частоті 33 Гц.

Прискорення було отримано з сигналу швидкості за допомогою цифрового диференціюючого фільтра зі спадом 20 дБ на частоті 30 Гц. По одному чотириходовому пропорційному клапану (Festo MPYE-5-M5-010-B) приєднано до двох камер вертикального циліндра.

Два датчики тиску (Festo SDE-16-10V/20mA) приєднані до кожної камери циліндра відповідно. Керування здійснюється за допомогою комп'ютера з однією платою АЦП (National Instruments PCI- 6031E) для аналогових вхідних каналів для датчиків і іншою платою АЦП (Measurement Computing PCIM-DDA06/16) для аналогових вихідних каналів для управління пропорційними клапанами. Середня точка ходу циліндра визначається як нульове положення.

Рухома маса вертикального циліндра становить 0,67 кг, до нього прикріплено масу 0,38 кг як корисне навантаження. Реакція на крок 20 мм і 60 мм представлена на рисунку 2.3 і рисунку 2.4.

Видно, що адаптивна компенсація тертя може ефективно компенсувати зміну тертя, спричинену зміною амплітуди. Всі параметри швидко збігаються. Похибка ступінчастої характеристики в усталеному режимі знаходиться в межах 0,1 мм. Час наростання (від 10% до 90%) становить близько 200 мс для крокових входів від -30 мм до 30 мм.

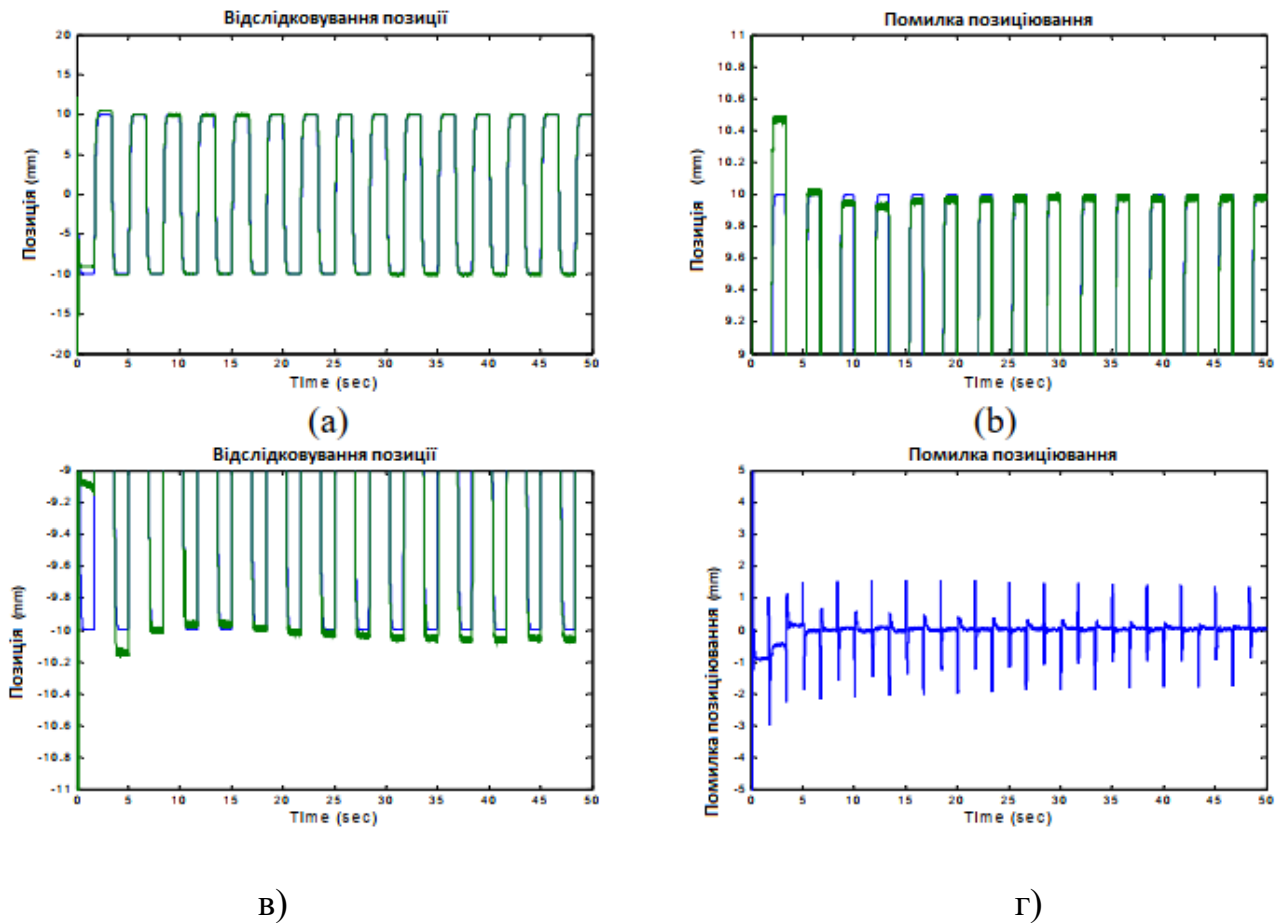


Рисунок 2.3 – Відслідковування позиції для 0,3 Гц та кроку 20 мм:

- а) відслідковування позиції;
- б) похибка сталого стану верхньої сторони;
- в) похибка сталого стану нижньої сторони;
- г) помилка позиціонування

Видно, що адаптивна компенсація тертя може ефективно компенсувати зміну тертя, спричинену зміною швидкості. Для синусоїдального вхідного сигналу 0,5 Гц похибка відстеження знаходиться в межах 0,7 мм. Для синусоїдального вхідного сигналу 1 Гц відстеження знаходиться в межах 1 мм.

Точне регулювання положення у вільному просторі для пневматичних приводів досягається допомогою удосконаленого методу керування пневматичним приводом.

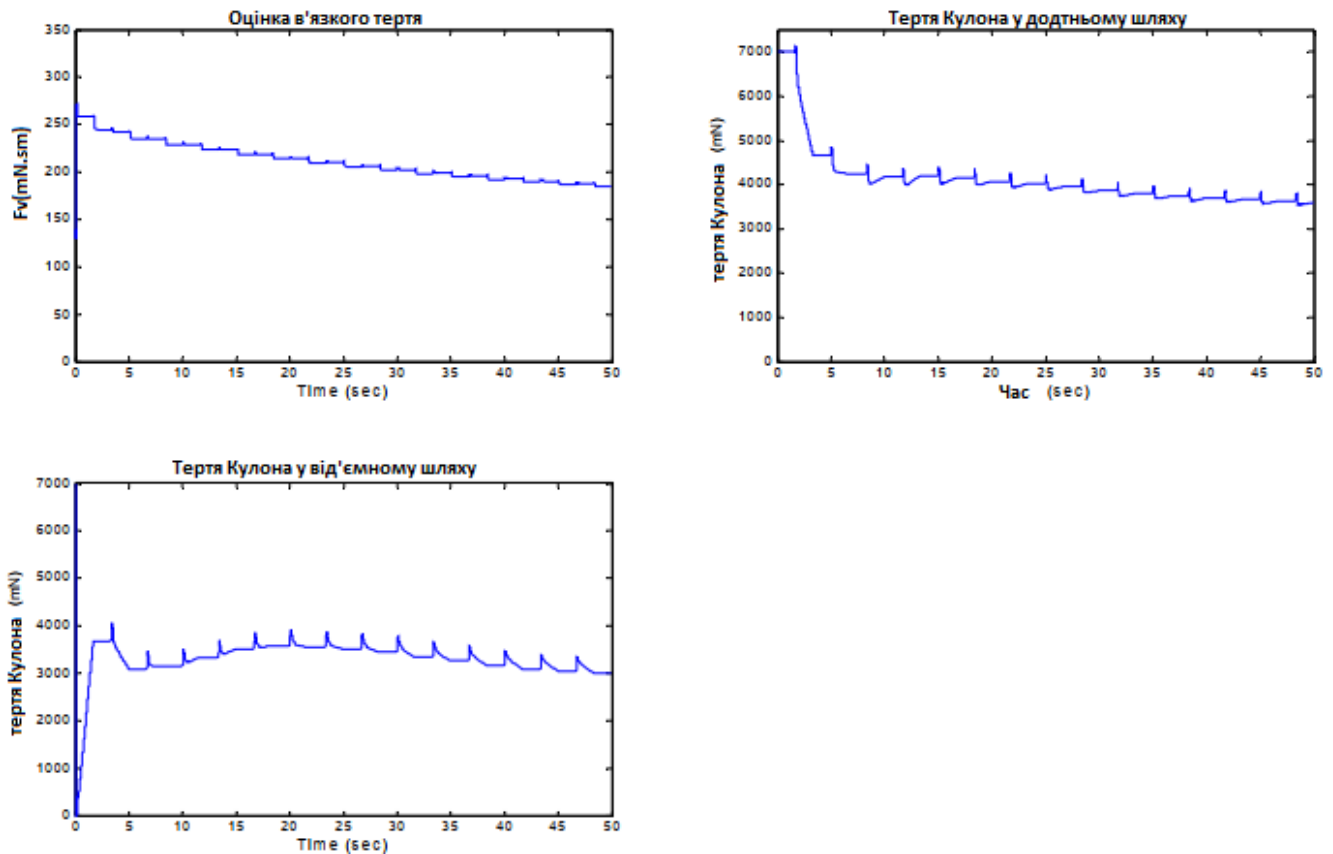


Рисунок 2.4 – Оцінка тертя для 0,3 Гц та кроку 20 мм:

- а) оцінка в'язкого тертя;
- б) оцінка кулонівського тертя у додатньому напрямку;
- в) оцінка кулонівського тертя у від'ємному напрямку

Ефективність керування положенням і збіжність адаптивних параметрів можна порівняти з системами з електродвигунами. Система може добре адаптуватися до входів з різною величиною і частотою і підтримувати точне відстеження положення. Адаптивна компенсація тертя також може компенсувати похибку, спричинену невизначеністю корисного навантаження.

Стандартна номінальна витрата або коефіцієнт швидкості (CV-фактор) - це технічна характеристика, яка використовуються виробниками промислових пневматичних клапанів для порівняння можливостей різних клапанів.

Для проектування нелінійного регулятора з використанням пневматичних пропорційних клапанів коефіцієнт розвантаження є найважливішим невідомим параметром клапана, який необхідно визначити в першу чергу.

Пропорційний розподільник Festo МРУЕ-5-М5-010-В має унікальний внутрішній контур керування для точного переміщення золотника. Номінальний розмір отвору становить 2 мм (діаметр) з двома отворами для заправки та нагнітання. Крива швидкості потоку з каталогу Festo показана на рисунку 2.5.

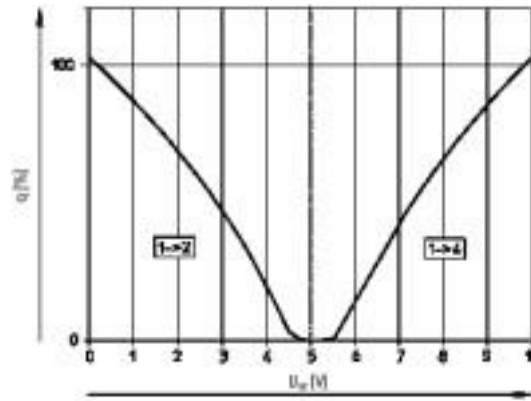


Рисунок 2.5 – Крива швидкості потоку з каталогу Festo

Ця крива згенерована за типових номінальних умов: тиск на вході становить 6 бар, а на виході - 5 бар

Для МРУЕ-5-М5-010-В максимальна витрата становить близько 100 л/хв. Масову витрату стиснутого газу через отвір клапана з ефективною площею  $A_v$  можна описати у вигляді:

$$\dot{m}_{in/out(a,b)} = \frac{C_f A_v P_u}{\sqrt{T}} C_m, \quad (2.41)$$

де  $C_m = C_2 \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{(k-1)/k}}$  для перекритого потоку;

$C_m$  - можна обчислити, використовуючи вираз для незакритого потоку  $C_m=0,0309$ ;

З рівняння (2.41) отримаємо вираз:

$$C_f = \frac{\dot{m} \sqrt{T}}{A_v P_u C_m}. \quad (2.42)$$

Номинальний діаметр отвору - 2 мм, а в клапані є два отвори. Таким чином, площа отвору становить  $A_{v\_max} = 6,28\text{мм}^2$ , а максимальна об'ємна витрата – 100 л/хв, Густина повітря при стандартному атмосферному тиску (20 градусів) становить  $1,204\text{ кг/м}^3$ , тому максимальну масову витрату можна розрахувати як  $\dot{m} = 0,002\text{кг/с}$ . Всі параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Параметри клапана

$R$	універсальна газова стала	$287\text{ м}^2/\text{с}^2\text{K}$
$k$	співвідношення питомих теплоємностей стандартного повітря	1,4
$C_1$	константа	0,040418
$C_2$	константа	0,156174
$T$	температура повітря	293 K
$C_r$	співвідношення тиску, що розділяє потік на безперешкодний та перевантажений потік	0,528
$P_u$	тиск на висхідному потоці	600000 Па
$P_d$	тиск на виході	500000 Па
$C_f$	коефіцієнт розвантаження клапана	0,2939

### 2.3 Висновки до другого розділу

1. Розроблена математична модель враховує фізичні закономірності роботи пневматичного привода, зокрема динаміку потоків повітря, зміну тиску в робочих камерах, а також інерційні та демпфувальні властивості системи.

2. Модель відображає нелінійність пневматичних процесів, пов'язану з властивостями повітря як стисненої рідини, а також впливом змінних параметрів, таких як температура, тиск і витрати.

3. Запропонована математична модель має модульну структуру, що дозволяє адаптувати її до різних типів пневматичних приводів та умов їх

експлуатації. Це забезпечує універсальність моделі для застосування в різних системах керування.

4. Використання сучасних методів аналізу, таких як методи ідентифікації параметрів, дозволило отримати високу точність моделі, що підтверджується результатами порівняння теоретичних і експериментальних даних.

5. Модель може бути використана як основа для розробки систем автоматичного керування, що забезпечує більш точне і стабільне регулювання положення або швидкості пневматичного привода.

6. Математична модель дозволяє проводити аналіз і оптимізацію процесу керування пневматичним приводом, визначаючи оптимальні параметри системи для досягнення енергоефективності, мінімізації динамічних помилок та підвищення надійності роботи.

### 3 ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ УДОСКОНАЛЕНОГО МЕТОДУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

#### 3.1 Особливості імітаційної моделі удосконаленого методу керування пневматичним приводом

PLC Coder - це інструментарій MATLAB, який використовується для створення файлу структурованої мови керування (SCL). Цей файл створюється як текстовий файл, який в даному випадку, після конфігурації, показаної на рисунку 3.1, перетворює підсистему Simulink в текстову мову.

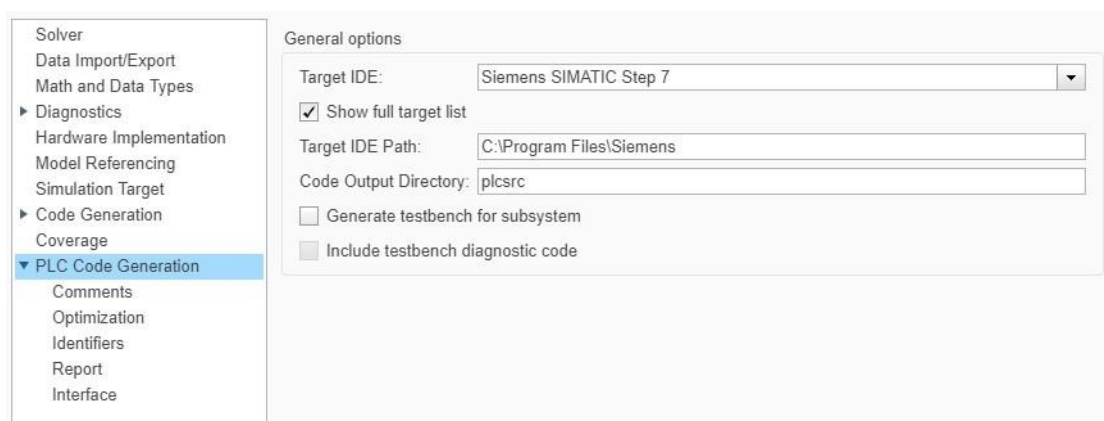


Рисунок 3.1 - Конфігурація Simulink для TIA Portal

Цей файл використовується всередині сегмента у TIA Portal. Перед використанням файлу сегмент повинен бути перетворений з мережі сходової діаграми в сегмент SCL у відповідності до рисунку 3.2.

Розробимо базовий алгоритм керування з використанням клапанів 2/2 у відповідності до рисунка 3.3. На рисунку 3.4 показано порівняння між мережею обчислення похибки у TIA Portal та блоком віднімання, що використовується в Simulink, вони виконують однакову функцію, тому різниця між Setpoint та Feedback несуттєва.

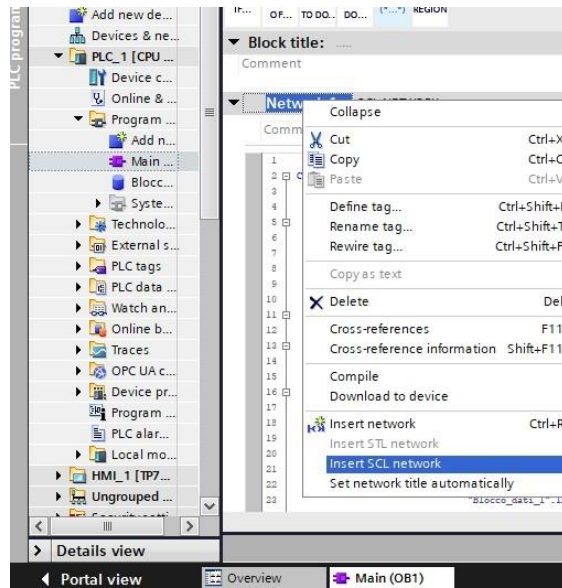


Рисунок 3.2 - Новий сегмент SCL

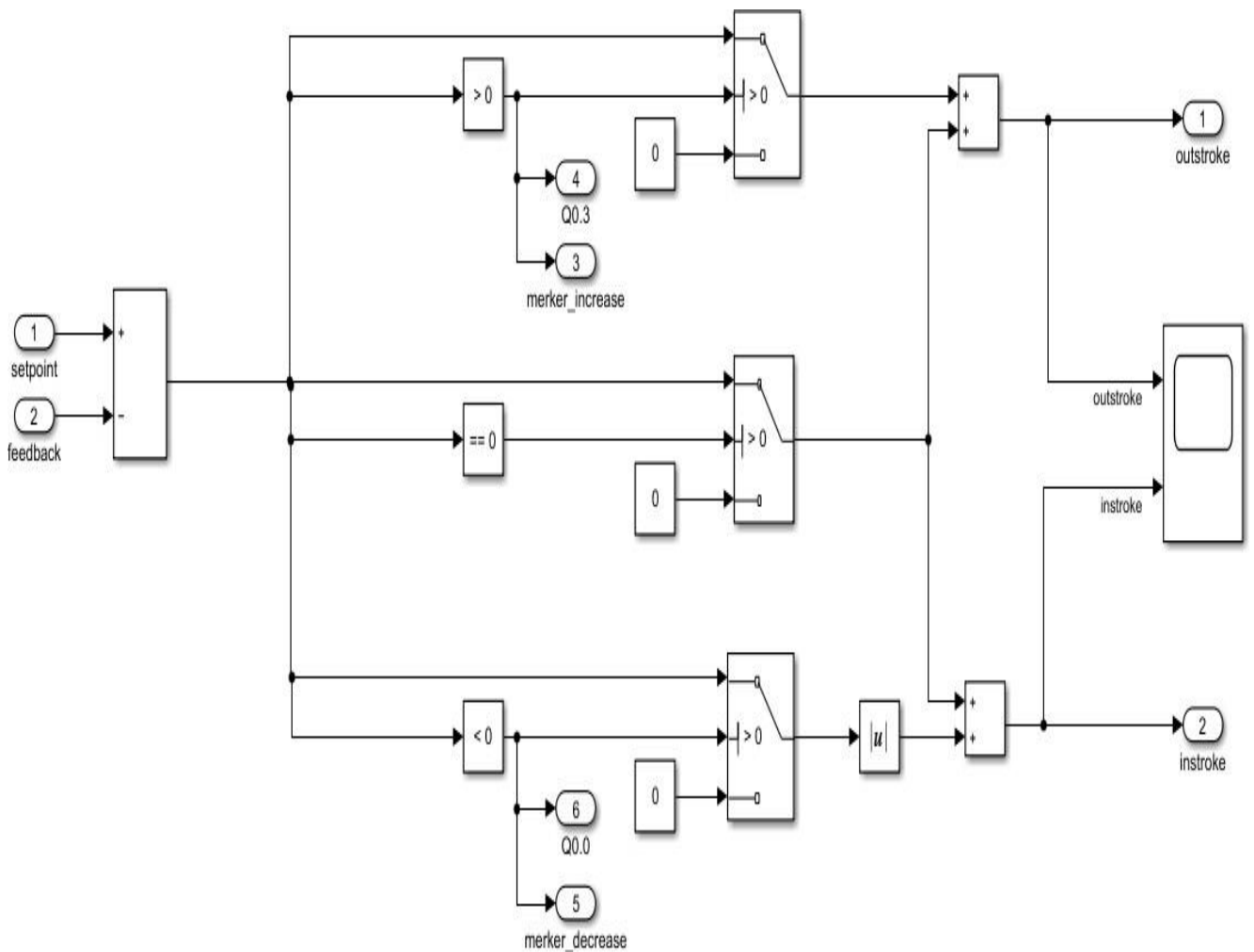


Рисунок 3.3 - Simulink-схема базового керування з клапанами 2/2

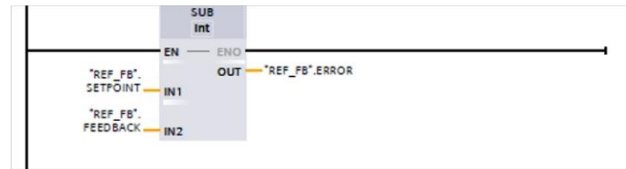
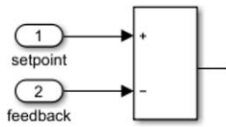


Рисунок 3.4 - Порівняння сегментів помилок

Розрахована похибка порівнюється з нульовим значенням. Залежно від вихідної різниці, реалізованої в Simulink, можлива як пряма активація вихідного порту ПЛК, так і пропорційне керування, як показано на рисунку 3.5.

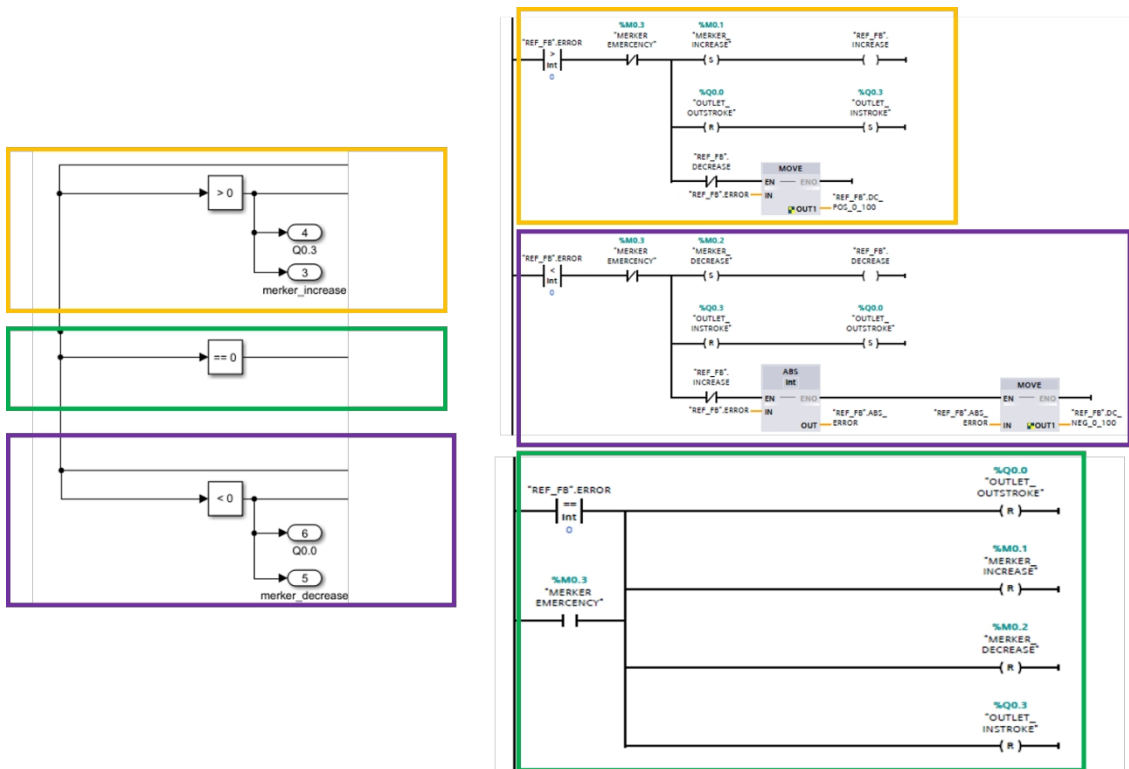


Рисунок 3.5 – Реалізації операцій порівняння

Після цього, виходи компараторів використовуються для керування різними перемикачами на основі результатів.

Instroke означає рух поршня у напрямку до початкової точки, тобто всередину циліндра.

Outstroke - це рух поршня у протилежному напрямку, тобто назовні з циліндра або віддалення від початкової точки.

На рисунку 3.6 зображено фрагмент імітаційної моделі моделі, яка містить перемикачі.

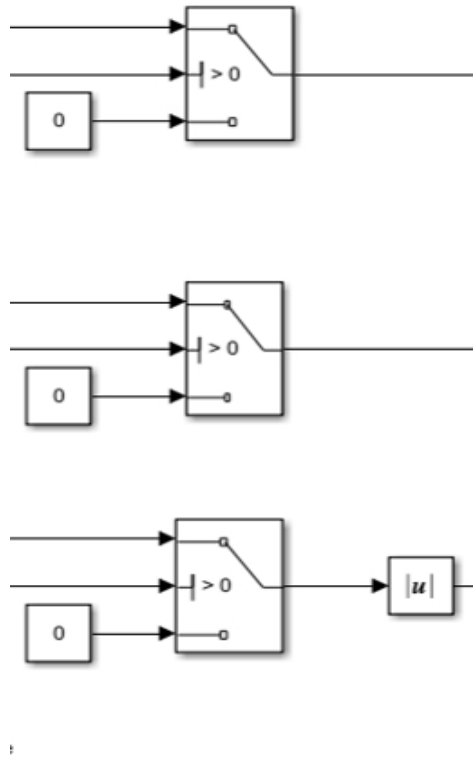


Рисунок 3.6 – Фрагмент імітаційної моделі моделі, яка містить перемикачі

Суматори, використані в кінці в Simulink, дозволяють об'єднати три отримані сигнали в два сигнали. Таким чином, це дозволяє виділити дві окремі фази: фазу руху поршня у протилежному напрямку та рівновагу, а також фазу руху поршня у напрямку до початкової точки та рівновагу.

На рисунку 3.7 показано реакцію алгоритму Simulink, реалізованого у TIA Portal. Як тільки надходить уставка, алгоритм Simulink починає працювати.

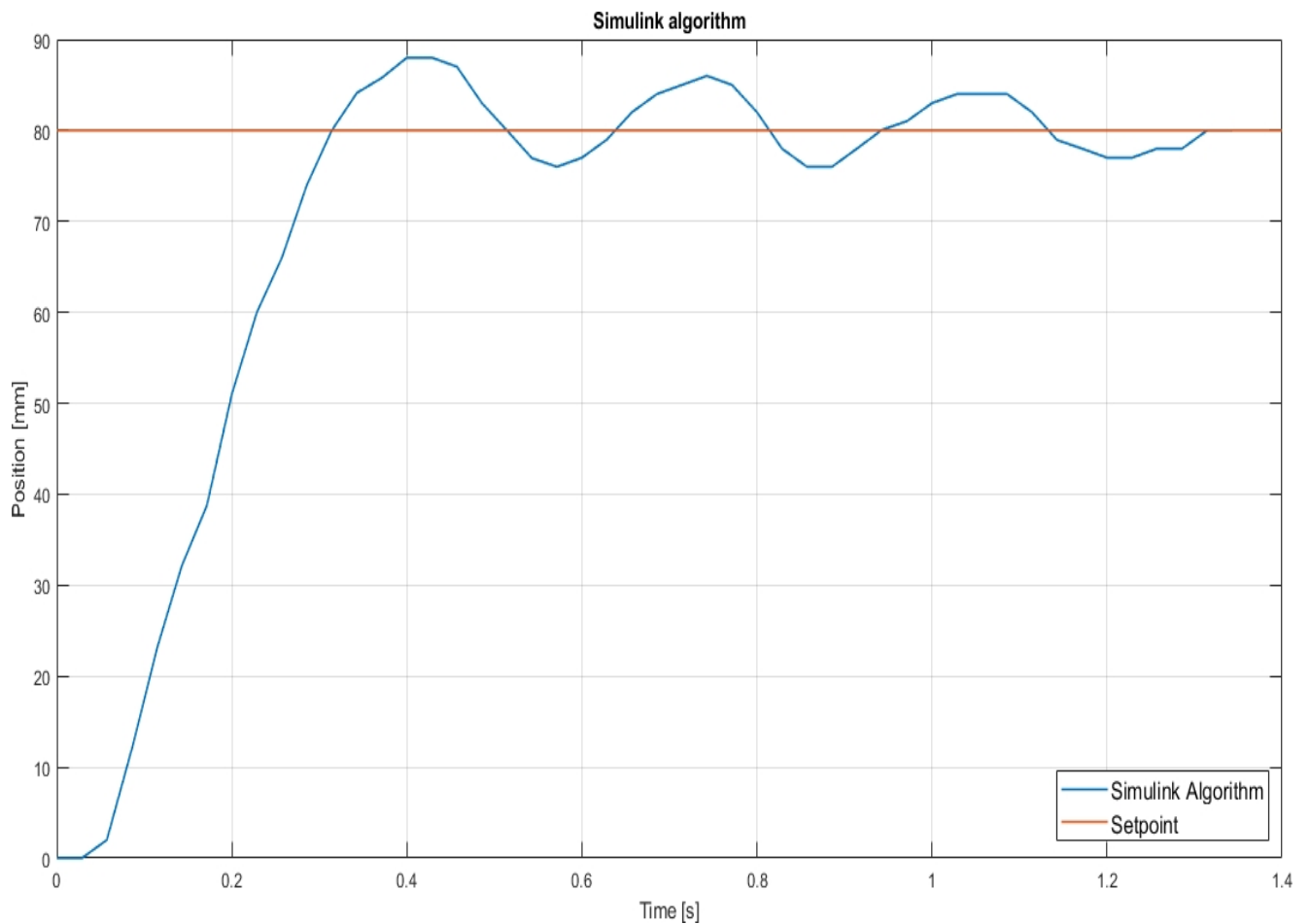


Рисунок 3.7 – Алгоритм Simulink, реалізований у TIA Portal

Відповідні показники роботи алгоритму наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Показники роботи алгоритму

Algorithm	Overshoot %	Rise Time [s]	Settling Time [s]
Simulink Algorithm	6,25	0,4	1,2

SCL-файл, згенерований за допомогою PLC Coder і використаний на SCL-сегменті TIA Portal, має вигляд.

```

1 CASE "HMI".method_type OF
2 0:
3 "HMI".integrator := 0.5; -- інтегратор є локальною змінною
4 "HMI".filter := 0.0; -- фільтр є локальною змінною
5 1:

```

```

6 "НМП".add := "НМП".set - "НМП".feed;
7 -- змінна add містить різницю між заданим значенням (set) і зворотнім
зв'язком (feed)
8 (* IF "НМП".add > 0.0 THEN -- перевіряється, чи значення add більше за нуль
9 "merker_dc" := 1; -- встановлюється прапорець merker_dc
10 ELSIF "НМП".add < 0.0 THEN -- перевіряється, чи значення add менше за
нуль
11 "merker_dc" := 1; -- встановлюється прапорець merker_dc
12 ELSIF "НМП".add = 0.0 THEN -- перевіряється, чи значення add дорівнює
нулю
13 "merker_dc" := 0; -- у цьому випадку значення merker_dc дорівнює 0
14 END_IF; *)
15 "НМП".filter_coeff := (0.0 - "НМП".filter) * 100.0;
16 -- filter_coeff є локальною змінною
17 "НМП".output := ("НМП".add + "НМП".integrator) + "НМП".filter_coeff;
18 -- output є глобальною змінною, що містить інформацію про похибку
19 IF "НМП".output >= 100.0 THEN
20 -- цей розділ використовується для безпеки, змінна output може мати
значення в діапазоні [0.0, 100.0]
21 "НМП".output := 100.0;
22 -- для обмеження максимально можливого значення до 100.0
23 ELSIF "НМП".output <= 0.0 THEN
24 "НМП".output := 0.0;
25 -- для обмеження мінімально можливого значення до 0.0
26 END_IF;
27 -- Оновлення змінних integrator і filter
28 "НМП".integrator := (0.001 * "НМП".add) + "НМП".integrator;
29 "НМП".filter := (0.0 * "НМП".filter_coeff) + "НМП".filter;
30 END_CASE;

```

Для того, щоб побачити ту саму систему в інший спосіб, слід скористатися інструментом Stateflow Toolbox.

Stateflow Toolbox, на відміну від Simulink, уникає використання багатьох блоків (тобто суматора, перемикача, компаратора), але за допомогою простої

логіки можна керувати багатьма сигналами, за допомогою математичних правил і умов (як у мові C).

Для того, щоб створити Stateflow, необхідно встановити відповідний пакет в MATLAB. Після цього створений алгоритм базується на керуванні клапанами 2/2, спроектованому з пропорційним керуванням, як у Simulink.

Використання базових правил Stateflow є більш дружньою мовою по відношенню до схем Simulink. Що стосується коду, то обчислюється різниця між уставкою та зворотним зв'язком. Після, на основі отриманого результату, порівнюючи з нульовим значенням, отримуємо три випадки.

1. Збільшення (Increase) → Помилка (Error) > 0 → Вихідний хід (Outstroke).
2. Зменшення (Decrease) → Помилка (Error) < 0 → Вхідний хід (Instroke).
3. Рівність (Equal) → Помилка (Error) = 0 → Зворотній зв'язок (Feedback)=Задане значення (Setpoint).

Ці випадки можна знайти, порівнюючи різницю з нулем. Зокрема, кожен стан з'єднується один з одним. Таким чином, система може досягти можливого стану з будь-якої попередньої точки. На рисунку 3.8, можна побачити повний потік станів системи.

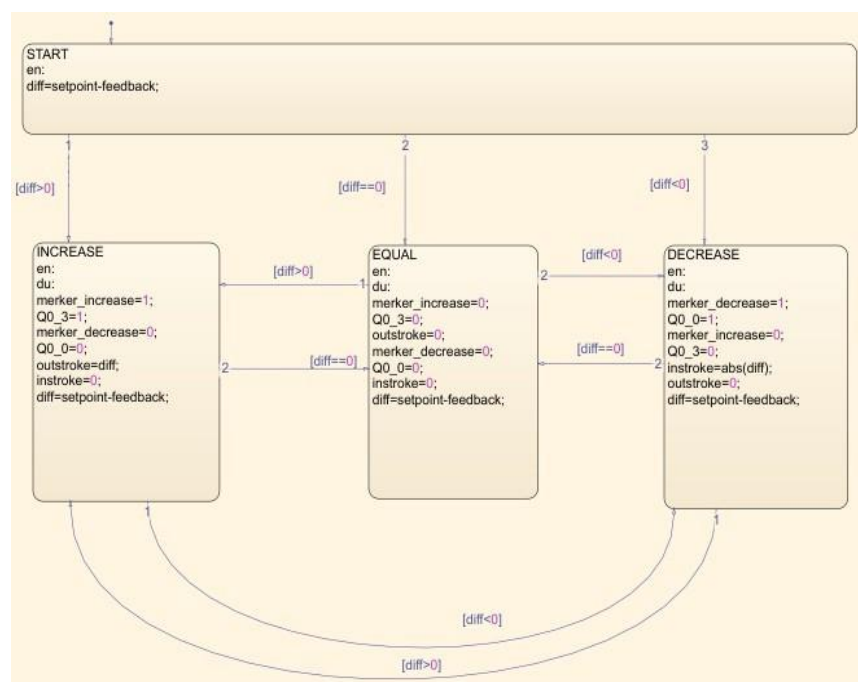


Рисунок 3.8 – Схема потоку станів

Перший стан - старт, це стан переходу за замовчуванням. За визначенням він має стрілку з кружечком, яка вказує на початковий стан діаграми. Дійсно, після цього першого блоку, за допомогою різних стрілок ви з'єднуєте різні стани з умовою.

Ця умова міститься у квадратних дужках. Важливо звернути увагу на напрямок стрілки: стрілка йде від початкового до кінцевого стану. Наприклад, якщо стан має лише стрілку, що вказує на себе, то при перевірці умови алгоритм застрягне в циклі на цьому ж стані без виходу. Для кожного стану виконуються певні дії, операції Stateflow, які наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Опис станів

Дія	Скор.	Значення
entry	en	Виконує операції, коли стан стає активним
during	du	Виконує дії, коли стан активний і настає певна подія

Наприклад, у стані збільшити виконується дія протягом in, після чого активується запис. Таким чином, логічні функції оновлюються, і обчислюється нова різниця. На основі цього результату обчислення різниці продовжується в інших станах. За допомогою підсистеми, використовуючи посилання та області видимості, виконується оцінка системи у відповідності до рисунку 3.9.

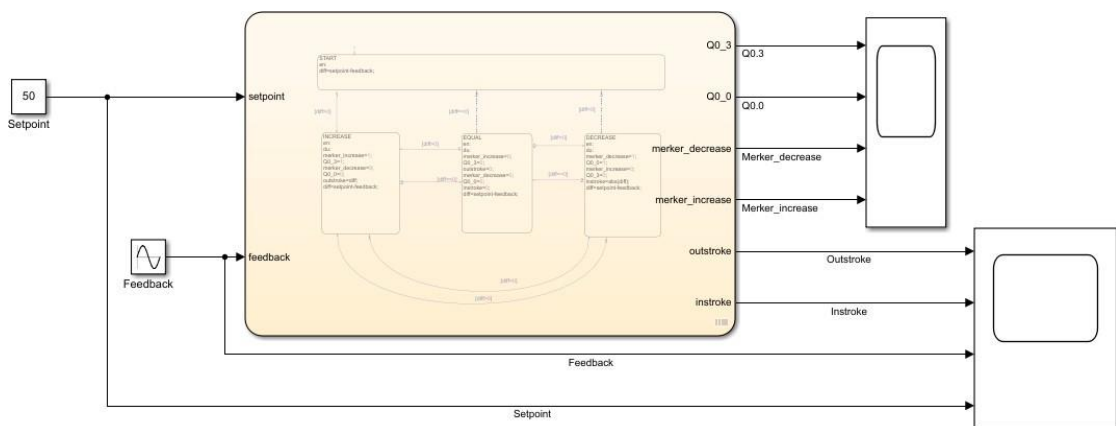


Рисунок 3.9 – Схема потоку станів

Використовувані входи та виходи - 2 та 6 відповідно. Входи - це, як завжди, уставка і зворотний зв'язок, а виходи - чотири булеві змінні: Q0.0, Q0.3, збільшення і зменшення меркера і два цілих значення, які використовуються як ШІМ-керування.

Для того, щоб перевірити правильність алгоритму, було вирішено змінювати зворотний зв'язок, зберігаючи уставку постійною. Такий вибір зроблено, тому що реальний перетворювач не взаємодіє з середовищем Simulink. В результаті моделювання отримано результати, які зображені на рисунку 3.10.

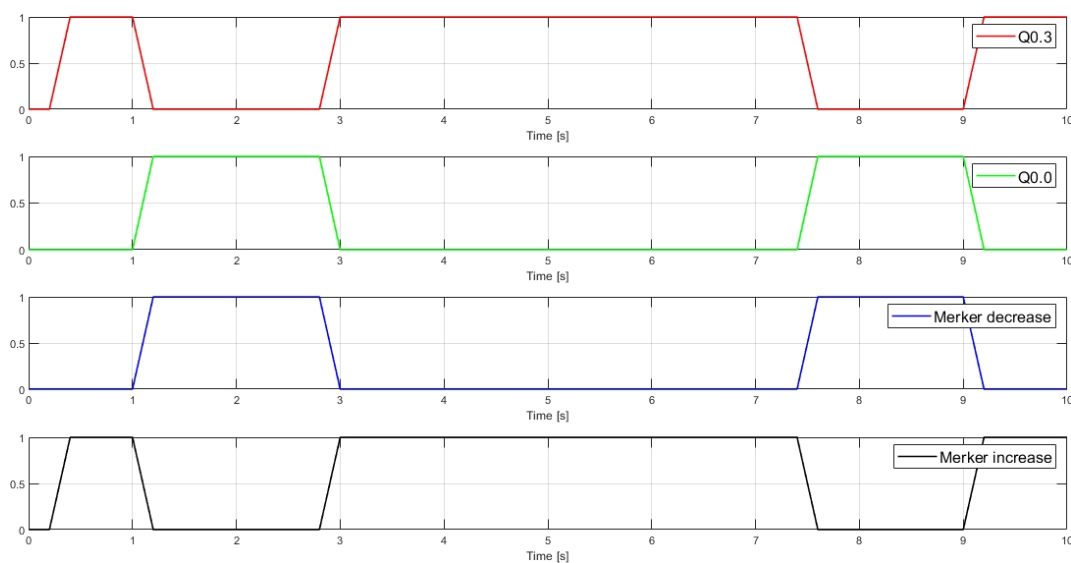


Рисунок 3.10 – Simulink моделювання потоку станів

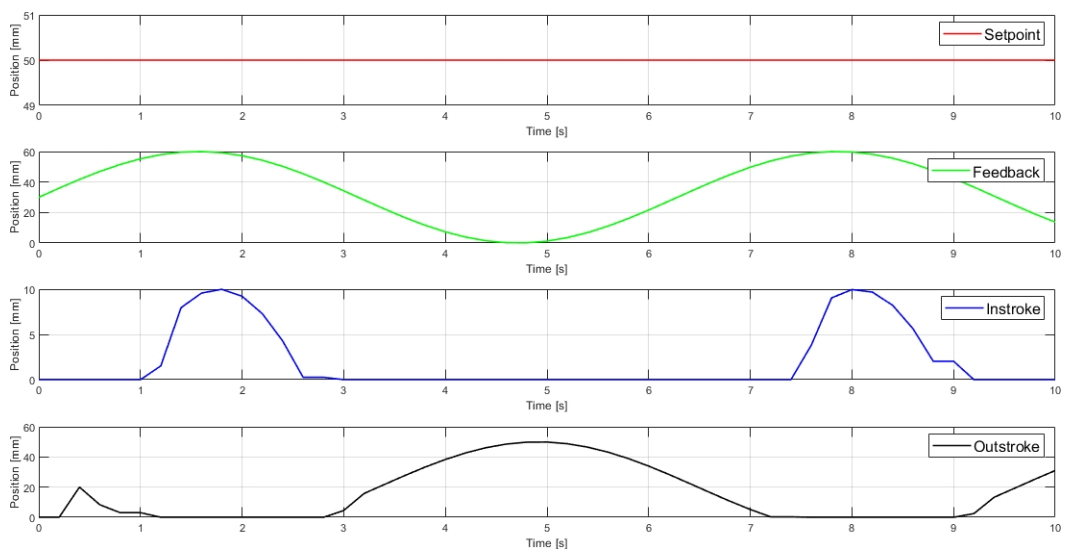


Рисунок 3.11 – Моделювання в Simulink: логічний вивід

Можна відзначити, що алгоритм працює ефективно. Завдяки використанню синусоїдального сигналу у зворотному зв'язку перевіряється тест для кожного випадку.

Моделюючи алгоритм Stateflow у TIA Portal, отримали наступні результати, які зображені на рисунку 3.12.

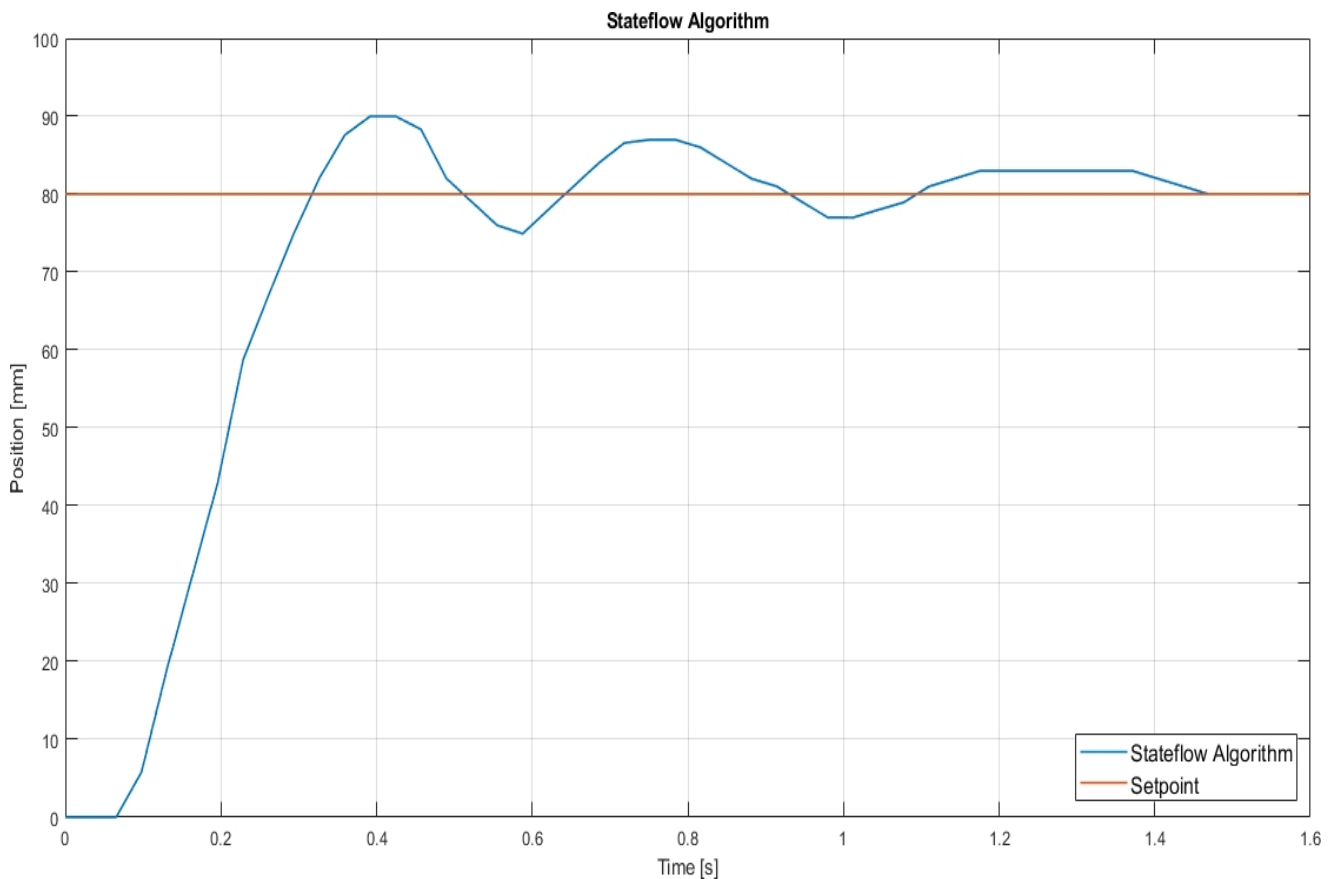


Рисунок 3.12 – Результати моделювання алгоритму Stateflow у TIA Portal

PLC Coder є дуже корисним і має більший потенціал порівняно зі схемою ladder diagram, створеною в TIA Portal, завдяки блочній схемі, яка простим способом реалізує розроблений алгоритм. Крім того, після створення текстового файлу надійність коду SCL є майже нульовою, а також він є досить зрозумілим.

На основі отриманих результатів виконано порівняння між різними алгоритмами, яке зображено на рисунку 3.13.

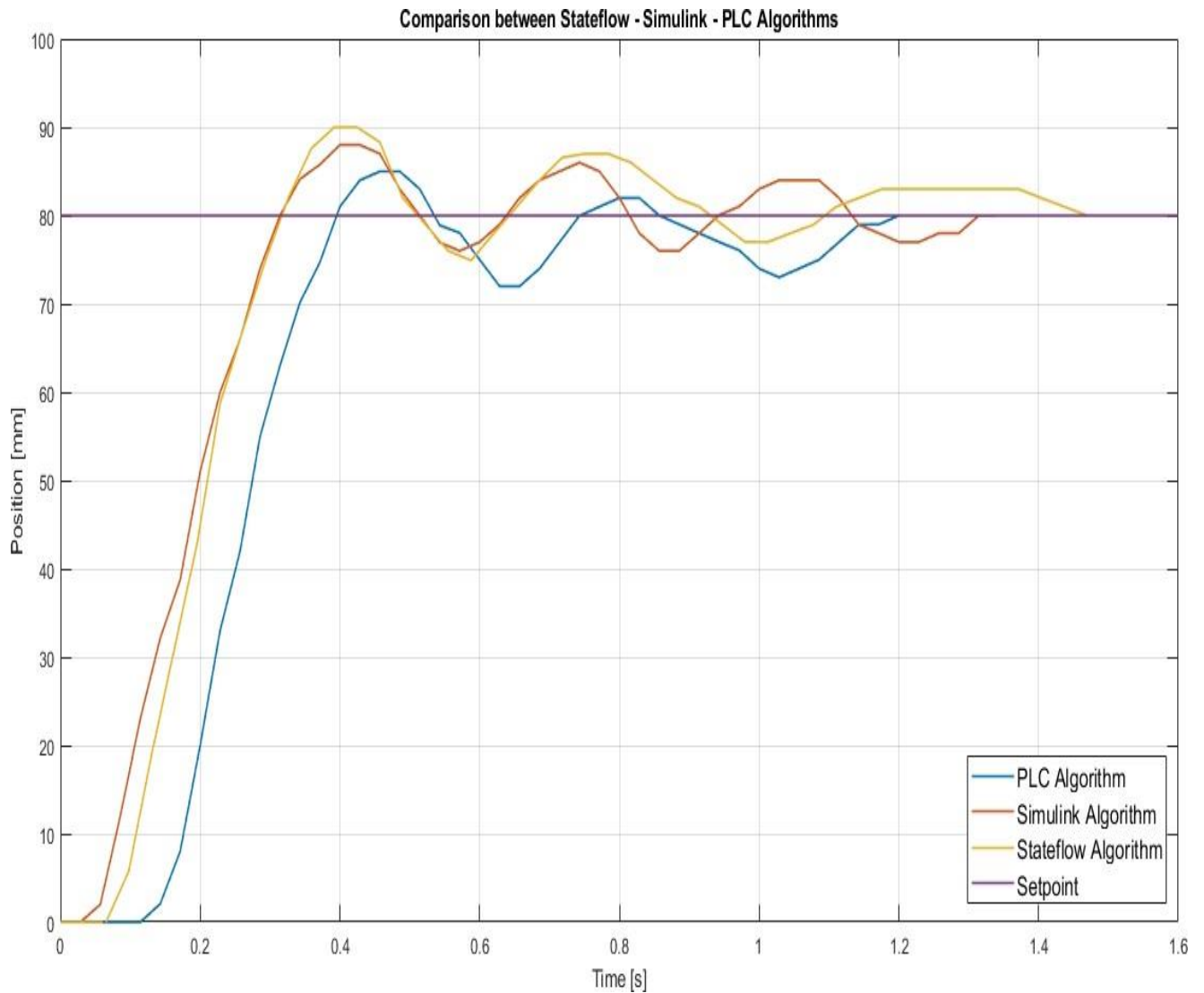


Рисунок 3.13 – Результати порівняння між різними алгоритмами

В таблиці 3.3 наведені результати порівняння між різними алгоритмами.

Таблиця 3.3 – Результати порівняння між різними алгоритмами

Algorithm	Overshoot %	Rise Time [s]	Settling Time [S]
PLC	6,25	0,4	1,2
Simulink	10	0,3142	1,3142
Stateflow	12,5	0,317	1,47

З таблиці 3.3 можна помітити, що реакція Simulink є кращою, ніж реакція системи, спроектованої за допомогою ПЛК. Це пояснюється тим, що реалізація за

допомогою SCL, створена шляхом генерації коду за допомогою PLC Coder, є коротшою відносно створеної структурної схеми, створеної у TIA Portal.

Натомість, час встановлення та перерегулювання краще в симуляції, отриманій за допомогою алгоритму ПЛК. Що стосується алгоритму Stateflow по відношенню до алгоритму Simulink, можна відзначити, що час наростання алгоритму Stateflow є кращим, ніж алгоритм ПЛК. Натомість, перерегулювання та час стабілізації є кращими при керуванні за допомогою ПЛК.

Загалом, код ПЛК має кращу стабільність, але гіршу реакцію на час наростання порівняно з елементами керування MATLAB.

### 3.2 Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape з підсистемою пропорційного керування та різними вхідними сигналами

За допомогою Simscape можна створювати моделі фізичних систем у середовищі Simulink. Simscape дозволяє створювати моделі фізичних компонентів на основі зв'язків, які інтегруються безпосередньо з блок-схемами та іншими парадигмами моделювання.

Крім того, можна моделювати гідравлічні приводи та пневматичні системи, збираючи основні компоненти на схемі. Додаткові продукти Simscape надають більш складні аналітичні компоненти та можливості.

Simscape допомагає розробляти системи керування та тестувати продуктивність на рівні системи. Мова Simscape базується на MATLAB, що дозволяє створювати компоненти, домени та бібліотеки фізичного моделювання в текстовому вигляді. Крім того, дозволяє параметризувати моделі за допомогою змінних і виразів MATLAB, а також проектувати системи керування для фізичної системи в Simulink.

Для того, щоб створити те саме середовище, що й для інших експериментів, у MATLAB було інстальовано Simscape та Simscape Fluids Toolboxes. На

рисунку 3.14 зображена імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape.

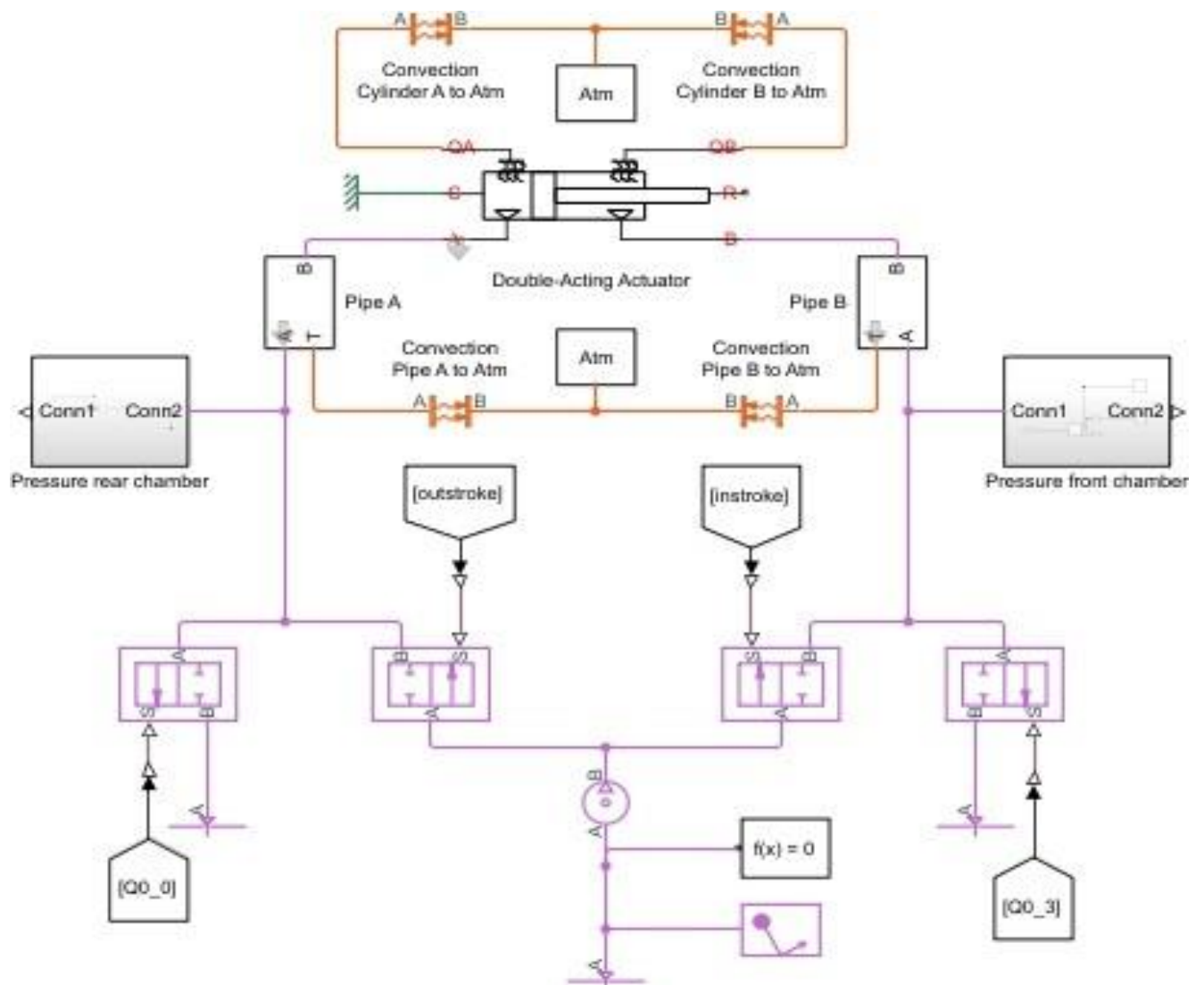


Рисунок 3.14 – Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape

Як показано на рисунку 3.14 в імітаційній моделі удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape присутні чотири клапани, пневмоциліндр, впускний та випускний клапан. Для того, щоб мати подібну поведінку, задаються початкові дані, які зображені на рисунку 3.15.

Name	Value
A_pipe	3.1400e-06
A_piston	0.0016
A_valve_max	4.0000e-06
A_valve_min	1.0000e-10
delta_p	0.5000
L_pipe	0.8000
L_piston	0.1000
p_init	0.1013
pressure	500000
stroke	0.1000
T_atm	293.1500
T_init	293.1500
temp	293.1500

Рисунок 3.15 – Початкові дані для моделювання удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape

Основна частина стосується циліндра, який надається самим MathWorks, шляхом запуску в командному вікні MATLAB "ssc\_pneumatic\_actuator" у відповідності до рисунка 3.16.

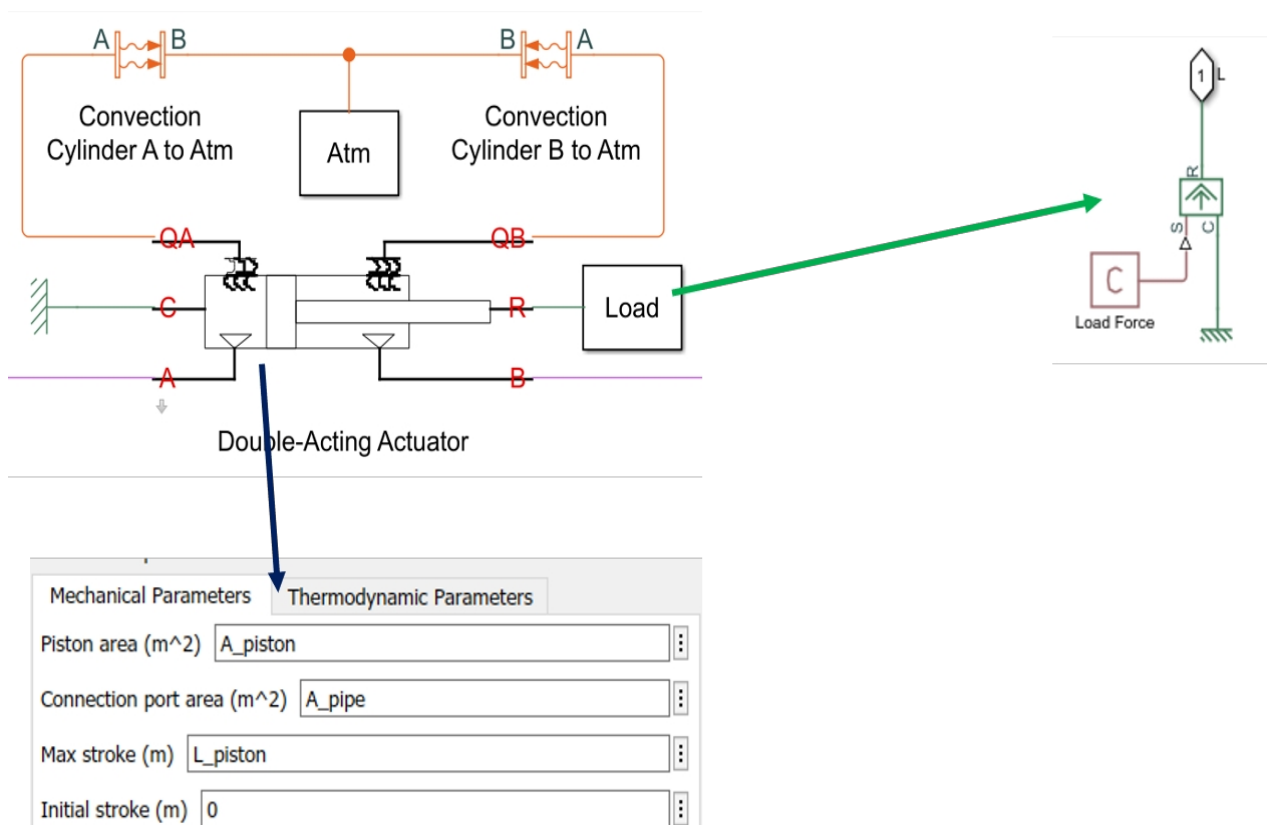


Рисунок 3.16 – Simscape-циліндр подвійної дії

Порти А і В отримують тиск від клапанів. Отвори QA і QB моделюють теплообмін всередині двох камер. Порти С і R - механічні порти.

Також додається навантаження, де "Ідеальне джерело сили" створює силу, пропорційну вхідному фізичному сигналу. Позитивний сигнал в S генерує силу, що діє від С до R. Другою характеристикою, яка змінюється, як і в реальній системі, є модель труби, яка зображена на рисунку 3.17.

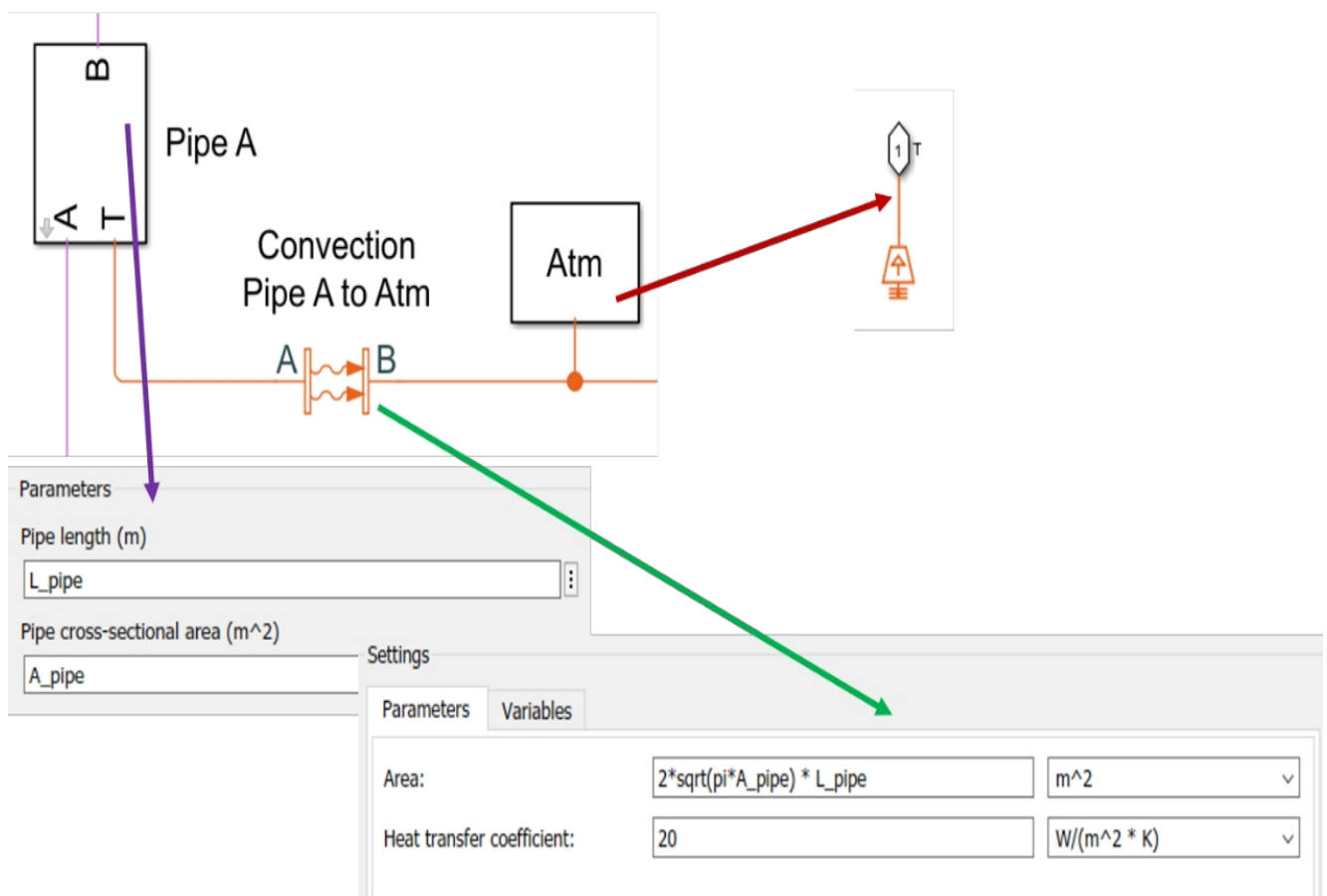


Рисунок 3.17 – Simscape-модель труби

"Труба А" моделює характеристику труби з точки зору її довжини та площі поперечного перерізу. Що стосується блоку "Convection Pipe A to Atm", то він моделює конвективний теплообмін за рахунок руху рідини і "Температурного джерела", з постійною абсолютною температурою (293,15K) в порту.

Що стосується клапанів, то ідея така ж, як і в попередніх експериментах з клапанами 2/2. Зокрема, на Simscape клапани мають конфігурацію 2/2, як зображено на рисунк 3.18. Порти А і В - це порти збереження газу.

Коли фізичний сигнал, присутній на порту S, є позитивним, з'єднання між A і B відкривається, в іншому випадку - ні. Також важливим аспектом є те, що в цих клапанах відсутній теплообмін з атмосферою.

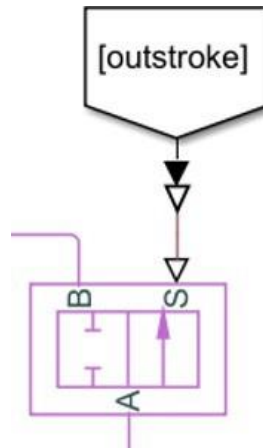


Рисунок 3.18 – Simscape-клапани 2/2

Порт Outstroke та інші сигнали з блоками "From" надходять від контролера і поводяться так само, як і в попередньому випадку. Наприкінці зосередимося на секції подачі. Порт A клапана з'єднаний з подачею тиску, конфігурацією розчинника і резервуаром (G).

Джерело тиску може підтримувати постійний тиск. Позитивна різниця тисків призводить до того, що тиск у порту B перевищує тиск у порту A, як показано на рисунку 3.19.

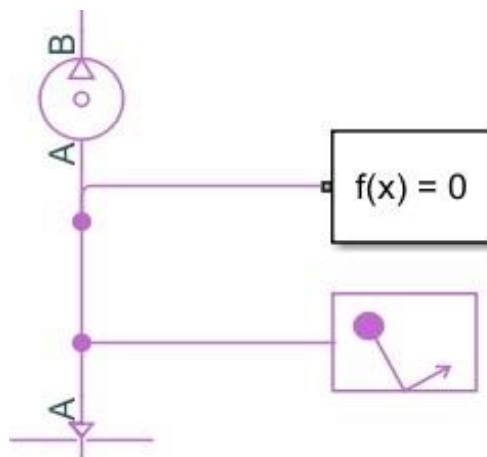


Рисунок 3.19 – Simscape-джерело тиску

Цей блок задає постійні граничні умови в газовій мережі. Об'єм газу всередині пласта вважається нескінченним. Натомість, останній блок - це "конфігурація розв'язувача", яка необхідна лише для моделей Simscape. Він не є фізичною частиною системи, але потребує інформації про налаштування розв'язувача для моделювання.

Управління клапанами здійснюється за допомогою пропорційного регулятора, який зображено на рисунку 3.20.

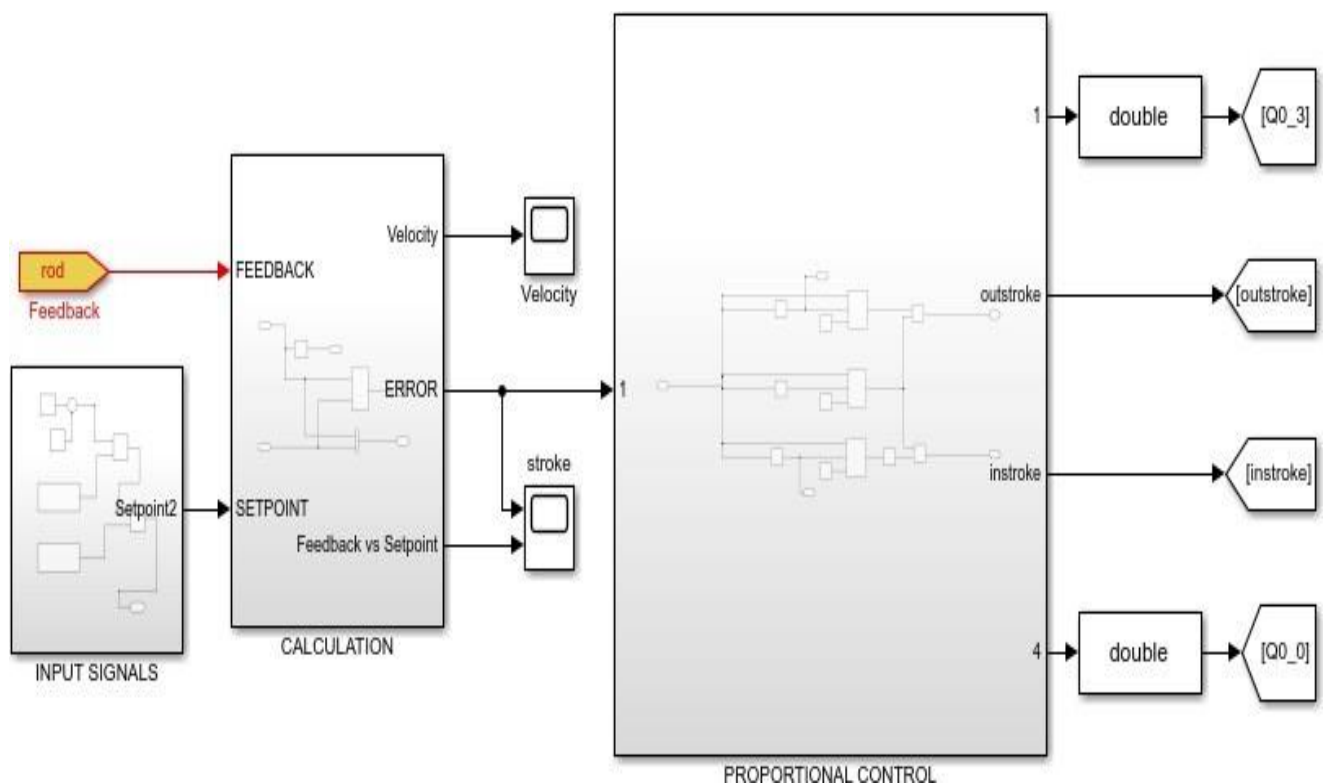


Рисунок 3.20 – Simscape-керування

Можна відмітити, що на рисунку 3.20 присутні три блоки підсистеми.

1. Підсистема пропорційного керування.
2. Підсистема вхідних сигналів.
3. Підсистема обчислення.

У першому блоці є один вхід і чотири виходи, і це та сама схема Simulink, що використовувалася раніше. Залежно від вхідного сигналу виходи активуються по-різному.

Другий блок має один вихід і надає можливість керувати трьома різними вхідними сигналами, які використовуються для виконання симуляцій. Зокрема, досліджуються три різні випадки: Ступінчастий вхід, синусоїдальний вхід та пилкоподібний вхід, як показано на рисунку 3.21.

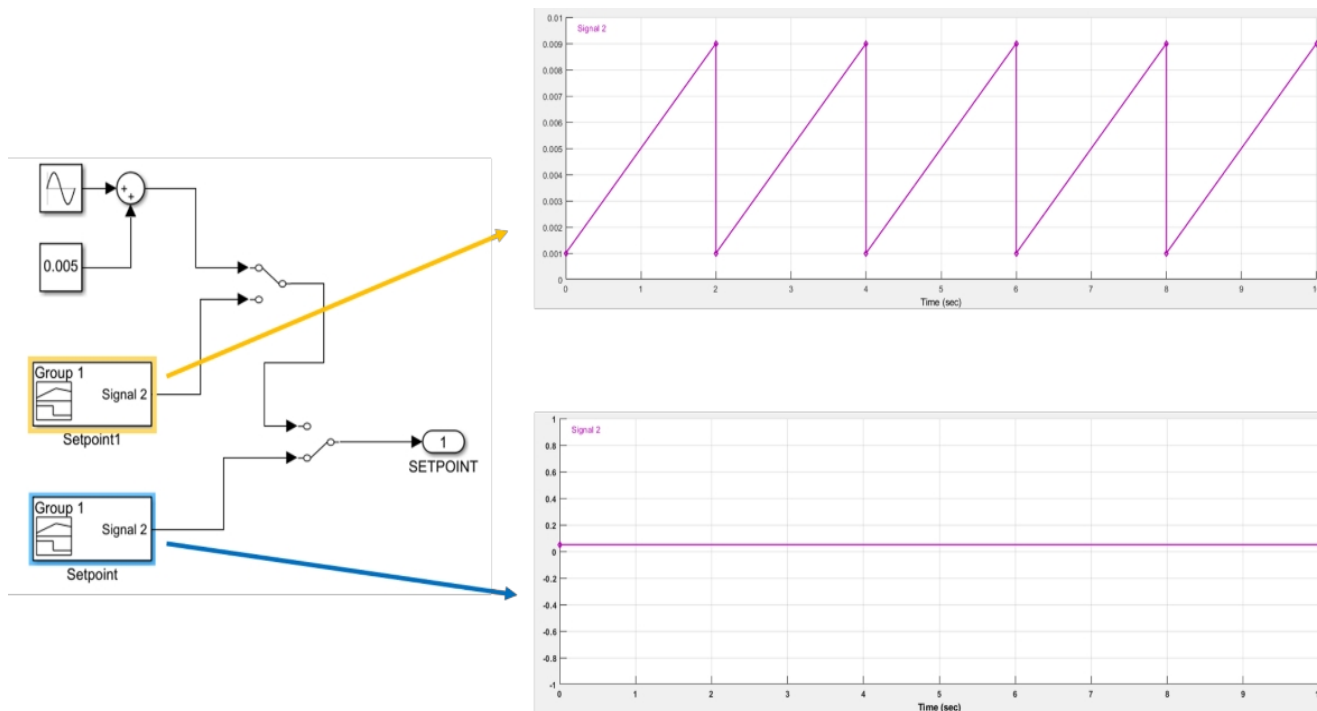


Рисунок 3.21 – Вхідні сигнали

Третій блок дозволяє розраховувати чотири сигнали: швидкість, похибку, зворотний зв'язок та уставку. Зокрема, для того, щоб мати можливість керувати сигналами незалежно, як зображено на рисунку 3.22.

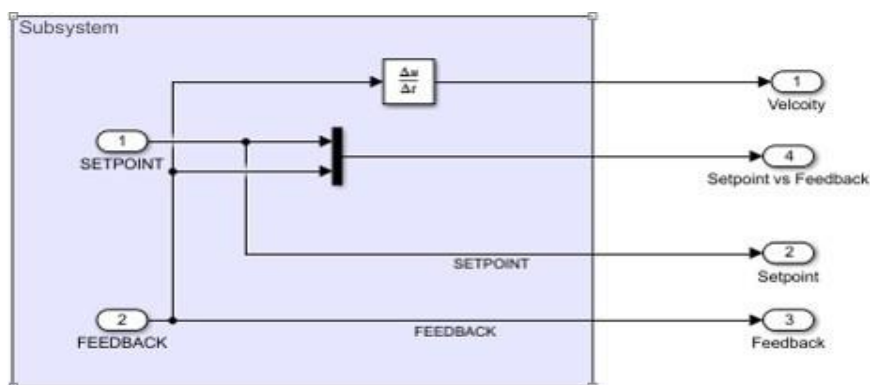


Рисунок 3.22 – Використані сигнали - третя підсистема

Ці сигнали є тими самими, що використовуються в реальній системі. Отже, після проведення моделювання, перевірено 3 різні сигнали у відповідності до рисунка 3.23.

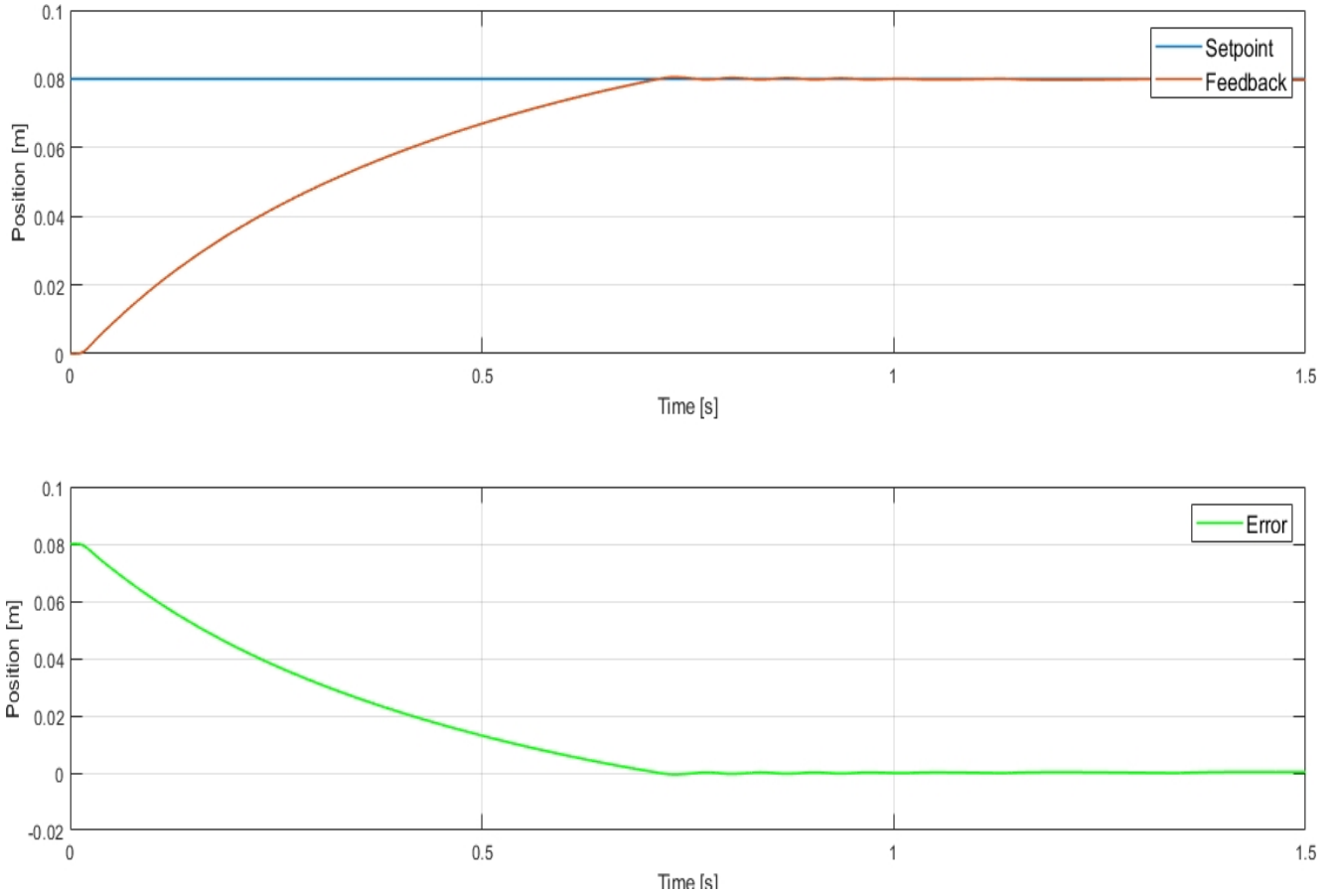


Рисунок 3.23 – Кроковий сигнал

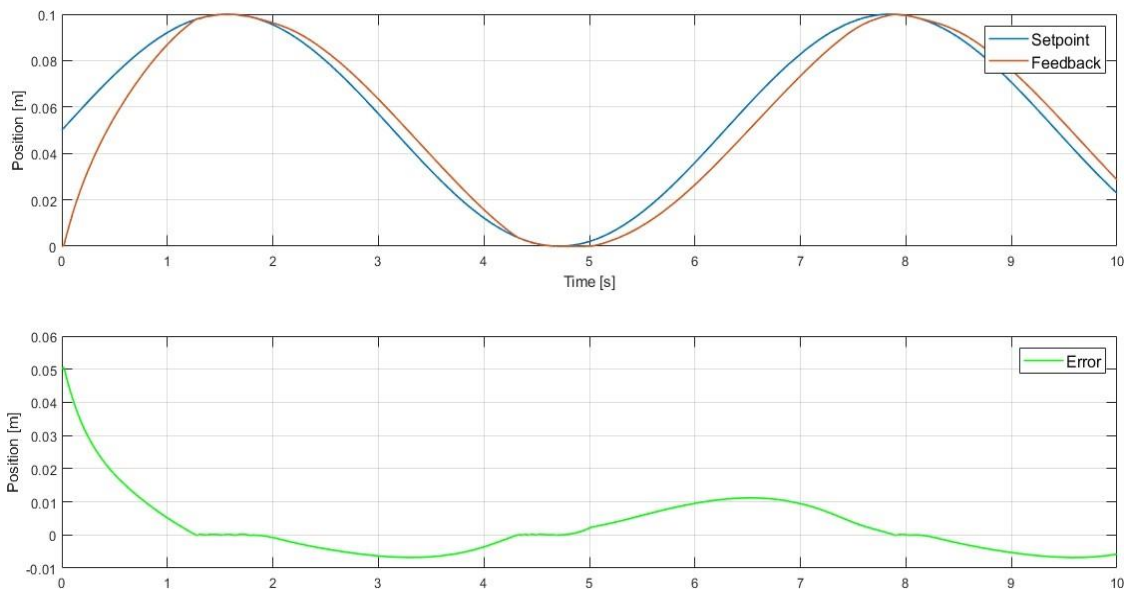


Рисунок 3.24 – Синусоїдальний сигнал

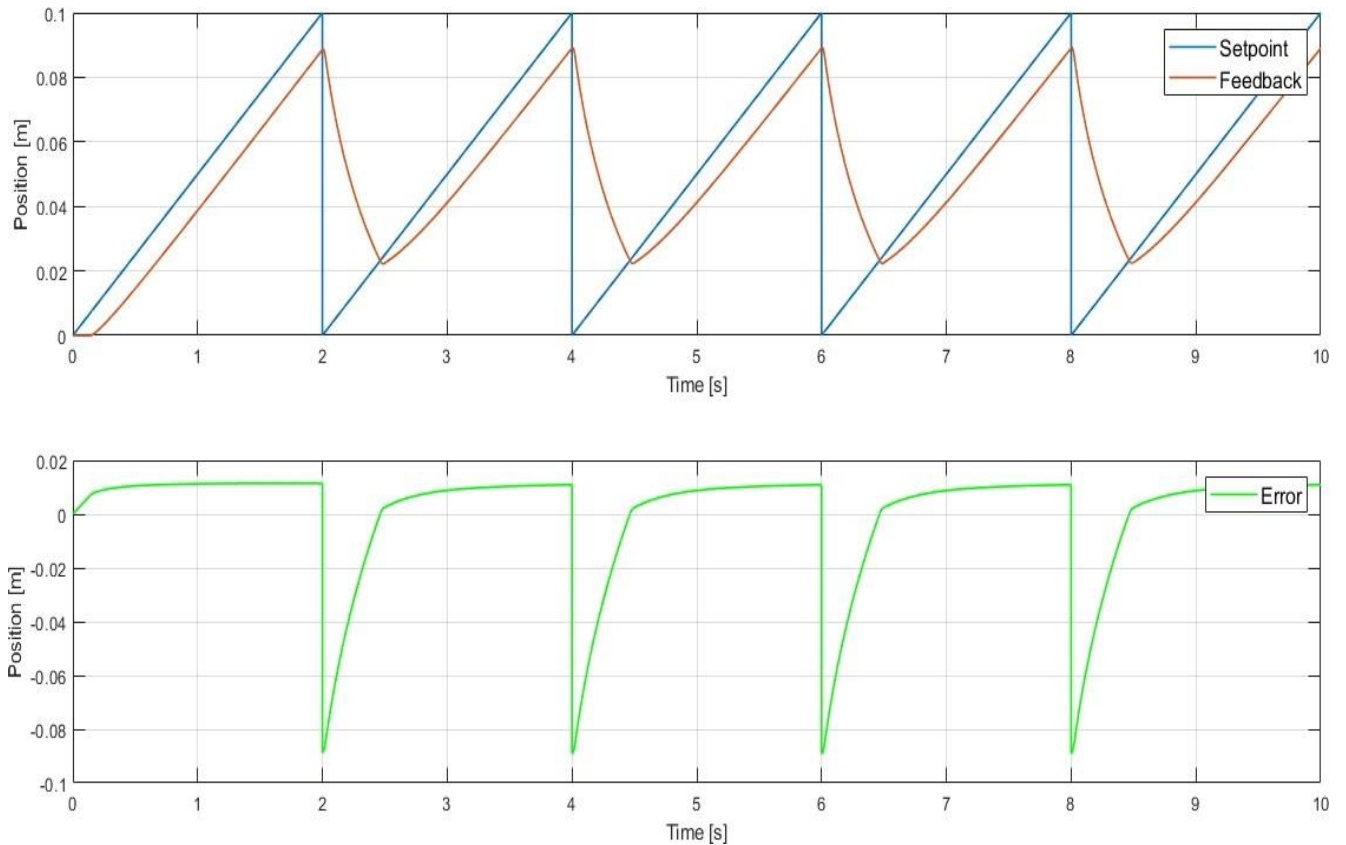


Рисунок 3.25 – Сигнал пилоподібної форми

Остаточні результати залишаються такими ж, як і дотепер: Q0.0, Q0.3 та маркери, які мають те саме значення, що й раніше. Більше того, поведінка похибки відстеження, отримана при використанні синусоїдального входу та ступінчастого входу, дуже схожа на реальний підхід.

У фазі спаду присутні деякі пульсації у фазі ходу. Натомість, при подачі пилоподібного сигналу на вході реакція має затримку, а також розбіжність, коли уставка менша за зворотний зв'язок. Ці явища доводять, що модель можна порівняти з реальною системою.

### 3.3 Висновки до третього розділу

1. Розробка імітаційної моделі пневматичного приводу дозволила глибше зрозуміти динамічні процеси, що відбуваються в системі під час її експлуатації.

Моделювання дозволило дослідити різноманітні варіанти параметрів та умов роботи, що сприяло точному визначенню ефективності керування.

2. Удосконалення методу керування пневматичним приводом забезпечило значне покращення стабільності та точності роботи системи. Завдяки використанню адаптивних алгоритмів контролю вдається знижувати коливання та похибки в роботі приводу, що є критично важливим для забезпечення високої точності технологічних процесів.

3. Імітаційне моделювання показало високу ефективність удосконаленого методу керування, порівняно з традиційними підходами, зокрема, в аспектах швидкості реакції та енергоефективності. Моделювання дозволило точно налаштувати параметри контролю та визначити оптимальні режими роботи пневматичної системи.

4. Результати моделювання продемонстрували можливість значного зниження впливу зовнішніх збурень на роботу пневматичного приводу, що дозволяє зменшити коливання та забезпечити більш точну і стабільну роботу системи в різних умовах експлуатації.

5. Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом є важливим інструментом для підвищення ефективності та стабільності роботи пневматичних систем, що відкриває нові можливості для застосувань у різних галузях промисловості.

## 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОГО МЕТОДУ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

### 4.1 Особливості експериментального дослідження ПІД-регулювання удосконаленого методу керування пневматичним приводом

На рисунку 4.1 зображено ПІД-регулювання удосконаленого методу керування пневматичним приводом

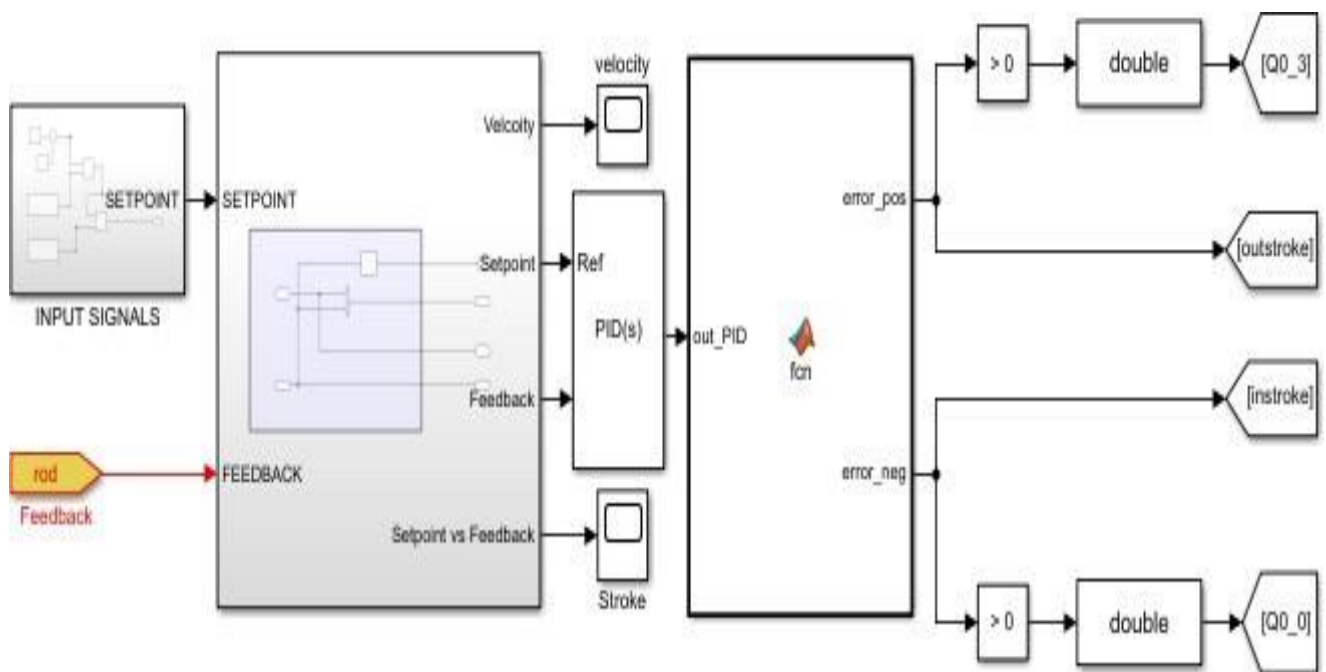


Рисунок 4.1 – Simscape ПІД-регулювання удосконаленого методу керування пневматичним приводом

Вихід ПІД-регулятора використовується як вхід для функції, яка зображена на рисунку 4.2. Ця функція створена для того, щоб імітувати реальну систему, тому фаза збільшення і фаза зменшення циліндра, таким чином, створює похибку.

Алгоритм базується на порівнянні виходу ПІД-регулятора з нульовим значенням, щоб створити "помилку".

```

1 function [error_pos,error_neg] = fcn(out_PID)
2 -   if out_PID > 0
3 -       error_pos=out_PID;
4 -       error_neg=0;
5   else
6 -       if out_PID < 0
7 -           error_pos=0;
8 -           error_neg=abs(out_PID);
9   else
10 -       error_pos=0;
11 -       error_neg=0;
12   end
13 end

```

Рисунок 4.2 – Функція вихідний ПІД-регулятор

Використовуючи ті ж самі вхідні сигнали підсистеми, що і при пропорційному регулюванні, можна проводити ті ж самі експерименти.

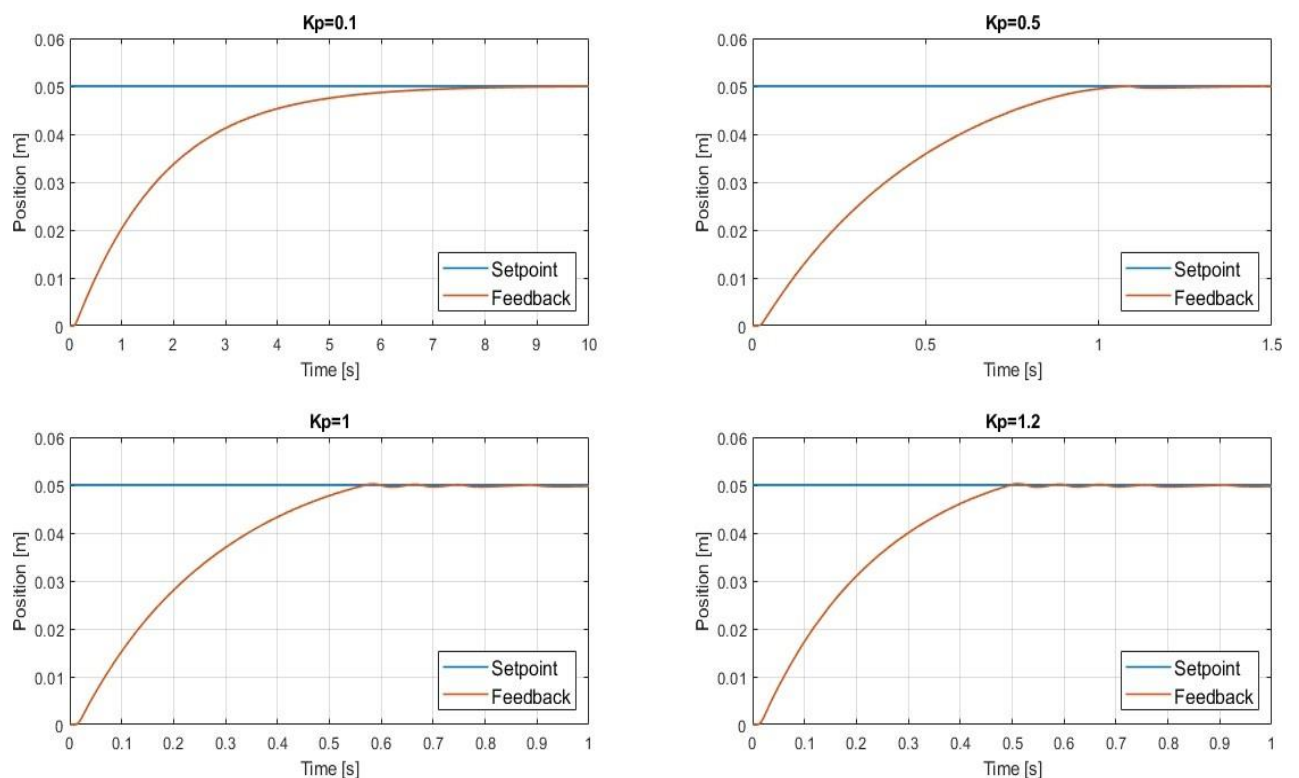


Рисунок 4.3 – Реакція системи з використанням ПІД-регулятора

З рисунка 4.3 можна помітити, що при  $K_p=0,1$  отриманий результат можна порівняти з реальним експериментом, адже час наростання більш-менш дорівнює 7 с. Крім того, при  $K_p=1$  і  $K_p=1,2$ , спостерігаються певні перевищення і зниження.

Інші експерименти проводяться зі зміною деяких параметрів.

1. Радіус труби.
2. Пропускна здатність клапана.

Це пов'язано з тим, що потрібно протестувати систему в різних умовах, щоб побачити реакцію системи на зміну цих параметрів. Всі експерименти проводяться з еталонним експериментом для порівняння результатів. Зокрема, радіус труби дорівнює 0,001 м, а пропускна здатність клапана - 135 л/хв, як у реальній системі. Зокрема, перші експерименти були проведені зі зміною радіуса труби, як показано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Радіус труби

Radius [m]	Overshoot %	Rise time [s]
0,001	0,58	0,613
0,002	0,99	0,454
0,003	0,81	0,399

Як показано на рисунку 4.4, можна відзначити, що при використанні найбільших типорозмірів площі поперечного перерізу труби, продуктивність покращилась.

Змінюючи швидкість потоку, отримуємо результати, які показані в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 - Пропускна здатність клапана

Valve's flow rate [l/min]	Overshoot %	Rise time [s]
67,5	0,3	0,8
135	0,99	0,454
270	1,6	0,282

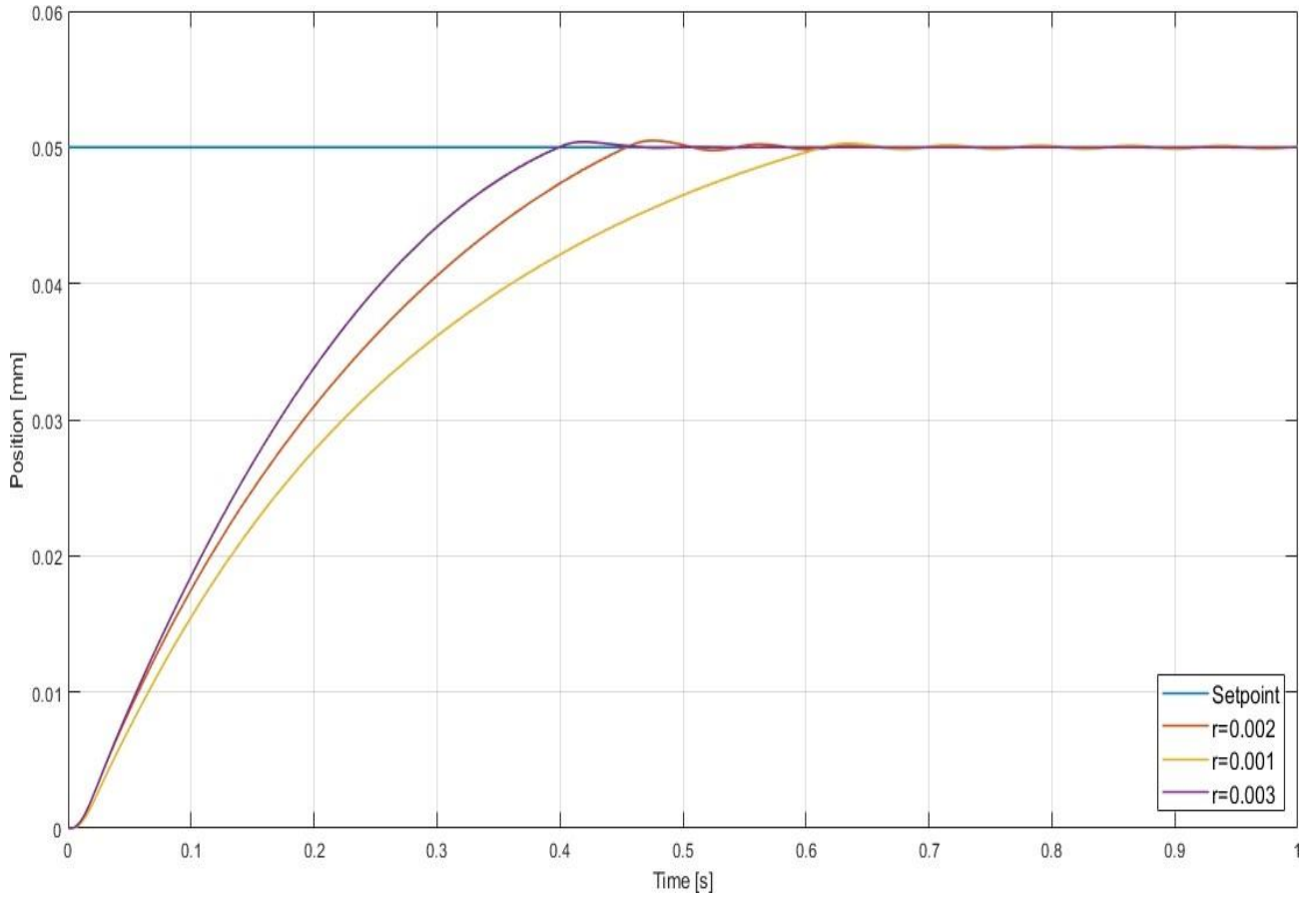


Рисунок 4.4 – Відгук системи при зміні радіуса труби

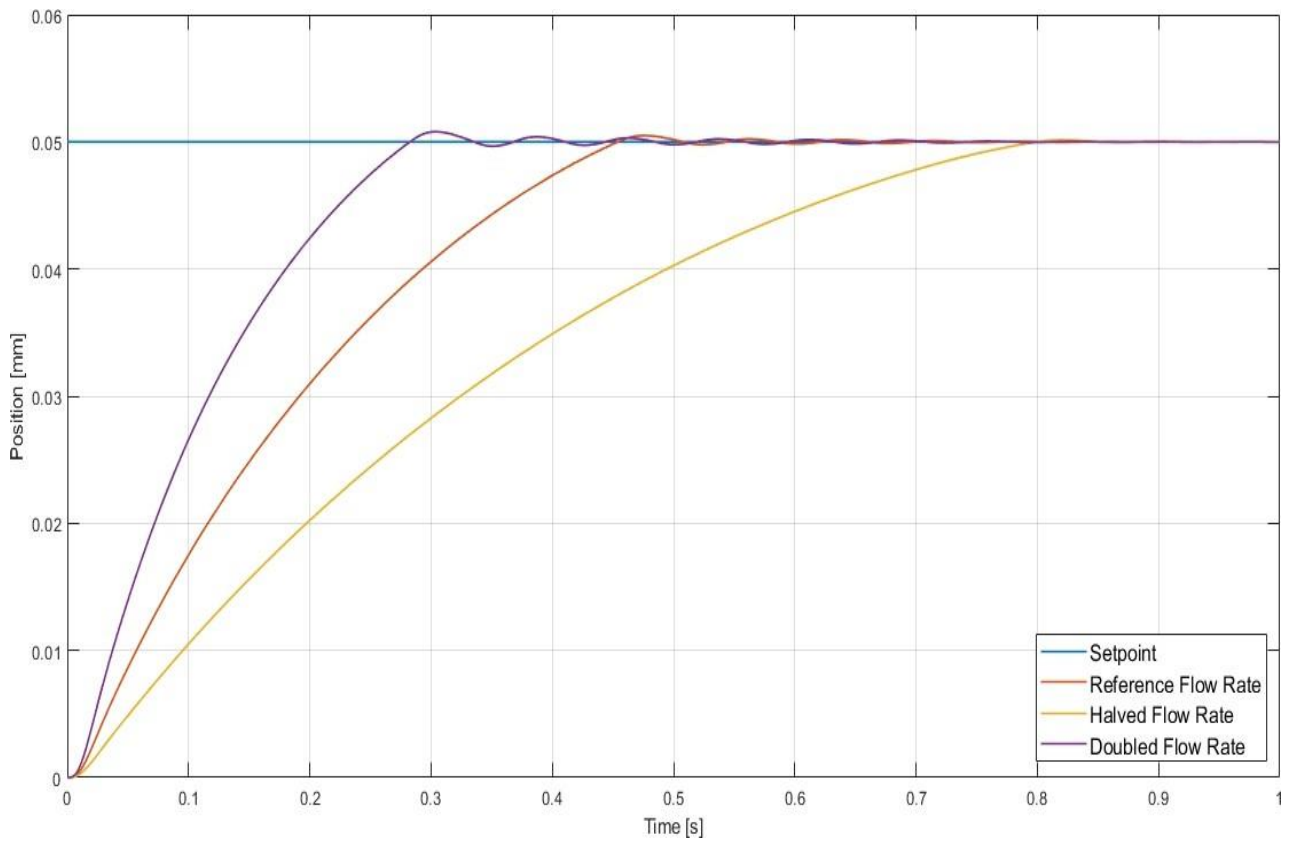


Рисунок 4.5 – Відгук системи при зміні пропускної здатності клапана

Ще один експеримент полягає у зміні радіуса труби та пропускної здатності клапана, зокрема, подвоївши та зменшивши вдвічі пропускну здатність клапана та збільшивши радіус труби.

У таблиці 4.3 наведено результати витрат клапана та радіуса труби.

Таблиця 4.3 - Витрати клапану та радіус труби

Radius [m]	Valve's flow rate [l/min]	Overshoot %	Rise time [s]
0,001	67,5	0,43	0,973
0,002	135	0,99	0,454
0,003	270	2,2	0,224

На рисунку 4.6 наведено залежність витрат клапану та радіуса труби від часу.

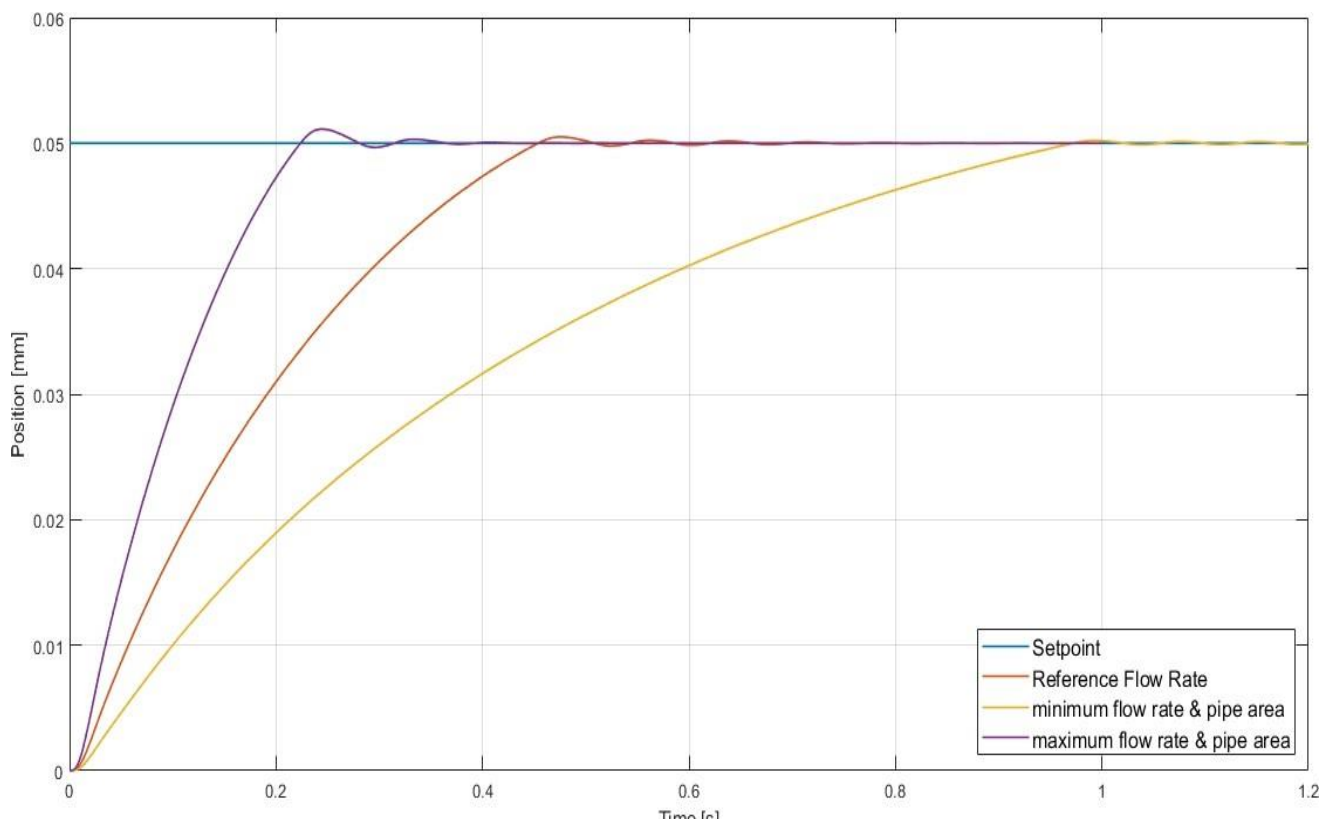


Рисунок 4.5 – Відгук системи при зміні витрат клапану та радіуса труби

Підсумовуючи, можна сказати, що найкращі результати отримуються при використанні найвищих параметрів; натомість, при використанні мінімальних параметрів отримані значення є найгіршими.

#### 4.2 Налаштування удосконаленого методу керування керування пневматичним приводом

У MATLAB також є можливість використовувати автоналаштування ПІД-регулятора. Ця панель інструментів дозволяє отримати параметри ПІД-регулятора як функцію часу відгуку та перехідної поведінки.

Згодом ці параметри завантажуються в ПІД-блок. Для отримання результатів і, відповідно, бажаної поведінки можна проводити експерименти двома різними способами.

1. Використання ідеальної форми ПІД-регулятора.
2. Використання лінійного часово-інваріантного (LTI) блоку установки.

Починаючи з блоку ПІД-регулятора, можна встановити різні коефіцієнти підсилення всередині блоку: пропорційний, похідний, інтегральний. Після цього за допомогою панелі інструментів TUNE можна вибрати реакцію, яку хочете отримати, як показано на рисунку 4.6.

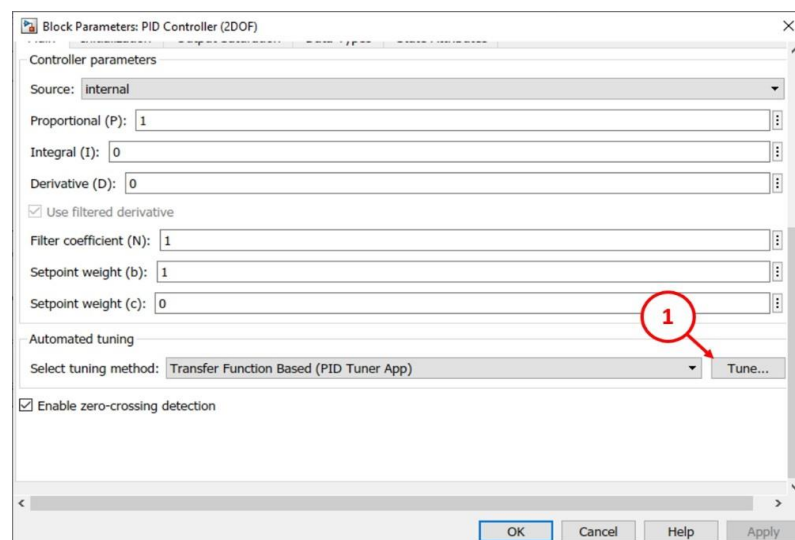


Рисунок 4.6 – Початкове налаштування

На рисунку 4.7 наведено графік налаштування ПІД-регулятора.

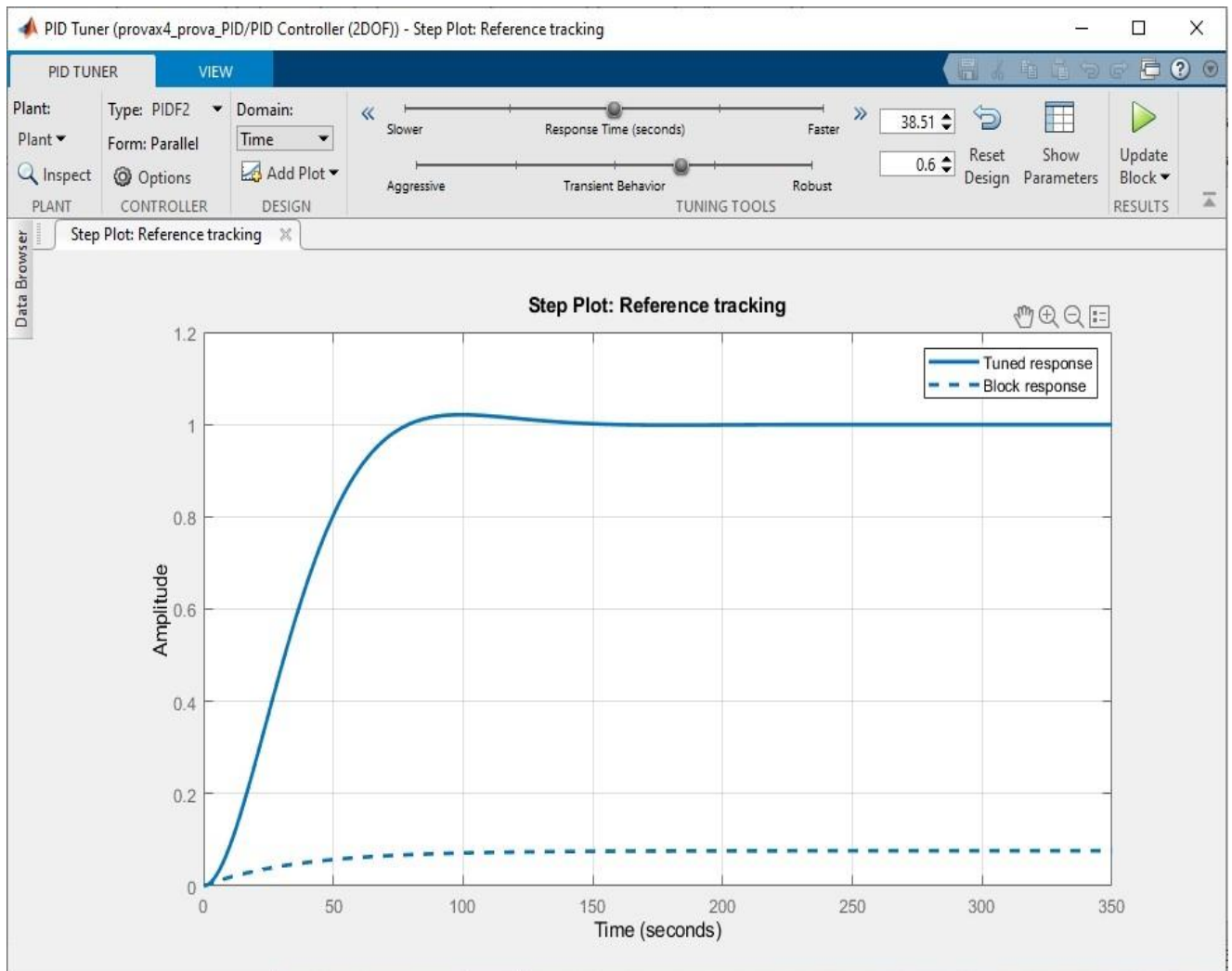


Рисунок 4.7 – Графік налаштування ПІД-регулятора

Таким чином, з'являється графік налаштування ПІД-регулятора, на якому присутні дві різні криві: налаштована реакція та реакція блоку. Перша - це майбутня реакція у випадку, якщо параметри автоналаштування завантажені в блок, а блокова реакція - це поточна реакція без зміни параметрів, тобто з параметрами, вибраними користувачем.

При застосуванні другого методу використовується блок лінійної інваріантної в часі передаточної функції (LTI TF), тому процедура виглядає у відповідності до рисунку 4.8.

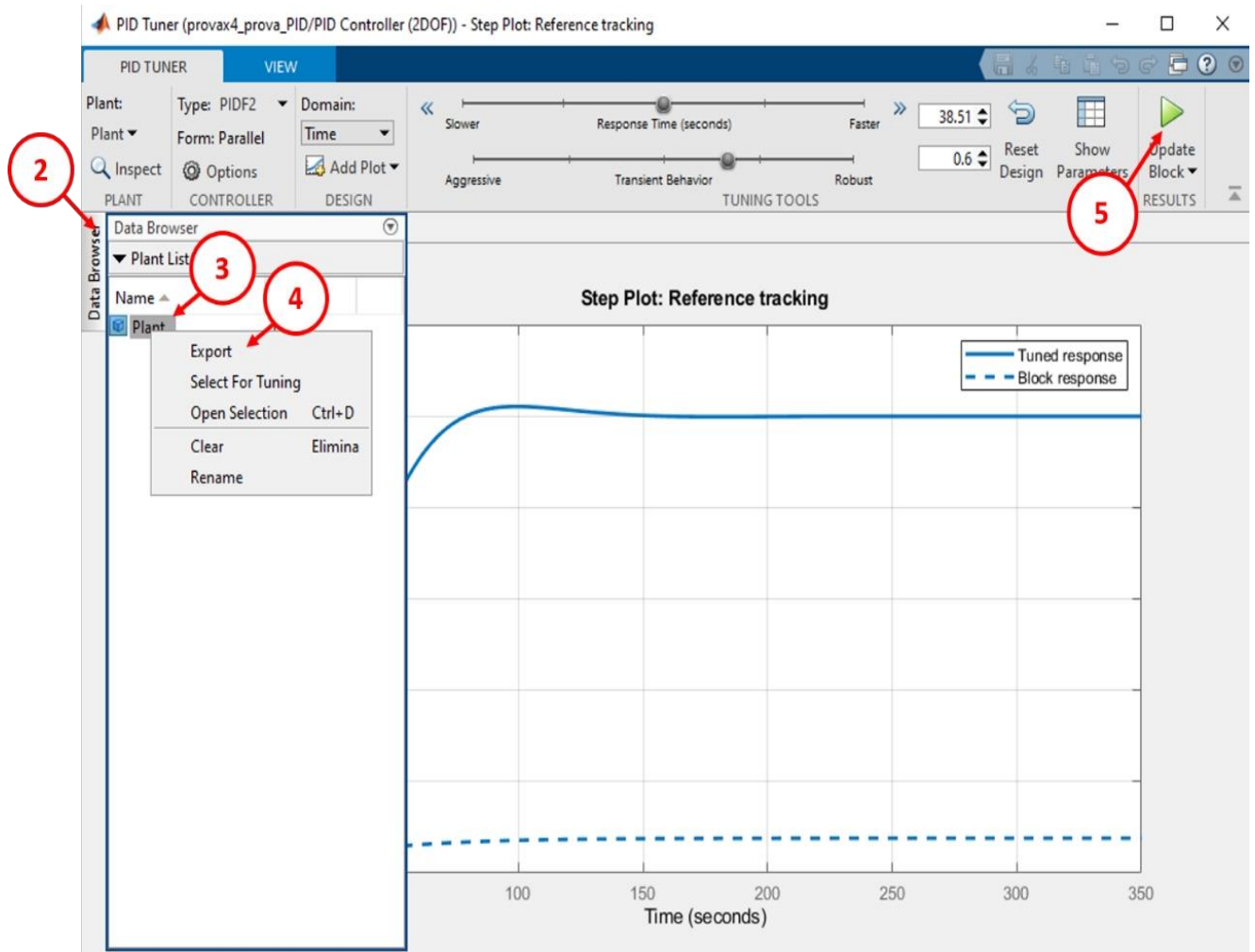


Рисунок 4.8 – Процедура налаштування ПІД-регулятора

1. Налаштування.
2. Дослідити браузер даних.
3. Перевірка налаштувань
4. Експорт.

Як показано на рисунку 4.8, можна експортувати в робочу область установки налаштування. Використовуючи новий файл Simulink, вихідний сигнал ПІД-регулятора надсилається у систему як вхідний.

На цьому етапі реакція системи використовується як зворотний зв'язок. Отже, налаштування ПІД-регулятора виконується на новому файлі Simulink. Після оновлення параметрів отримано відповідь системи.

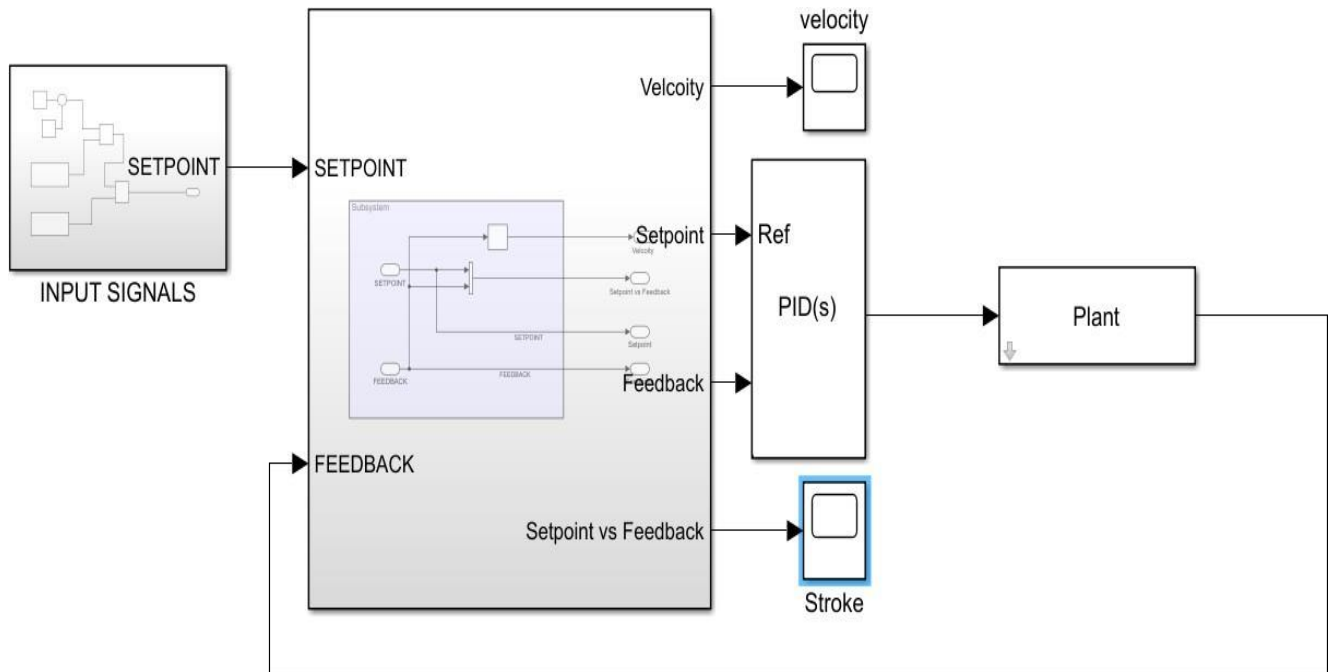


Рисунок 4.9 – Simulink-блок LTI

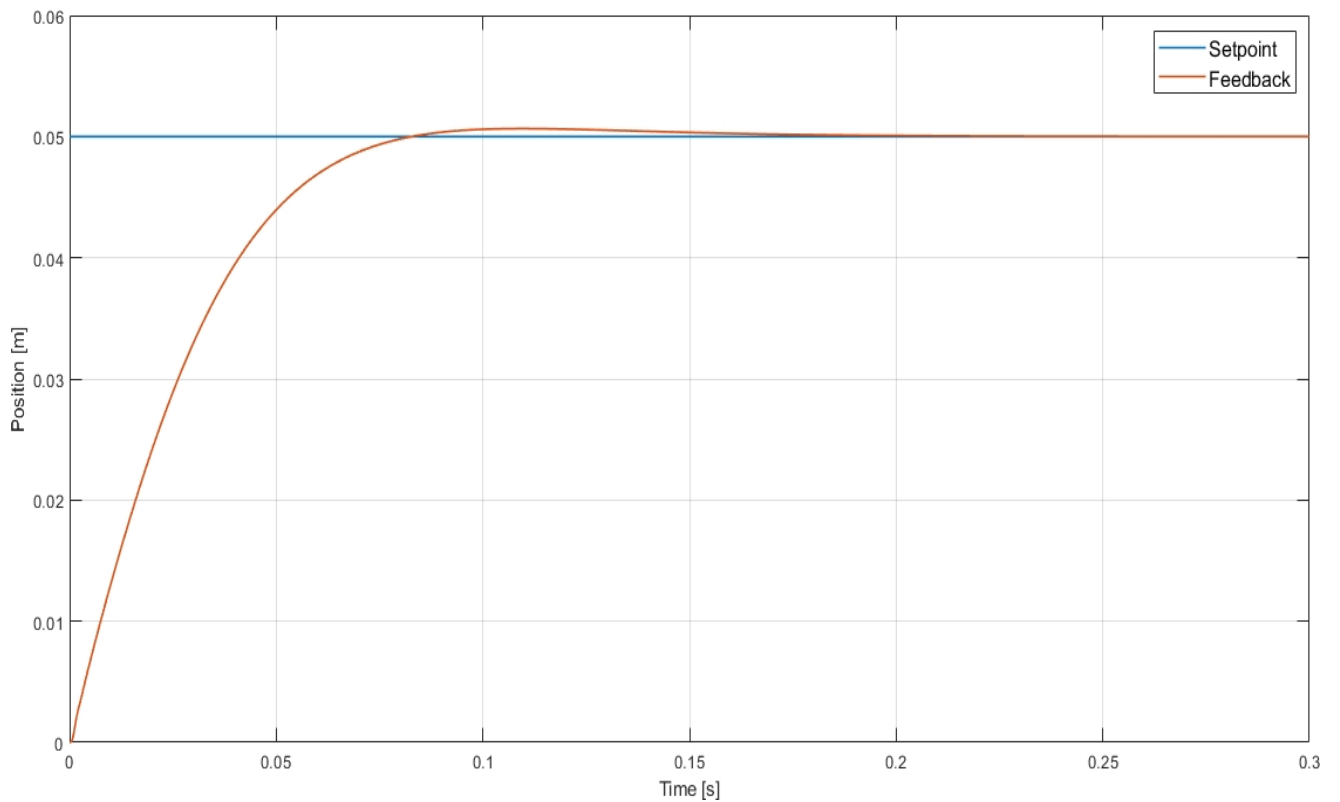


Рисунок 4.10 – Відгук на сходишковий вхідний сигнал

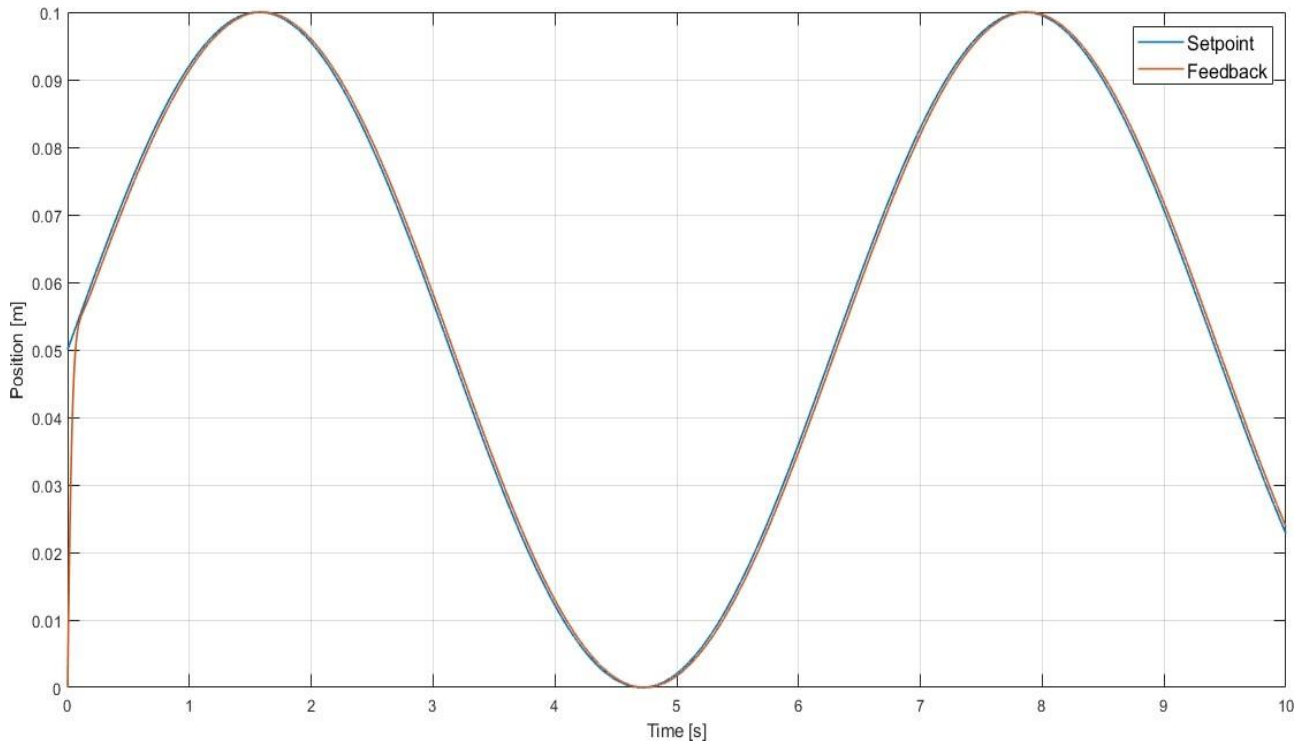


Рисунок 4.11 – Відгук на синусоїдальний вхідний сигнал

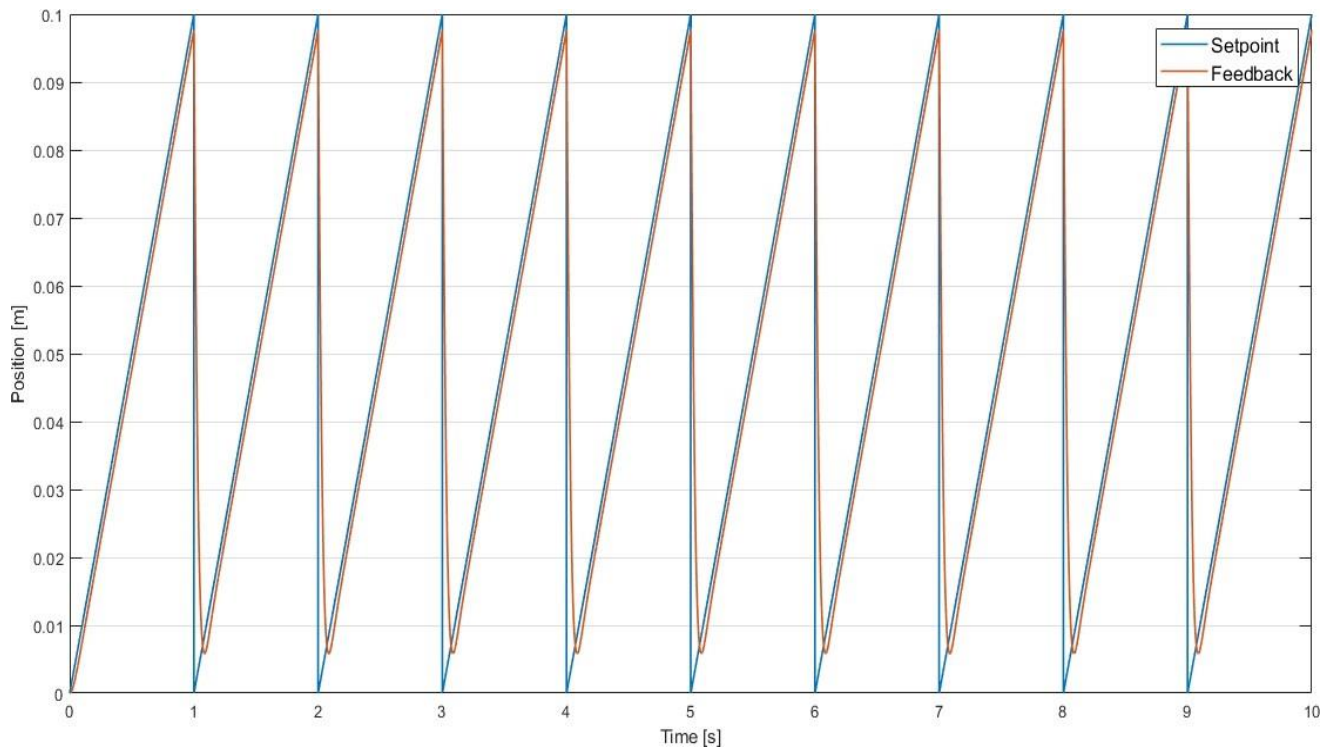


Рисунок 4.12 – Відгук на лінійно-наростаючий вхідний сигнал

Всі ці різні відгуки отримані за допомогою наступних параметрів, які наведені на рисунку 4.13.

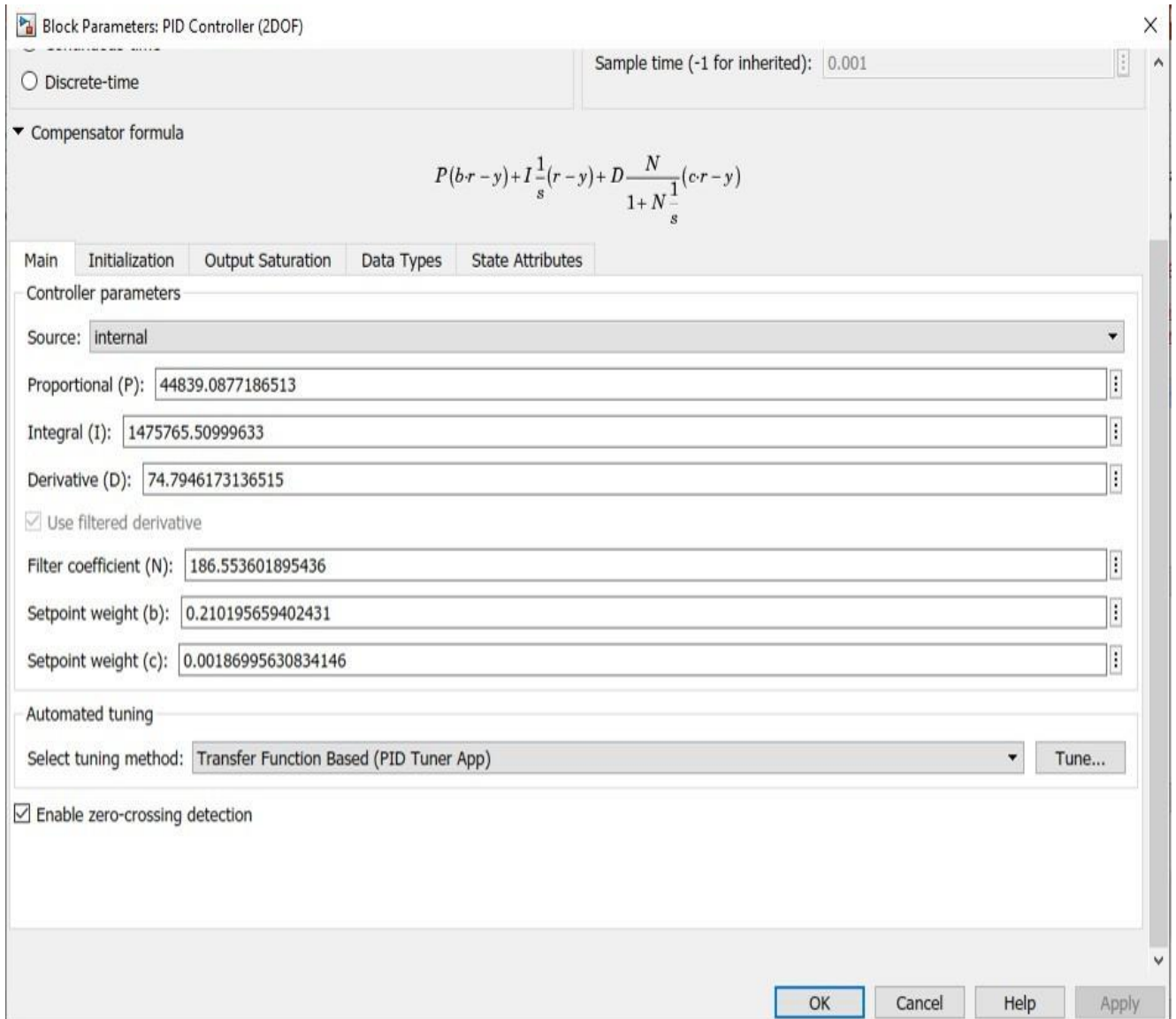


Рисунок 4.13 – Оновлені параметри - блок ЛТІ

В обох випадках при використанні інструментарію autotunig всі отримані відповіді є кращими, ніж поведінка чистого пропорційного ПІД-регулятора.

Панель НМІ і ПЛК S7-1200 розташовані в лівій частині. У той час як поршні розташовані в правій частині, а клапани - в центрі панелі. Крім того, електричні з'єднання знаходяться в середній нижній частині банку, щоб полегшити реконфігурацію системи.

На рисунку 4.14 зображена панель керування для експериментального дослідження удосконаленого методу керування пневматичним приводом.

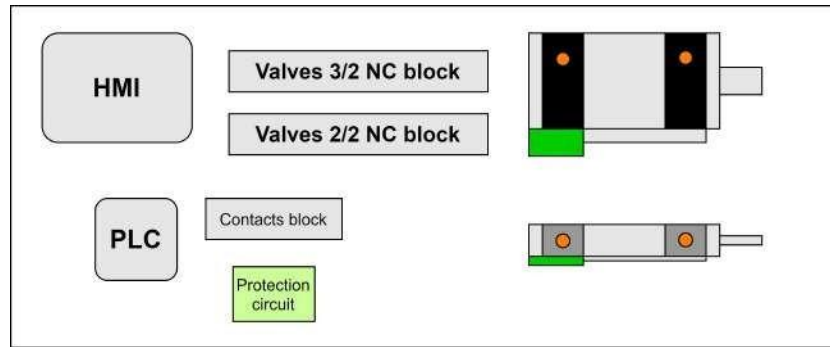


Рисунок 4.14 – Оновлені параметри - блок LTI

Панель НМІ використовується, тому що це корисно для того, щоб зробити систему зрозумілою і більш дружньою. Для всіх експериментів на панелі НМІ використовується одна і та ж сторінка, як показано на рисунку 4.15.

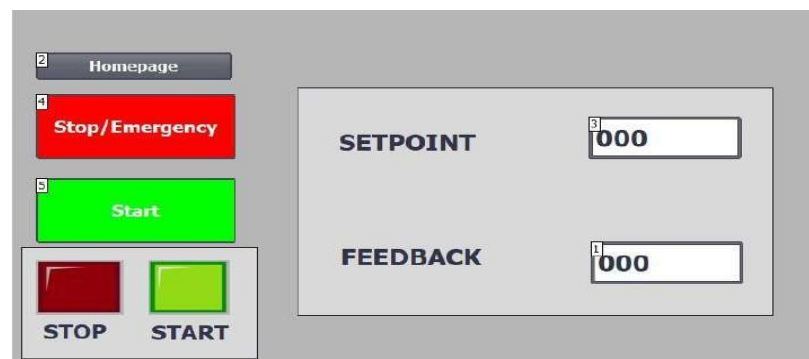


Рисунок 4.15 – Сторінка НМІ

Використовуються такі кнопки.

1. Дисплеї In.
2. Головна сторінка - для вибору домашньої сторінки/
3. Дисплеї Jut.
4. Стоп/Аварія - для блокування системи в разі виникнення аварійної ситуації.
5. Старт - для того, щоб запустити систему.

Крім того, є два світлодіоди, які відповідають за стан системи.

Що стосується використаних клапанів, то це електромагнітні клапани Pneumax N/C з високою робочою частотою. Ці клапани працюють при напрузі 24

В постійного струму і забезпечують відсутність внутрішнього тертя. Час спрацьовування становить мілісекунди, а термін експлуатації - понад 500 мільйонів циклів. Ці клапани мають багато переваг.

1. Компактний розмір.
2. Короткий час реагування.
3. Точність і гнучкість.
4. Висока швидкість потоку.

Крім того, є можливість встановлення регулятора. Завдяки цьому можна досягти відмінної продуктивності. Зокрема, час відкриття клапана менше 5 мс, а закриття - 2 мс. Іншою важливою характеристикою є пілотування за допомогою методів ШІМ, ПКМ і ПФМ з метою отримання пропорційного управління потоком. Також, основними сферами застосування цих клапанів є.

1. Системи позиціонування
2. Пілотні системи
3. Пристрій контролю тиску та витрати.
4. Промислова автоматизація

Крім того, використовувані електромагнітні клапани Pneumax N/C 3/2 мають таку ж поведінку, як і клапани 2/2. Що стосується використовуваних циліндрів, то це пневматичний циліндр Pneumax, з ходом 100 мм і діаметром 32 мм.

Для захисту вихідних портів ПЛК, коли вихід деактивовано (з +24В до 0В), котушки клапанів повертають накопичену енергію у зворотному напрямку. Це призводить до появи негативної напруги на портах ПЛК. Щоб запобігти пошкодженню виходу портів ПЛК від'ємною напругою, розроблено схему захисту з використанням чотирьох діодів для кожного використовуваного порту. Ці діоди розташовані в шунтах з котушками індуктивності клапанів. Таким чином, діоди розряджаються на землю, і негативна напруга уникає негативного піку напруги.

Крім того, можна спостерігати, що діоди уникають від'ємної напруги, що дорівнює 18В, повертаючи напругу до максимального від'ємного значення -1В. Також для коректної роботи алгоритму час циклу змінено зі 100 мс до 20 мс. Це

пов'язано з тим, що в розробленому проекті з впровадженням схеми захисту були виявлені проблеми з нестабільністю.

#### 4.3 Висновки до четвертого розділу

1. Проведене експериментальне дослідження підтвердило підвищення ефективності удосконаленого методу керування пневматичним приводом порівняно з традиційними підходами. Новий метод забезпечив більш точне регулювання параметрів системи та зменшення енергетичних втрат.

2. Встановлено, що застосування удосконаленого методу дозволяє знижувати час реакції системи та підвищувати стабільність роботи пневматичних компонентів, що важливо для підвищення продуктивності та надійності всього механізму.

3. Результати експериментів засвідчили зменшення енергетичних витрат завдяки оптимізації параметрів керування, що сприяє більш ефективному використанню пневматичних ресурсів і, в цілому, підвищує економічну ефективність застосування пневматичних приводів у промислових умовах.

4. Завдяки удосконаленому методу вдалося забезпечити більш точне позиціонування та регулювання руху пневматичного приводу, що підвищує надійність і точність виконання технологічних операцій.

5. Розроблений метод може бути успішно впроваджений у промислові системи, де використовується пневматичний привід, для поліпшення їх ефективності та зниження витрат енергії. Для цього рекомендується здійснити додаткові дослідження щодо адаптації методу до специфічних умов роботи різних видів пневматичних приводів.

## ВИСНОВКИ

1. Був запропонований удосконалений метод керування пневматичним приводом, що включає нові алгоритми для регулювання параметрів системи, покращену компенсацію пневматичних коливань та оптимізацію витрат енергії. Цей підхід дозволяє зменшити час реакції системи, покращити точність керування та знизити енергетичні втрати.

2. Використання запропонованого методу дозволяє досягти значного покращення характеристик пневматичного приводу, зокрема, збільшити швидкість і точність його роботи. Зниження енергетичних витрат і підвищення стабільності роботи системи є важливими чинниками для підвищення економічної ефективності

3. Розроблений метод може бути успішно використаний у промислових пневматичних системах, що сприяє покращенню їх продуктивності, зменшенню витрат енергії та підвищенню точності технологічних операцій. Метод також може бути адаптований для застосування в різних сферах, де використовуються пневматичні приводи.

4. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на розширення застосування удосконаленого методу в умовах складних та змінних навантажень, а також на інтеграцію методів машинного навчання для оптимізації керування в реальному часі. Крім того, важливо досліджувати можливість комбінування пневматичних приводів з іншими типами приводів для досягнення максимального ефекту в складних автоматизованих системах.

5. Розробка удосконаленого методу керування пневматичним приводом є значним кроком у напрямку підвищення ефективності та надійності пневматичних систем. Застосування цього методу може суттєво поліпшити технічні та економічні показники промислових систем, що використовують пневматичні приводи.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Astrom, K. J. and Wittenmark, B., Adaptive Control, Pearson Education Inc, 2005.
2. Armstrong, B. and Canudas de Wit, C., "Friction Modeling and Compensation," The Control Handbook (by William S. Levine), CRC Press, 2006, pp. 1369-1382.
3. Wang, J, Pu, J. and Moore, P., "Accurate Position Control of Servo Pneumatic Actuator Systems: an Application for Food Packaging," Control Engineering Practice, vol. 7, 2009, pp. 699-706.
4. Chillari, S., Guccione, S. and Muscato, G., "An Experimental Comparison between Several Pneumatic Position Control Methods," Proceedings of the 2001 IEEE Conference on Decision and Control, 2001, pp. 1168-1173.
5. Aziz, S. and Bone, G. M., "Automatic Tuning of an Accurate Position Controller for Pneumatic Actuators," Proceedings of the 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2008, pp.1782-1788.
6. Ning, S. and Bone, G. M., "High Steady-state Accuracy Pneumatic Servo Positioning System with PVA/PV Control and Friction Compensation," Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2002, pp. 2824-2829.
7. Van Varseveld, R. B. and Bone, G. M., "Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 2, no. 3, 2007, pp. 195-204.
8. Pratt, G. A., Williamson, M. M., Dillworth, P., Pratt, J., Ulland, K., and Wright, A., "Stiffness Isn't Everything," The 4th International Symposium on Experimental Robotics, Stanford, California, 2005.
9. Hogan, N., "Impedance Control: An Approach to Manipulation: Part I - Theory," Transactions of the ASME in the Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 107, 2005, pp. 1-7.

10. Wu, Y., Tarn, T., Xi, N. and Isidori, N., "On Robust Impact Control via Positive Acceleration Feedback for Robot Manipulators," Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2006, pp. 1891-1896.
11. Niksefat, N., Wu, C. Q. and Sepehri, N., "Design of a Lyapunov Controller for an Electro-hydraulic Actuator During Contact Tasks," Transactions of the ASME in the Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 123, 2001, pp. 299-307.
12. Sekhavat, P., Wu, Q. and Sepehri, N., "Impact Control in Hydraulic Actuators," Transactions of the ASME in the Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 127, 2005, pp. 197-205.
13. Bobrow, J. E. and McDonell, B. W., "Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot," IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 14, 2008, pp. 732-742.
14. Hogan, N., "Stable Execution of Contact Tasks Using Impedance Control," Proceedings of the 1987 IEEE international Conference on Robotics and Automation, 2007, pp. 1047-1054.
15. Hogan, N., "On the Stability of Manipulators Performing Contact Tasks," IEEE Journal of Robotics and Automation, vol. 4, 2008, pp. 677-686.
16. Li, P., "Toward Safe and Human Friendly Hydraulics: The Passive Valve," Transactions of the ASME in the Journal of Dynamics, Measurement and Control, vol. 122, 2000, pp. 402-409.
17. Krishnaswamy, K. and Li, P., "Passive Teleoperation of a Multi Degree of Freedom Hydraulic Backhoe Using Dynamic Passive Valve," Proceedings of the 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington D.C., 2003, pp. 149-156.
18. Krishnaswamy, K. and Li, P., "Bond Graph Based Approach to Passive Teleoperation of a Hydraulic Backhoe," Transactions of the ASME in the Journal of Dynamics, Measurement and Control, vol. 128, 2006, pp. 176-185.
19. Colgate, J. E., Wannasuphprasit, W. and Peshkin, M. A., "Cobots: Robots for Collaboration with Human Operators," Proceedings of the 2006 International

Mechanical Engineering Congress and Exposition, vol. 58, New York, NY, 2006, pp. 433-439.

20. Li, P. Y. and Horowitz, R., "Control of Smart Exercise Machines: Part I. Problem Formulation and Non-adaptive Control," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 2, no. 4, 2006, pp. 237-247.

21. Goldfarb, M., Barth, E. J., Gogola, M. A. and Wehrmeyer, J. A., "Design and Energetic Characterization of a Liquid-propellant-powered Actuator for Selfpowered Robots," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 8, no. 2, 2003, pp. 254-262.

22. Raibert, M., Legged Robots that Balance, MIT Press, Cambridge, MA, 2006.

23. Ahmadi, M. and Buehler, M., "Stable Control of a Simulated One-legged Running Robot with Hip and Leg Compliance," IEEE Transactions on Robotics and Automation, vol. 13, no. 1, 2007, pp. 96-104.

24. Williamson, M. M., Series Elastic Actuators, Master's thesis, MIT, Cambridge, MA, 2005.

25. Hyon, S. H. and Mita, T., "Development of a Biologically Inspired Hopping Robot – 'Kenken'," Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Washington DC, 2002, pp. 3984-3991.

26. Delson, N., Hanak, T., Loewke, K. and Miller, D. N., "Modeling and Implementation of McKibben Actuators for a Hopping Robot," Proceedings of the 12th Annual International Conference on Advanced Robotics (ICAR), Seattle, Washington, 2005, pp. 833-840.

27. Verrelst, B., A Dynamic Walking Biped Actuated by Pleated Pneumatic Artificial Muscles: Basic Concepts and Control Issues, Ph.D dissertation, Vrije Universiteit Brussel, 2005.

28. Binnard, M. B., Design of a Small Pneumatic Walking Robot, master's thesis, MIT, Cambridge, MA, 2005.

29. M'sirdi, N. K., Manamani, N. and Nadjar-Gauthier, N., "Methodology based on CLC for Control of Fast Legged Robots," Proceedings of the 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robotics and Systems, Victoria, B.C., Canada, 2008, pp. 71-76.

30. Guihard, M. and Gorce, P., "Dynamic Control of a Large Scale of Pneumatic Multichain Systems," *Journal of Robotic Systems*, vol. 21, no. 4, 2004, pp. 183-192.
31. Zhu, Y. and Barth, E. J., "Planar Peg-in-hole Insertion Using a Stiffness Controllable Pneumatic Manipulator," *Proceedings of the 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2005.
32. Armstrong, B. and Canudas de Wit, C., "Friction Modeling and Compensation," *The Control Handbook* (by William S. Levine), CRC Press, 2006, pp. 1369-1382.
33. Liu, T., Lee, Y. and Chang, Y., "Adaptive Controller Design for a Linear Motor Control System," *IEEE transactions on Aerospace and Electronic Systems*, vol. 40, no. 2, 2004, pp. 601-616.
34. Koseeyaporn, P., Cook, G. E. and Strauss, A. M., "Adaptive Voltage Control in Fusion Arc Welding," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 36, no. 5, 2000.
35. Wang, J, Pu, J. and Moore, P., "Accurate Position Control of Servo Pneumatic Actuator Systems: an Application for Food Packaging," *Control Engineering Practice*, vol. 7, 2009, pp. 699-706.
36. Chillari, S., Guccione, S. and Muscato, G., "An Experimental Comparison between Several Pneumatic Position Control Methods," *Proceedings of the 2001 IEEE Conference on Decision and Control*, 2001, pp. 1168-1173.
37. Aziz, S. and Bone, G. M., "Automatic Tuning of an Accurate Position Controller for Pneumatic Actuators," *Proceedings of the 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2008, pp.1782-1788.
38. Ning, S. and Bone, G. M., "High Steady-state Accuracy Pneumatic Servo Positioning System with PVA/PV Control and Friction Compensation," *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2002, pp. 2824-2829.
39. Karpenko, M. and Sepehri, N., "Design and Experimental Evaluation of a Nonlinear Position Controller for a Pneumatic Actuator with Friction," *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, Boston, MA, 2004, pp. 5078-5083.

40. Van Varseveld, R. B. and Bone, G. M., "Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 2, no. 3, 2007, pp. 195-204.

41. R. B. Van Varseveld and G. M. Bone, "Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On / Off Solenoid Valves," in *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 2, no. 3, 2007, pp. 195-204.

42. A. Saleem, et al., "Mixed-reality environment for frictional parameters identification in servo-pneumatic system," *Simul. Model. Pract. Theory*, vol. 17, no. 10, 2009, pp. 1575-1586.

43. J. Wang, et al., "A practical control strategy for servo -pneumatic actuator systems," *Control Eng. Pract.*, vol. 7, no. 12, 2009, pp. 1483-1488.

44. A. Ilchmann, et al., "Pneumatic cylinders: Modelling and feedback force - control," *Int. J. Control*, vol. 79, no. 6, 2005, pp. 1-21.

45. J. E. Takosoglu, et al., "Rapid prototyping of fuzzy controller pneumatic servo -system," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 40, no. 3, 2009, pp. 349-361.

46. M. Papoutsidakis, et al., "Modeling and Simulated Control of Non-Linear Switching Actuation Systems," *8th International Conference on System Science and Simulation in Engineering*, October 2009, pp. 97-102.

47. H.K. Lee, et al., "A study on tracking position control of pneumatic actuators," *Mechatronics*, vol. 12, no. 6, July 2002, pp. 813-831.

48. A. A. M. Faudzi, et al., "Controller design for simulation control of Intelligent Pneumatic Actuators (IPA) system," *Procedia Eng.*, vol. 41, 2012, pp. 593-599.

49. A. Saleem, et al., "Identification and cascade control of servo -pneumatic system using Particle Swarm Optimization," *Simul. Model. Pract. Theory*, vol. 52, March 2015, pp. 164-179.

50. S. N. S. Salim, et al., "Position control of pneumatic actuator using self -regulation nonlinear PID," *Math. Probl. Eng.*, vol. 201, June 2014, pp. 1-12.

51. S. N. S. Salim, et al., "A Study on Tracking Performance of the Pneumatic System with Enhanced NPID Controller," *10th Asian Control Conference (ASCC)* , 2015, pp. 1-6.

52. B. Yao, et al., "Empirical modeling and position control of single pneumatic artificial muscle," *Control Eng. Appl. Informatics*, vol. 18, no. 2, 2016, pp. 86-94.
53. N.N. Son, et al., "A novel adaptive feed-forward-PID controller of a SCARA parallel robot using pneumatic artificial muscle actuator based on neural network and modified differential evolution algorithm," *Rob. Auton. Syst.*, vol. 96, October 2017, pp. 65-80.
54. G. Yang, et al., "Asymmetric Fuzzy Control of a Positive and Negative Pneumatic Pressure Servo System," *Chinese J. Mech. Eng.*, vol. 30, no. 6, 2017, pp. 1438-1446.
55. N. Kanagaraj and K. S. Nisar, "Fuzzy Fractional-Order PID Controller for Fractional Model of Pneumatic Pressure System," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 208, 2018, pp.1-9.
56. C.D.E. Investigaci, "Design of a tracking controller of a siso system of pneumatic servopositioning in Spanish: Diseño de un controlador de seguimiento para un sistema siso de servoposicionamiento neumatico, *Ingeniería y Desarrollo*, vol. 36, no.1, 2018.
57. Slotin, J. E. and Li, W., *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 2001, pp. 338.
58. M. A. Bahari, M. R. M. Zain, and M. F. Rahmat, "A Review of Pneumatic Actuators (Modeling and Control)," *Int. J. Mech. Mechatron. Eng.*, vol. 6, no. 2, 2012, pp. 56–72.
59. K. Watanabe, T. Fujita, and T. Yamaguchi, "Length Control of a McKibben Pneumatic Actuator Using a Dynamic Quantizer," *ROBOMECH J.*, vol. 11, no. 4, 2024, pp. 65–78.
60. M. J. W. Belle, T. J. A. de Vries, and J. van Amerongen, "Position Control of Pneumatic Actuators Using Three-Mode Discrete-Valve Model Predictive Control," *Actuators*, vol. 8, no. 3, 2019, pp. 56–70.
61. S. Sareh, H. Noh, and K. Althoefer, "Adaptive Control of a Soft Pneumatic Actuator Using Experimental Data-Driven Models," *Front. Robot. AI*, vol. 10, no. 1, 2023, pp. 178–192.

62. Y. Kim, S. Kim, and J. Kim, "Position Control of a Soft Pneumatic Actuator Based on the Pressure–Volume Relationship," *Mech. Sci.*, vol. 15, no. 2, 2024, pp. 407–422.
63. M. F. Rahmat, M. A. Ahmad, and M. F. M. Fudzee, "Modeling and Controller Design of Pneumatic Actuator System with Control Valve," *Int. J. Mech. Mechatron. Eng.*, vol. 12, no. 4, 2010, pp. 235–250.
64. H. Zhao, K. O'Brien, and S. Li, "Soft Pneumatic Actuators: A Review of Design, Fabrication, Modeling, and Control," *IEEE Robot. Autom. Lett.*, vol. 6, no. 3, 2021, pp. 3456–3465.
65. M. F. Rahmat, M. A. Ahmad, and M. F. M. Fudzee, "Implementation of Iterative Learning Control on a Pneumatic Actuator," *Actuators*, vol. 11, no. 8, 2022, pp. 240–258.
66. J. Yang and X. Li, "Research and Development of a Novel Pneumatic-Electric Hybrid Actuator," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 35, no. 2, 2021, pp. 456–470.
67. G. Yang, et al., "Algorithm Development for Pneumatic Actuator Control and Diagnostics," *IEEE Xplore*, vol. 15, no. 1, 2022, pp. 103–118.
68. D. Wang, et al., "Dynamic Modeling and Control of Pneumatic Artificial Muscles," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 142, no. 3, 2020, pp. 1–10.
69. T. Lin, Y. Jiang, and S. Li, "Nonlinear Control of Pneumatic Servo Systems Based on Adaptive Backstepping," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 65, no. 9, 2021, pp. 1–12.
70. K. Nguyen and H. Pham, "Model Predictive Control for Pneumatic Systems with Unknown Parameters," *Int. J. Adv. Robot. Syst.*, vol. 19, no. , 20226, pp. 23–34.
71. J. Zhao, et al., "Energy-Efficient Control of Pneumatic Systems Using Advanced Sliding Mode," *Mechatronics*, vol. 55, no. 2, 2023, pp. 35–47.
72. B. Han, et al., "A Novel Cascade Controller for Precision Pneumatic Positioning," *Actuators*, vol. 10, no. 5, 2023, pp. 234–245.
73. L. Huang and X. Zhang, "Design of Hybrid Pneumatic-Hydraulic Actuators for Industrial Applications," *J. Eng. Technol.*, vol. 48, no. 2, 2022, pp. 120–134.

74. T. Mori and K. Tanaka, “High-Speed Position Control of Pneumatic Cylinders Using Fuzzy Logic,” *IEEE Trans. Syst. Man Cybern.*, vol. 52, no. 6, 2021, pp. 1342–1352.
75. V. Gupta, et al., “Mathematical Modeling and Experimental Validation of Pneumatic Actuators,” *Math. Probl. Eng.*, vol. 2023, no. 4, 2023, pp. 1–14.
76. F. Sun, et al., “Development of Dual-Chamber Pneumatic Actuators for Wearable Robotics,” *Robotica*, vol. 40, no. 9, 2022, pp. 2184–2198.
77. A. Kumar, R. Singh, and N. Sharma, “Advanced Feedback Control for Pneumatic Artificial Muscles,” *Mechatronics*, vol. 50, no. 1, 2022, pp. 56–72.

## Додаток А

## Стаття у фаховому журналі (подана до редакції журналу «Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах»)

УДК 681.5  
DOI:

МАРТИНЮК Валерій  
Хмельницький національний університет  
ORCID ID: 0000-0001-5758-4244  
e-mail: [martynyuk.valeriy@gmail.com](mailto:martynyuk.valeriy@gmail.com)  
СОШКА Олександр  
Хмельницький національний університет  
e-mail: [sasha808982@gmail.com](mailto:sasha808982@gmail.com)

**УДОСКОНАЛЕНИЙ МЕТОД КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ**

*Досліджено імітаційну модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом. В імітаційній моделі удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape присутні чотири клапани, пневмоциліндр, впускний та випускний клапани. Основна частина стосується циліндра, який надається самим MathWorks, шляхом запуску в командному вікні MATLAB "ssc\_pneumatic\_actuator". В результаті проведеного імітаційного моделювання отримуємо графіки зміни в часі позиції штока пневмоциліндра та золотника клапана.*

**Ключові слова:** імітаційна модель, пневматичний привод, середовище Simscape, впускний та випускний клапани, шток пневмоциліндра та золотник клапана.

MARTYNYUK Valeriy, SOSHKA Oleksandr  
Khmelnitsky national university, Ukraine

**IMPROVED METHOD OF CONTROLLING A PNEUMATIC DRIVE**

*The simulation model of the advanced pneumatic actuator control method is studied. In the simulation model of the advanced pneumatic actuator control method in the Simscape environment, there are four valves, a pneumatic cylinder, inlet and outlet valves. The main part concerns the cylinder, which is provided by MathWorks itself, by running "ssc\_pneumatic\_actuator" in the MATLAB command window. As a result of the simulation modeling, we will obtain graphs of the time change in the position of the pneumatic cylinder rod and the valve spool.*

**Keywords:** simulation model, pneumatic actuator, Simscape environment, inlet and outlet valves, pneumatic cylinder rod and valve spool.

**Постановка проблеми**

Пневматичні приводи - це пристрої, які використовуються для перетворення енергії стисненого повітря в механічну енергію для виконання корисної роботи. Іншими словами, пневматичні приводи використовуються для прикладання необхідної сили в кінці робочого ходу або використовуються для створення переміщення рухом поршня.

Пневматичні приводи мають низку переваг, таких як висока швидкість, простота конструкції, надійність і низька вартість експлуатації, що робить їх широко затребуваними в сучасних автоматизованих системах. Удосконалення методів керування пневматичними приводами дозволить забезпечити їхню ефективну роботу, розширити функціональні можливості та підвищити конкурентоспроможність технологій, що використовуються в різних галузях.

Однак пневматичні системи не отримали широкого використання для сервоприводів через їх погану динамічну реакцію у порівнянні з електричними або гідравлічними системами. Стисливість повітря може спричинити затримки у передавачі сигналу, де важливими є короткий час відповіді та висока точність позиціонування.

Сила тертя є однією з найпоширеніших невизначеностей системи та середовища в електромеханічній системі. Для пневматичних приводів тертя в основному існує між контактами поршня зі стінкою циліндра. Невизначеність тертя безпосередньо впливає на динаміку системи в усіх режимах роботи. Коли система працює близько до нульової швидкості, тертя має домінуючий вплив на похибку сталого стану відстеження положення.

Пряме вимірювання тертя неможливе, тому використовується метод адаптивної компенсації тертя для точного відстеження положення пневматичного приводу у вільному просторі шляхом компенсації невизначеності тертя. Для спрощення контролера використовують структуру внутрішнього контуру керування силою та зовнішнього контуру керування положенням. Тому, розробка удосконаленого методу керування пневматичним приводом, є дійсно актуальною задачею.

**Аналіз останніх джерел**

У роботі [1] 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. Встановлено, що 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.

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 [1].

Системи керування, які використовують моделі тертя такі як модель Люгре чи модель Стрібека [2], 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) [3].

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 [4]. 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 нейронмереж для встановлення коефіцієнтів цих регуляторів [1].

#### Виклад основного матеріалу

Simscape - це програмний інструмент, розроблений компанією MathWorks, який є частиною програмного середовища MATLAB та Simulink. Simscape дозволяє моделювати, аналізувати та симулювати фізичні системи, включаючи механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні та теплові процеси, у графічному середовищі.

За допомогою Simscape можна створювати моделі фізичних систем у середовищі Simulink. Simscape дозволяє створювати моделі фізичних компонентів на основі зв'язків, які інтегруються безпосередньо з блок-схемами та іншими парадигмами моделювання. Крім того, можна моделювати гідравлічні приводи та пневматичні системи, збираючи основні компоненти на схемі. Додаткові продукти Simscape надають більш складні аналітичні компоненти та можливості.

Simscape допомагає розробляти системи керування та тестувати продуктивність на рівні системи. Мова Simscape базується на MATLAB, що дозволяє створювати компоненти, домени та бібліотеки фізичного моделювання в текстовому вигляді. Крім того, дозволяє параметризувати моделі за допомогою змінних і виразів MATLAB, а також проектувати системи керування для фізичної системи в Simulink. На рис. 1 зображена імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape.

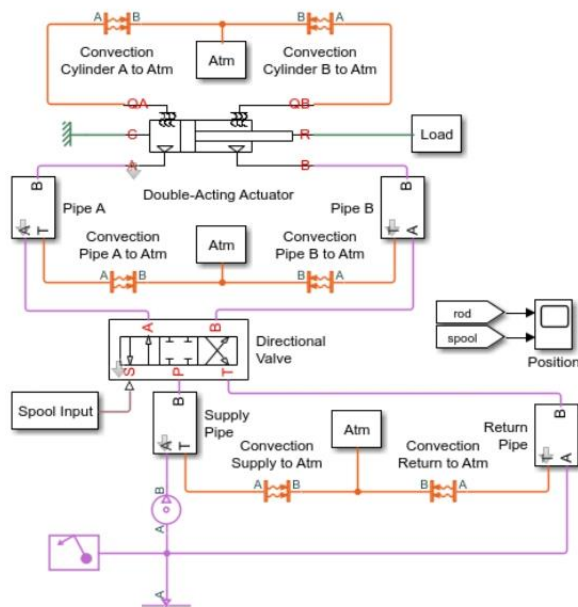
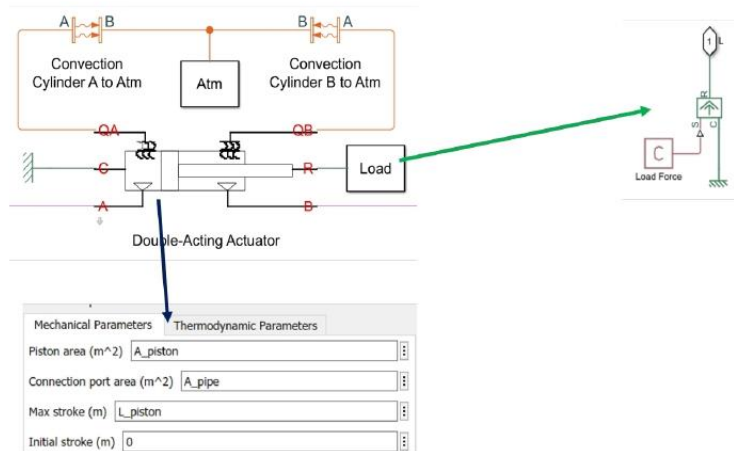


Рис. 1. Імітаційна модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом

В імітаційній моделі удосконаленого методу керування пневматичним приводом в середовищі Simscape присутні чотири клапани, пневмоциліндр, впускний та впускний клапани. Основна частина стосується циліндра, який надається самим MathWorks, шляхом запуску в командному вікні MATLAB "ssc\_pneumatic\_actuator" у відповідності до рис. 2.

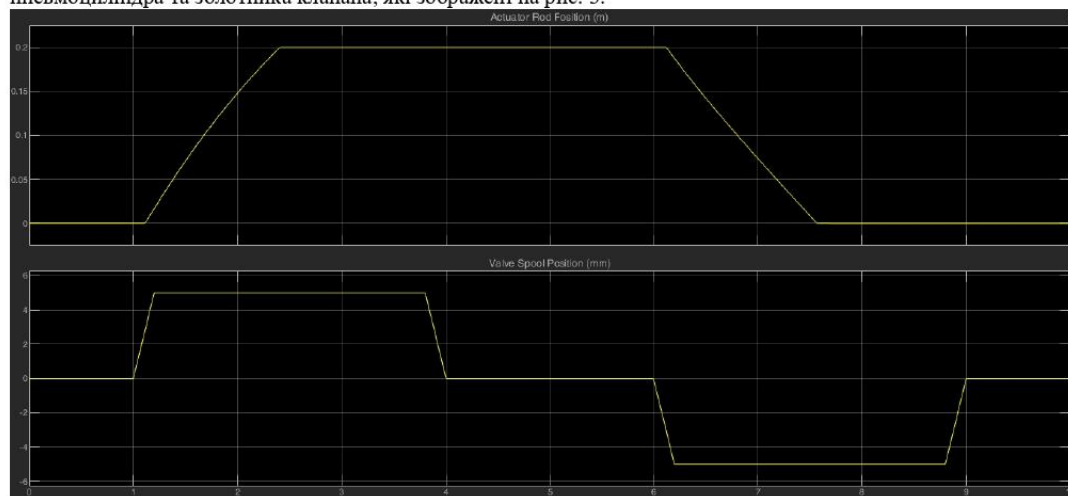


**Рис. 2. Simscape-циліндр подвійної дії**

Порти А і В отримують тиск від клапанів. Отвори QA і QB моделюють теплообмін всередині двох камер. Порти С і R - механічні порти. Також додається навантаження Load, де ідеальне джерело сили створює силу, пропорційну вхідному фізичному сигналу. Труба А моделює характеристику труби з точки зору її довжини та площі поперечного перерізу. Що стосується блоку "Convection Pipe A to Atm", то він моделює конвективний теплообмін за рахунок руху рідини і "Температурного джерела", з постійною абсолютною температурою 293,15K в порту.

У Simscape клапани мають конфігурацію 2/2. Коли фізичний сигнал, присутній на порту S, є додатнім, з'єднання між А і В відкривається, в іншому випадку - ні. Також важливим аспектом є те, що в цих клапанах відсутній теплообмін з атмосферою.

В результаті проведеного імітаційного моделювання отримаємо графіки зміни в часі позиції штока пневмоциліндра та золотника клапана, які зображені на рис. 3.



**Рис. 3. Графіки зміни в часі позиції штока пневмоциліндра та золотника клапана**

Керування клапанами здійснюється за допомогою пропорційного регулятора, який зображено на рис. 4. Можна відмітити, що на рис.4 присутні три блоки підсистеми.

1. Підсистема пропорційного керування.
2. Підсистема вхідних сигналів.
3. Підсистема обчислення.

Результати імітаційного моделювання пропорційного регулятора, який здійснює керування клапанами пневмоциліндра, зображено на рис. 5.

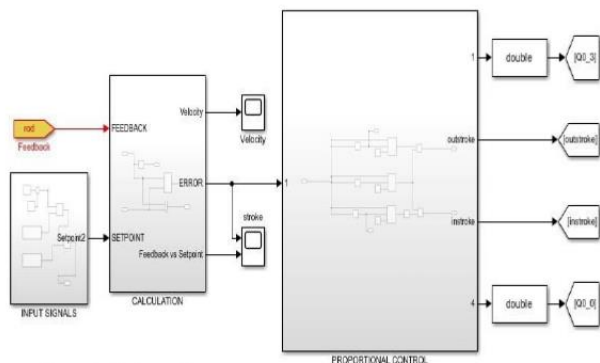


Рис. 4. Імітаційна модель пропорційного регулятора

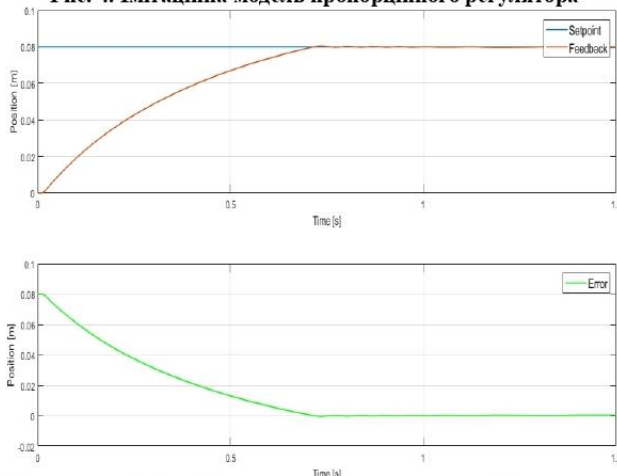


Рис. 5. Результати імітаційного моделювання пропорційного регулятора

#### Висновки

Розробка імітаційної моделі пневматичного приводу дозволила глибше зрозуміти динамічні процеси, що відбуваються в системі під час її експлуатації. Моделювання дозволило дослідити різноманітні варіанти параметрів та умов роботи, що сприяло точному визначенню ефективності керування. Результати моделювання продемонстрували можливість значного зниження впливу зовнішніх збурень на роботу пневматичного приводу, що дозволяє зменшити коливання та забезпечити більш точну і стабільну роботу системи в різних умовах експлуатації.

#### Література:

1. A. Nikitin and O. Levchenko, "Position control systems with friction compensation for servo pneumatic actuators", *Mech. Adv. Technol.*, vol. 8, no. 4(103), pp. 419–427, Dec. 2024.
2. 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.
3. James R. Phillips, "An Integrated Stribeck Friction Model: Analysis, Simulation, and Comparison with Dahl and Ljorpe Simulation: Transactions of the Society for Modeling and Simulation International", Accepted preprint, Nov. 2024.
4. 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.

#### References

1. A. Nikitin and O. Levchenko, "Position control systems with friction compensation for servo pneumatic actuators", *Mech. Adv. Technol.*, vol. 8, no. 4(103), pp. 419–427, Dec. 2024.
2. 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.

3. James R. Phillips, "An Integrated Stribeck Friction Model: Analysis, Simulation, and Comparison with Dahl and Ljorpe Simulation: Transactions of the Society for Modeling and Simulation International", Accepted preprint, Nov. 2024.
4. 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.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

РЕЦЕНЗІЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Дипломник Сошка Олександр Іванович

Тема: Удосконалений метод керування пневматичним приводом

Спеціальність: 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

Обсяг кваліфікаційної роботи:

Кількість сторінок записки 89

1. Короткий зміст роботи та прийнятих рішень: Метою роботи є розробка удосконаленого методу керування пневматичним приводом
2. Висновок про відповідність роботи дипломному завданню: Робота повністю відповідає поставленому завданню
3. Характеристика виконання кожного розділу, ступінь використання останніх досягнень науки і техніки і передових методів роботи: У першому розділі розглянуто особливості керування пневматичним приводом. У другому розділі удосконалено математичну модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом. У третьому розділі розроблено імітаційну модель удосконаленого методу керування пневматичним приводом. У четвертому розділі виконано експериментальні дослідження удосконаленого методу керування пневматичним приводом
4. Позитивні сторони роботи: Модель псевдо-зв'язкового графіка з внутрішнім добутком між входом положення золотника та виходом зусилля керування як псевдо-об'ємною витратою.

5. Негативні сторони роботи: не виконано порівняння удосконаленого методу керування пневматичним приводом із відомим методами керування пневматичними приводами.

6. Оцінка графічного оформлення та пояснювальної записки роботи: Пояснювальна записка оформлена коректно, згідно діючих стандартів оформлення документації

7. Відгук про роботу в цілому: Робота виконана на належному науково-технічному рівні.

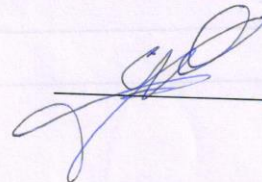
8. Інші зауваження: відсутні

9. Оцінка дипломної роботи: добре (4,00/С)

Рецензент (прізвище, ім'я, по батькові, посада, місце роботи) \_\_\_\_\_

доктор філософії, старший викладач  
Степан Михайлович Васильович

"15" грудня 2024 р.

 (підпис)

Завідувачу кафедри АКІТтаР  
д-ру техн.наук, проф. Мартинюку В.В.

Сошки О.І.

ІІІБ здобувача вищої освіти

ФІТ, 2 курс, групи АКІТРМ-23-2

### ЗАЯВА

З правилами чинного Положення «Про систему забезпечення академічної доброчесності у Хмельницькому національному університеті» від 01.07.2022, згідно з яким виявлення плагіату є підставою для відмови в допуску кваліфікаційної роботи до захисту та застосування заходів дисциплінарної та академічної відповідальності, ознайомлений(а). Про використання програмно-технічних засобів для перевірки кваліфікаційних робіт здобувачів вищої освіти на наявність плагіату ознайомлений(а) та надаю свою згоду на обробку та збереження університетом моєї роботи в інституційному репозитарії університету.

Також надаю університету право на передачу моєї роботи для обробки та збереження в базах даних програмно-технічних засобів (StrikePlagiarism та Anti-Plagiarism) та використання роботи для виявлення плагіату в інших роботах, які перевіряються програмно-технічними засобами та користувачами, що мають доступ до цих програмно-технічних засобів, виключно в обмежених цілях для виявлення плагіату в текстах робіт.

Робота для перевірки університетом надається в друкованому та електронному варіанті. Електронна версія моєї роботи збігається (ідентична) з друкованою.

02.12.2024

дата



підпис

Mon Dec 30 09:25:35 EET 2024, Федула Микола Васильович, Хмельницький національний університет, ХНУ

## Anti-Plagiarism v-15.257

**Максимальне співпадіння з одним документом 1.0%**

Словники перевірки: en\_US, ru\_RU, ua\_UA. **Помилки в документах: 9%**

ID: 164636 Назва: МКР Удосконалений метод керування пневматичним приводом Додано в БД: 2024-12-30 Автора: Олександр СОШКА Керівники: Валерій МАРТИНЮК Консультанти: Опоненти:	Документ		Сумарний збіг по Базі Даних	
	Символи	Лексеми	Символи	Лексеми
	82447	685	475 (1%)	7 (1%)

### Джерело плагіату

ID	Опис	Наявність плагіату в документі	
		Символи	Лексеми

### Протокол аналізу звіту подібності науковим керівником

Заявляю, що я ознайомився (-лась) з Повним звітом подібності, який був згенерований Системою виявлення і запобігання плагіату щодо роботи:

**Автор:** Олександр СОШКА

**Співавтор:**

**Назва:** МКР Сошка

**Науковий керівник:** Валерій МАРТИНЮК

**Підрозділ:** Кафедра автоматизації, комп'ютерно-інтегрованих технологій та робототехніки

**Коефіцієнт подібності 1:** 1.6%

**Коефіцієнт подібності 2:** 0.6%

**Мікропробіли:** 12

**Заміна букв:** 1

**Інтервали:** 0

**Білі знаки:** 1

**Дата створення звіту:** 2024-12-30 09:13:56.0

Після аналізу Звіту подібності констатую наступне:

Запозичення, виявлені в роботі є законними і не є плагіатом. Рівень подібності не перевищує допустимої межі. Таким чином робота незалежна і приймається.

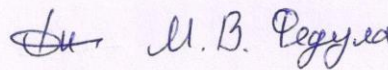
Запозичення не є плагіатом, але перевищено граничне значення рівня подібностей. Таким чином робота повертається на доопрацювання.

Виявлено запозичення і плагіат або навмисні текстові спотворення (маніпуляції), як передбачувані спроби укриття плагіату, які роблять роботу невідповідною вимогам законодавства (Ст. 32. ЗУ Про вищу освіту, пункт 3.1, Ст. 42. ЗУ Про освіту) та вимог НАЗЯВО (Критерій 5), а також кодексу етики і процедур. Таким чином робота не приймається.

Обґрунтування:

2024-12-30

Дата

  
експерт

РІШЕННЯ ЕКСПЕРНОЇ КОМІСІЇ  
КАФЕДРИ АВТОМАТИЗАЦІЇ, КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА  
РОБОТОТЕХНІКИ  
ПРО ДОПУСК КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ ДО ЗАХИСТУ

Підтверджуємо ознайомлення з результатом звіту подібності щодо роботи, генерованого системою виявлення текстових збігів/ідентичності/схожості:

Назва: Удосконалений метод керування пневматичним приводом

Автор: Сошка Олександр Іванович

Спеціальність: 174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

Освітня програма: Освітньо-професійна програма «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

Науковий керівник: Мартинюк Валерій Володимирович, доктор технічних наук, професор

Після аналізу звіту подібності зроблено такий висновок:

№	Висновок	Позначка про відповідність
1	Запозичення, виявлені в роботі, є законними і не є плагіатом. Робота приймається до захисту.	<b>відповідає</b>
2	Виявлені запозичення не є плагіатом, розміщені в розділах, які не описують безпосередньо авторське дослідження, але кількість цитат перевищує обсяг, виправданий поставленою метою роботи. Робота приймається до захисту, але має бути відкоригована. Відкоригований варіант має бути поданий на кафедру за 2 дні до захисту, разом із заявою щодо самостійності виконання письмової роботи та ідентичності друкованої й електронної версії роботи	
3	Виявлені запозичення не є плагіатом, але частково розміщені в розділах, які описують безпосередньо авторське дослідження, а кількість цитат перевищує обсяг, виправданий поставленою метою роботи. В зв'язку з цим мета роботи та поставлені завдання не були досягнені. Робота може бути допущена до захисту (наступного року) після того, як буде відкоригована та допрацьована і успішно пройде повторну перевірку на академічний плагіат.	
4	Робота містить навмисні текстові спотворення, передбачувані спроби укриття запозичень або інші прояви академічного плагіату. Робота містить фабрикацію або фальсифікацію даних. Робота не допускається до захисту.	
5	Інше:	

Підтвердження:

Запозичення, виявлені в роботі, є законними і не є плагіатом, оскільки:

1) у тексті кваліфікаційної роботи системами перевірки на плагіат виявлено схожість з деякими документами в частині загальноживаних обов'язкових словосполучень у стандартних бланках (титулка, відомість документів), у структурі змісту, назвах розділів/підрозділів тощо, у назвах публікацій у переліку джерел посилання;

2) усі запозичення є фрагментарними або мають належним чином оформленні посилання;

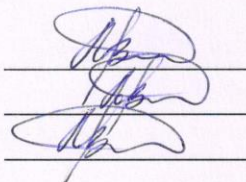
3) виявлені модифікації тексту не впливають на відсоток схожості.

Сумарний обсяг всіх запозичень, визначений системою виявлення збігів ідентичності/схожості, складає 1,6% і адресується до 43 джерел, що, з урахуванням наведених обґрунтувань, відповідає характеру теми і свідчить на користь кваліфікаційної роботи.

Завідувач кафедри

Гарант освітньої програми

Керівник кваліфікаційної роботи

  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_

Валерій МАРТИНЮК

Валерій МАРТИНЮК

Валерій МАРТИНЮК