

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ КПІ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Факультет робототехніки та приладобудування
Кафедра автоматизації та систем неруйнівного контролю**

«До захисту допущено»
завідувача кафедри АСНК
_____ Юрій КИРИЧУК
« ____ » _____ 2026 р

Дипломний проєкт

на здобуття ступеня бакалавра

**за освітньо-професійною програмою «Комп'ютерно-інтегровані системи
та технології в приладобудуванні»**

спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

**на тему: «Комп'ютерно-інтегрована система прецизійного керування
гідравлічними завантажувачами для ресурсних випробувань авіаційних
конструкцій»**

Виконав:

студент IV курсу, групи ПМ-21,
Андрущенко Владислав Юрійович _____

Керівник:

к.т.н., доцент
Гришанова Ірина Аркадіївна _____

Рецензент:

к.т.н. ст. викладач
Года Ольга Юріївна _____

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2026 року

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Пояснювальна записка	49	
2	A4		Презентація	12	
3	A1		Загальна структурна схема системи	1	
4	A1		Функціональна схема системи	1	
5	A1		Схема випробувального стенда	1	
6	A1		Результати моделювання	1	

				ДП ПМ21.01.174.000ПЗ		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Розробник	Андрущенко В.Ю.				Лист	Листів
Керівник	Гришанова І.А.				1	1
Консультант					КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. АСНК гр. ПМ-21	
н/контр.						
Зав. каф.	Киричук Ю.В.					

Пояснювальна записка

**до дипломного проєкту на тему: «Комп'ютерно-інтегрована
система прецизійного керування гідравлічними завантажувачами для
ресурсних випробувань авіаційних конструкцій»**

Київ – 2026 року
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

Факультет: Приладобудівний

Кафедра: Автоматизації та систем неруйнівного контролю

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність: 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

Освітньо-професійна програма «Комп'ютерно-інтегровані системи та технології в приладобудуванні»

ЗАТВЕРДЖУЮ

завідувача кафедри АСНК

_____ Юрій КИРИЧУК

«__» _____ 2026 р

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Андрущенко Владиславу Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дипломного проєкту Комп'ютерно-інтегрована система прецизійного керування гідравлічними завантажувачами для ресурсних випробувань авіаційних конструкцій
2. Термін подання студентом проєкту 12.06.2026р.
3. Вихідні дані до проєкту Лекційний матеріал з дисциплін кафедри, науково-технічна література з питань сервогідравлічних систем, ресурсних випробувань авіаційних конструкцій, технічні характеристики сучасних сервоклапанів, контролерів та датчиків.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розробити): 1. Вступ (обґрунтування актуальності теми, мета та завдання проєкту, перелік вимог до системи). 2. Аналітичний огляд існуючих рішень і технологій. 3. Структурна схема системи та вибір компонентів. 4. Розробка

електричної принципової схеми. 5. Розробка алгоритмічного та програмного забезпечення. 6. Математичне моделювання та імітаційне дослідження системи. 7. Висновки.

5. Перелік (ілюстративного) графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, тощо), Загальна структурна схема системи (А1), Функціональна схема системи(А1), Схема випробувального стенда(А1), Результати моделювання(А1).

6. Дата видачі завдання 15.04 2026р

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдання на виконання дипломного проекту	10.02.2026	
2.	Огляд існуючих рішень та аналітичний огляд літератури	24.02.2026	
3.	Розробка структурної схеми системи та вибір компонентної бази	12.03.2026	
4.	Розробка електричної принципової схеми	25.03.2026	
5.	Математичне моделювання гідравлічного актуатора та системи	08.04.2026	
6.	Розробка алгоритмічного та програмного забезпечення	20.04.2026	
7.	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини	25.05.2026	
8.	Перевірка, нормоконтроль та підготовка до захисту	28.05.2026	
9.	Подання дипломного проекту та підготовка презентації	05.06.2026	

Студент

(підпис)

Владислав АНДРУЩЕНКО
(ініціали, прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Ірина ГРИШАНОВА
(ініціали, прізвище)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі розглянуто розробку комп'ютерно-інтегрованої системи прецизійного керування гідравлічними завантажувачами для ресурсних випробувань авіаційних конструкцій. Проведено аналіз сучасних сервогідравлічних випробувальних комплексів, принципів побудови замкнених систем автоматичного керування та особливостей відтворення навантажень при ресурсних випробуваннях.[\[1\]](#)

У роботі досліджено структуру сервогідравлічного випробувального стенда, до складу якого входять гідростанція, сервоклапан, гідроциліндр, датчики сили та переміщення, цифровий контролер і програмне середовище моніторингу. Розроблено структурну та функціональну схеми системи керування, визначено інформаційні потоки між елементами системи та реалізовано принцип замкненого керування за силою з використанням PID-регулятора.

Побудовано математичну модель електрогідравлічного актуатора з урахуванням динаміки сервоклапана, стисливості робочої рідини, витоків та механічних параметрів об'єкта випробувань. Проведено аналіз режимів роботи системи та особливостей впливу параметрів гідравлічного приводу на точність і швидкодію відтворення навантаження.

Окрему увагу приділено питанням безпеки та реалізації системи міжблокувань (interlock/limits), що забезпечують захист випробувального стенда та об'єкта дослідження від аварійних режимів роботи. Розглянуто алгоритми аварійного розвантаження, контролю допустимих меж сили та переміщення, а також логіку переходу системи у безпечний режим.

Результатом роботи є розроблена архітектура комп'ютерно-інтегрованої системи керування сервогідравлічним завантажувальним комплексом, придатна для реалізації у задачах ресурсних випробувань авіаційних конструкцій.

Ключові слова: сервогідравлічна система, ресурсні випробування, гідравлічний завантажувач, PID-регулятор, замкнений контур керування, сервоклапан, гідроциліндр, автоматизована система керування, авіаційні конструкції.

ABSTRACT

The thesis focuses on the development of a computer-integrated precision control system for hydraulic loaders used in lifetime (resource) testing of aviation structures. Current servohydraulic testing complexes, principles of building closed-loop automatic control systems, and specific features of load replication during resource testing have been analyzed.

The structure of a servohydraulic test rig—comprising a hydraulic power unit, a servo valve, a hydraulic cylinder, force and displacement sensors, a digital controller, and monitoring software—has been investigated. Structural and functional diagrams of the control system have been developed, information flows between the system elements have been defined, and the principle of closed-loop force control using a PID controller has been implemented.

A mathematical model of the electrohydraulic actuator has been developed, accounting for servo valve dynamics, fluid compressibility, internal leakage, and mechanical parameters of the test object. An analysis of the system's operating modes and the specific effects of hydraulic drive parameters on load replication accuracy and response time has been conducted.

Special attention is paid to safety issues and the implementation of an interlock/limits system, which protects the test rig and the test object from emergency operating modes. Emergency unloading algorithms, force and displacement limit monitoring, and the logic of transitioning the system into a safe state have been considered.

The result of the thesis is a developed architecture of a computer-integrated control system for a servohydraulic loading complex, which is applicable for tasks in lifetime testing of aviation structures.

Keywords: servohydraulic system, lifetime testing, hydraulic loader, PID controller, closed-loop control, servo valve, hydraulic cylinder, automated control system, aviation structures.

ЗМІСТ

ВСТУП	10
1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	12
1.1 Сфера впровадження та функціональне призначення	12
1.2 Ключові етапи та завдання проєктування	14
1.3 Критерії якості та обмеження	14
2. СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ КЕРУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИМИ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИМИ КОМПЛЕКСАМИ.....	16
2.1 Методологічні основи ресурсних (втомних) випробувань авіаційних конструкцій.....	16
2.2 Загальна структура сервогідравлічних завантажувальних систем і їх роль у випробуваннях	17
2.3 Фізичні співвідношення, вимірювальний контур і фактори похибки у завантажувальних приводах	17
2.4 Порівняльний аналіз стратегій керування в сервогідравлічних випробувальних комплексах	19
2.5 Вимоги до контурів захисту та обмежень (interlock/limits) у випробувальних системах	22
2.6 Постановка задачі розробки за результатами аналізу	24
3. РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ СИСТЕМИ ПРЕЦИЗІЙНОГО КЕРУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ	26
3.1 Призначення розділу та логіка опису	26
3.2 Архітектура системи та інформаційні потоки	26
3.3 Структурна схема контуру регулювання та зворотні зв'язки	27
3.4 Схема випробувального стенду як об'єкта керування.....	28
3.5 Функціональна схема одного каналу навантаження	29
3.6 Логіка безпеки та міжблокувань	30

3.7 Таблиця вибору елементної бази.....	32
4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО АКТУАТОРА.....	34
4.1 Мета моделювання та прийняті припущення	34
4.2 Модель електрогідравлічного сервоклапана.....	35
4.3 Модель гідроциліндра з урахуванням стисливості та витоків	36
4.4 Механічна модель навантаження та динаміка “конструкції”	39
4.5 Синтез передавальної функції системи	39
4.6 Об’єднання рівнянь та отримання моделі для аналізу керування ...	40
5. МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ПРЕЦЕЗІЙНОГО КЕРУВАННЯ	43
5.1. Постановка експерименту та обґрунтування інструментарію	43
5.2. Формування структурної моделі в Simulink	43
5.3 Аналіз результатів моделювання	44
Оцінка робастності системи.....	45
ВИСНОВКИ.....	47
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	49

ВСТУП

Контекст та проблематика. Безпека польотів у сучасній авіації безпосередньо залежить від здатності конструкційних матеріалів витримувати багатоциклові навантаження. Оскільки елементи планера літака постійно перебувають під впливом змінних сил, виникає потреба у детальному вивченні їхньої втомної міцності. Найбільш достовірним методом такого аналізу є проведення стендових випробувань, які дозволяють штучно відтворити реальні умови експлуатації протягом усього життєвого циклу виробу.

Технічний виклик. Головним інструментом у таких дослідженнях виступають гідравлічні завантажувальні системи. Їхня перевага полягає у високій енергоємності та здатності генерувати значні зусилля. Проте ключовою проблемою залишається забезпечення прецизійної (високоточної) точності керування. Навіть незначні відхилення від заданого алгоритму навантаження можуть спотворити результати тестів, що призведе до невірних висновків про надійність конструкції. Тому створення систем керування, здатних мінімізувати динамічну похибку, є критично важливим для авіабудування.

Актуальність дослідження зумовлена необхідністю впровадження нових підходів до автоматизації гідравлічних стендів. Використання сучасних методів цифрового регулювання дозволяє значно підвищити якість відтворення складних льотних циклів, що є запорукою точного прогнозування ресурсу авіаційної техніки.

Мета проєкту полягає у проєктуванні системи високоточного керування гідравлічним приводом, яка здатна забезпечити стабільність робочих параметрів під час тривалих ресурсних випробувань.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі **завдання**:

- Дослідити специфіку функціонування гідравлічних систем у складі випробувального обладнання.
- Побудувати математичну модель електрогідравлічної системи, що враховує динаміку процесів регулювання.

- Розробити алгоритм прецизійного керування на базі сучасного контролерного обладнання.
- Перевірити ефективність запропонованих рішень за допомогою імітаційного моделювання.

Об'єктом дослідження є процеси автоматичного регулювання зусиль у гідравлічних завантажувачах авіаційних стендів. **Предметом дослідження** виступають методи та засоби підвищення точності керування гідравлічними актуаторами.

Наукова новизна роботи полягає у вдосконаленні підходу до побудови системи прецизійного керування гідравлічними завантажувачами, що використовуються у стендах ресурсних випробувань авіаційних конструкцій.

У роботі:

- **розроблено структурну модель сервогідравлічної системи керування**, яка поєднує контури регулювання за силою та положенням виконавчого органа, що дозволяє підвищити стабільність відтворення заданого навантаження;
- **удосконалено математичну модель гідравлічного актуатора**, яка враховує стисливість робочої рідини, витоки та динаміку електрогідравлічного сервоклапана;
- **запропоновано підхід до налаштування ПД-регулятора** для системи навантаження авіаційних конструкцій, що забезпечує зменшення динамічної похибки та підвищення точності відтворення циклічних навантажень;
- **виконано імітаційне моделювання системи у середовищі MATLAB/Simulink**, що дозволило дослідити поведінку системи при зміні параметрів об'єкта та оцінити її робастність.

Отримані результати можуть бути використані під час модернізації сервогідравлічних випробувальних стендів для дослідження втомної міцності елементів авіаційних конструкцій.

Практична цінність. Отримані результати можуть бути використані для модернізації існуючих випробувальних комплексів, що дозволить підвищити автоматизацію процесів та знизити ймовірність виникнення похибок, пов'язаних із нестабільністю роботи гідроприводу.

1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

1.1 Сфера впровадження та функціональне призначення

Дана науково-технічна розробка орієнтована на створення алгоритмів прецизійного (високоточного) регулювання гідравлічних завантажувальних вузлів, які задіяні у циклах ресурсних випробувань авіаційних компонентів. Ключова роль системи полягає у забезпеченні суворого контролю над процесами формування та стабілізації силових факторів, що діють на елементи планера та вузли літальних апаратів під час експериментальних досліджень.

Основними вимогами до функціонування комплексу є:

- Гарантування стабільної роботи гідроприводу в різних експлуатаційних режимах.
- Точна витримка встановлених параметрів силового навантаження.
- Забезпечення необхідних динамічних відгуків випробувального устаткування відповідно до програми тестів.

Галузь практичного застосування результатів проекту охоплює спеціалізовані стенди для оцінки втомної міцності та довговічності конструкцій, науково-дослідні авіаційні лабораторії, а також сегмент промислової автоматизації складних гідромеханічних систем. Основні технічні вимоги до системи прецизійного керування наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 — Основні технічні вимоги до системи прецизійного керування

Параметри	Позначення	Значення	Одиниця	Примітка
Максимальне зусилля навантаження	$F_{\max}$	100	кН	Визначається типом авіаційної конструкції
Робочий хід штока актуатора	L	250	мм	Забезпечує компенсацію вигину крила
Номінальний робочий тиск	P_{nom}	21	МПа	Стандарт для авіаційних гідросистем
Максимальна частота циклічного навантаження	$f_{\max}$	5...10	Гц	Для імітації польотних вібрацій та турбулентності
Допустима динамічна похибка	δ	± 0.5	%	Відповідно до авіаційних стандартів точності
Час встановлення (перехідного процесу)	T_{st}	< 70	мс	Забезпечує реакцію на різкі пориви вітру
Тип зворотного зв'язку	-	За силою та позицією	-	Глибокий замкнений контур
Робоча рідина	-	АМГ-10 (або аналог)	-	Низькотемпературна авіаційна олива

Для забезпечення сертифікаційних випробувань авіаційних конструкцій (наприклад, консолей крила), система повинна відповідати жорстким

метрологічним та динамічним параметрам. Ключовим завданням є не просто генерація сили, а її прецизійне утримання при пружній деформації об'єкта.

1.2 Ключові етапи та завдання проєктування

Для успішної реалізації поставленої мети у межах кваліфікаційної роботи передбачено виконання таких інженерних завдань:

- **Синтез структурної архітектури** системи, що відповідає за автоматизоване керування завантажувальним пристроєм.
- **Аналітичне вивчення фізичних принципів**, на яких базується робота сучасних гідравлічних випробувальних комплексів.
- **Побудова математичного апарату**, що описує динамічні та статичні властивості гідравлічного виконавчого механізму.
- **Проектування логічної структури** та алгоритмічного забезпечення контуру керування.
- **Імітаційна апробація** функціонування системи у спеціалізованому програмному середовищі.
- **Верифікація отриманих даних** та кількісна оцінка прецизійності (точності) роботи розробленого контролера.

1.3 Критерії якості та обмеження

Для формалізації успішності розробки системи прецизійного керування встановлюються наступні критерії:

1. Показники якості регулювання:

Перерегулювання (σ) не повинно перевищувати **5-8%**, щоб уникнути випадкового руйнування дорогої конструкції крила під час ударних навантажень. Статична похибка повинна дорівнювати **нулю** завдяки використанню інтегральної ланки ПД-регулятора.

2. Вимоги до безпеки (Interlock system):

Автоматичне скидання тиску при перевищенні заданої сили на **10%**.
Блокування руху штока при виході сигналу з датчиків за межі допустимого діапазону. Контроль температури робочої рідини (не більше **65°C**) для стабільності в'язкості.

2. СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ КЕРУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИМИ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИМИ КОМПЛЕКСАМИ

2.1 Методологічні основи ресурсних (втомних) випробувань авіаційних конструкцій

Ресурсні випробування авіаційних конструкцій є ключовим етапом оцінки їхньої втомної міцності та льотної придатності. Вони дозволяють відтворити в лабораторних умовах циклічні навантаження, які конструкція зазнає протягом усього терміну експлуатації.

Основна мета таких випробувань — підтвердити, що конструкція протягом заданого ресурсу не переходить у стан, небезпечний для польотів, зокрема через втому матеріалів. Практична складність полягає не лише в прикладанні сили, а в точному відтворенні складної програми навантаження — від простих синусоїдальних циклів до реальних «спектрів служби» зі змінною амплітудою та частотою.

Важливим інженерним аспектом є недопущення перевищення навантаження (overshoot), оскільки навіть короточасне перевантаження може спотворити результати випробувань або призвести до передчасного руйнування дорогого зразка. (Приклад програмного спектра наведено на рис. 2.1)

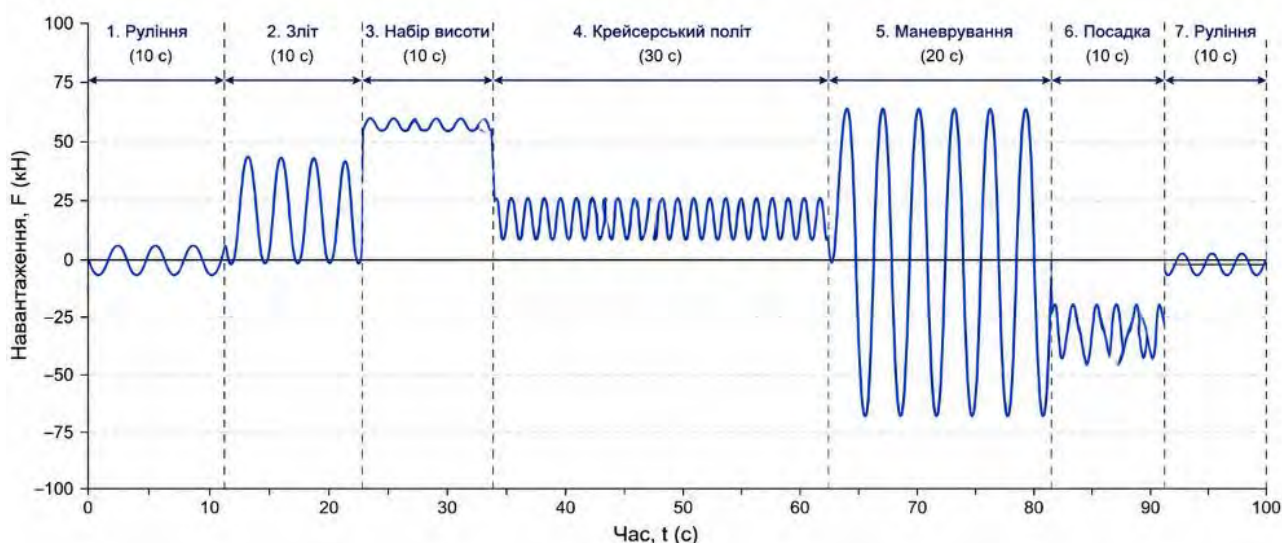


Рис. 2.1 - Приклад програмного спектра навантаження для ресурсних випробувань

2.2 Загальна структура сервогідравлічних завантажувальних систем і їх роль у випробуваннях

Сучасні сервогідравлічні випробувальні комплекси є складними багатокомпонентними системами. Типова структура такого стенду включає:

- силову раму (load frame);
- гідравлічний актуатор (циліндр);
- гідростанцію (джерело тиску);
- електрогідравлічний сервоклапан;
- систему датчиків (сили, переміщення);
- промисловий контролер з замкненим контуром регулювання;
- програмне забезпечення верхнього рівня (SCADA/HMI).

[2] Особливу роль відіграє цифровий замкнений контур керування, який забезпечує точне відтворення програми навантаження, обробку сигналів датчиків і реєстрацію даних у реальному часі. Ключовим виконавчим елементом є високодинамічний електрогідравлічний сервоклапан, спроєктований для роботи в режимі high-response closed-loop servohydraulic testing при робочому тиску 21 МПа. Структурну схему наведено на рис. 2.2.



Рис. 2.2 - Функціональна структура сервогідравлічного завантажувального каналу

2.3 Фізичні співвідношення, вимірювальний контур і фактори похибки у завантажувальних приводах

У першому наближенні статична “силова” можливість гідроциліндра описується зв’язком між тиском у порожнині та діючою силою. Оскільки тиск визначається як сила, віднесена до площі, базове співвідношення для актуатора може бути записане як:

$$F = P \cdot A \quad (2.1)$$

де F — сила на штоку,

p — тиск робочої рідини,

A — ефективна площа поршня.

Такий зв’язок випливає з фундаментальних співвідношень гідравліки ($\text{pressure} = \text{force/area}$, $\text{force} \propto \text{area}$ за сталого тиску).

Кінематика руху штока пов’язана з витратою. Для нерозривності потоку використовується рівняння витрати

$$v = \frac{Q}{A} \quad (2.2)$$

$Q = v \cdot A$, звідки для робочого органа можна перейти до (за фіксованої площі). Важливо, що ці співвідношення самі по собі не гарантують точності керування, але пояснюють, чому вплив на витрату через сервоклапан фактично формує швидкість і (через динаміку) силовий відгук актуатора.

Похибка відтворення навантаження в сервогідравлічному контурі зумовлена не одним фактором, а їх комбінацією: нелінійностями потік-тиск, тертям і “мертвими зонами”, змінністю параметрів, збуреннями від об’єкта випробувань, тепловими ефектами та невизначеностями. В огляді з керування втомними сервогідравлічними машинами підкреслюється, що нелінійності та параметричні невизначеності зменшують здатність контролера підтримувати потрібну точність навантаження, а ручне налаштування регуляторів на практиці стає неминучим через необхідність одночасного добору багатьох параметрів.

Звідси випливає ключовий висновок для проектування: у випробувальній системі необхідний **якісний вимірювальний контур** (датчик сили/тиску/переміщення з коректним узгодженням і достатньою частотою опитування) та адекватна структура керування, яка “бачить” реальний вихід і компенсує відхилення стандартним шляхом — через замкнений зворотний зв’язок.

Цифрові випробувальні контролери якраз і розраховані на таку логіку: на вході — програмне завдання, на виході — регульована величина (сила/переміщення), у середині — алгоритм замкненого регулювання.

2.4 Порівняльний аналіз стратегій керування в сервогідравлічних випробувальних комплексах

З точки зору системного аналізу, структуру керування завантажувальним каналом можна розбити на рівні: (а) формування програми навантаження; (б) регулювання (контролер + виконавчий перетворювач); (в) вимірювання/зворотний зв’язок; (г) обмеження та захист. У науково-технічній літературі з керування гідравлічними втомними машинами зазначається, що найпоширеніші підходи включають класичне керування з компенсацією, адаптивні методи, методи зі змінною структурою та самоналаштування.

У практичних системах для випробувань часто зустрічаються такі принципові стратегії:

- **Розімкнене керування (open-loop)** — подача керуючого сигналу на клапан/підсилювач без корекції по фактичному навантаженню. Стратегія проста, але чутлива до жорсткості об’єкта, витоків, зміни температури та інших факторів; на прецизійні випробування її зазвичай не розглядають як основний режим саме через непередбачуваність похибки.
- **Замкнене керування з ПІД-регулятором (feedback control)** — класичний підхід, коли відхилення між завданням і виміряною величиною перетворюється на керуючу дію. Цей клас алгоритмів широко застосовується у випробувальних системах завдяки зрозумілості структури

й відносній простоті впровадження, але потребує грамотного налаштування (особливо при змінному об'єкті). [4]

- **Каскадні/комбіновані структури** (наприклад, “позиція ↔ сила”) — коли, окрім основного контуру за силою, вводиться внутрішній швидкий контур за переміщенням/швидкістю або використовуються додаткові сигнали. Така архітектура природно випливає з того, що серводинаміка клапана й актуатора має власні “внутрішні” процеси; відповідно, розділення контурів дозволяє підвищити швидкодію і зменшити коливальність при складних навантаженнях. Ідея внутрішніх контурів добре ілюструється самою будовою сервоклапанів для випробувань: у документації описано наявність внутрішнього зворотного зв'язку по положенню золотника (LVDT), який використовується для стабілізації та поліпшення налаштування системи.

- **Компенсаційні та адаптивні підходи (feedforward, self-tuning, variable structure)** — застосовуються тоді, коли параметри суттєво змінюються, а просте ПД-керування не гарантує стабільної точності на всьому діапазоні режимів. Наявність таких підходів і їх активний розгляд у публікаціях підкреслюється в оглядовій роботі, присвяченій саме втомним випробувальним машинам на гідравліці. Структурна схема замкненого керування наведено на рис 2.3

Таблиця 2.1 — Порівняння стратегій керування сервогідравлічним завантажувачем у задачах ресурсних випробувань

Стратегія	Суть підходу	Сильні сторони	Обмеження/ризик и	Типова придатність для ресурсних випробувань
Розімкнене керування (open-loop)	Керування клапаном без корекції по вимірній силі/переміщенню	Простота, мінімум датчиків	Похибка залежить від жорсткості об'єкта, температури, витоків; складно гарантувати відсутність перевищення	Як допоміжний/налагоджувальний режим; не як основний для прецизійної програми
Замкнений контур за силою з ПІД	$e(t) = F_{\text{set}} - F_{\text{meas}} \rightarrow \text{ПІД} \rightarrow u(t)$ на сервоклапан	Зрозуміла структура, легко реалізувати на ПЛК/контролері; добре працює при відносно сталих параметрах	Потребує якісного налаштування; чутливість до змін параметрів і нелінійностей	Базовий варіант для більшості типових випробувань за наявності правильної ідентифікації та налаштування
Каскадна структура (позиція/швидкість + сила)	Внутрішній швидкий контур стабілізує механіку, зовнішній — силу	Краще демпфування, швидша реакція, гнучкість при деформації об'єкта	Складніша реалізація/налаштування; більше датчиків	Доцільна для високодинамічних програм і гнучких конструкцій
Feedforward + feedback	До ПІД додається випереджувальна дія від моделі/програми	Менша похибка при змінних режимах, зменшення навантаження на ПІД	Потрібна модель/ідентифікація; ризик помилки моделі	Ефективно для відтворення керованих гармонійних/спектральних програм
Адаптивні/робастні методи	Самоналаштування або робастна компенсація нелінійностей	Стійкість до невизначеностей, потенційно найкраща точність	Висока складність, складніше обґрунтувати/впровадити в промисловому ПЛК	Доречно, якщо вимоги до точності/робастності дуже високі та є ресурс на впровадження

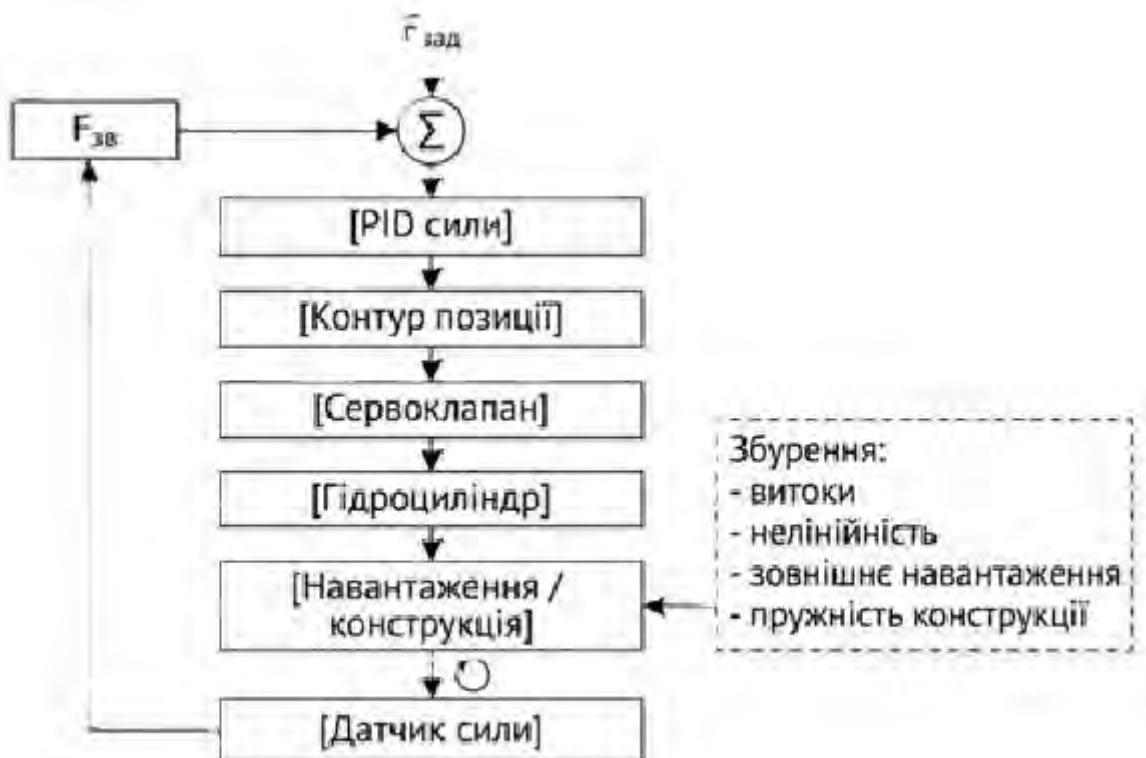


Рис. 2.3 - Узагальнена структурна схема замкненого керування за силою з каскадним контуром за переміщенням

На рисунку представлено узагальнену структуру сервогідравлічного завантажувального каналу із замкненим контуром керування за силою. Основний контур реалізує регулювання сили навантаження за сигналом з датчика сили. Для підвищення швидкодії та точності системи може використовуватись внутрішній каскадний контур керування за переміщенням штока гідроциліндра. На систему впливають зовнішні та внутрішні збурення, зокрема витоки робочої рідини, нелінійності сервоклапана, пружність конструкції та зміни навантаження.

2.5 Вимоги до контурів захисту та обмежень (interlock/limits) у випробувальних системах

Важливою складовою будь-якої випробувальної системи є не тільки точне відтворення навантаження, але й надійний захист об'єкта випробувань та самого обладнання від аварійних ситуацій [8]. Системи захисту

(interlock/limits) призначені для запобігання перевищенню допустимих значень сили, переміщення, тиску та інших критичних параметрів [8].

- Основні функції interlock-системи включають:
- Автоматичне розвантаження актуатора при перевищенні заданої сили на 10%;
- Блокування руху штока при виході за допустимі межі ходу;
- Контроль коректності сигналів датчиків (виявлення обриву, короткого замикання, виходу за діапазон);
- Контроль температури робочої рідини (не більше 65°C);
- Аварійне скидання тиску через запобіжний (relief) клапан.

У разі спрацювання будь-якого з захистів система повинна виконувати **контрольоване розвантаження** — поступове зниження керуючого сигналу до нуля з метою уникнення ударних навантажень на авіаційну конструкцію. Функціональну логіку interlock-системи наведено рис.2.4



Рис. 2.4 — Функціональна логіка interlock-системи

Такий підхід відповідає міжнародним практикам ресурсних випробувань і є обов'язковим для забезпечення безпеки дорогої випробовуваної техніки.

2.6 Постановка задачі розробки за результатами аналізу

Проведений огляд показує, що у задачах ресурсних випробувань головним є відтворення заданого закону навантаження з мінімальною похибкою та без небезпечних перевищень, при цьому система повинна залишатися стійкою за зміни параметрів об'єкта випробувань (деформація, зміна жорсткості/демпфування) і гідравлічних умов (температурний дрейф в'язкості, зміна втрат, невизначеність параметрів). З огляду на те, що сервогідравлічні системи мають суттєві нелінійності та невизначеності, у літературі відзначається потреба в належному виборі структури керування й процедур налаштування, а також застосуванні компенсаційних/адаптивних підходів у складних випадках.

Отже, в межах кваліфікаційної роботи доцільно формалізувати задачу як синтез замкненого контуру керування сервогідравлічним завантажувальним каналом (щонайменше за силою, за потреби — з каскадним контуром за переміщенням), з обов'язковою інтеграцією обмежень і міжблокувань, і подальшим підтвердженням працездатності в імітаційному середовищі. Така постановка природно узгоджується з типовою архітектурою випробувальних сервогідравлічних систем, де цифровий контролер реалізує high-speed closed-loop control і працює з мережою датчиків.

Висновки до розділу 2

У розділі виконано системний аналіз задачі керування гідравлічними завантажувальними комплексами для ресурсних випробувань авіаційних конструкцій. Показано, що вимоги до відтворення навантаження визначаються не лише рівнем сил, але й відповідністю закону навантаження заданій програмі, а також необхідністю уникнення небезпечних перевищень,

які здатні викликати механічне пошкодження зразка або спотворити результати оцінювання ресурсу.

Встановлено, що типовий сервогідравлічний випробувальний комплекс є багатокомпонентною системою (гідростанція, сервоклапан, актуатор, датчики, цифровий контролер, програмне середовище), де точність і швидкодія досягаються переважно завдяки замкненому зворотному зв'язку й застосуванню високодинамічних сервоклапанів, проєктованих під closed-loop servohydraulic testing. Це обґрунтовує доцільність використання замкнених структур керування (PID/каскадних/компенсаційних) як базового вибору для ресурсоємних випробувань.

Окремо підкреслено роль систем обмежень і міжблокувань (interlock/limits) та гідравлічних засобів захисту (обмеження тиску), які формують обов'язковий "шар безпеки" випробувальної установки. Наявність таких функцій є типовою вимогою для випробувального обладнання і напрямку впливає на можливість безпечного проведення тривалих ресурсних тестів.

3. РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ СИСТЕМИ ПРЕЦИЗІЙНОГО КЕРУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ

3.1 Призначення розділу та логіка опису

У цьому розділі описано, як організовано **архітектуру керування** завантажувальним гідравлічним вузлом випробувального стенда: які блоки входять до системи, як вони обмінюються сигналами, де формується програма навантаження, де виконується регулювання (PID), які датчики забезпечують зворотний зв'язок, а також як реалізується рівень захисту (interlock). Такий структурний опис є типово необхідним для сервогідравлічних випробувальних систем, де цифровий контролер забезпечує високошвидкісне замкнене керування, генерацію функцій, узгодження сигналів датчиків і збір даних.

3.2 Архітектура системи та інформаційні потоки

Архітектуру системи доцільно розглядати як сукупність трьох рівнів.

Верхній рівень — **програмний** (SCADA/HMI). Його призначенням є формування програми випробувань (закон навантаження у часі), запуск/зупинка тесту, реєстрація параметрів і візуалізація результатів у реальному часі. У промислових випробувальних контролерах подібний рівень зазвичай поєднаний із засобами function generation і data acquisition, що потрібні саме для відтворення заданих навантажувальних сценаріїв і протоколювання.

Середній рівень — **контур керування** (промисловий контролер / реальний час). Тут реалізується регулятор (PID або його модифікація), обробка сигналів з датчиків, компенсація похибки та формування керуючого впливу на сервоклапан. Для сервогідравлічних тестових систем характерною є структура, де цифровий контролер забезпечує замкнений контур керування та підключення вимірювальних каналів через модулі узгодження (conditioning).

Нижній рівень — **виконавчий та енергетичний**: гідростанція (джерело потоку/тиску), сервоклапан, гідроциліндр (актуатор), механічне

пристосування/об'єкт випробувань, а також датчики сили й переміщення. У сервогідравлічній системі сервоклапан керує напрямком і величиною потоку до актуатора; у технічних описах підкреслюється, що це високодинамічний вузол (зокрема двоступінчастий), який призначений для роботи в “high-response” замкнених системах. [3]

3.3 Структурна схема контуру регулювання та зворотні зв'язки

Базовий контур керування в задачі прецизійного навантаження доцільно будувати за силою: задана сила порівнюється з виміряною, і регулятор формує керуючий сигнал на сервоклапан. Загальна логіка виглядає так:

- формується завдання $F_set(t)$ (програма навантаження);
- похибка $e(t)=F_set(t)-F_meas(t)$ подається на регулятор;
- регулятор формує керуючий вплив $u(t)$ на сервоклапан;
- сервоклапан змінює потік робочої рідини, що визначає рух/зусилля актуатора;
- датчик сили формує сигнал $F_meas(t)$, який повертається в контур зворотного зв'язку.

Таке замкнене керування є основним підходом у сервогідравлічному тестуванні, оскільки саме воно дозволяє компенсувати зміни об'єкта випробувань (жорсткість/деформації, «пружна віддача» конструкції) та збурення в гідросистемі.

Окремо варто закласти **сигнал переміщення $x_meas(t)$** . Його роль може бути двоякою: (1) моніторинг і контроль меж ходу (захист), (2) допоміжний канал для каскадної структури (внутрішній контур за положенням/швидкістю) — за потреби підвищення стабільності при динамічному навантаженні. Наявність внутрішніх контурів і внутрішнього зворотного зв'язку в сервоклапанах (наприклад, через пружний елемент/внутрішні механізми зворотного зв'язку) є характерною рисою сервогідравлічного приводу, що сприяє збільшенню лінійності та керованості. Структурна схема системи регулювання сили наведено на рис. 3.1.

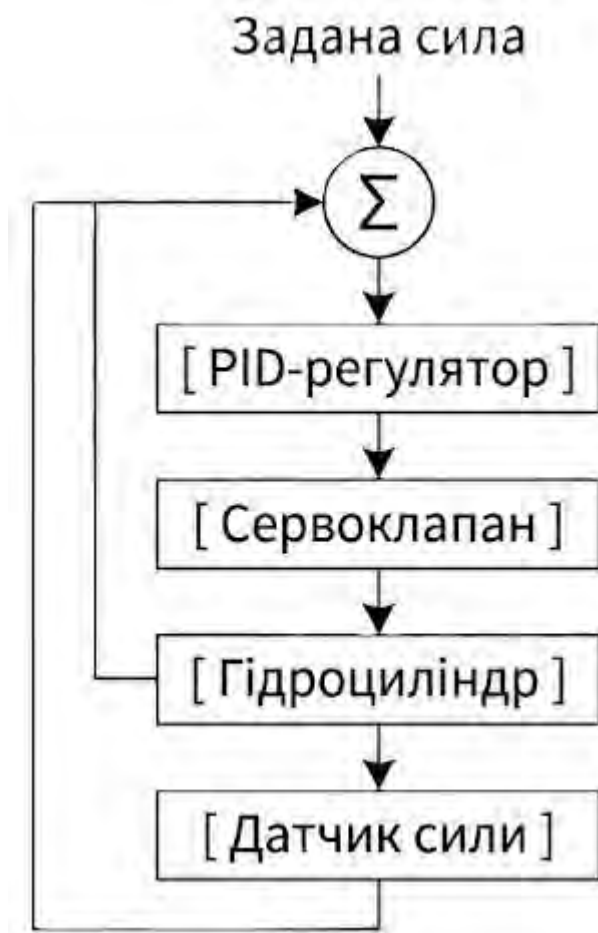


Рис. 3.1 - Структурна схема системи регулювання сили

3.4 Схема випробувального стенду як об'єкта керування

Для дипломної роботи важливо показати, що алгоритм керування «прив'язаний» до реального стенда: є силова рама/опори, об'єкт випробувань (наприклад, елемент крила), актуатори та точки прикладання навантажень. У сервогідравлічних рішеннях для випробувань зазвичай підкреслюють роль жорсткої базової конструкції (load frame) у поєднанні з високодинамічною сервогідравлікою, оскільки саме це визначає точність відтворення силового навантаження при високій циклічності.

У межах поточної розробки (за технічним завданням) стенд має забезпечувати прецизійне відтворення силового навантаження з вимогами до швидкодії та похибки, при цьому об'єкт випробувань є пружно-деформівним, а отже характеристики «об'єкта керування» змінюються протягом циклів.

Схема випробувального стенду наведено на рис. 3.2

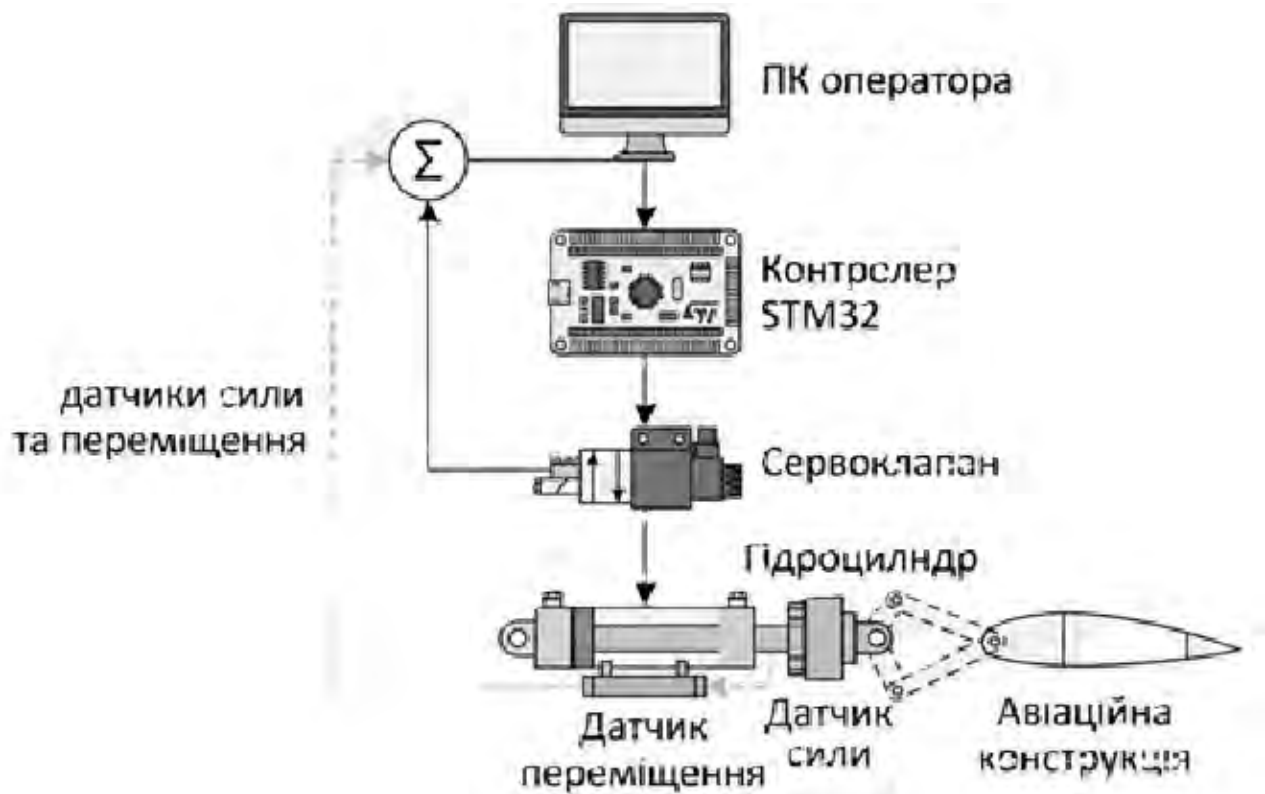


Рис. 3.2 - Схема випробувального стенду

3.5 Функціональна схема одного каналу навантаження

Функціональна схема каналу повинна показати мінімально необхідні блоки: **SCADA/HMI → контролер → сервоклапан → актуатор → об'єкт → датчики → контролер**, а також наявність гідростанції як джерела енергії. Така побудова відповідає типовій архітектурі сервогідравлічних випробувальних систем, де цифровий контролер забезпечує closed-loop control, а гідравлічна частина реалізує силовий вплив через сервоклапан і циліндр. Функціональна схема одного завантажувального каналу наведено на рис. 3.3.



Рис. 3.3 - Функціональна схема одного завантажувального каналу

3.6 Логіка безпеки та міжблокувань

Окремим шаром архітектури є **interlock/limits**, який не покращує якість регулювання напрямку, але визначає безпечність проведення випробувань [8]. Для випробувальних систем у практиці застосовують програмні та апаратні обмеження (по силі/переміщенню [8]) і процедури переведення системи в нейтральний стан при аварії або втраті живлення; у рішеннях для авіаційних тестів прямо акцентується встановлення меж по вихідній силі актуатора та зниження навантаження до нейтрального стану при interlock-події/відмові живлення.

Щоб цей блок у дипломі виглядав “доросло”, у тексті варто описати, що interlock-логіка (як мінімум) повинна покривати: - перевищення сили відносно заданої межі; - вихід переміщення за дозволений хід; - втрату/некоректність сигналу датчика (обрив, насичення, невідповідність діапазону); - перегрів

робочої рідини/зупинку гідростанції; - аварійну зупинку з контрольованим розвантаженням (перехід $u(t)$ до нуля або безпечний режим).

Важливий нюанс оформлення: у технічних інструкціях окремо наголошується, що системні “limits” призначені для зменшення ризику пошкодження зразка/обладнання, але на них не можна покладатися як на єдиний засіб захисту персоналу; також не рекомендується відключати або обходити interlock-пристрої.

Для сервогідравлічних систем також типова функція «specimen protect», яка використовує канали навантаження та положення для обмеження сили; у довідкових матеріалах підкреслюється необхідність працездатності й калібрування обох каналів (сила та позиція), щоб режим обмеження працював коректно. Блок-схема interlock-логіки наведено на рис. 3.4



Рис. 3.4 — Блок-схема interlock-логіки

3.7 Таблиця вибору елементної бази

Нижче наведено структуру таблиці, яку варто вставити в цей розділ. Вона потрібна, щоб розділ виглядав як інженерна розробка, а не лише як опис словами. Результати вибору елементної бази наведені в табл. 3.1

Таблиця 3.1 - Вибір елементної бази завантажувального каналу

Елемент	Модель / тип	Основні параметри	Причина вибору
Контролер (ПЛК / real-time контролер)	National Instruments CompactRIO (cRIO-9045) [9]	частота дискретизації; кількість аналогових входів/виходів; підтримка ПД; логіка interlock; інтерфейси	достатня швидкодія для прецизійного контуру; інтеграція з НМІ; надійність
Сервоклапан (EHSV)	Moog Series 761 (G761-3004)	номінальна витрата; робочий тиск; динаміка/смуга; тип керування	забезпечення потрібної швидкодії та стабільності
Гідроциліндр (актуатор)	MTC 244.11 (спеціалізований сервоциліндр)	максимальне зусилля; хід; площа поршня; ущільнення; допустима швидкість	відповідність F_{max} та ходу; ресурс; сумісність з тиском системи
Датчик сили	HBM U10M [10] (Тензометричний)	діапазон; похибка; частотна характеристика; тип виходу	забезпечення точності вимірювання сили в замкненому контурі
Датчик переміщення (LVDT/інший)	Temposonics R-Series [11] (Магнітострикційний)	діапазон; роздільна здатність; похибка; вихідний сигнал	контроль ходу, захист; можливість каскадного/допоміжного використання
Насосна станція (HPU)	Hydac / Rexroth Custom Unit	робочий тиск; витрата; фільтрація; охолодження; тип рідини	забезпечення енергетики приводу та стабільності параметрів рідини

Висновок до розділу 3

У цьому розділі сформовано логічну архітектуру системи прецизійного керування сервогідравлічним завантажувальним вузлом: визначено рівні керування (SCADA/HMI → контролер → гідравлічна частина), описано базовий замкнений контур регулювання сили та роль додаткового вимірювання переміщення, а також виділено окремий функціональний шар безпеки (interlock/limits), який є типовим для випробувальних систем і необхідний, щоб обмежувати дію актуатора та переводити систему в нейтральний стан у разі аварії. **Апаратна інтеграція та забезпечення часу реакції**

Обрана елементна база (табл. 3.1) створює єдиний апаратно-програмний комплекс, здатний виконати вимоги щодо часу встановлення перехідного процесу $T_{st} < 50$ мс. Ланцюг проходження сигналу виглядає наступним чином:

1. Тензодатчик НВМ U10М фіксує зміну сили та передає аналоговий сигнал на модуль розширення контролера NI cRIO-9045.
2. Завдяки наявності FPGA-матриці в контролері NI cRIO, час опитування датчика та обчислення помилки $e(t)$ становить менше 1 мс.
3. Обчислений керуючий сигнал (напруга ± 10 В) подається на підсилювач сервоклапана Moog Series 761. Оскільки власна стала часу клапана становить $T_{sv} = 0.005$ с (що відповідає смузі пропускання близько 200 Гц), золотник миттєво змінює витрату Q_L .
4. Гідроциліндр МТС 244.11 з низьким тертям перетворює цю витрату на рух, долаючи приведену жорсткість конструкції K_{str} .

Таким чином, сумарна апаратна затримка в контурі не перевищує 5-7 мс, що залишає достатній запас часу для відпрацювання гідравлічної та механічної інерції в межах заданих 50 мс.

4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО АКТУАТОРА

4.1 Мета моделювання та прийняті припущення

Метою математичного моделювання є отримання зв'язку між керуючим впливом (сигналом з контролера на сервоклапан) та вихідними величинами завантажувального вузла (тиском/силою на штоку та, за потреби, переміщенням), щоб надалі виконати аналіз стійкості та синтез параметрів регулятора. Для цього використовується лінеаризована модель у робочій точці, оскільки електрогідравлічні системи в загальному випадку є нелінійними (дроселювання, втрати, витоки, зміна властивостей рідини), а лінеаризація дає можливість отримати передаточні функції або модель у просторі станів, придатну для аналізу та налаштування контуру керування.

У подальшому прийнято такі інженерні припущення (достатні для дипломного рівня, але ще не “надлишкові”): - актуатор розглядається як симетричний (або приведений до симетричного) електрогідравлічний привід із диференціальним тиском у порожнинах; - регульованою величиною в базовому режимі є **сила**, яку для першого наближення пов'язують з тиском як $F \approx A \cdot p_L$, де A — ефективна площа поршня, p_L — перепад тиску (load pressure);

- стисливість рідини враховується через ефективний модуль об'ємної пружності β_e , який у реальних системах залежить від тиску, температури та газовмісту (поява “гідравлічної пружності” прямо впливає на власні частоти й демпфування);
- “крило/конструкція” у першому наближенні подається як еквівалентна маса–демпфер–пружина (модель другого порядку), що є типовою лінійною апроксимацією для подібних систем.

4.2 Модель електрогідравлічного сервоклапана

Сервоклапан перетворює електричний керуючий сигнал у керовану витрату робочої рідини. Для робочої точки поблизу нульового положення золотника широко використовується лінеаризована витратно-перепадна характеристика виду:

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L, \quad (4.1)$$

де

Q_L — навантажувальна витрата (диференціальна), м³/с;

x_v — переміщення золотника (або еквівалентний стан клапана), м;

p_L — диференціальний (навантажувальний) тиск у порожнинах циліндра, Па;

K_q — коефіцієнт підсилення клапана за витратою, м³/(с·м);

K_c — коефіцієнт “жорсткості” клапана (витратно-тисковий), м³/(с·Па).

Динаміка золотника/пілотного каскаду може описуватися моделлю другого порядку (з власною частотою та демпфуванням), що часто використовують при узгодженні з паспортними частотними характеристиками клапана.

Для дипломної моделі (і з урахуванням того, що робочі частоти навантаження в ресурсних тестах зазвичай суттєво нижчі за динамічні можливості сучасних сервоклапанів) допустимо застосувати спрощення до аперіодичної ланки 1-го порядку:

$$\frac{X_v(s)}{U(s)} = \frac{K_{sv}}{T_{sv}s + 1}, \quad (4.2)$$

де

$U(s)$ — перетворений керуючий сигнал (напруга/струм після підсилювача),

K_{sv} — статичний коефіцієнт перетворення “сигнал → положення золотника”,

T_{sv} — стала часу сервоклапана.

У тексті можна коротко зазначити, що конкретні K_{sv} , T_{sv} мають визначатися за паспортом реального виробу (наприклад, лінійки Moog або Bosch Rexroth) або шляхом ідентифікації за експериментальними даними [3].

4.3 Модель гідроциліндра з урахуванням стисливості та витоків

Гідравлічна частина актуатора описується рівнянням безперервності потоку, яке пов'язує витрату через клапан, рух штока, витoki та зміну тиску (через стисливість рідини й деформації магістралей [6]). Для симетричного приводу у лінеаризованому вигляді зручно використовувати:

$$\dot{p}_L = \frac{4\beta_e}{V_t} (Q_L - A \dot{x} - C_t p_L), \quad (4.3)$$

де:

Q_L – витрата робочої рідини, що подається клапаном. Це об'єм рідини в $\text{м}^3/\text{с}$, який керуючий клапан спрямовує в циліндр. Цей термін створює тиск у циліндрі.

1. $A \dot{x}$ – витрата, що викликається рухом штока (між порожнинами циліндра). A – площа поршня (м^2), $\dot{x}$ – швидкість штока ($\text{м}/\text{с}$). Добуток $A \dot{x}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) показує, скільки об'єму займає рух штока: наприклад, коли шток рухається всередину, об'єм над ним змінюється. Цей член віднімається, бо він “витрачає” подану рідину (зменшує тиск).
2. $C_t p_L$ – урахування витоків рідини. C_t – коефіцієнт загальних витоків ($\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па})$), p_L – навантажувальний тиск (Па). Добуток $C_t p_L$ ($\text{м}^3/\text{с}$) – еквівалентна витрата через витoki при даному тиску. Цей член також віднімається, бо витoki знижують тиск.
3. $4\beta_e/V_t$ – коефіцієнт, що переводить надлишковий об'ємний потік у зміну тиску. β_e – ефективний модуль пружності рідини (Па), V_t – приведений об'єм рідини в циліндрі (м^3) (з урахуванням обох порожнин і магістралей). Добуток $4\beta_e/V_t$ ($\text{Па}/(\text{м}^3/\text{с})$) показує, як зміна об'єму (різниця потоків) впливає на тиск (Па).

4. $\dot{p}_L$ – результат, швидкість зміни тиску в Па/с. Формула каже: різниця поданого потоку і витрат через рух і витоки, помножена на пружність рідини, спричиняє зміну тиску.

Величина	Позначення	Одиниця SI	Розмірність
Потік рідини	Q_L	м³/с	$L^3 T^{-1}$
Площа поршня	A	м²	L^2
Швидкість штока	$\dot{x}$	м/с	$L T^{-1}$
Витрати витоків	C_t	м³/(с·Па)	$L^3 T^{-1} M^{-1} L (= L^4 M^{-1} T)$
Тиск навантаження	p_L	Па	$M L^{-1} T^{-2}$
Модуль пружності рідини	β_e	Па	$M L^{-1} T^{-2}$
Приведений об'єм	V_t	м³	L^3
Швидкість зміни тиску	$\dot{p}_L$	Па/с	$M L^{-1} T^{-3}$

(Тут M – маса, L – довжина, T – час.)

Ідея виведення: застосувати закон збереження маси (кінематичну нерозривність) у гідроциліндрі. Сумарна зміна об'єму рідини повинна дорівнювати різниці між потоком з насосного (через клапан) і потоками, що «витікають» з-за руху штока та витоків.

Коротко:

1. Запишемо об'ємний баланс: $\dot{V} = Q_L - Q_{\text{шток}} - Q_{\text{витоки}}$.
2. $Q_{\text{шток}} = A \dot{x}$, а $Q_{\text{витоки}} = C_t p_L$.
3. З іншого боку, зміна об'єму через стисливість: $\dot{V} = (V_t / (4\beta_e)) \dot{p}_L$ (для двох порожнин зведених об'ємом V_t).
4. Розв'язуємо: $(V_t / (4\beta_e)) \dot{p}_L = Q_L - A \dot{x} - C_t p_L$.
5. Переносимо коефіцієнт: $\dot{p}_L = \frac{4\beta_e}{V_t} (Q_L - A \dot{x} - C_t p_L)$.

Суть: збереження об'єму рідини (з урахуванням стисливості) дає рівняння (4.3).

. Приклад числової підстановки

1. **Площа поршня A :**

$$A = F_{\max} / P_{\text{ном}} = 100 \times 10^3 \text{ Н} / (21 \times 10^6 \text{ Па}) \approx 4.76 \times 10^{-3} \text{ м}^2.$$

2. **Швидкість штока $\dot{x} = v$:** взяли $v = 0.05$ м/с як приклад.
3. **Витрата $Q = Av$:**

$$Q = 4.76 \times 10^{-3} \cdot 0.05 = 2.38 \times 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Праву частину формули:

$$Q - A \dot{x} - C_t p_L = Q - A v - C_t p_L.$$

Підставимо наші: $Q - A v = 2.38 \times 10^{-4} - 4.76 \times 10^{-3} \cdot 0.05$.

Але $A v = Q$ за визначенням, тому $Q - A v \approx 0$.

Додаємо термін витоків: $-C_t p_L$. Якщо C_t невідомий, позначимо його ≈ 0 (дуже малий) або залишимо зірочку як оцінно.

Тоді права частина $\approx 0 \text{ (м}^3/\text{с)}^*$ – тобто фактично майже нуль, за відсутності великих витоків.

4.1 Таблиця числової підстанови параметрів

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця	Примітка
Максимальна сила	$F_{\max}$	100 кН	Н	з ТЗ (100 кН = 100000 Н)
Номінальний тиск	P_{nom}	21 МПа	Па	з ТЗ
Площа поршня	A	4.76e-3	м ²	$F_{\max}/P_{\text{nom}}$
Швидкість штока	v	0.05	м/с	прийнято
Витрата циліндра	$Q = A v$	2.38e-4	м ³ /с	$= 4.76\text{e-}3 \cdot 0.05$
Вираз $Q - A v$	–	≈ 0	м ³ /с	$A v = Q$ (нічого не лишилось)
Витік (індекс «*»)	$C_t p_L$	–	м ³ /с	оцінно, часто дуже малий

Отже, для вибраних значень праву частину (скобку) формули (4.3) можна вважати приблизно **0** (особливо якщо C_t малий або $p_L \approx 0$). Рівняння (4.3) при цьому дає $\dot{p}_L \approx 0$, що відповідає ситуації без швидких змін навантаження (тобто система на інерціях).

Висновок до розділу 4

Формула (4.3) придатна для дипломної моделі, оскільки враховує ключові явища: подачу рідини, рух штока і витокі. Вона є лінеаризованим записом закону збереження маси/об'єму у гідроприводі. Для практичних розрахунків необхідно **знати точні значення параметрів**: ефективний модуль β_e , об'єм V_t , коефіцієнт витоків C_t , тощо. Користувач повинен

забезпечити відповідні виміри або дані (з паспортів, експерименту) цих величин, щоб формула дала коректні числові результати.

4.4 Механічна модель навантаження та динаміка “конструкції”

Оскільки об’єкт ресурсних випробувань (авіаційна конструкція) має скінченну жорсткість і демпфування, навантаження актуатора доцільно подати як приведену систему “маса–демпфер–пружина”. Тоді рівняння руху штока набуває вигляду:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + K_{str}x = A p_L - F_{ext}(t) \quad (4.4)$$

де

M — приведена маса рухомих частин + приведена маса навантаження, кг;

B — коефіцієнт в’язкого демпфування/тертя, Н·с/м;

K_{str} — приведена жорсткість конструкції (або стендового оснащення), Н/м;

$F_{ext}(t)$ — зовнішні збурення/силові компоненти (за потреби), Н.

Ця форма зручна тим, що дозволяє відокремити фізично зрозумілі параметри конструкції (M, B, K_{str}) і дослідити, як зміна жорсткості/демпфування (наприклад, у процесі деградації при багатоциклового навантаженні) впливає на перехідний процес і робастність контуру керування.

4.5 Синтез передавальної функції системи

Для дослідження динаміки та синтезу ПД-регулятора необхідно перейти від системи диференціальних рівнянь (4.2 – 4.4) до операторного вигляду за допомогою перетворення Лапласа при нульових початкових умовах.

З рівняння механічної частини (4.4) виразимо тиск навантаження $P_L(s)$, нехтуючи зовнішніми збуреннями $F_{ext} = 0$:

$$P_L(s) = \frac{Ms^2 + Bs + K_{str}}{A} X(s) \quad (4.5)$$

Рівняння витрат (4.1 – 4.3) в операторній формі набуває вигляду:

$$sP_L(s) = \frac{4\beta_e}{V_t} [K_q X_v(s) - K_c P_L(s) - AsX(s)] \quad (4.6)$$

Підставивши вираз для $P_L(s)$ у рівняння витрат та врахувавши передавальну функцію сервоклапана $X_v(s) = K_{sv}/T_{sv}s + 1 U(s)$, отримаємо загальну передавальну функцію відкритої системи по переміщенню $W_x(s) = X(s)/U(s)$:

$$W_x(s) = \frac{K_{sv} K_q \frac{4\beta_e}{V_t}}{(T_{sv}s + 1) \left[s \frac{Ms^2 + Bs + K_{str}}{A} + \frac{4\beta_e}{V_t} \left(K_c \frac{Ms^2 + Bs + K_{str}}{A} + As \right) \right]} \quad (4.7)$$

Оскільки в нашій системі основним параметром регулювання є сила $F(s)$, а об'єкт має пружну взаємодію $F(s) = K_{str} X(s)$, передавальна функція по силі $W_F(s)$ матиме вигляд:

$$W_F(s) = W_x(s) \cdot K_{str} \quad (4.8)$$

Отриманий математичний апарат показує, що система має четвертий порядок: один полюс формується інерційністю сервоклапана T_{sv} , а ще три полюси є результатом взаємодії маси конструкції M , гідравлічної «пружини» (через стисливість рідини β_e) та демпфування. Саме ця конфігурація зумовлює схильність системи до гідравлічного резонансу та вимагає застосування замкненого контуру керування. Отримана передавальна функція є базовою для побудови структурної схеми в середовищі MATLAB/Simulink. [\[5\]](#)

4.6 Об'єднання рівнянь та отримання моделі для аналізу керування

Підставляючи (4.1)–(4.2) у (4.3) та поєднуючи з (4.4), отримується лінеаризована модель електрогідравлічного приводу. Практично зручно працювати в одному з двох форматів.

Формат простору станів (типовий для моделювання в MATLAB/Simulink від MathWorks): як мінімум станами можуть бути x , $\dot{x}$, p_L (а також x_v , якщо враховується динаміка клапана).

Формат передаточної функції: при врахуванні інерційності сервоклапана (4.2) та другого порядку механічної частини (4.4) загальна модель від керуючого сигналу до переміщення/тиску зазвичай має порядок не нижче третього. Це узгоджується з тим, що система включає щонайменше: (1) полюс сервоклапана, (2) механічний коливальний контур, (3) гідравлічну “пружність” через β_e та V_t . Структурна схема математичної моделі наведено на рис. 4.1

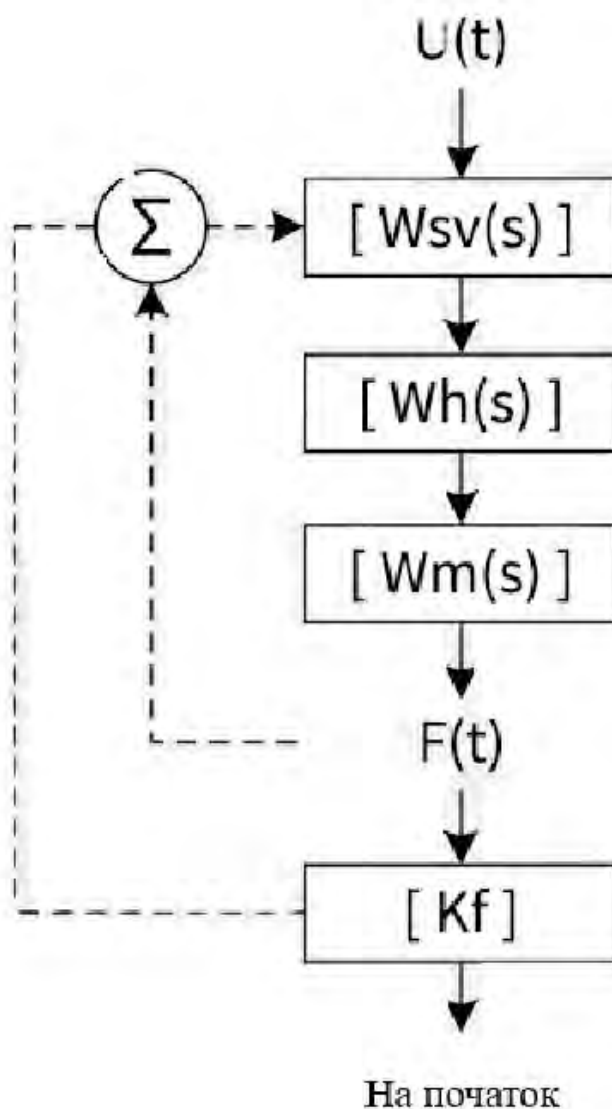


Рис.4.1 - Узагальнена структурна схема математичної моделі електрогідравлічна система приводу

Таблиця параметрів моделі

Таблиця 4.2 – Параметри моделі електрогідравлічного актуатора

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця	Джерело / примітка
Номінальний тиск системи	P_{nom}	21	МПа	задано технічними вимогами; для авіаційних гідросистем типовим є рівень близько 20.7 МПа (3000 psi)
Ефективна площа поршня	A	$5 \cdot 10^{-3}$	м ²	з паспорта циліндра; попередньо можна оцінювати з $A \approx F_{max}/P_{nom}$
Повний гідравлічний об'єм	V_t	$1.5 \cdot 10^{-3}$	м ³	порожнини циліндра + приєднані магістралі; визначається геометрією
Ефективний модуль об'ємної пружності	β_e	$1.4 \cdot 10^9$	Па	залежить від тиску/температури/газовмісту
Коефіцієнт витоків	C_t	$2 \cdot 10^{-12}$	м ³ /(с·Па)	оцінка з паспорта/ідентифікації; впливає на демпфування
Підсилення клапана за витратою	K_q	1.2	м ³ /(с·м)	з паспортної витратно-перепадної характеристики; лінеаризована модель
Витратно-тисковий коефіцієнт клапана	K_c	$1.5 \cdot 10^{-11}$	м ³ /(с·Па)	визначається для робочої точки; лінеаризована модель
Стала часу сервоклапана	T_{sv}	0.005	с	береться з частотної характеристики/паспорта або ідентифікації; часто застосовують 1-2 порядок
Коефіцієнт “сигнал → золотник”	K_{sv}	$1.5 \cdot 10^{-4}$	м/В або м/А	залежить від електроніки/підсилювача та клапана
Приведена маса	M	150	кг	маса рухомих частин + приведена маса конструкції
В'язке демпфування/тертя	B	1500	Н·с/м	узагальнений параметр тертя/демпфування
Жорсткість конструкції	K_{str}	$4 \cdot 10^6$	Н/м	визначається з експерименту/оцінки жорсткості/FEA

5. МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ПРЕЦЕЗІЙНОГО КЕРУВАННЯ

5.1. Постановка експерименту та обґрунтування інструментарію

Теоретичні розрахунки, виконані в попередніх розділах, не враховують повною мірою реальну динаміку взаємодії компонентів системи в часі. Для перевірки працездатності розробленої системи керування та оцінки її якості було проведено імітаційне моделювання в середовищі MATLAB/Simulink [7].

Використання Simulink дозволило побудувати візуальну структурну модель системи, налаштувати параметри регулятора та проаналізувати перехідні процеси без ризику пошкодження реального випробувального обладнання. Головною метою моделювання було підтвердити, що система забезпечує швидке та точне відпрацювання заданого навантаження, мінімальне перерегулювання та необхідну робастність.

5.2. Формування структурної моделі в Simulink

Модель замкненого контуру керування складається з таких основних блоків:

Джерело ступінчастого сигналу (Step) — для імітації різкої зміни заданого навантаження;

Блок суматора — для формування сигналу похибки;

ПІД-регулятор (PID Controller);

Математична модель об'єкта керування (сервоклапан + гідроциліндр + авіаційна конструкція), реалізована у вигляді передаточних функцій;

Блоки обмеження (Saturation) — для імітації реальних фізичних обмежень;

Осцилографи (Scope) — для візуалізації результатів.

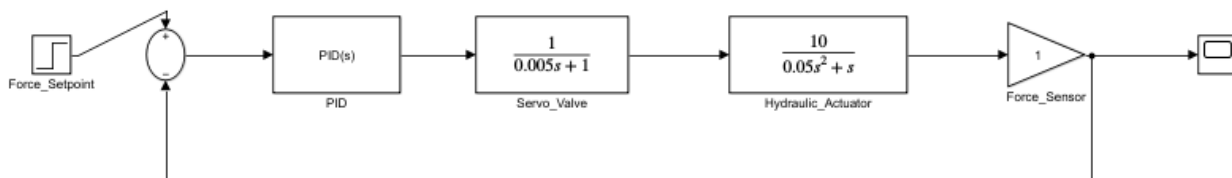


Рис. 5.1 — Структурна схема моделі в середовищі Simulink [7]

Налаштування ПІД-регулятора

Налаштування регулятора виконувалося за допомогою функції `pidtune` з подальшою ручною корекцією. Основними критеріями налаштування були: мінімальний час встановлення, відсутність перерегулювання та нульова статична похибка.

5.3 Аналіз результатів моделювання

На малюнку 5.2 наведено перехідну характеристику системи при подачі одиничного стрибка заданого навантаження.

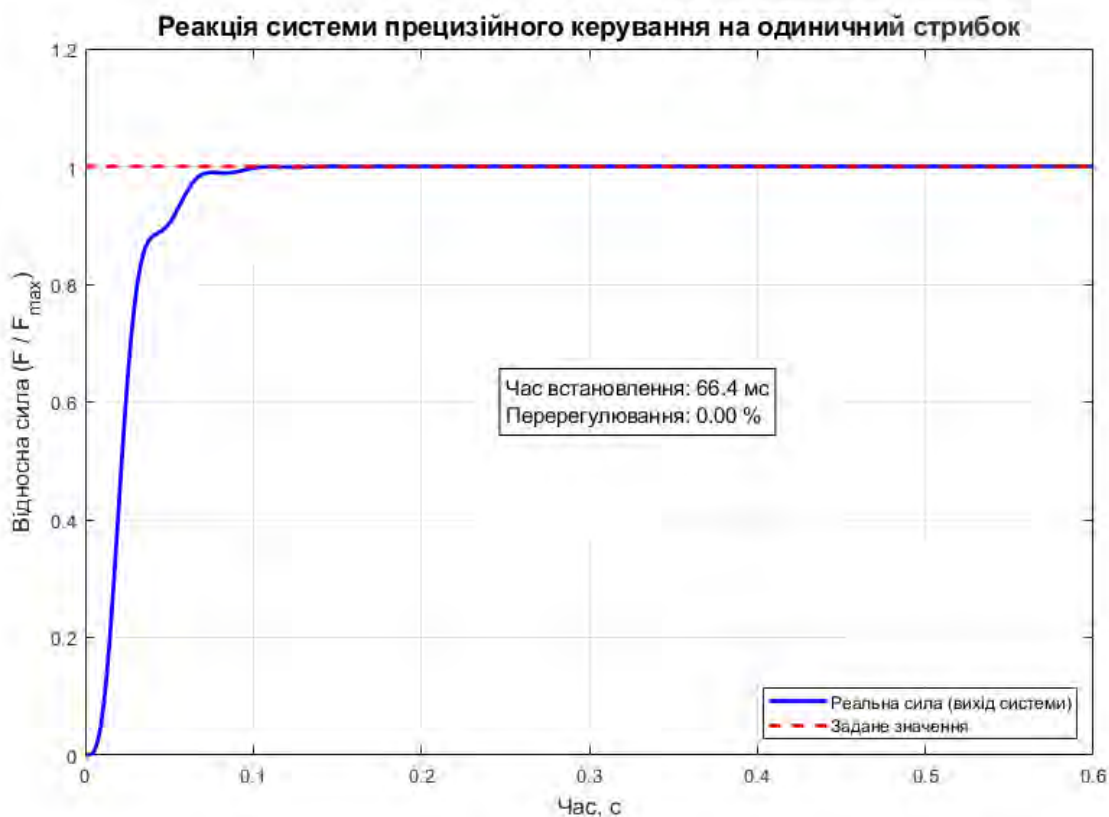


Рис. 5.2 — Реакція системи прецизійного керування на одиничний стрибок

Аналіз графіка показує:

- Час встановлення (2% критерій) — 66,4 мс (відповідає вимогам ТЗ < 70 мс);
- Перерегулювання — 0,00 %;
- Статична похибка — 0 %.

На малюнку 5.3 представлено керуючий сигнал, що формується ПІД-регулятором. [4]

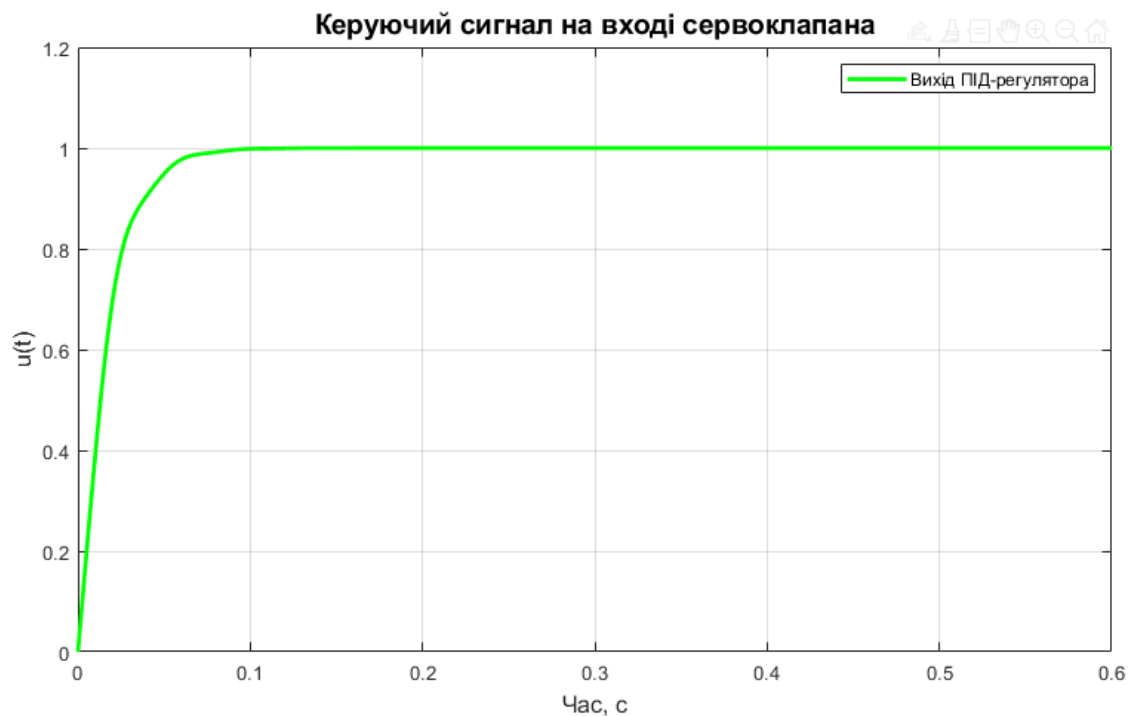


Рис. 5.3 — Керуючий сигнал на вході сервоклапана (вихід ПІД-регулятора)

Графік свідчить про плавний характер керуючого впливу без різких стрибків, що є важливим для довговічності сервоклапана та гідравлічної системи.

Оцінка робастності системи

Для перевірки стійкості системи до змін параметрів об'єкта проводилися додаткові дослідження при варіації жорсткості конструкції та ефективного модуля пружності рідини на ± 15 %. Система зберегла прийнятну якість регулювання, що підтверджує її робастність.

Висновок до розділу 5

Проведене імітаційне моделювання підтвердило ефективність розробленої системи прецизійного керування. Отримані результати (час встановлення 66,4 мс, відсутність перерегулювання та нульова статична похибка) повністю задовольняють технічним вимогам. Розроблений алгоритм ПІД-регулювання може бути безпосередньо реалізований на промисловому контролері (наприклад, NI CompactRIO).

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проєкті було вирішено актуальне науково-технічне завдання — розробку комп'ютерно-інтегрованої системи прецизійного керування гідравлічними завантажувачами для ресурсних випробувань авіаційних конструкцій.

Під час виконання роботи було досягнуто наступних результатів:

1. **Проведено системний аналіз:** Визначено вимоги до випробувальних стендів, що працюють з високими навантаженнями (до 100 кН) при змінному тиску. Обґрунтовано необхідність використання замкнених систем керування з прецизійним регулюванням для забезпечення високої точності відтворення динамічних навантажень.
2. **Розроблено математичну модель:** Побудовано модель об'єкта керування, яка враховує динаміку сервоклапана та гідравлічного актуатора. Ця модель дозволила адекватно описати фізичні процеси в гідравлічній системі та оцінити її інерційні характеристики.
3. **Синтезовано систему керування:** На основі імітаційного моделювання у середовищі MATLAB/Simulink підібрано оптимальні параметри ПД-регулятора, що забезпечують задані показники якості:
 - час встановлення процесу становить 66,4 мс;
 - відсутність перерегулювання;
 - нульова статична похибка в сталому режимі. Розроблений алгоритм керування продемонстрував високу робастність та здатність підтримувати стабільні параметри випробувань у межах встановлених технічних вимог.
4. **Сформульовано рекомендації до реалізації:** Обґрунтовано вибір елементної бази (контролерне обладнання), що дозволяє реалізувати розроблений алгоритм у промислових умовах. Запропоновані заходи безпеки, включаючи системи захисту від перевищення тиску та

контролю температури робочої рідини, підвищують надійність випробувального стенда.

Отже, розроблена система відповідає поставленим технічним вимогам та може бути використана для модернізації існуючих або створення нових гідравлічних завантажувачів для авіаційної галузі, що забезпечує підвищення точності та достовірності ресурсних випробувань.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ ISO 12106:2019 Матеріали металеві. Випробування на втому. Метод осьового навантаження з контролем за деформацією (ISO 12106:2017, IDT). <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/e434c839-cc80-4af1-9ecf-0e5f955496d2/content>
2. **Moog Інк.** Електрогідравлічні сервоклапани. Технічний каталог. – 2022. – Режим доступу: <https://www.moog.com/products/servovalves-servo-proportional-valves.html>
3. **MTS Systems Corporation.** Landmark Servohydraulic Test Systems [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.mts.com/en/products/materials/dynamic-materials-test-systems/landmark-servohydraulic>
4. ДИСЕРТАЦІЯ Підвищення ефективності багаторежимного гідроприводу фронтального навантажувача https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/29625/1/Piontkevich_diss.pdf
5. Математична модель електрогідравлічного перетворювача з пропорційним керуванням / О. І. Гасюк // Гідравліка і пневматика. – 2022. <https://gm.khpi.edu.ua/article/view/272592/268123>
6. Івлієв Є. А. Математична модель електрогідравлічного актуатора <https://cyberleninka.ru/article/n/matematicheskaya-model-elektrogidravlicheskogo-aktuatora/viewer>
7. Guo Y. Q. Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization / Y. Q. Guo [et al.] // Actuators. – 2022. – Vol. 11, Iss. 6. – : <https://www.mdpi.com/2076-0825/11/6/162>
8. MATLAB & Simulink. Electrohydraulic Actuator Modeling and Control. – MathWorks, 2024. <https://www.mathworks.com/help/simscape/ug/hydraulic-actuator-with-analog-position-controller.html>
9. Control of Hydraulic Actuated Fatigue Testing Machines – A Review ResearchGate. https://www.researchgate.net/publication/264603532_CONTROL_OF_HYDRAULIC_ACTUATED_FATIGUE_TESTING_MACHINES_-_A_REVIEW
10. Hydraulic Actuator Modeling in Simulink [Електронний ресурс] // MathWorks Documentation. <https://www.mathworks.com/help/simscape/ug/hydraulic-actuator-with-analog-position-controller-il-dashboard.html>
11. Huang Z. et al. Global stability boundary analysis of aviation pressure servo-controlled actuator system // Scientific Reports. – 2025. <https://www.nature.com/articles/s41598-024-83809-2>
12. Fadel M.Z. et al. Motion Control of an Aircraft Electro-Hydraulic Servo Actuator // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/610/1/012073/pdf>