НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) **Конструювання та дизайну**

ПОГОДЖЕНО	**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**
Декан факультету (Директор ННІ)	**Завідувач кафедри**
Конструювання та дизайну	**Конструювання машин і обладнання**
(назва факультету(ННІ))	(назва кафедри)
Іван РОГОВСЬКИЙ	В’ячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (ПІБ)	(підпис) (ПІБ)
“___”_____20___р.	“___”_____20___р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення системи керування роботом з гідравлічним приводом

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)

Освітня програма Робототехнічні системи і комплекси сільськогосподарського виробництва
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми
д.т.н., професор **Юрій РОМАСЕВИЧ**
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи
Ph.D **Олександр СПОДОБА**
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав **Катерина САВЧУК**
(підпис) (ПІБ здобувача)

КИЇВ 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) **Конструювання та дизайну**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **Конструювання машин і обладнання**

д.т.н., професор _____ В'ячеслав ЛОВЕЙКІН

(науковий ступінь вчене звання) (підпис) (ПІБ)

"___" _____20___р.

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ ЗДОБУВАЧУ

Савчук Катерині Петрівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма Робототехнічні системи і комплекси сільськогосподарського виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення системи керування роботом з гідравлічним приводом

Затверджена наказом від "16" грудня 2024р. № 2269»С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру_____

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи_____

_____

_____

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. _____
2. _____
3. _____

Перелік графічного матеріалу (за потреби)_____

_____

Дата видачі завдання "___"_____20___р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ **Олександр СПОДОБА**

(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ **Катерина САВЧУК**

(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота включає пояснювальну записку, що складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури. Пояснювальна записка магістерської кваліфікаційної роботи містить 57 аркушів друкованого тексту.

У першому розділі магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто особливості використання гідравлічного приводу в робототехніці.

У другому розділі магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто особливості створення математичної моделі режимів руху виконавчої ланки з гідравлічним приводом та проведено теоретичні дослідження режиму руху за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику.

У третьому розділі наведено основні положення щодо вимог безпеки перед, під час та після виконання робіт із роботами.

У четвертому розділі наведено результати економічної ефективності використання s-подібної залежності зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику.

Ключові слова: математичне моделювання, робот, гідравлічний привід, режими руху, золотниковий розподільник, режим пуску.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ…… 2
ВСТУП…….. 3
РОЗДІЛ 1. Актуальність теми…… 6
1.1. Сфера використання гідравлічного приводу в робототехніці 6
1.2. Переваги та недоліки використання гідравлічного приводу в робототехніці. 6
1.3. Області застосування роботів із гідравлічним приводом 7
РОЗДІЛ 2. Технічна частина 17
2.1. Розробка математичної моделі режимів руху штоку гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику 17
2.2. Результати теоретичних досліджень 25
РОЗДІЛ 3. Охорона праці 38
3.1. Загальні положення при роботі із промисловими роботами 38
3.2. Вимоги безпеки перед початком роботи 39
3.3. Вимоги безпеки під час роботи 40
3.4. Вимоги безпеки після закінчення роботи 41
3.5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях 42
РОЗДІЛ 4. Економічна ефективність 43
4.1. Удосконалення системи керування приводними ланками робота із гідравлічним приводом 43
4.2. Підвищення ефективності робота з гідравлічним приводом за рахунок скорочення часу робочого циклу 44
ВИСНОВКИ 47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 49

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГЦ – гідравлічний циліндр

НГ – насос гідравлічний

ЗР – золотниковий розподільник

ГУ – гумове ущільнення

НГД – неповноповоротний гідравлічний двигун

ЗІЗ – Засоби індивідуального захисту

КВП – контрольно вимірювальна апаратура

ПТЕ – правила технічної експлуатації;

ПБЕ – правила безпечної експлуатації;

ВСТУП

Актуальність теми. Роботизовані системи з гідравлічним приводом займають критично важливе місце в сучасній промисловості, будівництві, гірничій справі та спеціалізованій техніці. Це обумовлено їхньою здатністю розвивати високу потужність та забезпечувати значні зусилля і вантажопідйомність у порівнянні з електричними чи пневматичними аналогами.

Гідравлічні приводи незамінні в умовах, що вимагають надзвичайної міцності та стійкості до впливів навколишнього середовища, наприклад, для важких маніпуляторів, екскаваторів-роботів чи підводних апаратів.

Однак, незважаючи на їхні переваги, системи керування гідравлічними роботами мають суттєві виклики. Головними з них є нелінійність характеристик гідравлічних елементів, висока чутливість до зміни температури навколишньоо середовища та тиску робочої рідини, наявність мертвих зон, а також необхідність забезпечення високої точності позиціонування та швидкості відпрацювання траєкторії. Існуючі системи керування часто не можуть повною мірою компенсувати ці недоліки, що обмежує продуктивність, енергоефективність та точність виконання робіт.

Метою магістерської роботи є розробка та обґрунтування методів удосконалення системи керування роботом з гідравлічним приводом, спрямованих на підвищення точності позиціонування, швидкодії та покращення якості перехідних процесів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- Провести аналіз існуючих структур та алгоритмів керування гідравлічними робототехнічними комплексами, виявити їхні переваги та недоліки.
- Розробити математичну модель гідравлічного приводу робота, що адекватно описує його нелінійні та динамічні характеристики.
- Синтезувати вдосконалений алгоритм керування для підвищення стійкості та точності роботи системи.

- Провести комп'ютерне моделювання розробленої системи керування та порівняти її характеристики з традиційними методами.
- Розробити рекомендації щодо практичної реалізації удосконаленої системи керування.

Об’єктом магістерської кваліфікаційної роботи є процес керування робототехнічною системою, оснащеною гідравлічним приводом.

Предметом магістерської кваліфікаційної роботи є теоретичні основи та практичні методи побудови алгоритмів керування для забезпечення високих показників точності та динаміки гідравлічного робота.

Методи дослідження: теоретичні дослідження базуються на проведенні математичного моделювання з використанням методів аналітичної механіки, теорії механізмів і машин, диференціального та інтегрального числення..

Теоретична цінність встановлено закономірності зміни об’ємної подачі робочої рідини до приводних механізмів гідравлічного приводу, за якої мінімізуються динамічні навантаження, що виникають в процесі переміщення вихідної ланки гідравлічного приводного двигуна разом з вантажем. Обґрунтовано конструктивні параметри та удосконалено систему керування привідними механізмами робота-маніпулятора з гідравлічним приводом, які забезпечують мінімізацію виникнення динамічних навантажень в період перехідних режимів руху.

Практична цінність Створена математична модель може бути використана для проектування та налагодження систем керування гідравлічними роботами. Розроблений алгоритм керування може бути впроваджений у промислові контролери для підвищення точності та продуктивності реальних гідравлічних роботів, що призведе до зниження браку та часу виконання операцій.

Апробація результатів магістерської роботи. Брав участь у Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт з галузей знань та спеціальностей у 2024-2025 роках зі спеціальності «Галузеве машинобудування».

Структура та обсяг роботи. Магістерська кваліфікаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків та списку використаної літератури. Загальний обсяг магістерської кваліфікаційна роботи становить 57 с., із них 53 с., основного тексту, у тому числі 27 ілюстрацій і 1 таблиця. Список використаних джерел містить 54 найменування

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ

1.1. Сфера використання гідравлічного приводу в робототехніці

Гідравлічний привід широко використовується в робототехніці, особливо там, де потрібні велика сила, міцність та висока щільність потужності. Він перетворює енергію рідини під тиском на механічний рух, що робить його ідеальним рішенням для виконання важких завдань [1].

Хоча електричні приводи домінують у маніпуляторах середньої вантажопідйомності та сервісних роботах, але гідравлічній привід є ключовим для важких, динамічних завдань.

Гідравлічний привід використовує закон Паскаля, передаючи силу через нестисливу робочу рідину.

Гідравлічний привід складається із наступних ключових механізмів:

Насос. Він перетворює механічну енергію двигуна на енергію тиску робочої рідини.

Виконавчі елементи такі як гідравлічні циліндри або гідравлічні двигуни в свою чергу перетворюють енергію тиску рідини на лінійний або обертальний механічний рух.

Розподільники або сервоклапани. Вони керують напрямком потоку робочої рідини, забезпечуючи точне позиціонування та швидкість руху елементів робота. Сучасні високошвидкісні сервоклапани є ключем до точності гідравлічних роботів. Саме від них залежить точність, плавність та швидкодія рухів.

1.2. Переваги та недоліки використання гідравлічного приводу в робототехніці.

До переваг використання гідравлічного приводу в робототехніці можна віднести надзвичайно велику вантажопідйомність та крутний момент при

мінімальній масі приводних механізмів. Але це може бути критичним для важких промислових маніпуляторів.

Завдяки нестисливості рідини, гідравлічні приводи забезпечують високу жорсткість і можуть витримувати значні зовнішні навантаження без власного пошкодження. Наприклад такі роботи використовуються у будівельній або рятувальній техніці.

За рахунок контролю тиску робочої рідини можна легко контролювати зусилля на приводних механізмах, що відповідно дозволяє роботам точно регулювати прикладену силу.

Забезпечує високу плавність і синхронність роботи всіх рухомих частин, що є перевагою для великогабаритних систем.

Серед перерахованих переваг звичайно є й недоліки використання гідравлічного приводу.

Перший недолік – це складність гідравлічної системи та обслуговування її. Для виконання своїх функцій гідравлічна система потребує насосної станції, системи фільтрації, що відповідно підвищує вартість та необхідність регулярного сервісу.

Другий недолік – це ризик витоку робочої рідини, що може негативно вплинути на навколишнє середовище.

Третій недолік – це чутливість до температури навколишнього середовища. Так як зміна температури робочої рідини впливає на її в’язкість та відповідно на точність та стабільність вихідної ланки приводу в цілому.

Четвертий недолік – це нижча точність системи в цілому. В порівнянні із електричними системами гідравлічні системи можуть бути менш точними через динамічні ефекти самої робочої рідини.

1.3. Області застосування роботів із гідравлічним приводом

Важка промислова робототехніка (рис.1.1). Це класична ніша гідравліки, де електричні приводи не можуть конкурувати за вантажопідйомністю. [1]

Рис. 1.1. Застосування роботів із гідравлічним приводом у важкій промисловості.

Основними задачами у сфері важкого машинобудування є переміщення та позиціонування великих автомобільних кузовів, обслуговування ливарного обладнання, робота з важкими металевими заготовками.

При цьому роботи повинні мати вантажопідйомність від кількох сотень кілограмів до кількох тонн.

Динамічні Роботи (Boston Dynamics Atlas) [1] (рис. 1.2) це людино-подібні роботи. Для досягнення поставлених цілей інженери в даному роботі використали гідравлічний привід який дав змогу створити роботи, здатні до людино-подібної динаміки, яку неможливо досягти електричними двигунами [1].

Використання гідравлічного приводу в даних роботах дало змогу забезпечити дуже швидку реакцію на зміну навантаження та необхідну потужність для різких стрибків і сальто [1].

Гідравлічні приводи дозволяють точно контролювати "жорсткість" суглобів робота, що необхідно для стабілізації під час бігу, ходьби по нерівній поверхні та відповідно виконання демпфуючих функцій при гасінні ударів [1].

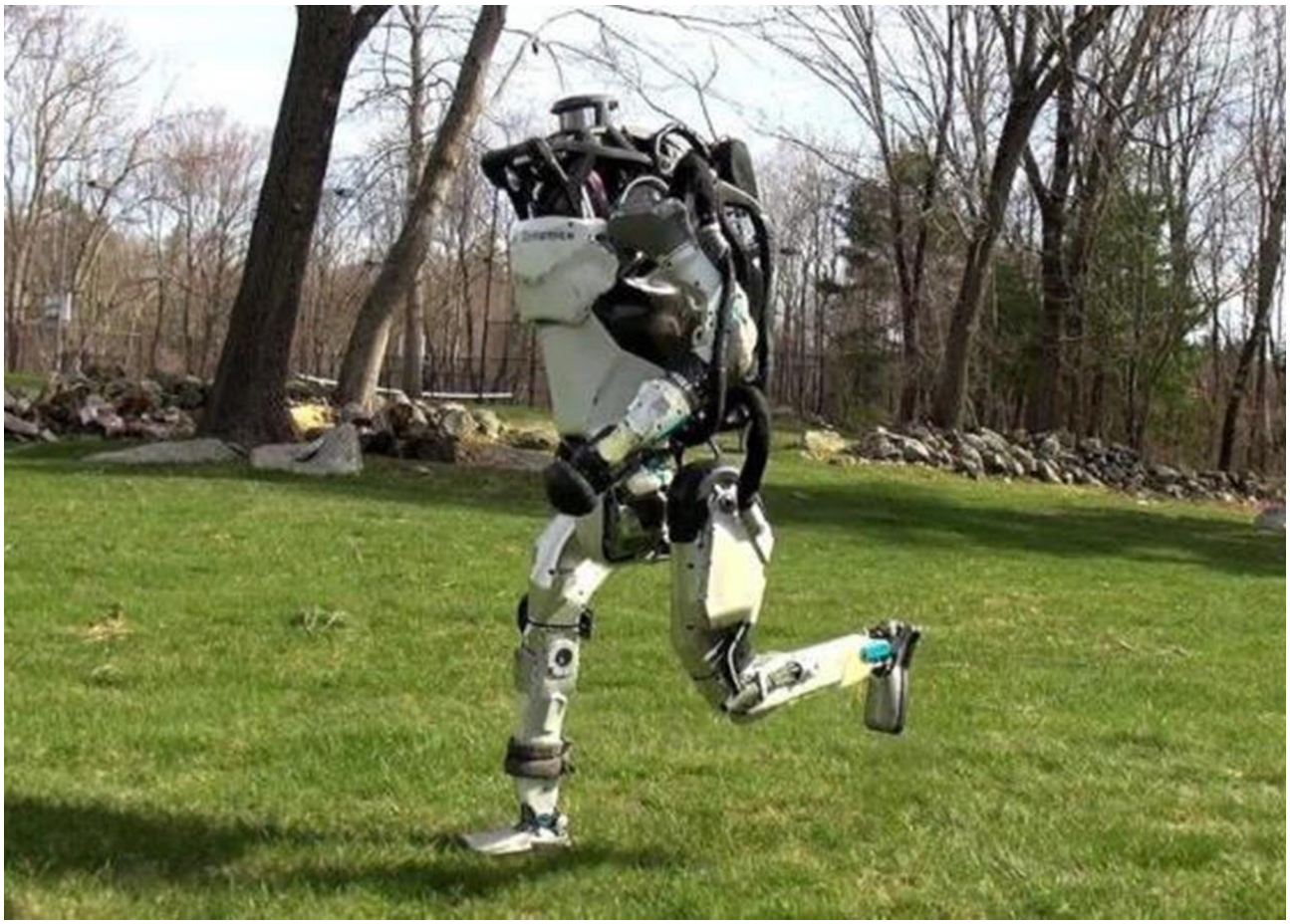

Рис. 1.2. Динамічні Роботи (Boston Dynamics Atlas) [1]

Підводні Апарати (ROVs) (рис. 1.3.) це дистанційно керований підводний апарат, який часто називають підводним дроном або роботом. Він використовується для дослідження підводного світу, при цьому оператор залишається на поверхні. Аквалангісти рідко пірнають глибше ніж на 100 метрів, тому без ROV можливості вивчення та роботи в морі значно обмежені [1].

ROV можуть відрізнятися за розміром і формою в залежності від поставлених завдань, але вони складаються з наступних базових елементів:

Двигуни (Трастери): Електричні або гідравлічні пропелери, які дозволяють апарату маневрувати. Зазвичай на борту кілька трастерів, щоб забезпечувати рух у різних напрямках [1].

Камера: Оператор здійснює все керування по зображення з камери. Камери мають низьку затримку для оперативної передачі відео. Освітлення: Вода швидко поглинає сонячне світло, тому більшість місій на великих глибинах відбувається у повній темряві. Потужні ліхтарі висвітлюють шлях та обстановку навколо.

Рис. 1.3. Підводні Апарати (ROVs)

Кабель-трос: Майже всі ROV підключені до поверхні за допомогою кабелю, який передає електричні сигнали та живлення. Радіохвилі погано поширюються у воді, тому бездротові технології застосовуються вкрай рідко.

Каркас: Каркас ROV служить для кріплення всіх компонентів: двигунів, камер, освітлення, кабелю та інших систем. Найчастіше це відкрита прямокутна рама, що забезпечує простоту збирання та модифікації. Деякі апарати мають спеціалізовані рами для зниження опору води та виконання особливих місій.

Пульт управління: Управління ROV на поверхні може здійснюватися з командного центру або просто зі смартфона. У будь-якому випадку, інтерфейс

дозволяє оператору контролювати апарат та отримувати дані з камери та інших сенсорів.

Широкої сфери застосування роботи набули і в сільському господарстві та, як наприклад Автономний трактор від компанії Case IH (рис. 1.4) [1].

Рис. 1.4. Автономний трактор від компанії Case IH [1]

Трактор створений з метою підвищення ефективності проведення польових робіт. Він здатний автономно працювати в полі з різноманітнім причіпним та навісним обладнанням [1].

Трактор побудований на базі високо-потужних тракторів Magnum і використовує систему автоматичного водіння AccuGuide, яка постачається з GPS RTK для забезпечення надточної навігації. Ця розробка дає змогу здійснювати повністю дистанційний моніторинг та управління зі збереженням і передачею всіх даних в реальному часі [1].

Робота трактора починається з використання комп’ютера, на якому прораховуються найбільш ефективні маршрути пересування по полю. Оператор може обрати тип роботи з попередньо запрограмованого меню. Для цього він має

вибрати машину та поле, після чого призначити трактор для виконання обраного завдання. Вся ця процедура займає не більше ніж 30 секунд [1].

Всі функції машини контролюються за допомогою датчиків, які автоматично управляють запуском і зупинкою двигуна, прискоренням і сповільненням, кутом повороту, роботою трансмісії, ВВП, звуковим сигналом. Коли будь що – наприклад, інша машина – перетинає шлях трактора і продовжує рух, то він автоматично зупиняється і знов рушає з місця лише після того, як перешкода зникає [1].

Робот Oz – помічник для прополювання грядок (рис. 1.5) [1]. Компанія Naio Technologies розробила автономного робота на ім’я Oz, що може прополювати грядки, знищуючи бур’яни. Апарат працює у трьох режимах: автономному, ручному та «стеження». Останній режим означає, що робот їде за певним об’єктом у межі видимості. Крім видалення бур’янів, Oz може також допомогти в переміщенні невеликих вантажів. Наприклад, він може везти за вами каністру або знаряддя праці [1].

Рис. 1.5. Робот Oz компанії Naio Technologies [1]

На роботі встановлено чотири електричних двигуни потужністю 110 Вт, повного заряду йому вистачає на 7–10 годин – залежно від режиму роботи. Найбільш енерговитратний режим – автономний. [1]

Обрізувач виноградної лози Wall--Ye (рис. 1.6) [1].

У Франції з’явився новий працівник на виноградниках – із чотирма колесами, двома руками і шістьма камерами, який обрізає 600 виноградних лоз за день і ніколи не йде на лікарняний [1].

Рис. 1.6. Обрізувач виноградної лози Wall--Ye [1]

Wall--Ye, дітище бургундського винахідника Крістофа Міллота, – один із роботів, розроблений для виконання робіт на виноградниках. До його завдань входить обрізання та пасинкування (видалення непродуктивних молодих пагонів), а також збір важливих даних про стан ґрунту, плодів і лози [1].

Field Flux Robot Відомо що під час внесення азотних добрив виділяється оксид азоту (N2O), який негативно впливає як на екологію в цілому, так і на рослину зокрема (може призводити до пожовтіння листя й уповільнення росту). Щоб запобігти негативному впливу оксиду азоту на рослини, насамперед

потрібно визначити його кількість на полі. Такий тест займає в середньому приблизно 27 годин, але компанія Adigo розробила робота, який може це зробити лише за годину. Створений апарат проводить необхідний аналіз ґрунту за допомогою спеціальних алюмінієвих блоків. Наразі компанія розробляє нову версію робота, який буде легшим і продуктивнішим за свого попередника [1].

AgBot II (рис 1.7). Австралійські вчені та інженери сконструювали робота, що може розпізнавати бур'яни, а потім вибрати один зі способів, як їх позбутися. AgBot II може знищувати бур'яни трьома методами: хімічним, механічним і термічним. Наприклад, якщо роботу трапляються стійкі до гербіцидів бур'яни, то він може видалити їх за допомогою механічної руки або мініатюрного пальника [1].

Рис. 1.7. AgBot II

AgBot II визначає бур'яни за допомогою камери та відповідної фотобази, що містить фотографії основних видів бур'янів. Наразі дослідники зосередилися на кількох рослинах, найбільш поширених у Квінсленді (Австралія), серед яких осот і вівсюг [1].

У 2011 році KNR розпочала розробку власної серії гідравлічних маніпуляторів, розробивши HYDRA-MP1 (рис. 1.8), який може піднімати корисне навантаження, що дорівнює 110% власної ваги, та маневрувати ним з 5 ступенями свободи. HYDRA-MP2 (рис. 1.9) була розроблена у 2012 році. Вона має 6 ступенів свободи та використовує нову технологію для мінімізації гідравлічних рідинних ліній. Потім, у 2014 році, ми завершили розробку HYDRA-MP3, яка також має 6 ступенів свободи та не має зовнішніх рідинних ліній [2].

Рис. 1.8. Робот HYDRA-MP1 [2].

Рис. 1.9. Робот HYDRA-MP2 [2].

Порівняно з моторизованими роботизованими маніпуляторами, серія HYDRA-MP не тільки має набагато більше корисне навантаження у відповідності до своєї ваги, але й має більшу механічну жорсткість та кращу точність завдяки використанню гідравлічних поворотних приводів. Конструкція модуля є відносно простою, вимагає лише включення більшої кількості приводів та більшої кількості ланок для більшої кількості ступенів свободи. Контролюючи крутний момент за допомогою датчиків тиску на кожній частині, також можна досягти хорошого контролю відповідності, навіть якщо це гідравлічна система [2].

РОЗДІЛ 2. ТЕХНІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Розробка математичної моделі режимів руху штоку гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

При дослідженні динаміки руху стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом потрібно знати характеристики поведінки механізмів приводу за різними законами керування. Визначення характеристики зміни прохідної площі в золотниковій парі дає можливість визначити зміну рушійних зусиль в початковий момент руху та оцінити величину динамічних навантажень, які виникають в механізмах приводу [3].

Математична модель гідравлічного циліндра двосторонньої дії побудована у вигляді одно масової динамічної системи, яка є найбільш простою в дослідженні динамічних навантажень, що виникають в гідравлічній системі об’ємного гідравлічного приводу в перехідний період руху [4].

При побудові математичної моделі процесу роботи об’ємного гідравлічного приводу (рис. 2.1) та проведенні динамічного аналізу приймаємо наступні припущення:

- гідравлічний циліндр розміщений вертикально, оскільки дане розміщення притаманне більшості вантажопідйомним маніпуляторам та механізмам;
- температура, в’язкість робочої рідини, а також кількість не розчиненого повітря за період перехідного процесу залишаються незмінними;
- маси вихідної ланки, вантажу і робочої рідини в поршневій і штоковій камерах гідравлічного циліндра зосереджені в геометричних центрах мас і приведені до поршня;
- робоча рідина, яка заповнює поршневу та штокову камери гідравлічного циліндра, розглядається як стисливе середовище;
- конструктивні елементи гідравлічної системи, за виключенням

трубопроводів, вважаємо абсолютно жорсткими елементами, тобто при підвищенні тиску радіальну деформацію сприймає трубопровід;

- хвильові явища, що виникають в трубопроводах не враховуємо, вважаючи, що частота хвильових процесів на порядок перевищує частоту коливань гідравлічної системи [5, 6, 7].

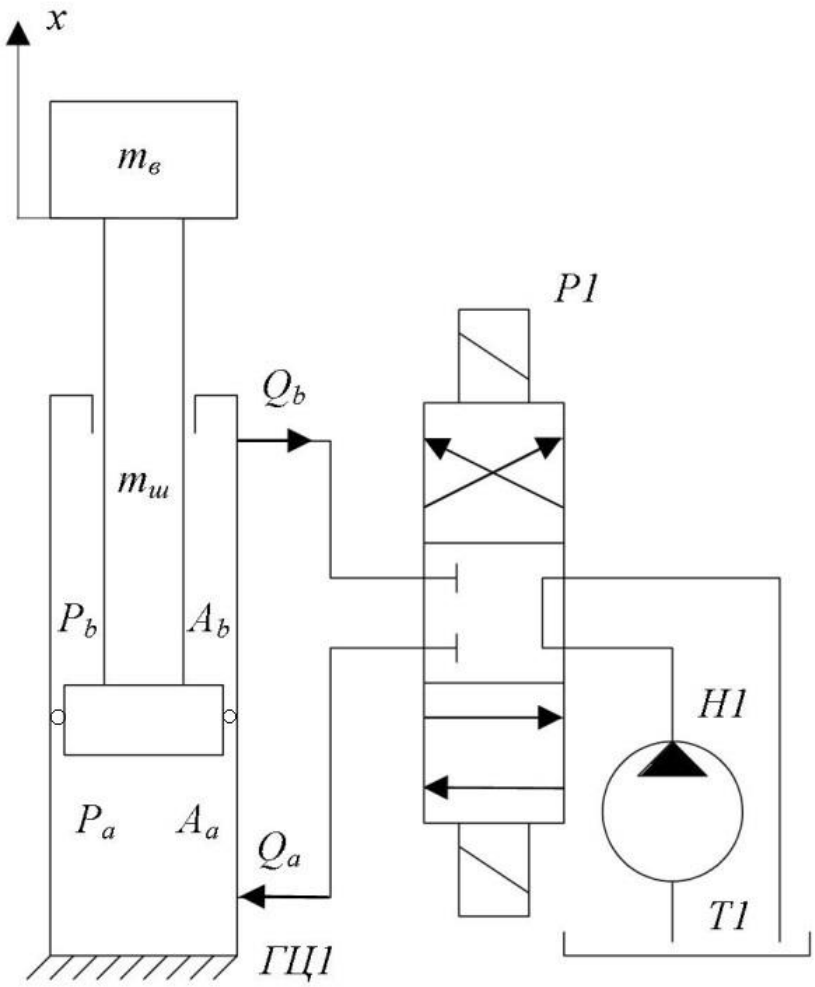

Рис. 2.1. Динамічна модель гідравлічного приводу крана-маніпулятора

На рис. 2.1 прийнято наступні позначення: *ГЦ1* – гідравлічний циліндр двосторонньої дії; *P1* – гідравлічний розподільник; *H1* – гідравлічний насос; *T1* – бак з робочою рідиною, x – координата переміщення штока гідравлічного циліндра; $m_в$ – маса вантажу; $m_ш$ – маса штоку; P_a і P_b – тиск робочої рідини відповідно в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра; A_a і A_b – відповідно площа поршня зі сторони поршневої камери та площа поршня зі

сторони штокової камери гідравлічного циліндра; Q_a і Q_b – витрата робочої рідини відповідно для поршневої та штокової камери гідравлічного циліндра.

Виходячи з динамічної моделі (рис. 8) на шток гідравлічного циліндру під час його переміщення діятимуть [7]:

- сили інерції, які виникають внаслідок переміщення мас рухомих частин, приведених до поршня гідравлічного циліндра, що рухаються з відповідною швидкістю та прискоренням;
- сили сухого тертя в ущільненнях та напрямних втулках штоку і поршня гідравлічного циліндра;
- сили в'язкого тертя, що виникають внаслідок перетікання рідини по трубопроводах;
- статична сила ваги та динамічні сили, які виникають в гідравлічному циліндрі зі сторони поршневої та штокової камер від дії тиску робочої рідини.

Відповідно до прийнятих припущень, діючих сил та динамічної моделі (рис. 8) згідно принципу Д'Аламбера диференціальне рівняння руху штока гідравлічного циліндра матиме наступний вигляд [7]:

$$m_{np}\frac{d^2x}{dt^2}+B\frac{dx}{dt}=P_a\cdot A_a-P_b\cdot A_b-m_{np}\cdot g\,, \qquad (2.1)$$

де: m_{np} – приведена маса рухомих частин та робочої рідини; x – переміщення штоку гідравлічного циліндра; B – коефіцієнт демпфування, який зв'язаний з наявністю сил в'язкого та сухого тертя; g – прискорення вільного падіння.

Зміну тиску в порожнинах гідравлічного циліндру визначаємо з рівнянь нерозривності потоку з врахуванням стискання робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндру, а також в прилеглих елементах трубопроводу. В результаті чого будемо мати наступні залежності:

- для поршневої камери:

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{E_{np}}{V_a} \cdot \left(Q_a - A_a \cdot \frac{dx}{dt} \right); \tag{2.2}$$

$$V_a = V_{\min} + A_a \cdot x, \tag{2.3}$$

- для штокової камери:

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{E_{np}}{V_b} \cdot \left(- Q_b - A_b \cdot \frac{dx}{dt} \right); \tag{2.4}$$

$$V_b = V_{\max} - A_b \cdot x, \tag{2.5}$$

де: E_{np} – приведений модуль об'ємної пружності; V_a і V_b – відповідно початковий об'єм робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра з прилеглими трубопроводами; $V_{\min}$ – об'єм робочої рідини в поршневій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня $(x = 0)$; $V_{\max}$ – об'єм робочої рідини в штоковій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня $(x = 0)$.

Приведений модуль об'ємної пружності виразимо наступною залежністю []:

$$E_{np} = \frac{E_p}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_p}{E_m}}, \tag{2.6}$$

де: E_p та E_m – відповідно модулі об'ємної пружності робочої рідини та матеріалу трубопроводу; d_{mp} і δ – відповідно діаметр та товщина стінки трубопроводу гідравлічної магістралі.

Гідравлічний золотниковий розподільник, принцип роботи якого зображено на (рис. 2.2), розглянуто у вигляді керуючої апаратури для переміщення гідравлічного циліндра двосторонньої дії з наступними функціями:

- перерозподіл потоків робочої рідини в гідравлічній системі, відповідно подача до поршневої або штокової камер гідравлічного циліндра та відведення в бак робочої рідини від поршневої та штокової камер гідравлічного циліндра в залежності від положення золотника [7];
- зміна швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра в залежності від переміщення золотника відносно гільзи та утворення прохідного перерізу між кромками золотника та підвідними і відвідними каналами гільзи (рис. 2.2).

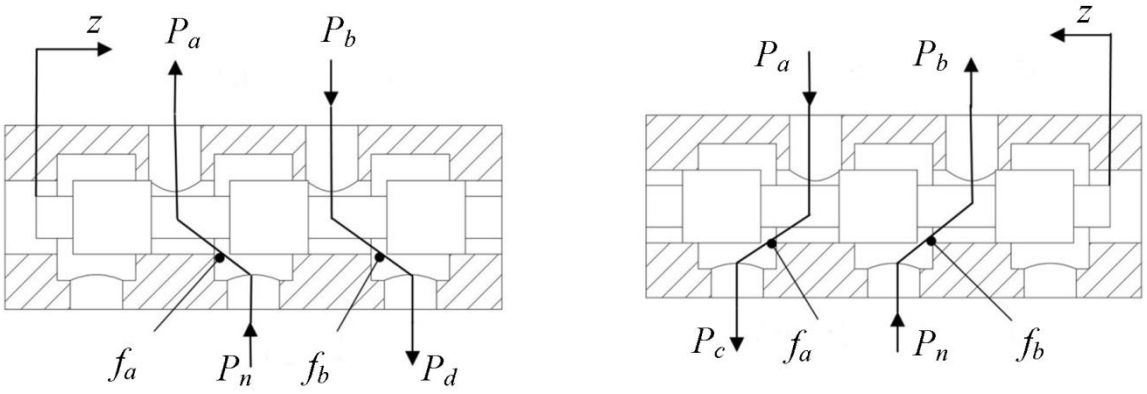

Рис. 2.2. Принцип роботи гідравлічного золотникового розподільника

Відповідно витрата рідини матиме наступний вигляд [7]:

- для підведення рідини в поршневу камеру гідравлічного циліндра:

$$Q_a = \mu \cdot f_a \sqrt{\frac{2}{\rho}|P_н - P_a|}; \tag{2.7}$$

- для відведення рідини із штокової камери гідравлічного циліндра:

$$Q_b = \mu \cdot f_b \sqrt{\frac{2}{\rho}|P_b - P_{зл}|}, \tag{2.8}$$

де: μ – коефіцієнт витрати робочої рідини в залежності від конструкції гідравлічного розподільника; f_a і f_b – площі прохідного перерізу, що утворені між кромкою ущільнюючого пояску золотника та гільзою; ρ – об'ємна маса робочої рідини; $P_н$ – тиск робочої рідини, що створюється гідравлічним насосом; $P_{зл}$ – тиск робочої рідини в зливній магістралі.

Для визначення величини коефіцієнта демпфування представимо його у вигляді суми двох коефіцієнтів [7]:

$$B = F_г + F_m, \tag{2.9}$$

де: $F_г$ – питома сила гідравлічного супротиву, що викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу; F_m – питома сила сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулках відповідно штоку і поршня гідравлічного циліндра.

Силу гідравлічного супротиву, яка викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу, знайдемо з наступної залежності [7]:

$$F_г = \frac{4 \cdot \frac{\lambda \cdot \mathrm{Re}}{2} \cdot \mu_д \cdot l_m \cdot A_b}{\pi \cdot d_m^4}, \tag{2.10}$$

де: $\mu_д$ – динамічна в'язкість робочої рідини; l_m – довжина трубопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який для різних режимів дорівнює:

- для ламінарного режиму [7]:

$$\lambda = \frac{37{,}5\frac{dx}{dt}}{V_p \cdot d_m}, \tag{2.11}$$

де: V_p – швидкість рідини в трубопроводі.

- для перехідного турбулентного режиму $\left(2300 < \mathrm{Re} < 8 \cdot 10^4\right)$ [7]:

$$\lambda = 0{,}3164 \cdot \mathrm{Re}^{-0{,}25}. \tag{2.12}$$

Визначимо складові сили сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулок штоку і поршня гідравлічного циліндра [7]

$$F_m = F_{mш} + F_{mn} + F_c, \tag{2.13}$$

де: $F_{mш}$ – сила сухого тертя штоку; F_{mn} – сила сухого тертя поршня; F_c – сила, яка виникає внаслідок перетікання робочої рідини з протилежної камери гідравлічного циліндра в бак.

$$F_{mш} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_ш \cdot b\left(n \cdot p_k + P_b\right), \tag{2.14}$$

де: μ_m – коефіцієнт тертя ущільнюючих манжет по робочих поверхнях; $d_ш$ – діаметр штоку; b – ширина контакту ущільнюючих кілець; n - кількість ущільнюючих кілець; p_k - початковий питомий тиск кільця на робочі поверхні.

$$F_{mn} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_ц \cdot b\left(n \cdot p_k + P_a\right), \tag{2.15}$$

де: $d_ц$ - діаметр циліндра.

$$F_c = P_{зл}\left(\frac{\pi \cdot d_ц^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_ш^2}{4}\right). \tag{2.16}$$

Таким чином, залежності (2.1) – (2.16) дозволяють описати динаміку роботи гідравлічного циліндра двохсторонньої дії, а залежності (2.1) – (2.8)

виступають основними рівняннями математичної моделі об'ємної гідравлічної системи.

Для розв'язку рівняння руху вихідної ланки гідравлічного циліндра та дослідження динаміки переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем прийнято, що зміна прохідного перерізу f_a і f_b в золотниковому гідравлічному розподільнику змінюється за такими залежностями:

- за лінійною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \tag{2.17}$$

$$f_b \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \tag{2.18}$$

- за параболічною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \tag{2.20}$$

$$f_b \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \tag{2.21}$$

- за S подібною залежністю:

$$f_a \max \cdot \left(\frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \tag{2.22}$$

$$f_b \max \cdot \left(\frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \tag{2.23}$$

де t – час переміщення штоку, с; Δt - час переміщення золотника, с.

Приведену масу визначимо з врахуванням зміни маси робочої рідини в штоковій порожнині. Тоді отримаємо:

$$m_{пр} = m_{в} + m_{ш} + V_b \cdot \rho. \tag{2.24}$$

2.2. Результати теоретичних досліджень

Для розв'язку рівняння руху вихідної ланки гідравлічного циліндра приймемо такі вихідні параметри гідравлічного приводу робота-маніпулятора []:

Робоча рідина марки МГЕ-46В, маса вантажу $m_{в} = 15000 кг;$ маса штока гідравлічного циліндра $m_{ш} = 41 кг;$ площа поршневої камери $A_a = 0{,}012265625\, м^2;$ площа кільцевої камери $A_b = 0{,}007241625\, м^2;$ робочий тиск в гідравлічній системі $P_{н} = 20 \cdot 10^6\, Па;$ тиск у зливній магістралі який зумовлений місцевим супротивом та наявністю фільтруючих елементів $P_{зл} = 1 \cdot 10^6\, Па;$ приведений модуль пружності робочої рідини $E_{р} = 1{,}3 \cdot 10^8\, Па;$ приведений модуль пружності трубопроводу в напірній магістралі $E_{т} = 2 \cdot 10^{11}\, Па;$ діаметр трубопроводу напірної магістралі $d_{т} = 1{,}2 \cdot 10^{-2}\, м^2;$ товщина стінки трубопроводу напірної магістралі $\delta = 2 \cdot 10^{-3}\, м^2;$ питома вага робочої рідини $\rho = 850 кг / м^3;$ довжина трубопроводу від золотникового розподільника до гідравлічного циліндра $l_{т} = 0{,}5 м;$ діаметр штоку гідравлічного циліндра $d_{ш} = 0{,}08 м;$ діаметр поршня гідравлічного циліндра $d_{ц} = 0{,}125 м;$ максимальна площа в золотниковому розподільнику $f_a \max = f_b \max = 1{,}45 \cdot 10^{-5}\, м^2;$ час дослідження $t = 2c;$ час відкривання тобто зміни прохідної площі від мінімального значення до максимального у золотниковому розподільнику становить $\Delta t = 0{,}25c.$

Початкові умови:

$$x[0] = 0, \tag{2.25}$$

$$\frac{dx}{dt}[0] = 0, \tag{2.26}$$

$$P_b[0] = \frac{V_b \cdot \rho \cdot g}{A_b}, \tag{2.27}$$

$$P_a[0] = \frac{m_{пр} \cdot g}{A_a}. \tag{2.28}$$

Розв’язавши рівняння руху вихідної ланки гідравлічного циліндра чисельними методами згідно прийнятих вихідних параметрів та початкових умов, отримано графічні залежності переміщення, швидкості, прискорення, та зміни тисків в поршневій та кільцевій камерах під час перехідного процесу руху штоку гідравлічного циліндру двосторонньої дії для трьох різних залежностей зміни прохідного перерізу між золотником та гільзою (рис. 2.3 – рис. 2.17)

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра (рис. 2.3 – рис. 2.17) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне.

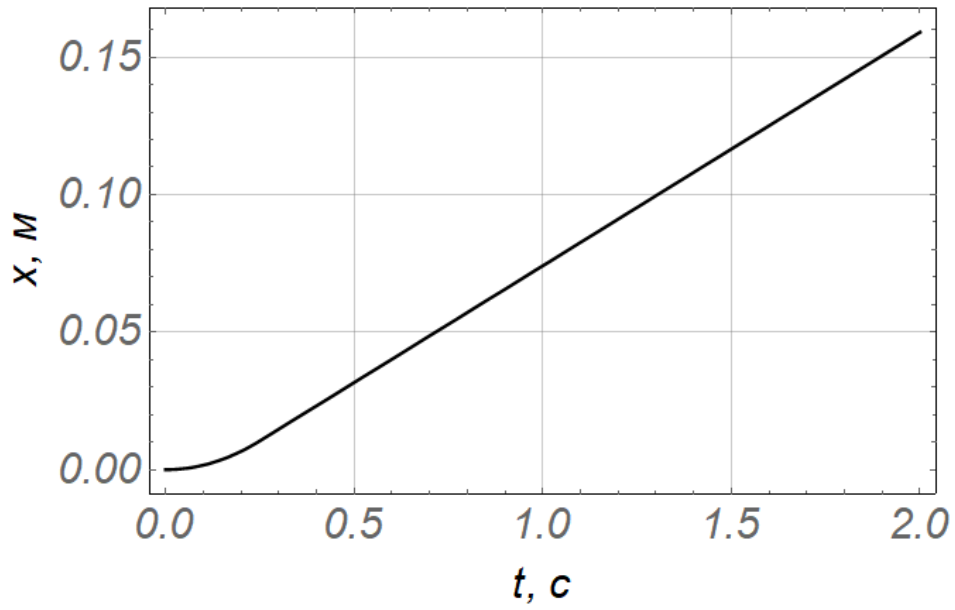

Рис 2.3. Графічна залежність переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за лінійною залежністю зміни прохідної площі

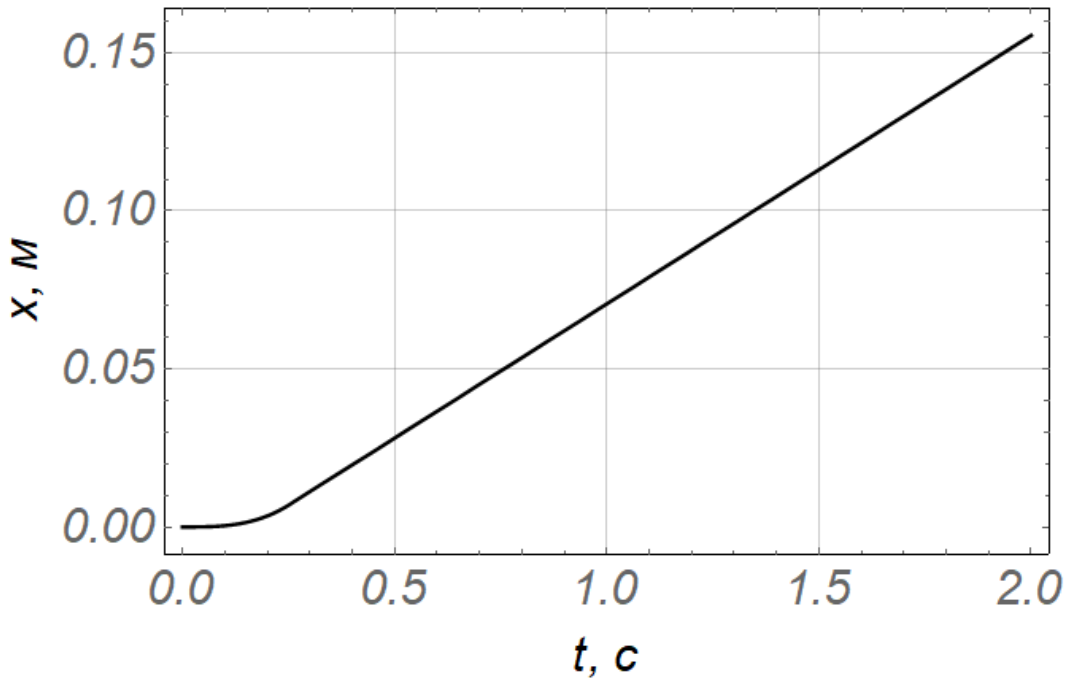

Рис 2.4. Графічна залежність переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за параболічною залежністю зміни прохідної площі

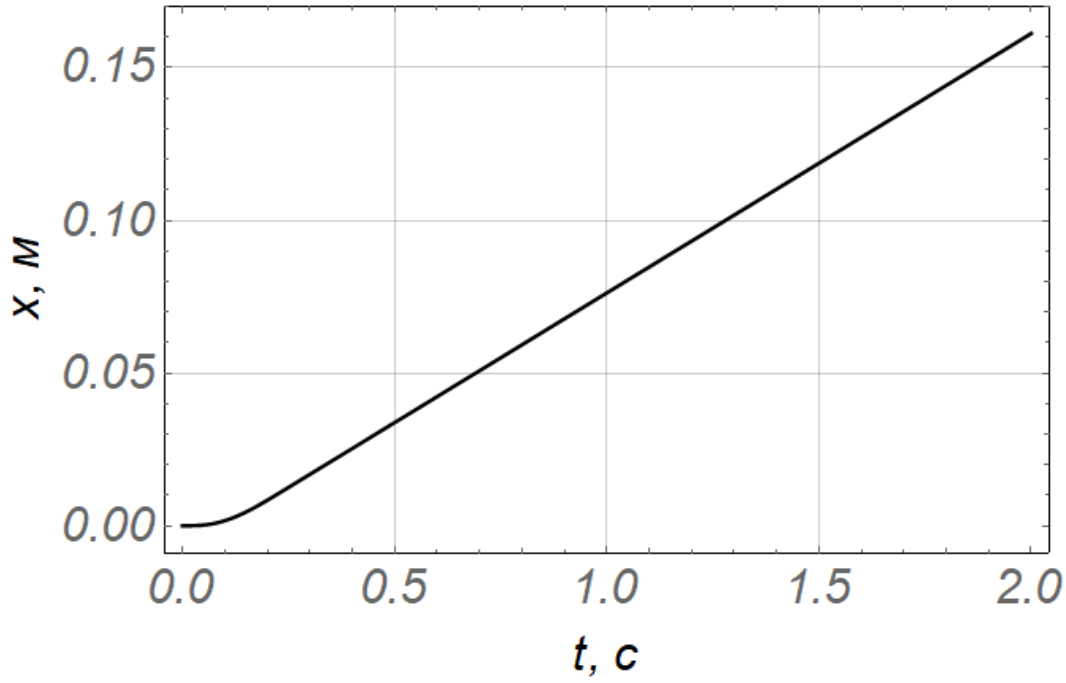

Рис 2.5. Графічна залежність переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за s-подібною залежністю зміни прохідної площі

Як видно із графічних залежностей вихідна ланка не залежачи від закону зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику перемістилася за період

часу в 2 секунди на 0,16 м.

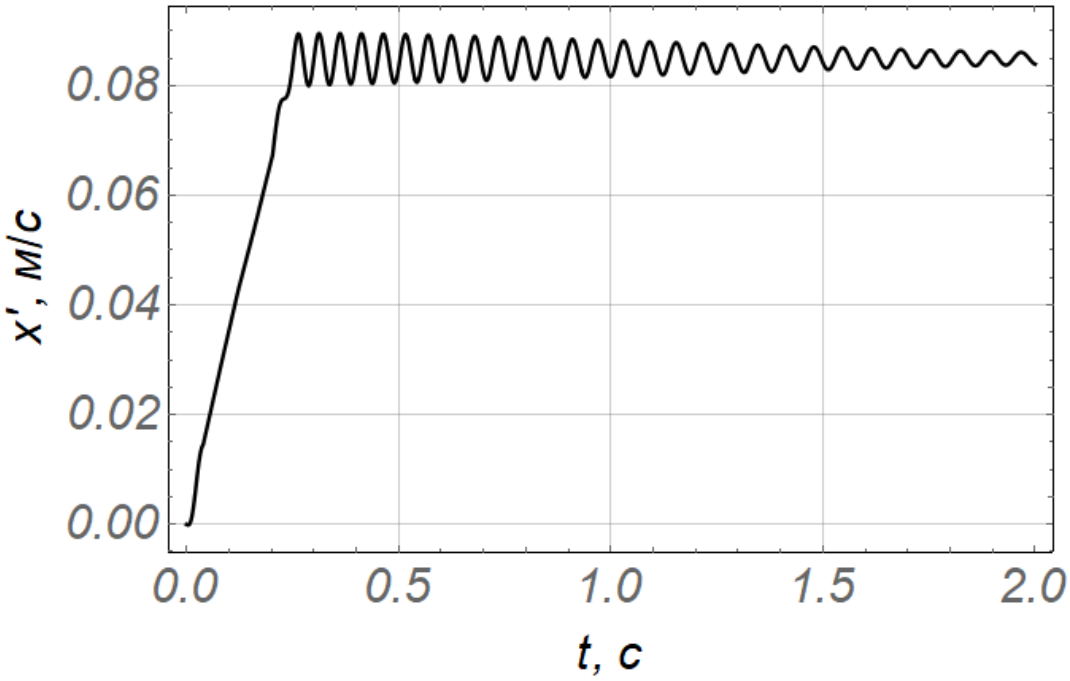

Рис 2.6. Графічна залежність зміни швидкості переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за лінійною залежністю зміни прохідної площі

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра (рис. 2.6 – рис. 2.8) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне.

За лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.6) розгін вихідної ланки гідравлічного циліндра з вантажем триває 0,25 с. Під час розгону виникають динамічні навантаження коливального характеру, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 19, на часовому проміжку $t = 0 - 0{,}25c$) та прискоренню (рис. 16 , на часовому проміжку $t = 0 - 0{,}25c$). В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом $2c$. При цьому максимальне значення швидкості дорівнює $0{,}09 м/c$, а мінімальне – $0{,}08 м/c$. Швидкість усталеного руху становить $0{,}085 м/c$;

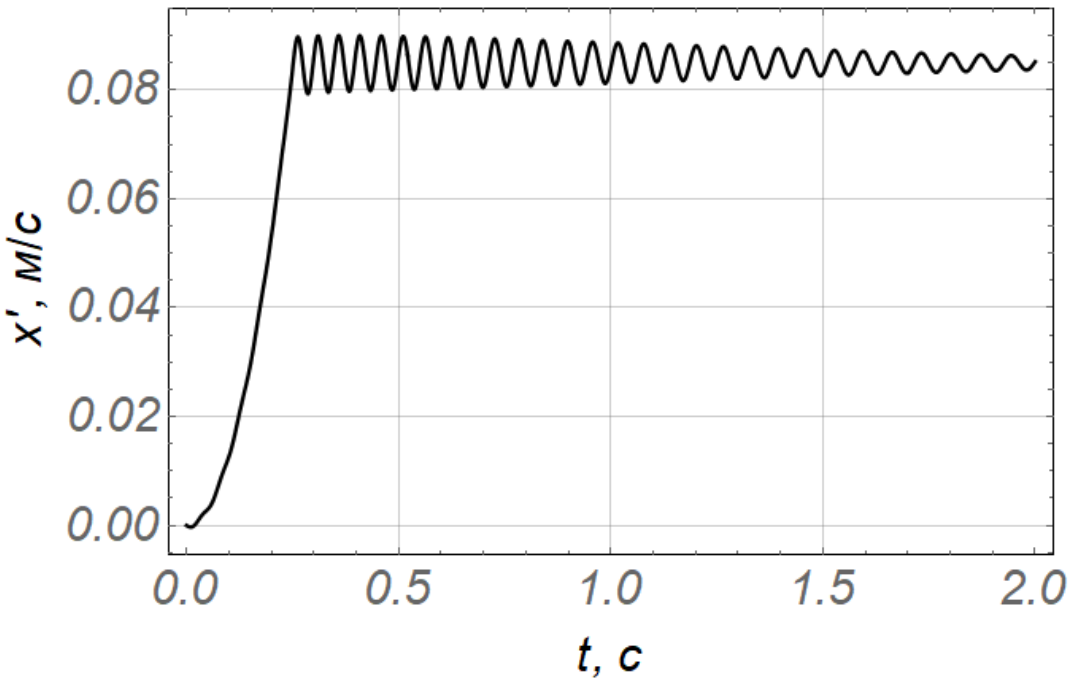

Рис 2.7. Графічна залежність зміни швидкості переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за параболічною залежністю зміни прохідної площі

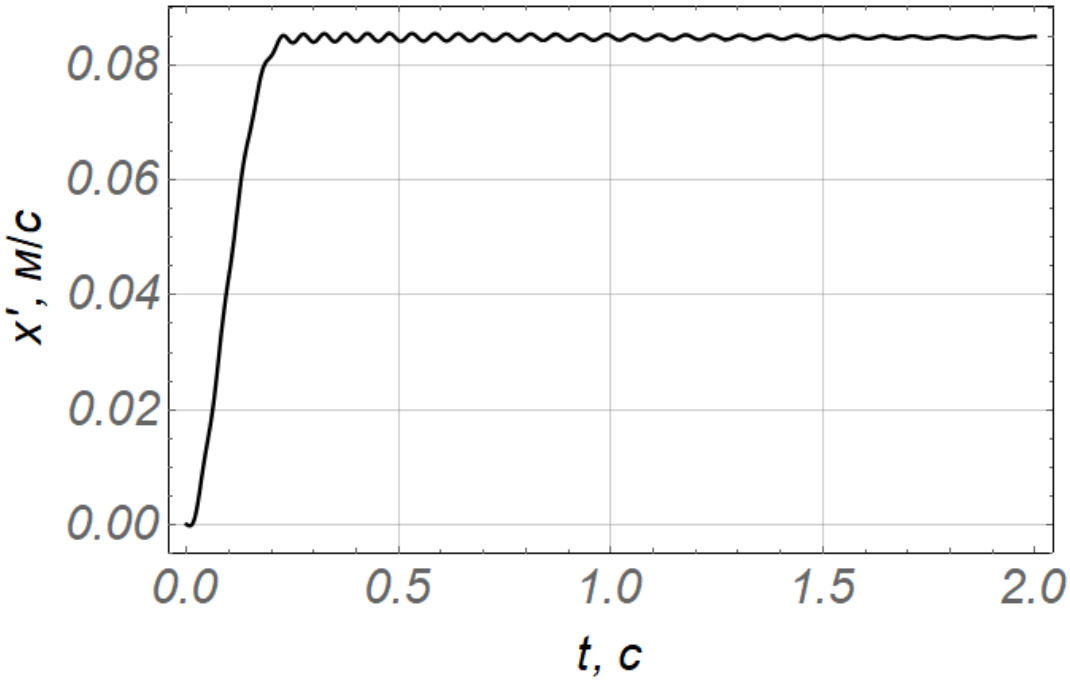

Рис 2.8. Графічна залежність швидкості переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за s-подібною залежністю зміни прохідної площі

За параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 15) розгін вихідної ланки гідравлічного

циліндра з вантажем триває 0,25 с.

Розгін вихідної ланки гідравлічного циліндра здійснюється плавно без явно виражених динамічних навантажень, який відповідає графіку зміни тиску робочої рідини (рис. 21) на часовому проміжку $t = 0 - 0{,}25c$ та прискоренню (рис. 18) на часовому проміжку $t = 0 - 0{,}25c$. В подальшому швидкість переміщення вихідної ланки має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом 2с. Максимальне значення швидкості дорівнює $0{,}09 м/с$, а мінімальне – $0{,}08 м/с$. Швидкість усталеного руху становить $0{,}085 м/с$;

За S-подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 16) розгін вихідної ланки гідравлічного циліндра з вантажем триває $0{,}2c$, що менше на $0{,}05c$, ніж за залежностями (2.17) та (2.21). Під час розгону виникають незначні динамічні навантаження, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 2.12, на часовому проміжку $t = 0 - 0{,}2c$) та значному прискоренню (рис. 2.12, на часовому проміжку $t = 0 - 0{,}2c$). В подальшому швидкість переміщення штоку має незначні затухаючі коливання, які зникають протягом $1{,}3c$. При цьому швидкість усталеного руху становить $0{,}085 м/с$.

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності прискорення штоку гідравлічного циліндра (рис. 17 - рис. 20) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне.

За лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 17) в період розгону вихідної ланки гідравлічного циліндра $(t = 0 - 0{,}25c)$ прискорення у період розгону супроводжується значними коливаннями та набуває максимального значення, яке становить $0{,}7 м/с^2$. По закінченню періоду розгону вихідної ланки гідравлічного циліндра та виходу його на усталений рух $(t = 0{,}25c)$ прискорення супроводжується коливаннями знакозмінного затухаючого характеру.

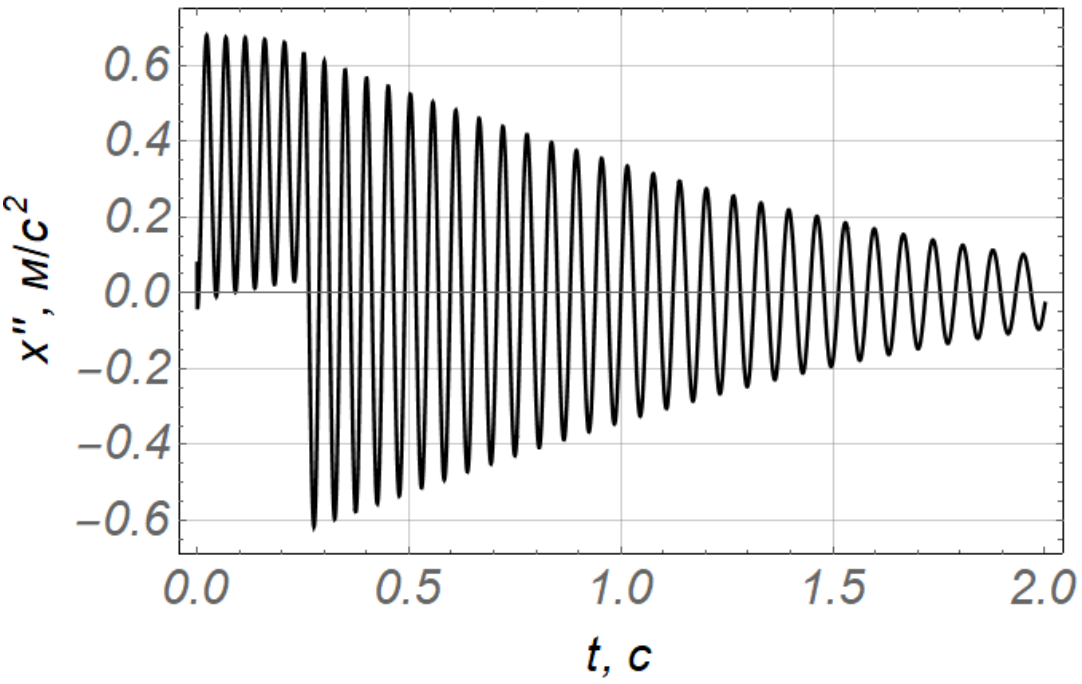

Рис 2.9. Графічна залежність зміни прискорення вихідної ланки гідравлічного циліндра за лінійною залежністю зміни прохідної площі

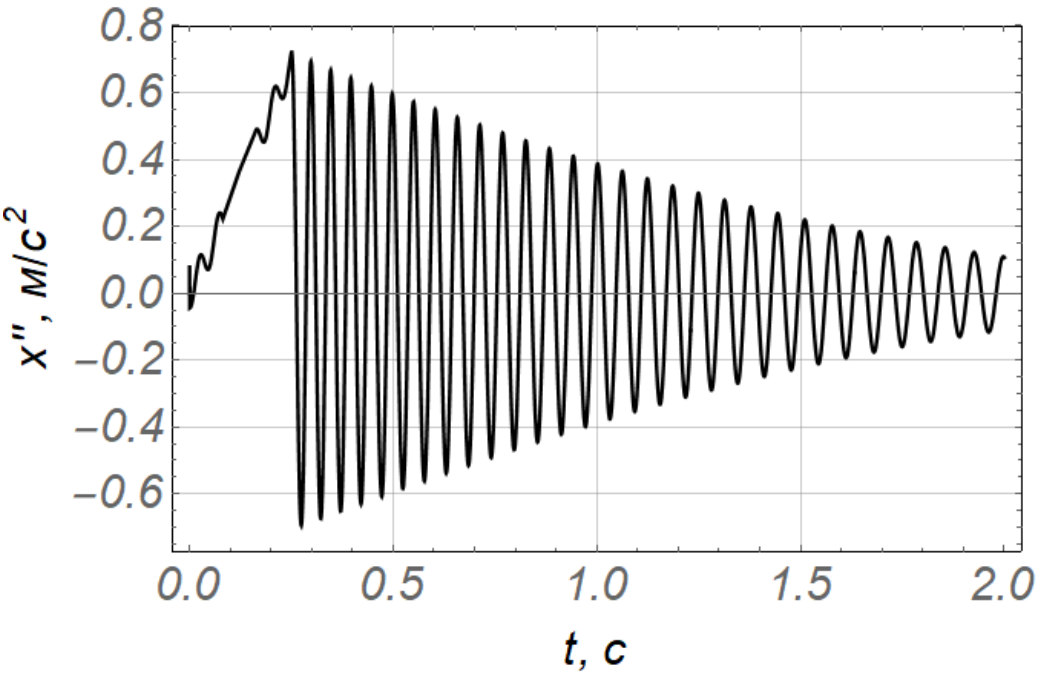

Рис 2.10. Графічна залежність зміни прискорення вихідної ланки гідравлічного циліндра за параболічною залежністю зміни прохідної площі

За параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 18): за період розгону $(t = 0 - 0{,}25c)$

прискорення зростає рівномірно, але при цьому спостерігаються коливання. Максимального значення прискорення набуває в момент закінчення переміщення золотника $(t = 0{,}25c, f_a = f_a \max, f_b = f_b \max)$ і становить $0{,}7м/с^2$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра $(t = 0{,}25 - 2c)$ спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру.

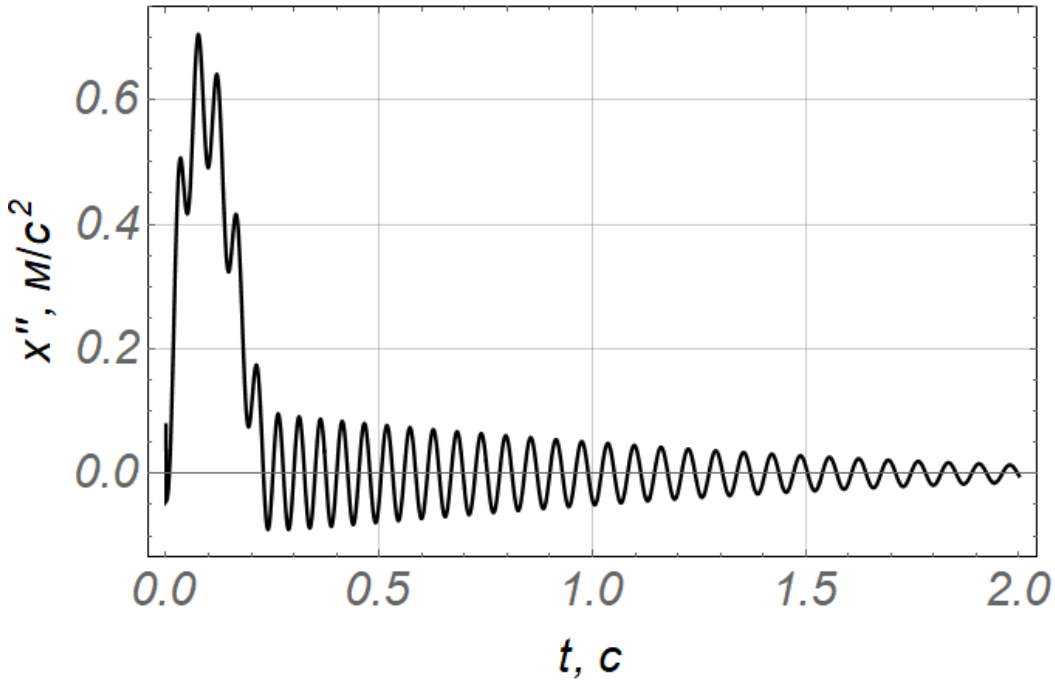

Рис 2.11. Графічна залежність зміни прискорення вихідної ланки гідравлічного циліндра за s-подібною залежністю зміни прохідної площі

За S-подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 19) за період розгону $(t = 0 - 0{,}25c)$ прискорення супроводжується коливаннями з явно вираженими максимальними піковими значеннями. Максимального значення прискорення набуває в момент часу $0{,}1c$ і становить $0{,}7м/с^2$. В момент часу $t = 0{,}25c$, прискорення вихідної ланки гідравлічного циліндра становить $0{,}195м/с^2$. При подальшому переміщенні вихідної ланки гідравлічного циліндра $(t = 0{,}25 - 2c)$ спостерігається коливання

прискорення знакозмінного затухаючого характеру. Остаточне затухання коливань відбувається у момент часу $t = 2c$.

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності зміни тиску в поршневій камері гідравлічного циліндра (рис. 20) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне.

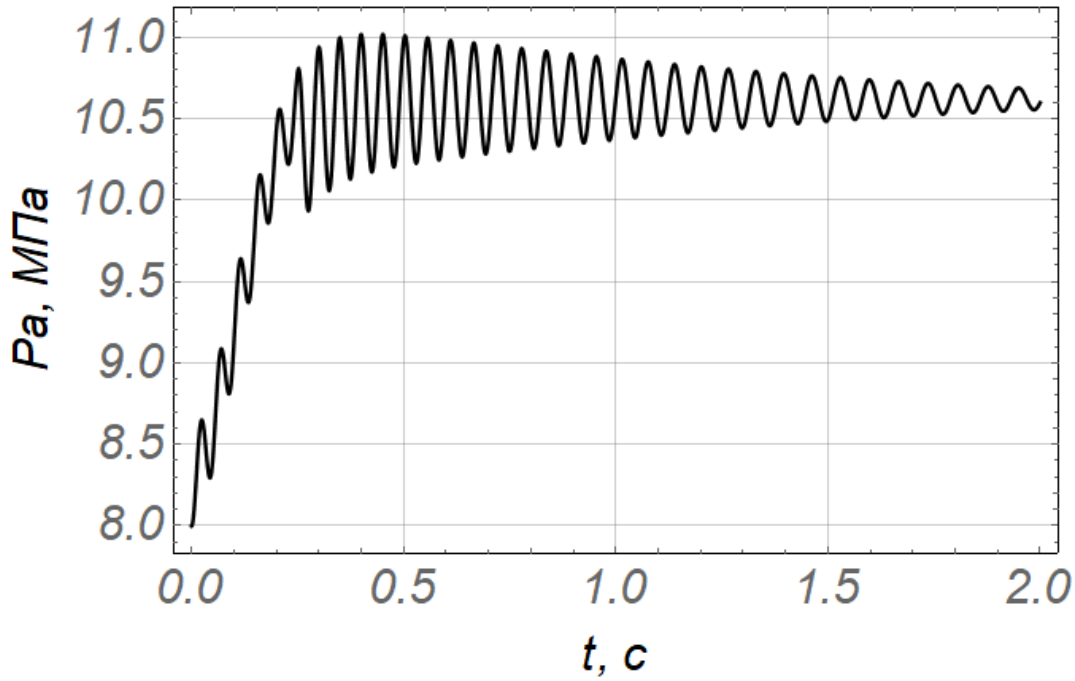

Рис 2.12. Графічна залежність зміни тиску в поршневій камері вихідної ланки гідравлічного циліндра за лінійною залежністю зміни прохідної площі

За лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 20) в період розгону вихідної ланки гідравлічного циліндра $(t = 0 - 0{,}25c)$ виникають значні коливання тиску, які негативно впливають на режими зміни швидкості та прискорення переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра. В момент часу $t = 0{,}25c$ максимальне значення тиску становить $11 МПа$. При подальшому переміщенні вихідної ланки зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Це спричинено інерційною складовою рухомих мас, стисливістю робочої рідини та піддатливістю елементів гідравлічної системи. Період затухання коливань тиску

при усталеному русі відбувається протягом $1{,}5c$. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $10{,}7МПа$.

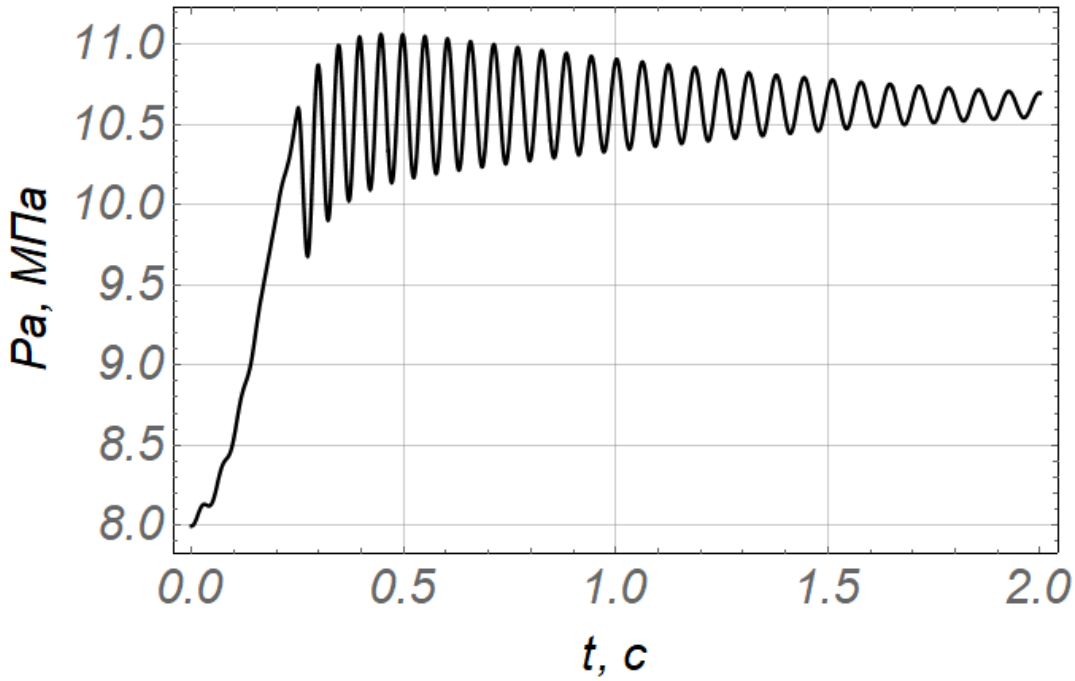

Рис 2.13. Графічна залежність зміни тиску в поршневій камері вихідної ланки гідравлічного циліндра за параболічною залежністю зміни прохідної площі

За параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 21) в період розгону вихідної ланки гідравлічного циліндра $(t = 0 - 0{,}25c)$ коливання тиску майже відсутні. В момент часу $t = 0{,}25c$, максимальне значення тиску становить $10{,}5МПа$. При подальшому переміщенні вихідної ланки гідравлічного циліндру зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом $1{,}5c$. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $10{,}7МПа$.

За S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 22) під час розгону вихідної ланки гідравлічного циліндра $(t = 0 - 0{,}1c)$ коливання тиску відсутні. В момент часу $t = 0{,}1 - 0{,}25c$, виникають незначні коливання тиску, максимальне значення яких становить $10{,}65МПа$. При

подальшому переміщенні вихідної ланки гідравлічного циліндра зміна тиску супроводжується незначними коливаннями затухаючого характеру. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить 10,7*МПа* .

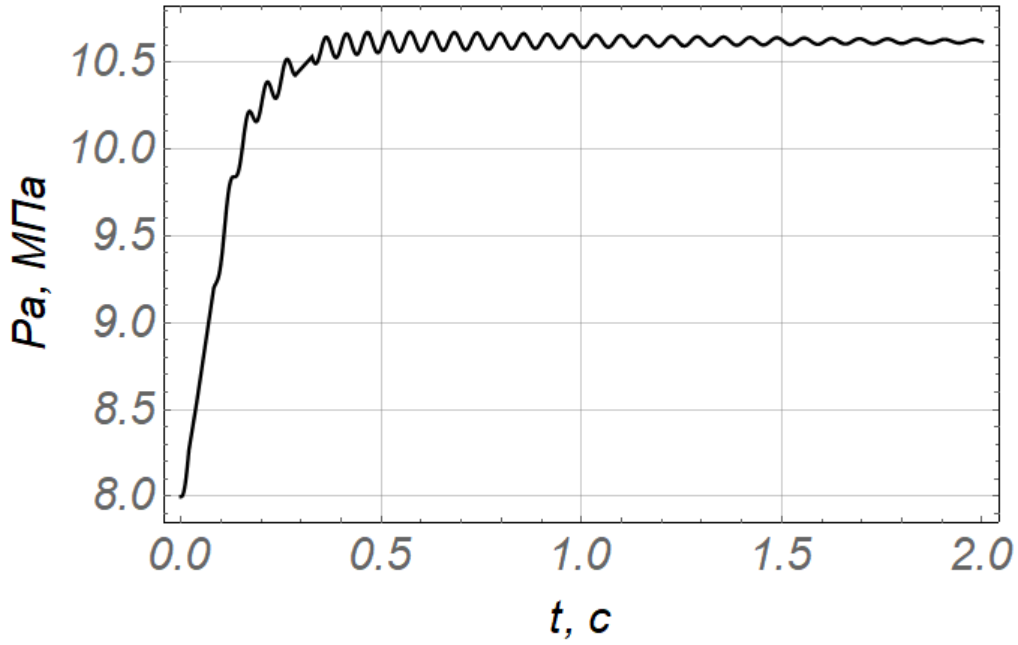

Рис 2.14. Графічна залежність зміни тиску в поршневій камері вихідної ланки гідравлічного циліндра за s-подібною залежністю зміни прохідної площі

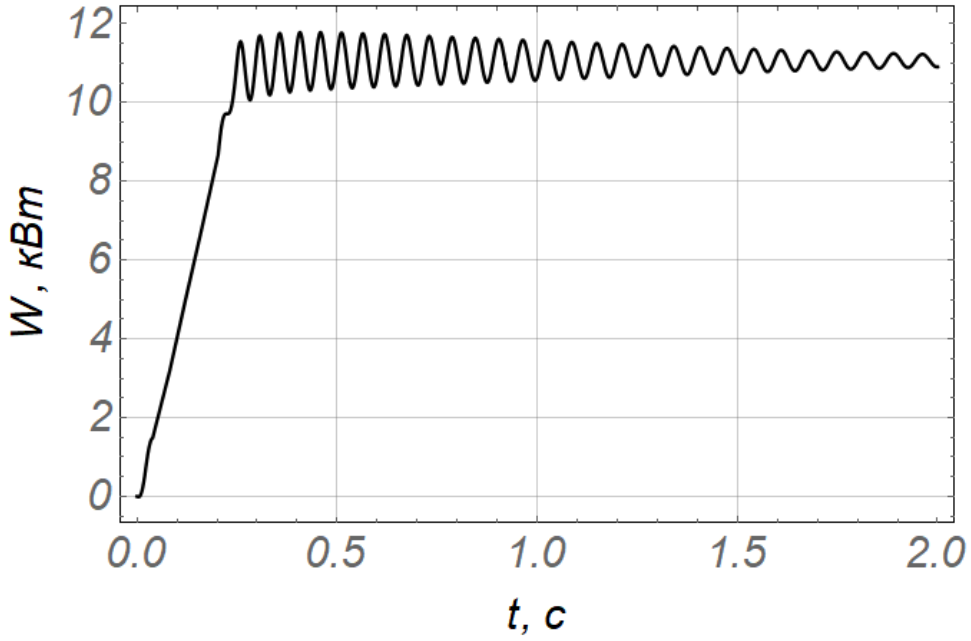

Рис.2.15. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндру за лінійною залежністю зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

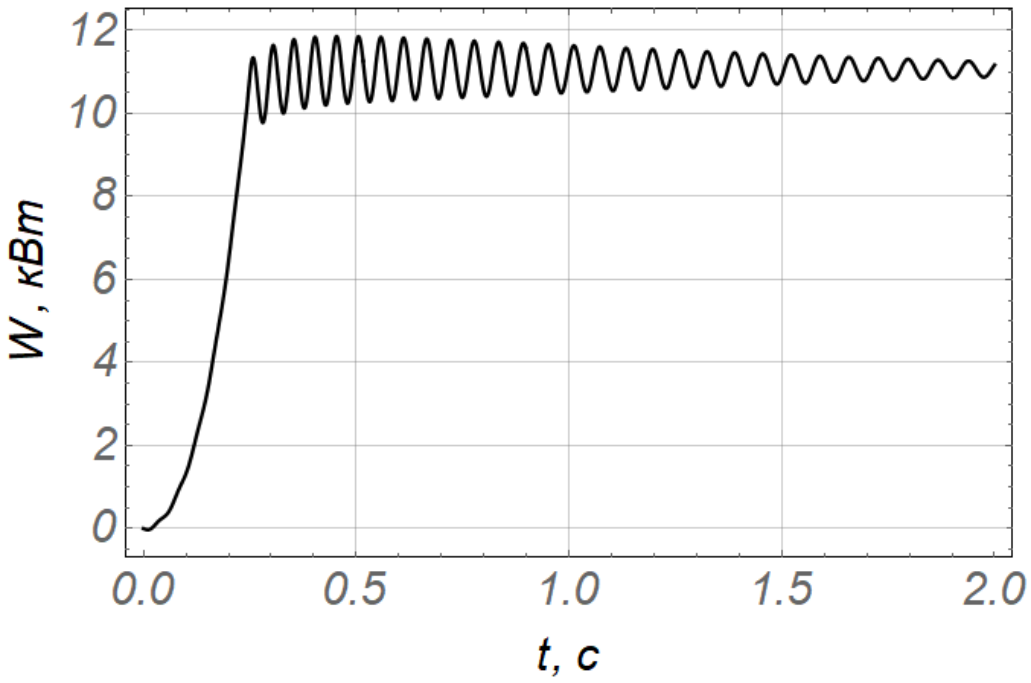

Рис.2.16. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндру за параболічною залежністю зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

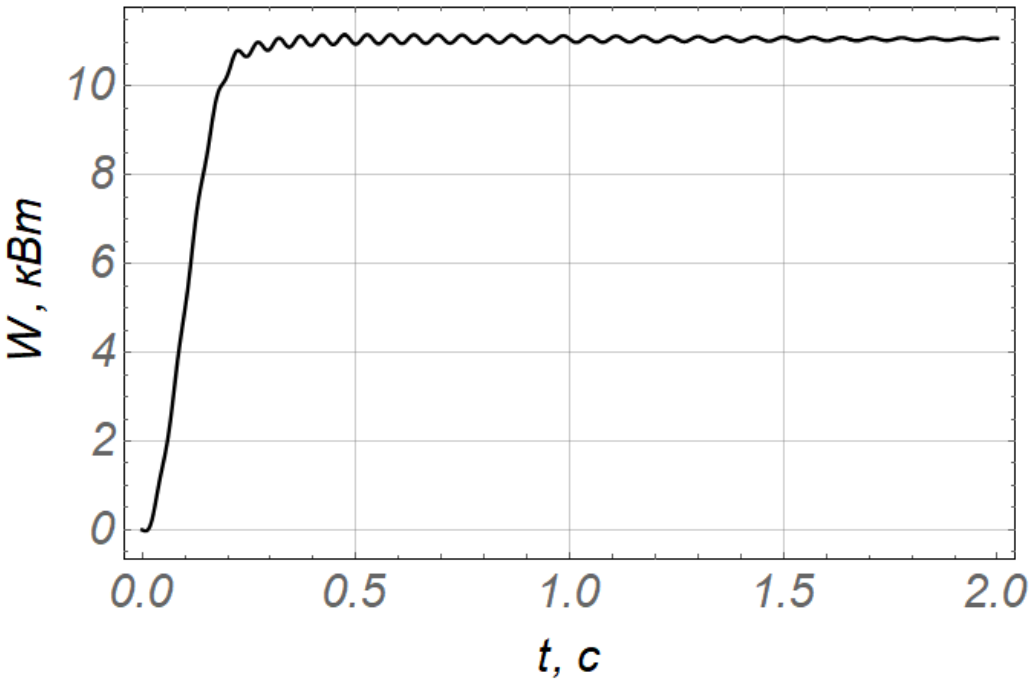

Рис.2.17. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндру за s-подібною залежністю зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

Для оцінки енергоефективності переміщення вихідної ланки гідравлічного циліндра за різними режимами руху на рис. 2.15 – рис. 2.17 наведено результати затраченої потужності.

Як видно, при кожному з режимів руху відбувається нерівномірне споживання енергії, що пов’язано із коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції та вантажу. Найменші коливання тиску робочої рідини спостерігаються при зміні площі прохідного перерізу золотникового розподільника за S подібною залежністю.

Разом із тим, ці коливання при лінійній та параболічній залежностях зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника є значними, тому в кожному конкретному випадку необхідно вибирати той або інший закон зміни площі прохідного перерізу.

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Загальні положення при роботі із промисловими роботами

До роботи із гідравлічним обладнанням промислових роботів допускаються працівники віком не молодше 18 років, які пройшли вступний та первинний інструктажі з питань охорони праці та пожежної безпеки, а також навчання безпечним методам ведення робіт на даному обладнанні [21].

Працівники повинні один раз на 3 місяці проходити повторні інструктажі з питань охорони праці, а при виконанні разових робіт, безпосередньо не пов'язаних із посадовими обов'язками або обов'язками за спеціальністю, – цільовий інструктаж відповідно до характеру виконуваної роботи [22].

Перед початком виконання робіт, пов'язаних з експлуатацією електрообладнання, працівник повинен пройти інструктаж для отримання I групи з електробезпеки та один раз на рік проходити перевірку знань відповідних нормативних актів з охорони праці та пожежної безпеки [23].

Кожен працівник під час виконання своїх трудових обов'язків повинен:

- виконувати тільки ту роботу, яка передбачена посадовими чи робочими інструкціями або доручена йому керівником [24];
- дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку;
- знати будову та принцип роботи обладнання з яким йому необхідно працювати [25];
- дбати про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я оточуючих людей в процесі виконання будь-яких робіт чи під час перебування на території виробництва;
- знати і виконувати вимоги правил пожежної безпеки, знати місця знаходження первинних засобів пожежогасіння та уміти ними користуватися;
- знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів з охорони праці, вимоги санітарно-гігієнічних норм і правил, вміти надавати домедичну допомогу;
- користуватися передбаченими засобами колективного та індивідуального

захисту.

Палити та приймати їжу дозволяється тільки у спеціально відведених для цього місцях [26].

Основними шкідливими та небезпечними виробничими факторами, які за певних обставин можуть призвести до травматизму чи професійних захворювань, є такі:

- підвищена напруга електричної мережі;
- частини механічного обладнання, що рухаються чи обертаються, а також частини деталей, що оброблюються.

Працівник безоплатно забезпечується спецодягом, спецвзуттям та засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) відповідно до діючих Типових галузевих норм або норм передбачених договором [27].

Працівник має право відмовитися від роботи, якщо умови її виконання створюють загрозу його здоров'ю або життю чи суперечать вимогам нормативних актів з охорони праці.

За порушення вимог щодо охорони праці та пожежної безпеки працівник несе адміністративну, дисциплінарну відповідальність згідно діючого законодавства України [28].

3.2. Вимоги безпеки перед початком роботи

Працівник перед початком роботи повинен:

- одягнути та привести до ладу передбачений для виконання роботи спецодяг, спецвзуття та ЗІЗ;
- оглянути і привести в належний стан робоче місце, прибрати зайве;
- оглянути інструмент, інвентар, пристосування, перевірити їх справність;
- переконатися в достатній освітленості робочого місця; при необхідності використання переносного світильника переконатися в його справності, при цьому напруга для його живлення не повинна перевищувати 42 В.

Стаціонарний маніпулятор має бути закріплений на підлозі і відповідати таким вимогам:

- корпус маніпулятора та відповідно ланки не повинні мати тріщин та інших ушкоджень;
- контрольно-вимірювальне обладнання промислового маніпулятора має бути справним;
- робоча зона, спрямована у бік проходів або в сторону іншого обладнання, має бути відгороджена захисним екраном;
- гідравлічні шланги не повинні мати ушкоджень, вони повинні бути надійно закріплені на штуцерах;
- гідравлічні приводні двигуни не повинні пропускати робочу рідину через ущільнення.

При виявленні загрози безпечному проведенню роботи, необхідно доповісти про це безпосередньому керівнику і до роботи не приступати. Дозволяється приступати до роботи тільки після усунення виявлених недоліків.

3.3. Вимоги безпеки під час роботи

Під час роботи працівник повинен:

- бути уважним, не відволікатися на сторонні справи та розмови, не відволікати інших працівників [36];
- постійно підтримувати чистоту та порядок на робочому місці, тримати в чистоті і справності всі вузли і механізми промислового робота-маніпулятора;
- стежити за справністю роботи електрообладнання та електроприладів; у разі раптового припинення подачі електроенергії промислового робота-маніпулятора необхідно відключити від електричної мережі;
- стежити за справністю всіх контрольно-вимірювальних приладів;

- при виявленні несправностей необхідно вжити заходи щодо зупинки промислового робота-маніпулятора та повідомити про це безпосереднього керівника;

- стежити за тим, щоб не було витоку робочої рідини в місцях приєднання шлангів;

При пресуванні деталі стежити, щоб вона була міцно закріплена, а спеціальне пристосування було встановлене без перекосів. Робочі деталі встановлювати стійко на підручних пристосуваннях так, щоб унеможливити їх зміщення під час роботи. Обробляти деталі, що знаходяться в підвішеному стані або які утримуються руками, не допускається [36].

Забороняється:

- допускати до управління промисловим роботом-маніпулятором сторонніх осіб;

- проводити регулювання та ремонт обладнання під час роботи промислового робота-маніпулятора;

- працювати із несправним роботом-маніпулятором;

- працювати із несправними контрольно-вимірювальними приладами та гідравлічною магістраллю;

- доторкатися до рубильників та іншого електроустаткування без гумових рукавичок;

- залишати промислового робота-маніпулятора, який працює, без нагляду.

3.4. Вимоги безпеки після закінчення роботи

Вимкнути промислового робота-маніпулятора. Закрити вентиль на масляній магістралі.

Привести робоче місце в належний стан, зібрати та перенести у відведені місця залишки матеріалів, їх відходи, інструменти тощо [36].

Ретельно протерти і очистити пристосування і інструмент від стружки, тирси, пилу тощо.

Зняти спеціальний одяг, спецвзуття, інші ЗІЗ та помістити їх до місця зберігання.

Вимити руки, обличчя, при необхідності прийняти душ, переодягнутися у чистий одяг.

Доповісти керівнику про виявлені під час роботи недоліки

3.5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

В процесі роботи можуть виникнути наступні аварійні ситуації:

- загоряння обладнання або матеріалів, виникнення пожежі;
- пошкодження ізоляції електрообладнання, виникнення напруги дотику та крокової напруги;
- заклинювання рухомих частин обладнання;
- розрив частин механізмів, що рухаються або обертаються;
- виліт матеріалів, що обробляються.

У разі виникнення аварійної ситуації необхідно:

- обгородити небезпечну зону і не допускати в неї сторонніх осіб; якщо обстановка не загрожує життю і здоров'ю працівників і не повинна призвести до більш тяжких наслідків, необхідно її зберегти такою, якою вона була на момент настання події, для проведення розслідування;
- повідомити про те, що сталося, керівника робіт;
- у випадку виникнення пожежі приступити до її ліквідації; якщо погасити пожежу своїми силами неможливо, викликати пожежну команду.

У разі настання нещасного випадку:

- негайно звільнити потерпілого від дії вражаючого фактору;
- перенести його в безпечне місце;
- визначити стан потерпілого, при необхідності надати йому домедичну допомогу, а у тяжких випадках викликати екстрену медичну допомогу.

При ліквідації аварійної ситуації виконувати вказівки керівника робіт.

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

4.1. Удосконалення системи керування приводними ланками робота із гідравлічним приводом

Підвищення точності та плавності переміщення ланками робота із гідравлічним приводом можливо реалізувати обравши оптимальні конструктивні та кінематичні параметри.

Досягнути суттєвого покращення показників режимів руху виконавчих ланок робота з гідравлічним приводом, можливо після модернізації елементів керуючої системи.

Вибір певних законів зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику да є змогу зменшити динамічні навантаження на металоконструкцію виконавчого механізму робота та відповідно на саму гідравлічну систему.

Як видно із попереднього розділу за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику напряму залежить поява небажаних коливань. Які в свою чергу вносять негативну функцію, що може значно вплинути на швидкодію та точність робота.

Виникнення небажаних коливань, як на початку руху так і в кінці значно впливають на продуктивність робота. Так, як необхідно затрачати більше часу на стабілізацію системи.

В результаті за проведеними в попередніх розділах дослідженнями видно що необхідно розробляти нові геометричні форми зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику, що відповідно дасть змогу підвищити економічну ефективність виконання технологічного процесу роботом.

Враховуючи вище наведене запропоновано знизити динамічні навантаження під час пуску, усталеного руху та гальмування вихідної ланки приводних механізмів робота та відповідно елементів металоконструкції шляхом розроблення нової геометрії золотникового розподільника.

Для усунення динамічних навантажень та забезпечення умови плавного та точного пуску та гальмування вихідних елементів гідравлічних приводних двигунів та відповідно ланок робота на робочих кромках золотника пропонується радіально виконати дросельні щілини. Дані дросельні щілини повинні бути розміщенні перпендикулярно осі золотника. Самі дросельні щілини пропонується виконати у формі конусних виточок змінного перерізу по осі золотника (рис.4.1).

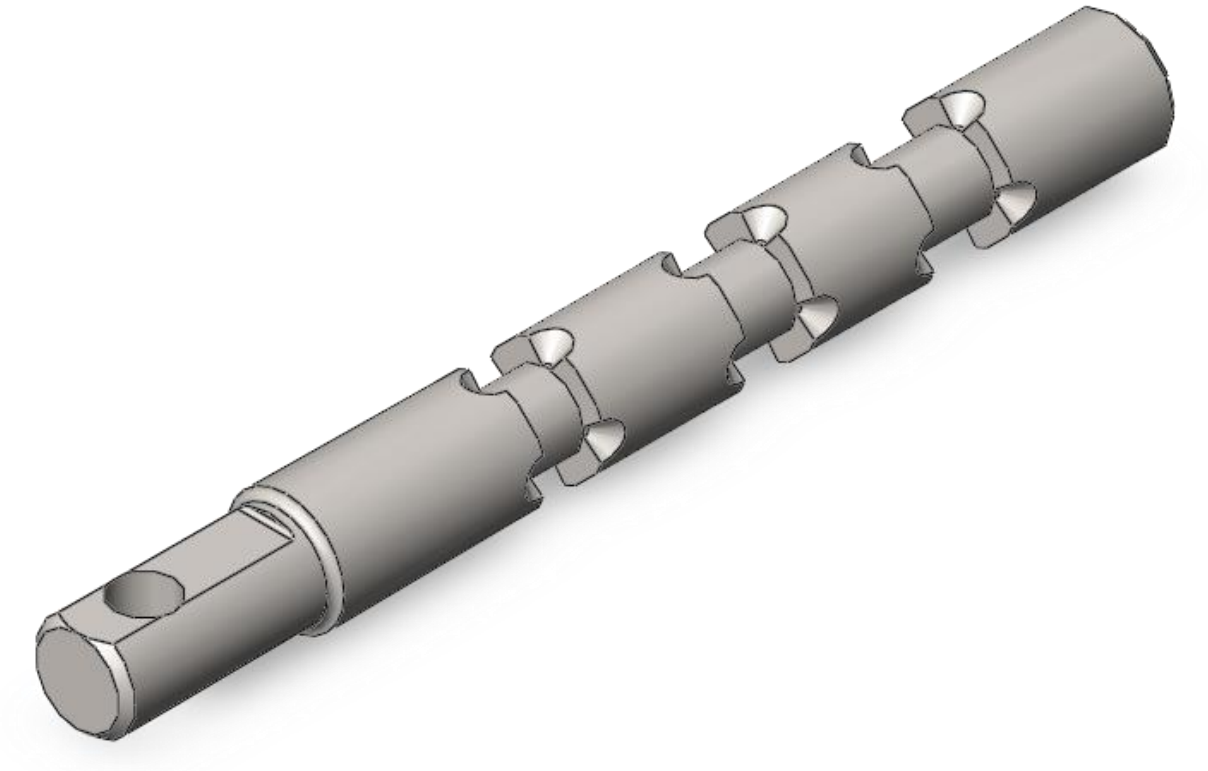

Рис. 5.1. Золотник із дросельними проточками

4.2. Підвищення ефективності робота з гідравлічним приводом за рахунок скорочення часу робочого циклу

Проаналізувавши теоретично роботу гідравлічного приводу за різними режимами руху, який виконано у 3 розділі видно, що при роботі за умови використання s-подібної залежності зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику є можливість отримати додатковий час, внаслідок зменшення

тривалості коливань механічної системи після початку руху та відповідно гальмування.

Тривалість робочого циклу руху вихідної ланки робота з гідравлічним приводом описується наступним виразом виразом:

$$T_{ц} = \alpha \sum t + \sum t_{д}, \tag{4.1}$$

де $\sum t$ – час, витрачений на операції переміщення вантажу у вертикальній та горизонтальній площинах; α – коефіцієнт одночасності виконуваних операцій; $\sum t_{д}$ – час, витрачений на допоміжні операції, які визначаються за формулою:

$$\sum t_{д} = t_{зах} + t_{зн} + t_{нав1} + t_{п}, \tag{4.2}$$

де $t_{зах}$ – час витрачений на захват вантажу (2 с); $t_{нав1}$ – час, необхідний для переміщення вантажозахватного пристрою над вантажем та позиціонування його (3…4 с); $t_{зн}$ – час, що витрачений на вивільнення вантажу (2 с); $t_{п}$ – час повороту механічної системи (15 с).

Розрахуємо зекономлений час на виконання технологічного процесу роботом при використанні s-подібної та лінійної залежності зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику.

Порівнюючи між собою використання золотників із лінійною та s-подібною зміною площі прохідного перерізу в золотниковому розподільнику для гідравлічних приводних механізмів робота-маніпулятора зроблено висновок, що при використанні золотників із s-подібною зміною площі прохідного перерізу в золотниковому розподільнику, в залежності від режиму роботи приводних механізмів робота-маніпулятора, скорочення одного циклу виконання технологічного процесу переміщення вантажу складає від 6,2 до 11,1% економії часу.

Таблиця 4.1.

Результати розрахунків скорочення часу робочого циклу завантаження вантажу

Режим роботи	Час переміщення, с		Скорочення одного циклу завантаження вантажу, %
	Лінійна залежність	s-подібна залежність	
1	73,1	66,4	9,2
2	65,6	61,5	6,2
3	57,8	53,7	7,1
4	62,5	58,3	6,7
5	55,7	49,5	11,1

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній магістерській роботі було вирішено актуальне науково-технічне завдання, що стосується удосконалення системи керування роботом з гідравлічним приводом для підвищення його точності, швидкості та енергоефективності.

Проведено аналіз особливостей гідравлічних приводів роботів та огляд традиційних і сучасних методів їхнього керування. Виявлено ключові недоліки існуючих систем, зокрема недостатню точність при роботі на високих швидкостях та чутливість до зміни температури робочої рідини.

Створено математичну модель руху ланок робота та функціонування гідроприводу в загальному випадку. На відміну від спрощених моделей, розроблена модель враховує такі нелінійні фактори, як стисливість робочої рідини, піддатливість елементів гідравлічної системи, витоки в циліндрах і клапанах, а також залежність параметрів дроселювання від тиску. Це дозволило отримати достовірне відображення динаміки системи.

Проведено теоретичні дослідження режимів руху вихідної ланки гідравлічного двигуна разом із вантажем за лінійною, параболічною та s-подібною залежностями зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику.

Аналіз отриманих результатів дав можливість виявити що найефективніше використовувати не лінійну функцію зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику. А саме s-подібну залежність.

При зміні площі в золотниковому розподільнику саме за s-подібною залежністю в гідравлічній системі виникають найменші динамічні навантаженя, що відповідно покращить характеристики робота в цілому, підвищить надійність, точність, плавність рухів та енергоефективність в цілому.

Встановлено закономірності зміни об’ємної подачі робочої рідини до приводних механізмів гідравлічного приводу, за якої мінімізуються динамічні навантаження, що виникають в процесі переміщення вихідної ланки гідравлічного приводного двигуна разом з вантажем.

Обґрунтовано конструктивні параметри та удосконалено систему керування привідними механізмами робота-маніпулятора з гідравлічним приводом, які забезпечують мінімізацію виникнення динамічних навантажень в період перехідних режимів руху.

Розроблений алгоритм керування може бути безпосередньо впроваджений у існуючі промислові роботи з гідравлічним приводом шляхом оновлення елементів системи керування, а саме гідравлічних золотникових розподільників.

Удосконалення системи керування призводить до підвищення продуктивності робота за рахунок швидкості та точності, а також до зменшення зносу механічних частин завдяки більш плавному керуванню.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Роботи в сільському господарстві. Що нас чекає у майбутньому [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.agronom.com.ua/roboty-v-silskomu-gospodarstvi-shho-nas-chekaye-u-majbutnomu/

2. Роботи KRN [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://rnd.knrsys.com/english/view.html?id_no=24&PHPSESSID=c07323cef9b371930572a442a7105ce1

3. Трет'як А.В. Основи робототехніки: навчальний посібник для студентів спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка» / А.В. Трет'як, А.М. Кльон.– Полтава, видавництво національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2024. – 135 с.

4. С.О. Кошель. Проектування промислових роботів та маніпуляторів: Навчальний посібник / С.О. Кошель, Ю.А. Ковальов, О. П. Манойленко. – К., Центр навчальної літератури, 2019. – 256 с.

5. Міщук Д. О. Проектування і конструювання робототехнічних систем: Навчальний посібник /Д. О. Міщук. – К.: 2020. – 185 с.

6. Міщук Д. О. Роботи і маніпулятори: Підручник / Д. О. Міщук. – К.: 2020. – 268 с.

7. Міщук Д. Дослідження динамічної моделі гідравлічного циліндра об'ємного гідроприводу / Д. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2016. – Вип. 87. – С. 74-81.

8. Пелевін Л. Є. Синтез робототехнічних систем в машинобудуванні: підручник / Л. Є. Пелевін, К. І. Почка, О. М. Гаркавенко, Д. О. Міщук, І.В. Русан. – К: ТОВ "НВП "Інтерсервіс"", 2016. – 258 с.

9. Невлюдов І. Ш. Проектування мобільних маніпуляційних роботів: Монографія / І. Ш. Невлюдов, А. О. Андрусевич, В. В. Євсєєв, С. П. Новоселов, Н. П. Демська– Х.: 2022. – 427 с.

10. ДСТУ 2879-94 Маніпулятори, автооператори, роботи промислові та системи виробничі гнучкі. Терміни та визначення.

11. Eugene Kagan, Nir Shvalb, Irad Ben-Gal. Autonomous Mobile Robots and Multi-Robot Systems. John&Son Ltd. 2020. P. 319.

12. Robotique agricole: repenser la mécanisation agricole. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://www.entraid.com/articles/robotique-agricole-opportunite-repenser-mecanisation agricole

13. Robot Più Strani Ed Utili Mai Costruiti. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://www.smartweek.it/10-robot-piu-strani-ed-utili-mai-costruiti/6/

14. Boston Dynamics. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://www.bostondynamics.com/

15. Роботи KUKA Roboter. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://www.kuka.com

16. Роботи FANUC. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://www.fanucrobotics.com/Products/Robots/Atoz.aspx

17. Роботи Kawasaki [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://www.kawasakirobotics.com/products/?page=robots

18. Роботи ABB [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://www.abb.ru/product/us/9AAC100735.aspx

19. Зварні роботи MOTOMAN [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://www.motoman.com/products/robots/arc-welding-robots.php

20. «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» Наказ Держнагляд охорон праці України 09.01.98 N 4 ДНАОП 0.00.1.1-98.

21. Правила користування і випробовування засобів захисту, які використовуються в електроустановках.

22. ДСТУ 73-93 ССВП. Пожежна техніка. Терміни та визначення.

23. ДСТУ 93-93 ССВП. Охорона праці. Терміни та визначення.

24. ДСТУ 708-99. Метрологія. Повірка засобів вимірювання. Організація і порядок проведення.

25. ДСТУ 301-95. Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення.

26. ДСТУ 330-95. Управління якістю та забезпечення якості. Терміни та визначення.

27. ДСТУ 9004-1-95. Управління якістю та елементи системи якості.

28. ДСТУ 3816-98. Керівні вказівки щодо розроблення настанов з якості.

29. Термометрія. Терміни та визначення. Зміна 1: ДСТУ 3518-97. – [Чинний від 01.10.2019]. – Київ: Держстандарт України, 2019 – 97 с. – (Національні стандарти України).

30. Закон України «Про ринок електричної енергії». В редакції від 29 грудня 2019 року, підстава №394-IX. Відомості Верховної Ради, 2017, № 27–28, ст.312.

31. Закон України «Про енергозбереження». (Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2006, №15, ст.126).

32. Закон України №555-IV від 20.02.2003 р. «Про альтернативні джерела енергії».

33. ДБН А.2.2. –3 – 2012 Склад та зміст проектної документації

34. ДБН В.2.5-27-2006 Інженерне обладнання будинків і споруд. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд

35. Правила улаштування електроустановок. ПУЕ. 7-ме видання, перероблене та доповнене. – К.: Міненерговугілля України, 2022. – 794 с.

36. Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів (ПТЕЕС). Затверджено наказом Міністерства палива та енергетики 25.07.2006 № 258 (у редакції наказу Міністерства енергетики та вугільної промисловості № 91 від 13.02.2012 та № 905 від 16.11.2012) Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 2 березня 2012 р. за № 350/20663.

37. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. Затверджено наказом Держнаглядохоронпраці від 09. 01. 98 № 4. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 10. 02. 98 за № 93/2533.

38. Петрик В.Ф. Метрологія, стандартизація та сертифікація в неруйнівному контролі: навчальний посібник / В.Ф. Петрик, А.Г. Протасов. – Київ: НТУУ ”КПІ”, 2015. – 266 с.

39. Сєріков Я. О., Білецький І. В., Калюжний Д. М. Охорона праці в галузі електроенергетики: підручник. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2021. 247 с.

40. Tavner P., Ran L., Crabtree C. Condition Monitoring of Rotating Electrical Machines. 3rd Edition. London: IET, 2020. 432 p.

41. Mathematical Modelling and Numerical Analysis in Electrical Engineering / Ed. by A. M. El-Nobi. Basel: MDPI, 2024. 208 p. (Reprint of the Special Issue published in Mathematics).

42. Chengchao Bai; Jifeng Guo; Hongxing Zheng. (2019). Three-Dimensional Vibration-Based Terrain Classification for Mobile Robots. IEEE Access. Volume: 7. Page(s): 63485 – 63492. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2916480

43. Prabin Kumar Panigrahi, Sukant Kishoro Bisoy. (2021). Localization strategies for autonomous mobile robots: A review. Journal of King Saud University - Computer and Information Sciences. DOI: 10.1016/j.jksuci.2021.02.015

44. Толок В.А. Метод кінцевих елементів: теорія, алгоритми, реалізація / В.А.Толок. – Київ: Наук. думка, 2003. – 316 с.

45. Протасов А.Г. Моделювання задач теплового неруйнівного контролю з використанням комп’ютерних технологій / А. Г. Протасов // Методи та прилади контролю якістю – 2014. – № 1(32). – С. 14-17.

46. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / В.С.Стручок. — Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. — 156 с.

47. Seyed Mojtaba Shafaei,Hossein Mousazadeh. (2021). Development of a mobile robot for safe mechanical evacuation of hazardous bulk materials in industrial confined spaces. Jurnal of Field Robotics. First published: 16 November 2021. DOI: 10.1002/rob.22047.

48. Kim, Changwon, Junho Suh, and Je-Heon Han. (2020). Development of a Hybrid Path Planning Algorithm and a Bio-Inspired Control for an Omni-Wheel Mobile Robot. Sensors. 20, no. 15: 4258. DOI:10.3390/s20154258.

49. Luis A. Mateos; Wei Wang; Banti Gheneti; Fabio Duarte; Carlo Ratti; Daniela Rus. (2019). Autonomous Latching System for Robotic Boats. The International Conference on Robotics and Automation (ICRA). 20-24 May. Montreal, QC, Canada. DOI: 10.1109/ICRA.2019.8793525.

50. Pons, P., Jaen, J. (2020). Interactive spaces for children: gesture elicitation for controlling ground mini-robots. J Ambient Intell Human Comput. Volume: 11. P. 2467–2488. DOI:10.1007/s12652-019-01290-6.

51. Hoang VuPhan, Hoon CheolPark. (2020). Mimicking nature's flyers: a review of insect-inspired flying robots. Current Opinion in Insect Science. Volume 42, Pages 70-75. DOI: 10.1016/j.cois.2020.09.008.

52. Pop, Cornel Vlad; Tătar, Mihai Olimpiu. (2021). Studies and Research on the Locomotion of Mobile Robots Inspired By Biosystems. Robotica & Management. Vol. 26 Issue 2, P. 35-42.

53. Mobile manipulator FETCH [Type of medium]. Available: https://robosklep.com/en/mobile-manipulators/119-mobile-manipulator-fetch-.html

54. Mobile manipulator XL-GEN [Type of medium]. Available: https://robosklep.com/en/mobile-manipulators/196-mobile-manipulator-xlgen.html