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

Факультет електроенерготехніки та автоматики
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ Сергій КОВБАСА
(підпис)

“___”_____2024 року

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою «Електромеханічні системи автоматизації, електропривод та електромобільність»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
(код і назва)

на тему: «Електромеханічна система насосного агрегата»
Виконав: студент 4 курсу, групи ЕП-01
(шифр групи)

Тананаєв Дмитро Едуардович _____
(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Керівник ст. викл., к.т.н. Желінський Микола Миколайович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім’я, по-батькові) (підпис)

Консультант _____ _____ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім’я, по-батькові) (підпис)

Рецензент ст.викл., Котлярова Вікторія Володимирівна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім’я, по-батькові) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.
Студент_____
(підпис)

Київ – 2024 р.

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	А4		Завдання на дипломний проект	2	
2	А4	141.0110.010.БР	Пояснювальна записка	99	
3	А1	141.0110.010.БР	Структурні схеми електромеханічної системи насосного агрегата	1	
4	А1	141.0110.010.БР	Схема електрична принципова електромеханічної системи насосного агрегата	1	
5	А1	141.0110.010.БР	Графіки досліджень перехідних процесів лінеаризованих систем насосного агрегату	1	

Пояснювальна записка
до дипломного проекту

на тему: «Електромеханічна система насосного агрегата»

Київ – 2024 р.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Факультет електроенерготехніки та автоматики
(повна назва)

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу
(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(код і назва)

Освітньо-професійна програма – Електромеханічні системи автоматизації, електропривод та електромобільність

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Сергій КОВБАСА
(підпис)
«___»_____20__ р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту
Тананаєву Дмитру Едуардовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: «Електромеханічна система насосного агрегата»,_____
керівник проекту ст. викл., к.т.н. Желінський Микола Миколайович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «_»_____ 20__ р. №_____

2. Термін подання студентом проекту ____12.06.2024_____

3. Вихідні дані до проекту: 2 поверхи і підвал, висота поверху 2.5 м, висота підвалу 1.5м, пікове споживання води в приватному будинку 4.8 м^3/год, необхідний напір в системі 40 м.

4. Зміст пояснювальної записки: 1. Аналітичний огляд в галузі насосних агрегатів. 2. Визначення потрібної потужності електродвигуна. 3. Розрахунок параметрів номінального режиму та схеми заміщення двигуна. 4. Математичні моделі насосного агрегату. 5. Дослідження структурної схеми контуру регулювання електромеханічної системи. 6. Технічна реалізація електромеханічної системи.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначеннями обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)
Структурні схеми електромеханічної системи насосного агрегата. Схема електрична принципова електромеханічної системи насосного агрегата. Графіки досліджень перехідних процесів лінеаризованих систем насосного агрегату.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання____15.04.24_____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітки
1	Аналітичний огляд в галузі насосних агрегатів	29.04.2024	
2	Визначення потрібної потужності електродвигуна	6.05.2024	
3	Розрахунок параметрів номінального режиму та схеми заміщення двигуна	10.05.2024	
4	Математичні моделі насосного агрегату	22.05.2024	
5	Дослідження структурної схеми контуру регулювання електромеханічної системи	03.06.2024	
6	Технічна реалізація електромеханічної системи	07.06.2024	
7	Оформлення дипломного проєкту	12.06.2024	

Студент _____ Дмитро ТАНАНАЄВ
(підпис) (ініціали, прізвище)

Керівник дипломного проєкту _____ Микола ЖЕЛІНСЬКИЙ
(підпис) (ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект містить: сторінок – 99, рисунків – 54, таблиць – 11, графічну частину на 3 листках А1.

Метою дипломного проекту є розробка електромеханічної системи насосного агрегата.

Проведено аналітичний огляд в галузі насосних агрегатів. Розглянуто сфери використання та типові технічні рішення насосних агрегатів, способи керування та сформовано вимоги до таких систем, надано опис технологічного процесу.

Визначено необхідну потужність електродвигуна за розрахунком потужності насосного агрегату.

Розраховано параметри номінального режиму та схеми заміщення двигуна. Вибрано силове обладнання для електромеханічної системи.

Представлено математичну модель насосного агрегату та наведено синтез ПІ – регулятора. Визначено лінеаризовану модель насосу та проведено досліди за завданням напору в середовищі «Matlab». Виконано дослідження стабілізації тиску за допомогою ПІД – регулятора.

НАСОСНИЙ АГРЕГАТ, НАПІР, ВИТРАТА, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ПОТУЖНІСТЬ, КЕРУВАННЯ, ЕЛЕКТРОДВИГУН, МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ, ЛІНЕАРИЗАЦІЯ, РЕГУЛЮВАННЯ ЗА ЗАВДАННЯМ, ПІ – РЕГУЛЯТОР, МОДЕЛЮВАННЯ.

SUMMARY

The diploma project contains: pages - 99, figures - 54 , table - 11 , graphic part on 3 A1 sheets.

The purpose of the diploma project is to develop an electromechanical system of a pumping unit.

An analytical review in the field of pumping units has been carried out. The areas of application and typical technical solutions of pumping units, control methods are considered and requirements for such systems are formed, a description of the technological process is given.

The required power of the electric motor is determined by calculating the power of the pumping unit.

The parameters of the nominal mode and motor replacement scheme are calculated. The power equipment for the electromechanical system is selected.

The mathematical model of the pumping unit is presented and the synthesis of the PI controller is given. A linearized model of the pump is determined and experiments are carried out to set the pressure in the «Matlab» environment. A study of pressure stabilization using a PID controller is carried out.

PUMPING UNIT, HEAD, FLOW, PERFORMANCE, POWER, CONTROL, ELECTRIC MOTOR, MATHEMATICAL MODELS, LINEARISATION, TASK CONTROL, PI CONTROLLER, MODELLING.

ЗМІСТ

ВСТУП 10
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД В ГАЛУЗІ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ 12
1.1 Галузі використання та типові технічні рішення насосних агрегатів 12
1.2 Опис технологічного процесу 21
1.3 Способи керування насосними агрегатами 25
1.4 Формулювання вимог до насосного агрегату, систем автоматичного керування та автоматизації 34
Висновок до розділу 1 40
2 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТРІБНОЇ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНА 42
2.1 Розрахунок потужності насосного агрегату 42
2.1.1 Втрати напору на всмоктування 43
2.1.2 Втрати напору на нагнітання 43
Висновки по розділу 2 46
3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ ТА СХЕМИ ЗАМІЩЕННЯ ДВИГУНА 47
3.1 Розрахунок параметрів асинхронного двигуна 47
3.2 Розрахунок параметрів Т-подібної схеми заміщення 49
3.3 Вибір силового обладнання 52
Висновки по розділу 3 58
4 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ 59
4.1 Математична модель насосного агрегату та синтез ПІ - регулятора 59
4.2 Лінеаризована математична модель насосу 63
Висновки по розділу 4 65
5 ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ 66
5.1 Дослідження структурної схеми контуру регулювання за завданням напору в середовищі Matlab 66
5.2 Дослідження лінеаризованої структурної схеми насосного агрегату в середовищі Matlab 75

5.3 Дослідження стійкості структурної схеми контуру регулювання за завданням напору в середовищі Matlab 81
Висновки по розділу 5 84
6 ТЕХНІЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ 85
6.1 Підключення електрообладнання 85
6.2 Налаштування перетворювача частоти 87
6.3 Налаштування ПІД - контролера 91
Висновки по розділу 6 94
ВИСНОВКИ 95
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ 97

ВСТУП

Насосні агрегати є невід'ємною частиною багатьох промислових і цивільних систем, забезпечуючи надійну та ефективну передачу рідин. Електромеханічна система насосного агрегата являє собою злагоджену взаємодію електричних та механічних компонентів, спрямованих на оптимальну роботу насоса. Ця система охоплює широкий спектр елементів, починаючи від електродвигуна, який забезпечує необхідну механічну енергію, і закінчуючи складними системами керування та моніторингу.

Система керування є невід'ємною частиною електромеханічної системи насосного агрегата. Вона відповідає за регулювання швидкості обертання двигуна, контроль тиску та витрати рідини, а також за забезпечення безпечної та ефективної роботи всієї системи. Сучасні системи керування використовують передові технології, такі як частотні перетворювачі, програмовані логічні контролери (ПЛК) та цифрові системи моніторингу, що дозволяє оптимізувати продуктивність насосного агрегата, зменшити витрати енергії та забезпечити точний контроль за параметрами роботи.

Інноваційні технології, такі як інтелектуальні датчики, аналітика великих даних та машинне навчання, відкривають нові можливості для підвищення ефективності та надійності електромеханічних систем насосних агрегатів. Ці технології дозволяють виконувати прогностичне технічне обслуговування, виявляти потенційні несправності на ранніх стадіях та оптимізувати роботу системи в режимі реального часу.

Забезпечення постійного та якісного водопостачання має вирішальне значення для комфортного життя. Для цього необхідно використовувати новітні технології для надійного та ефективного водопостачання населення.

Одним з найбільш ефективних рішень для досягнення постійного і якісного водопостачання є використання автоматизованої насосної станції, оснащеної частотним перетворювачем. Завдяки автоматизації керування насосними агрегатами можна здійснювати без постійної присутності обслуговуючого персоналу, що забезпечує підвищення надійності,

збереження обладнання та оптимальну роботу насосних агрегатів і станції в цілому.

Чим більше насосів містить насосна станція, тим гнучкішою та економічно ефективнішою вона стає. Автоматичну насосну станцію каскадного типу, оснащену частотним перетворювачем, можна використовувати для водопостачання житлових будинків, промислових об'єктів, а також для зрошення сільського господарства.

Актуальність роботи полягає в розробці керування електромеханічної системи насосного агрегата за зміною тиску.

Метою роботи є дослідження лінеаризованої електромеханічної системи насосного агрегату із заданими параметрами гідравлічної мережі.

Практична цінність даної роботи полягає в розробці та впровадженні електромеханічної системи насосного агрегата, що дозволяє ефективно використовувати її роботу в різних умовах експлуатації.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД В ГАЛУЗІ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ

1.1 Галузі використання та типові технічні рішення насосних агрегатів

Насоси незамінні в багатьох технологічних і промислових операціях, оскільки вони полегшують перекачування рідин, газів, сумішей і різних речовин з одного середовища в інше. Це перетворення передбачає використання механічної енергії приводу насоса та перетворення її як на кінетичну енергію, так і на енергію тиску рідини. Застосування насосів охоплює широкий спектр галузей, включаючи водне господарство, сільське господарство, енергетику, нафтопереробку, виробництво продуктів харчування, а також системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. Нижче ми розглянемо найбільш часто використовувані типи насосів і їх відповідне використання [1].

На практиці найчастіше використовуються відцентрові насоси, які призначені для транспортування різних типів рідин. Ці насоси є універсальними та можуть перекачувати воду, а також хімічно агресивні, корозійні, в’язкі, абразивні та вибухонебезпечні рідини (рис. 1.1). Відцентрові насоси знаходять широке застосування в різноманітних галузях промисловості та налаштуваннях, включаючи дренажні системи, молочну промисловість, виробництво фарб і лаків, а також для точного дозування кислот і лугів у процесах контролю pH [1].

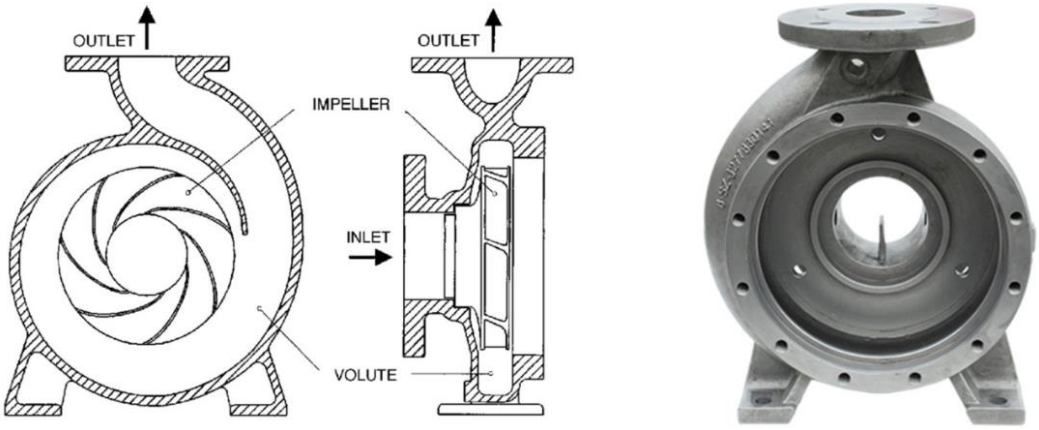


Рисунок 1.1 – Вигляд відцентрового насосу

Існують різні типи відцентрових насосів, наприклад одноступінчасті, багатоступінчасті, самовсмоктувальні та двоходові промислові насоси, кожен з яких призначений для різних цілей. Наприклад, вертикальні багатоступінчасті відцентрові насоси зазвичай використовуються на заводах, у промислових процесах, системах водопостачання та інших системах подачі рідини, які вимагають виключно високого тиску рідини, якого неможливо досягти за допомогою одноступінчастого відцентрового насоса.

Насоси з роздільним корпусом або конструкцією з подвійним входом призначені виключно для перекачування чистих або хімічно безпечних рідин. Вони знаходять застосування в таких системах, як котли та градирні. Обслуговування цих насосів надзвичайно просте.

Циркуляційні насоси, які спеціально розроблені для систем опалення, кондиціонування повітря та вентиляції, є важливим компонентом. Ці насоси стратегічно розміщені в приміщенні, щоб захистити їх від будь-яких потенційних зовнішніх факторів. При виборі відповідного циркуляційного насоса головними факторами, які необхідно враховувати, є площа, тип і діаметр труб в системах опалення, вентиляції та кондиціонування. Дуже важливо, щоб потужність циркуляційного насоса відповідала конкретним вимогам труб. Більш тонкі труби вимагають більш надійного циркуляційного насоса, тоді як товщі труби можуть ефективно працювати з менш потужним насосом [1].

Використовуючи силу відцентрової сили, механічний пристрій, відомий як відцентровий насос, використовує кінетичну енергію для руху рідини. Цей пристрій складається з різних важливих елементів [4]:

У центрі відцентрового насоса лежить робоче колесо, диск, який обертається та використовує свої вигнуті лопаті для передачі кінетичної енергії рідині. Коли робоче колесо обертається, воно створює область зниженого тиску в своєму центрі, що призводить до всмоктування рідини з входу (рис. 1.2) [4].

Рисунок 1.2 – Робоче колесо

Кожух оточує робоче колесо і служить для перетворення кінетичної енергії, що генерується робочим колесом, в енергію тиску. Він спрямовує рідину до випускного отвору (рис. 1.1).

Рисунок 1.3 насос в розрізі. Крильчатка прикріплені до цього валу, а підшипники використовуються для її підтримки та мінімізації тертя [4].

Рисунок 1.3 – Вал та підшипники

Відцентрові насоси мають ряд переваг, які відрізняють їх від інших типів насосів. Однією з їхніх ключових переваг є їхня здатність працювати з корозійними рідинами, які швидко руйнують інші насоси. Крім того, ці насоси мають високу енергоефективність, перевершуючи інші насосні технології з точки зору ефективності. Це не тільки призводить до економії коштів у довгостроковій перспективі, але й забезпечує негайну вигоду за рахунок зменшення операційних витрат.

Досягнення безперебійного потоку є однією з помітних переваг відцентрових хімічних насосів, оскільки вони усувають пульсацію, яка може

бути викликана іншими типами насосів. Коли справа доходить до пріоритету надійності, відцентрові хімічні насоси є найкращим вибором. Вкрай важливо ретельно оцінити конструкцію, конструкцію та продуктивність насоса, щоб гарантувати його здатність витримувати суворі умови.

Перевагою відцентрових насосів є низькі витрати на обслуговування. На відміну від інших насосів, які часто вимагають частого планового обслуговування, ці насоси усувають потребу в такому регулярному обслуговуванні.

Відцентрові насоси пропонують різноманітність розмірів із широким набором опцій. Важливо відзначити, що одна конфігурація насоса не може задовольнити всі вимоги, оскільки універсальне застосування неможливе. Щоб задовольнити різні сценарії використання, відцентрові хімічні насоси пропонуються в різних конфігураціях.

Двигун ефективно ізольований від камери насоса повітряним зазором, що запобігає передачі тепла та створює тепловий бар'єр. Усуваючи ущільнення приводу, можливість витоків значно зменшується, що дозволяє безпечно та ефективно перекачувати небезпечні рідини без ризику розливу. Відсутність ущільнень приводу також усуває проблеми зносу, втрат на тертя та шуму, одночасно забезпечуючи належне відділення рідини від приводу насоса.

Поршневі насоси-дозатори здатні точно перекачувати рідину із заданою швидкістю. Однією з помітних переваг є можливість змінювати швидкість насоса шляхом регулювання довжини ходу поршня або використання перетворювача частоти для зміни швидкості насоса.

На рис. 1.4 показано використання насосів-дозаторів у різних галузях промисловості, таких як хімічна та нафтова промисловість, де є потреба в точному вимірюванні рідини. Крім того, ці насоси можуть працювати не тільки з газоподібними речовинами, а й з радіоактивними матеріалами.

Рисунок 1.4 – Вигляд дозуючого насосу

Занурені в рідину, що перекачується, занурювальні насоси знаходять застосування в широкому спектрі галузей, таких як будівництво, комерційні, побутові, муніципальні, промислові та дощові системи. Ці насоси здатні перекачувати різні речовини, включаючи колодязну або дощову воду, стічні води, промислові або харчові відходи, хімікати та корозійні рідини [1]. Розмір і тип робочих коліс, які використовуються в занурювальних насосах, відрізняються залежно від таких факторів, як в’язкість рідини та тип, розмір і концентрація присутніх твердих частинок. Як правило, ці насоси встановлюються в резервуарах або контейнерах, як показано на малюнку 1.5.

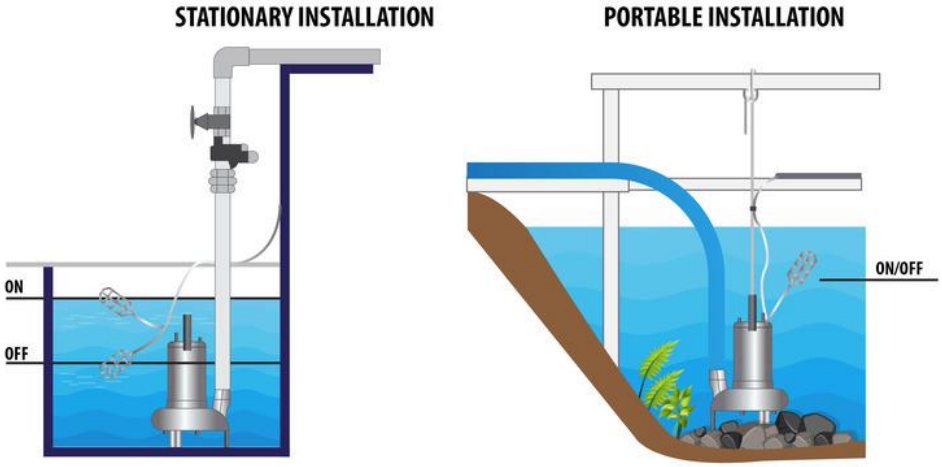


Рисунок 1.5 – Застосування занурювального насосу

Перистальтичні насоси пропонують практичне рішення для різноманітних завдань завдяки своїй унікальній конструкції та експлуатаційним особливостям (рис. 1.6). Вони здатні ефективно

перекачувати в’язкі речовини та абразивні суспензії, а також перекачувати рідини, які не мають мастила або чутливі до зміни висоти. Ці переваги роблять перистальтичні насоси дуже придатними для широкого спектру застосувань, зокрема в таких галузях, як очищення стічних вод, хімічна обробка та виробництво харчових продуктів [2].

Принцип роботи перистальтичних насосів робить їх придатними для різних застосувань. Ці насоси покладаються на ритмічне стискання та відпускання гнучкого шланга, щоб проштовхнути вміст крізь систему та у вихідну лінію. Корпус насоса містить гладкостінний шланг, який надійно утримується на місці башмаками ротора та внутрішньою частиною корпусу. Коли ротор обертається, він стабільно просуває продукт усередині шланга з рівною швидкістю [2].

Завдяки своїй винятковій об’ємній консистенції цей насос ідеально підходить для дозування. Його конструкція без ущільнень забезпечує роботу в сухому стані та усуває будь-який ризик протікання або забруднення, зберігаючи при цьому вражаючі можливості всмоктування. Крім того, перистальтичні насоси зручні у використанні та потребують мінімального обслуговування. Крім того, реверсивна робота насоса дозволяє перекачувати рідину в будь-якому напрямку.

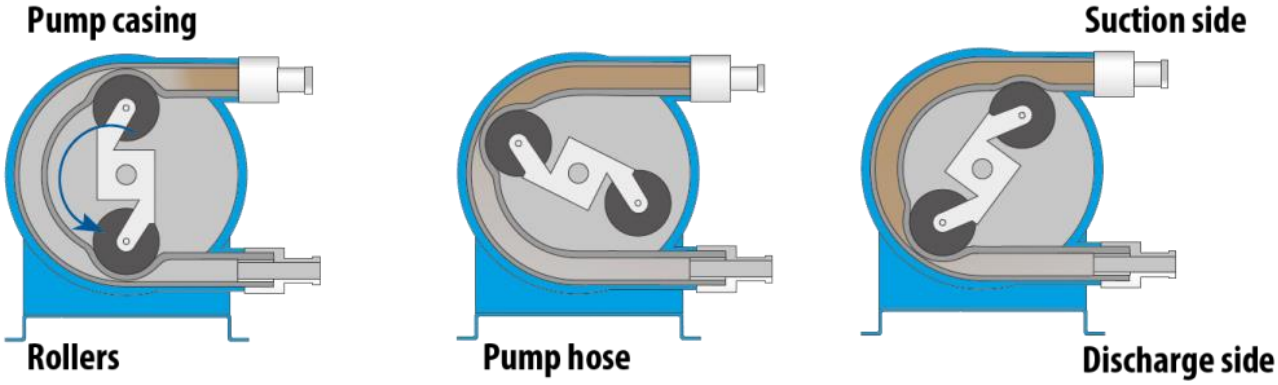


Рисунок 1.6 – Перистальтичні насоси

Насоси з ексцентричними дисками, відомі своєю універсальністю в перекачуванні рідин, є яскравим прикладом технології об’ємних насосів. Ці насоси можуть працювати з різними речовинами, починаючи від в’язких і не змащуючих, і від летючих до чутливих до зсуву. Як результат, вони є

оптимальним вибором для широкого спектру промислових і санітарних застосувань. Такі галузі промисловості, як харчова, фармацевтична, хімічна, медична, косметична, миловарна, виробництво паперових покриттів, розчинників, полімерів і нафтохімії, отримують значні переваги від використання ексцентричних дискових насосів [2].

Концепція технології ексцентрикових дисків передбачає використання нерухомого циліндра та диска, який прикріплений до ексцентрикового валу. Коли ексцентриковий вал обертається, диск створює відсіки всередині циліндра. Ці відсіки збільшуються в розмірі, коли вони наближаються до всмоктувального отвору, і зменшуються в розмірі, коли вони наближаються до випускного отвору (див. рис. 1.7).

У процесі роботи ексцентриковий диск піддається тиску впорскування, ефективно запобігаючи будь-якому прослизанню. Ця характеристика мінімального ковзання між диском і циліндром дозволяє ексцентричним дисковим насосам мати здатність до самовсмоктування та футеровки. Враховуючи всі ці фактори, цей принцип перекачування гарантує безперебійне переміщення рідини від всмоктування до нагнітання, що призводить до мінімального змішування та зсуву.

Технологія ексцентричних дисків пропонує операторам безліч переваг. Однією з помітних переваг є його виняткова здатність самоекстрагуватися навіть у сухих умовах. Крім того, ця технологія забезпечує постійну та надійну роботу, незалежно від будь-яких коливань в’язкості рідини. Саморегулююча радіальна та осьова конструкція насоса ще більше підвищує ефективність і забезпечує постійні результати з часом. Крім того, ексцентрикові насоси є високонадійними, зберігаючи максимальні рівні продуктивності без необхідності надмірного обслуговування або регулювання обладнання, що може призвести до дорогих простоїв [2].

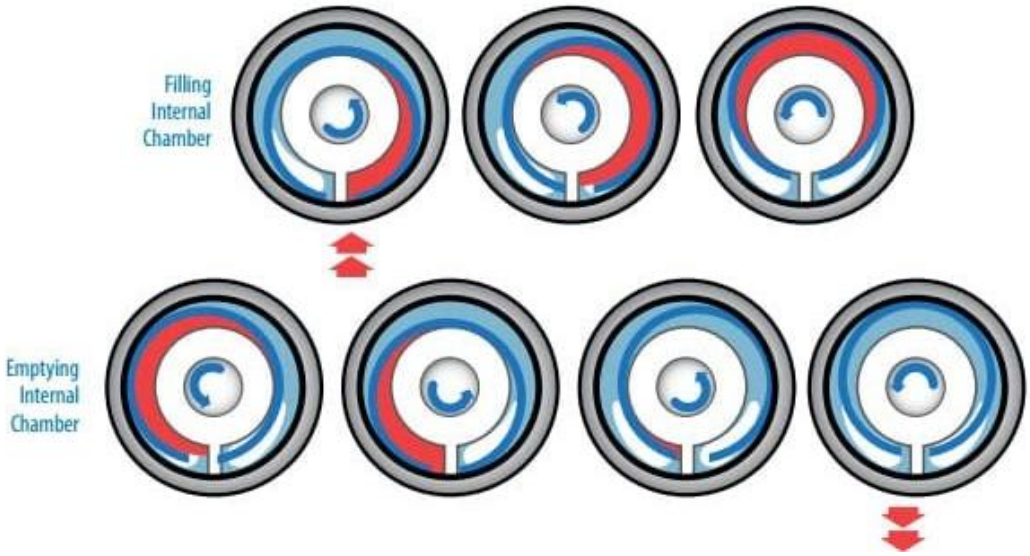


Рисунок 1.7 – Ексцентрикові дискові насоси

Основними засобами постачання питної та технічної води населенню і промисловості, а також сприяння водовідведенню (як комунальному, так і технічному) є системи водопостачання та водовідведення. Ефективна робота цих систем залежить від насосних установок. Системи водопостачання охоплюють ряд інженерних споруд, які відповідають за вилучення води з її джерела, її очищення, зберігання, знезараження і, в кінцевому підсумку, доставку до споживача. Залежно від типу природного джерела води, яке використовується, існує дві основні категорії водопровідних труб у цих системах: труби, які забирають воду з поверхневих джерел, таких як річки, водосховища, озера та моря, і труби, що входять у підземні джерела, наприклад артезіанські. криниці та джерела. Крім того, існують також змішані водопроводи, які поєднують як поверхневі, так і підземні джерела [3].

Система водопостачання України – це дуже складна інженерна мережа, річна продуктивність якої досягає значного рівня у $2 \cdot 10^9 м^3$. Мережі водопостачання, що простягаються на величезну відстань у 179 808.9 (км), відіграють вирішальну роль у забезпеченні населення питною водою. Цей процес відбувається через низку ключових етапів.

1. Добування і підйом води з водойми чи колодязя.
2. Процес очищення води та передачі її в накопичувальні резервуари.
3. Чиста вода, що зберігається в баках, розподіляється по системі водопостачання.

4. Забезпечення населення питною водою.

Процес водовідведення передбачає використання технології для ефективного збору стічних вод від користувачів і транспортування їх до очисних споруд. Після очищення вода зливається в резервуари. У будь-якій даній системі або схемі каналізації всі каналізаційні споруди можна класифікувати на дві основні групи на основі їх призначеної функції.

1. Обладнання та споруди для прийому та транспортування стічних вод. В управлінні стічними водами беруть участь три основні компоненти:

а) внутрішні каналізаційні пристрої;

б) зовнішня каналізаційна мережа;

в) насосні станції та напірні каналізаційні трубопроводи.

2. Обладнання та конструкції, що використовуються для очищення стічних вод, також мають вирішальне значення в цьому процесі.

Ефективність систем питного водопостачання та водовідведення значною мірою залежить від стану спеціалізованого обладнання, яке використовується на кожному етапі. Це включає в себе очисні споруди, які спеціально розроблені для очищення, нейтралізації, дезінфекції стічних вод і обробки осаду. Крім того, очищена вода випускається в резервуари як частина процесу. Обладнання, задіяне в цих системах, включає насоси, резервуари, фільтри, трубопроводи, арматуру тощо [3].

Для досягнення поступового та конкурентоспроможного розвитку системи водопостачання та водовідведення необхідна ефективна державна політика. У комунальному секторі існує декілька загальноприйнятих заходів, спрямованих на підвищення ефективності систем водопостачання та водовідведення, зокрема:

1. Заміна зношених мереж водопостачання та водовідведення на полімерні матеріали.

2. Регулювання тиску в системах водопостачання.

3. Впровадження частотно-регульованих електроприводів насосних агрегатів.

4. Впровадження автоматизованих систем для ефективного виконання робіт з водопостачання та водовідведення;

1.2 Опис технологічного процесу

Поставлена наступна задача для опису технологічного процесу. Необхідне забезпечення водопостачанням приватного будинку з відомими параметрами. Нижче наведені дані та схеми з системою водопостачання і насосною установкою в табл. 1.1 та на рис. 1.8, 1.9, 1.10. Будинок має два поверхи та 9 споживачів, тобто 9 кранів. На першому поверсі розташовано 5, на другому 3, та ще 1 кран для технічного використання, наприклад, полив газону та інше. У підвалі встановлено насос, який в свою чергу бере воду з криниці. Даний насос є регульованим. Але буде порівняння енерговитрат в роботі регульованого та нерегульованого насосів, якби такий встановлювали.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані до проекту

Кількість поверхів	2
Висота поверху	2.5 м
Висота підвалу	1.5 м
Кількість споживачів	9

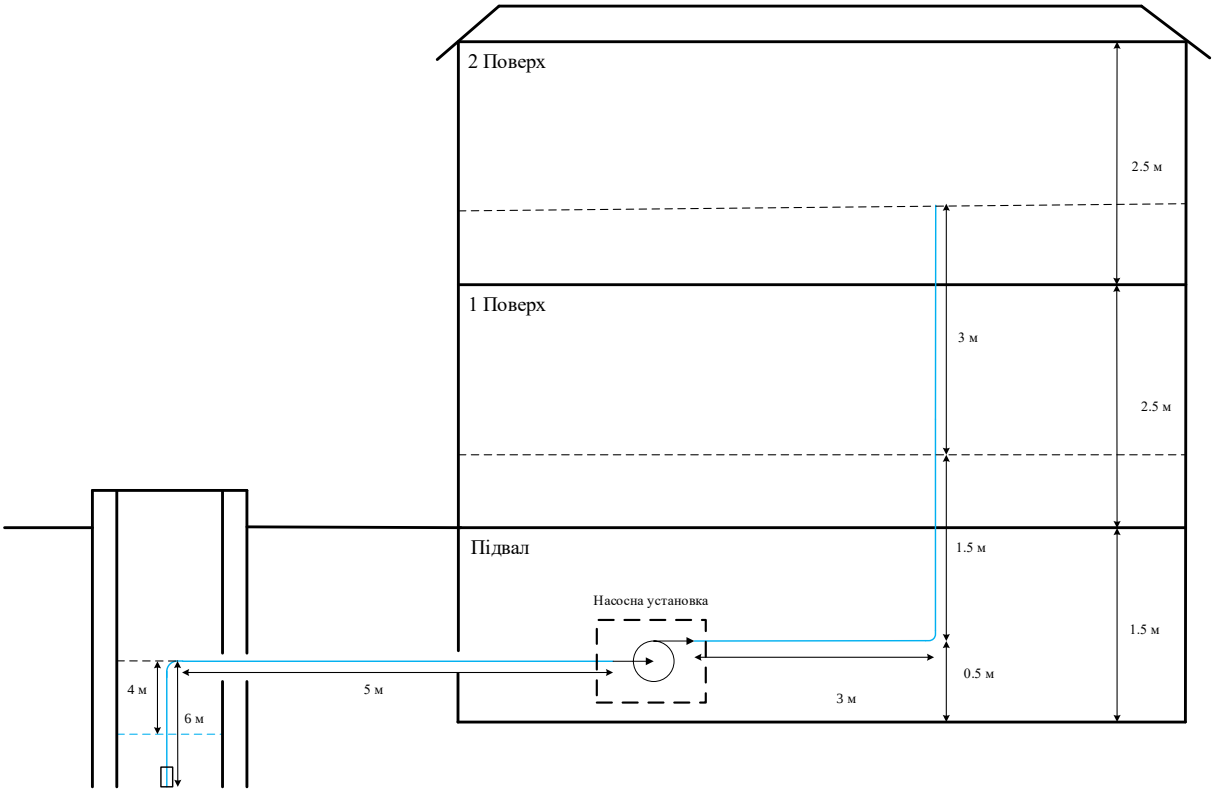


Рисунок 1.8 – Вид з боку

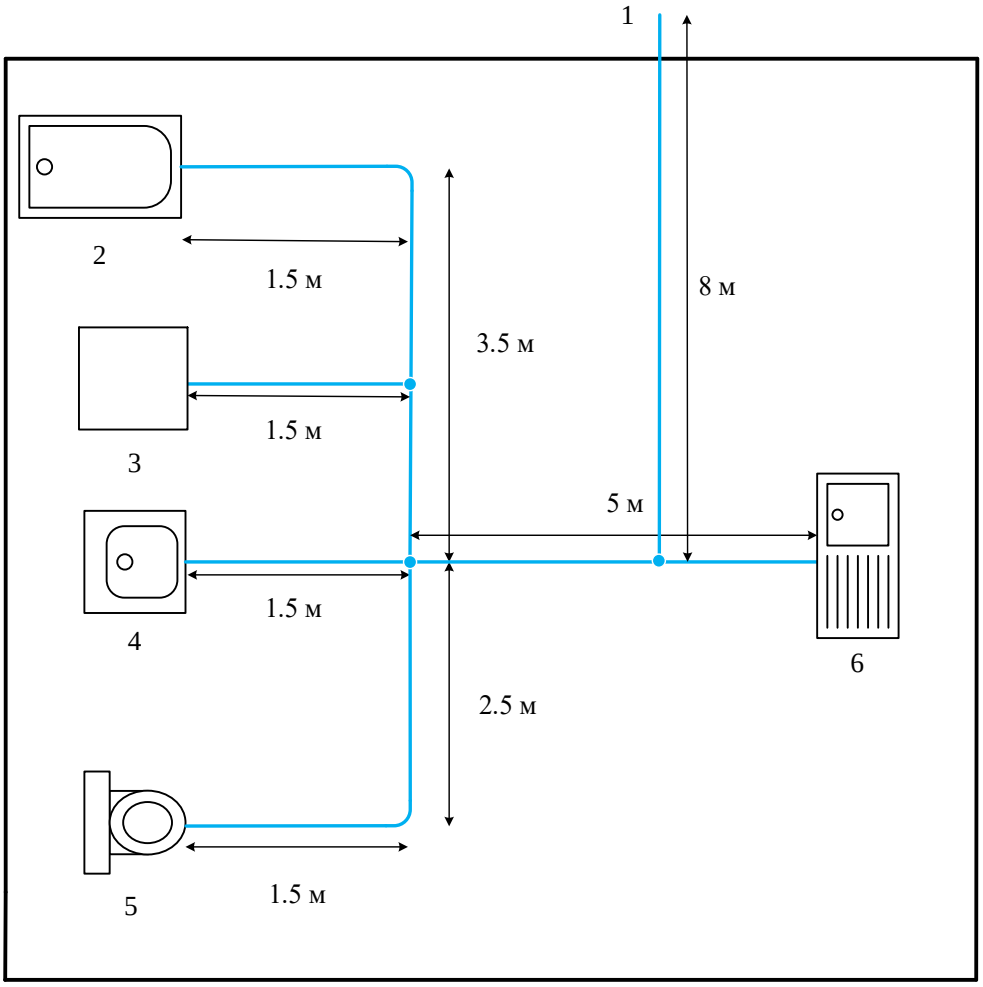


Рисунок 1.9 – Вид зверху першого поверху

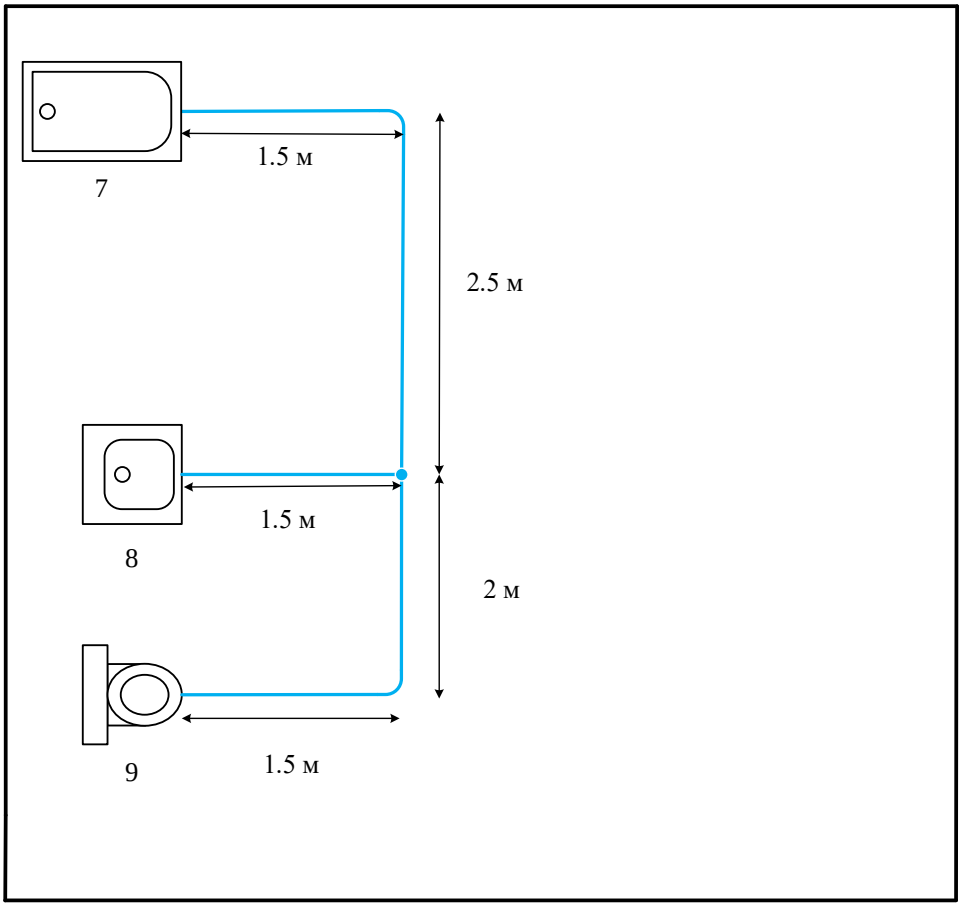


Рисунок 1.10 – Вид зверху другого поверху

Максимальне споживання кожного споживача наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Вихідні дані до проекту

Номер споживача	Максимальна витрата ($м^3 / год$)
1 (технічне використання)	3.6
2 (ванна)	0.9
3 (пральна машина)	0.4
4 (умивальник)	0.36
5 (унітаз)	0.1
6 (ручна мийка)	0.5
7 (ванна)	0.9
8 (умивальник)	0.36
9 (унітаз)	0.1

Добовий графік споживання води буде виглядати наступним чином (рис.1.11).

Рисунок 1.11 – Добове споживання води

Графік споживання води показує нерівномірність, яка виникає відповідно до режиму дня та активності людини. Протягом доби спостерігається два піки споживання води. Перший пік виникає при прокиданні людей, коли вони починають активно використовувати воду для пиття та гігієнічних процедур. Другий пік, з 18 по 21 годин, пов'язаний з поверненням жителів будинку з роботи або навчання, коли вони також інтенсивно використовують воду для пиття та господарських потреб. Максимальне споживання води в будинку з урахуванням усіх споживачів складає 4.8 ($м^3 / год$).

Значення характеристик труб на витрату, які може випускати промисловість є в спеціальних таблицях Шевелева [10], в якій вказано, що при $d = 0.025(м)$ та $v = 1.84(м / с)$ - $Q = 2.16(м^3 / год)$. Але для першого крану параметри будуть такі: при $d = 0.032(м)$ та $v = 1.85(м / с)$ - $Q = 3.6(м^3 / год)$. При даному діаметрі споживачі, для однієї точки розбору, будуть мати такі максимальні витрати, при оптимальній швидкості потоку води. Але це

вказаний зовнішній діаметр труби, але внутрішній по розрахункам буде 21 (мм) та 28 (мм) відповідно.

1.3 Способи керування насосними агрегатами

Коли йдеться про контроль продуктивності насосних установок, існує два основних підходи: кількісний і якісний. При кількісному методі продуктивність регулюється регулюванням характеристик напірного трубопроводу, проточних каналів насоса і кінематики потоку на вході в робоче колесо, зберігаючи частоту обертання постійною. З іншого боку, якісний метод передбачає зміну частоти обертання робочого колеса. Обидва ці методи зазвичай використовуються в насосних системах. У контексті кількісного регулювання використовуються такі методи.

Продуктивність насоса можна регулювати нижче встановленого рівня за допомогою різних методів, включаючи дроселювання через напірний клапан, відведення частини води з напірної труби у всмоктувальну трубу, зміну діаметра робочих коліс або обертання лопаті робочого колеса або направляючі лопатки. Важливо відзначити, що ці методи дозволяють ефективно регулювати подачу насоса.

Керування дроселем виділяється як переважний метод кількісного регулювання насосів, особливо в невеликих насосних агрегатах, які вимагають швидкого регулювання потоку. Ця техніка працює шляхом збільшення локалізованого опору в напірному трубопроводі.

Керування дросельною заслінкою пропонує кілька переваг, включаючи його простоту, відсутність потреби в додатковій передачі та здатність плавно регулювати подачу насоса від Q_{max} до нуля. Однак є й недоліки, які слід враховувати. Одним з істотних недоліків є його неефективність, оскільки це призводить до більш високого рівня непродуктивного споживання електроенергії, що в свою чергу знижує ефективність насосного обладнання. Крім того, дросельне управління може прискорити знос затвора, особливо коли вода, що перекачується, містить значну кількість зважених речовин і мулу [5].

На роботу насосних систем, що відповідають за транспортування різних видів води і речовин, припадає понад 90% енергоспоживання в системах водопостачання і каналізації як населених пунктів, так і промислових об'єктів. Це природні, питні, промислові та стічні води, а також подача реагентів і повітря. Для ефективного енергозбереження вкрай важливим є впровадження енергоефективних насосів та обладнання на насосних станціях.

Традиційний підхід до керування насосними агрегатами передбачає використання дроселів і регулювання кількості активних агрегатів. Однак ці методи не враховують енергетичні аспекти водного транспорту. Отже, такий підхід призводить до підвищеного тиску в системі, підвищеного споживання електроенергії, збільшення витрат через витік води та непродуктивних витрат, а також прискореного зносу обладнання.

Застосування регульованого електроприводу вважається найбільш ефективним способом регулювання роботи насосних агрегатів. Цей якісний метод передбачає зміну механізму подачі шляхом впровадження передових технологій, таких як перетворювачі частоти. Інтеграція цих перетворювачів значно сприяла широкому впровадженню регульованих електроприводів у насосних установках.

Встановлення автоматизованої системи керування на базі частотно-регульованого електроприводу на насосній станції водопостачання дозволить [3]:

1. Керувати насосною станцією як у ручному, так і в автоматичному режимах;
2. Суттєво заощаджувати електроенергію (від 30% до 50%);
3. Автоматизувати процес підтримки заданого тиску або витрати в системі водопостачання;
4. Забезпечити плавний пуск насосного агрегату (уникнути гідравлічних ударів) і зменшити навантаження на гідравлічне обладнання, що часто призводить до руйнувань трубопроводів;
5. Стабілізувати тиск води і зменшити витрати води;

6. Системи автоматики забезпечать комплексний захист електродвигуна і насоса;

7. Контролювати напругу живлення і відновлювати роботу після збоїв живлення;

8. Автоматизувати розподіл навантаження між насосами для максимальної ефективності;

9. Перемикати між насосами для забезпечення рівномірної роботи на навантаженні;

10. Діагностувати та повідомляти про несправності на насосній станції.

В залежності від завдання можна регулювати різними параметрами за допомогою насосного агрегату.

Регулювання за обсягом потоку. Його мета - підтримувати об'єм потоку на заданому рівні. Перешкоди, такі як зміни тиску або опору на вході (наприклад, через забруднені фільтри, необхідно провести компенсацію. Графік H/Q/режим має бути вертикальною лінією на діаграмі H/Q, як показано на рис. 1.12) [6].

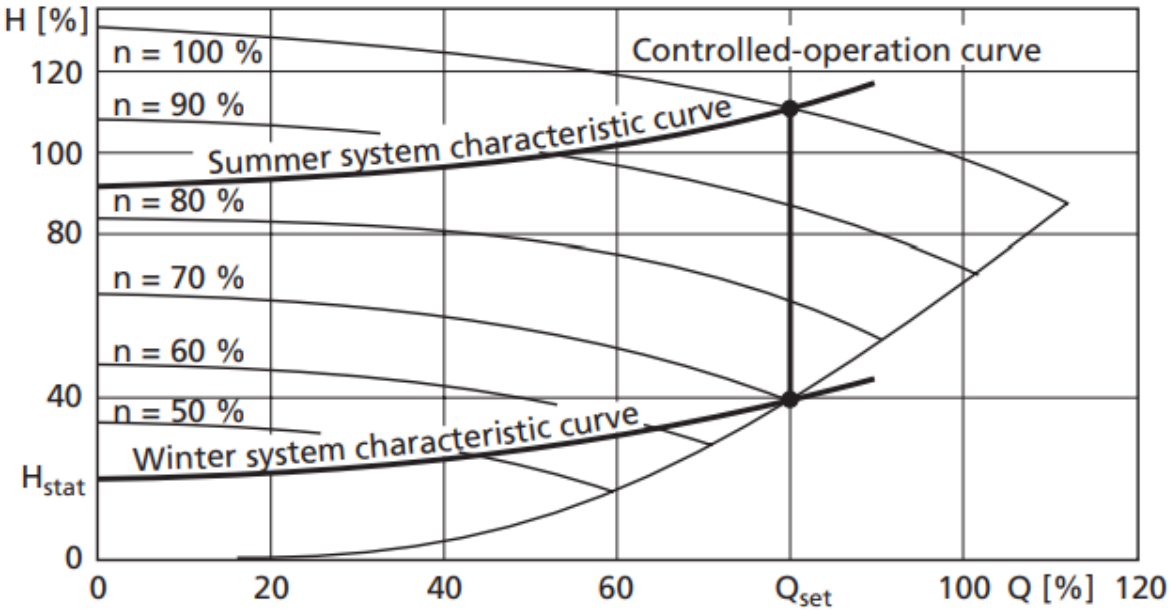


Рисунок 1.12 – Крива H/Q

Застосування: очищення води, охолодження, змішування та очищення стічних вод. При створенні насосів і засобів керування слід також враховувати

вплив будь-яких початкових коливань тиску, геодезичних перепадів або протитиску. Перетворювачі, що перетворюють потік у швидкість, слід вибирати, виходячи з вимог рідини та зовнішніх умов.

Варіації в залежності від ступеня. Якщо в резервуарі потрібно підтримувати постійний об’єм рідини, цей об’єм зазвичай є достатнім для контролю. Зміна подачі або зливу призводить до відхилення рівня. При перевищенні встановленого рівня швидкість збільшується (насос дає більше), коли рівень нижче потрібного значення швидкість зменшується (насос дає менше). Тиск насоса достатній, щоб покрити різницю геодезичного напору та втрати на тертя. Спостерігається крива Q-H, яка є постійною з точки зору геодезичного напрямку та не має змін. Збільшення пов'язане з втратою на тертя в трубі, яке тим більше, чим більше витрата (рис. 1.13) [6].

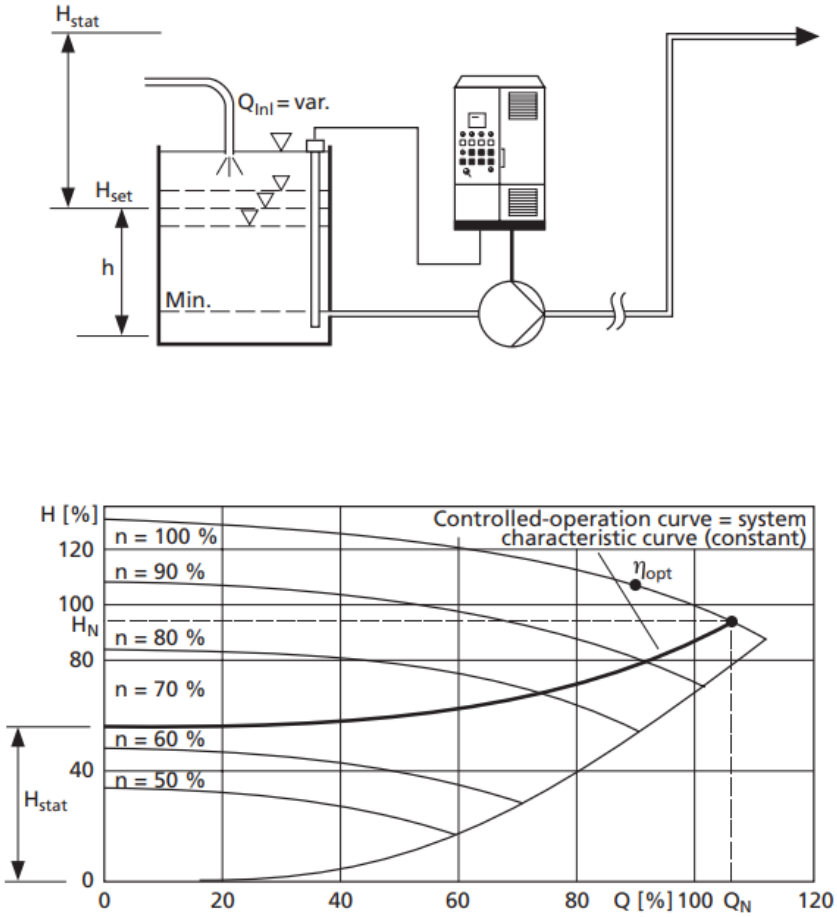


Рисунок 1.13 – Крива H/Q та схематичне зображення насосної установки

Призначення: очищення стічних вод, водопідготовка, технологічні процеси. При розробці концепції насоса/транспортування слід враховувати

вплив і взаємодію таких змінних: подача, вивантаження, об’єм резервуара, розмір насоса та контрольна швидкість.

Щоб запобігти переповненню резервуару і підтримувати мінімальний рівень, в резервуар повинні бути встановлені інші пристрої. Ці запобіжні пристрої завжди повинні бути автономними від передавача сигналів системи керування (у найпростішому випадку це досягається за допомогою окремих поплавкових вимикачів). Якщо існує ймовірність блокування або несправності, рекомендується також перевірити швидкість потоку насоса. Якщо загальний потік розподіляється між декількома насосами (насоси пікового навантаження), особливу увагу слід приділити тому, як працює система.

Регулювання, що залежить від тиску. Регулювання залежно від тиску є особливо корисним для систем із змінним об’ємом потоку. Це викликано різною швидкістю відбору (дроселювання) у місцях споживання. Метою насоса із змінною швидкістю є забезпечення достатнього тиску (тиску потоку) у місцях споживання. Різна кількість води, що протікає через труби, призводить до різного перепаду тиску в транспортній системі. Якщо точка вимірювання розташована на насосі, траєкторія регулювання є постійною (вертикальною).

Ефективний контроль тиску створює лише той рівень тиску, який необхідний при відповідному навантаженні. Це можна досягти шляхом вибору відповідного місця для вимірювання тиску в системі далеко від насоса або за допомогою інтелектуального керування насосом (регулююча крива B) рис. 1.14) [6]. Застосування: водорозподільні системи, питна вода, підвищення тиску, протипожежні системи, промислові процеси, системи охолодження. При проектуванні насосів і контролерів слід враховувати вплив будь-якого вхідного тиску та різниці напору чи протитиску.

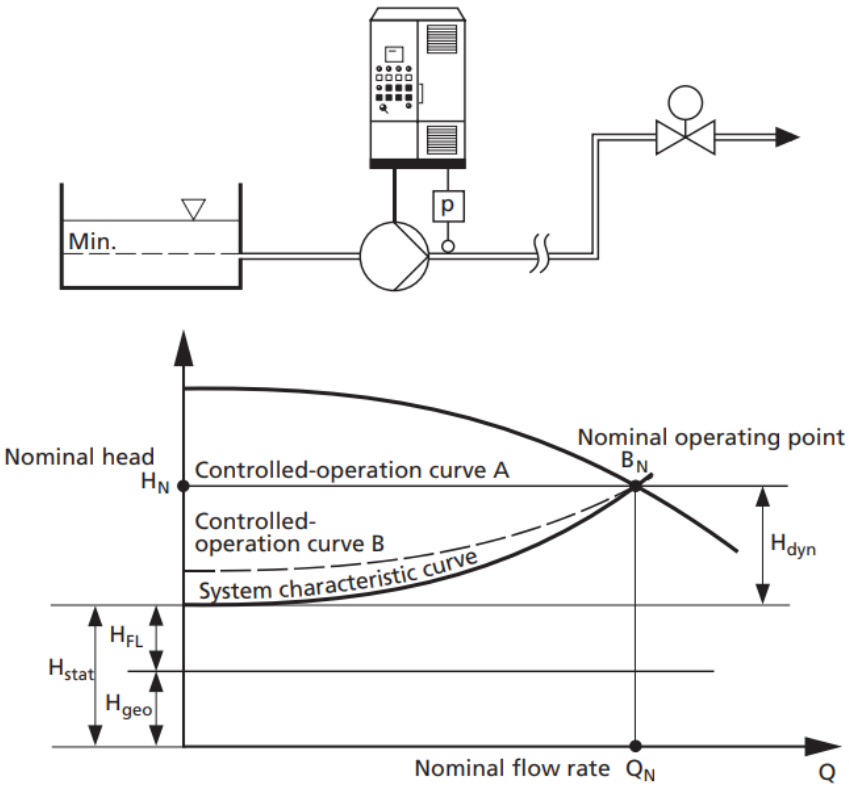


Рисунок 1.14 – Крива H/Q та схематичне зображення насосної установки

H_{FL} - тиск потоку (бажаний тиск на установці споживача);

H_{geo} - геодезичний напір (від рівня води до рівня води);

H_{dyn} - динамічна складова напору (втрати на тертя в трубах);

H_{stat} - статичний напір (складова напору системи, що не залежить від Q).

Електропривод з частотним регулюванням в основному складається з трифазного електродвигуна з частотою 50 Гц і інвертора. Інвертор забезпечує плавний запуск електродвигуна, його зупинку, а також можливість змінювати швидкість обертання та напрямок руху. Це сприяє руху електродвигуна і збільшує ймовірність і тривалість його роботи.

Крім того, інвертор дозволяє автоматизувати більшість технологічних процесів. Це створює механізм зворотного зв’язку, який автоматично змінює швидкість двигуна, щоб підтримувати різні параметри системи, включаючи тиск, потік, температуру, об’єм рідини тощо.

Завдяки оптимальному керуванню електродвигуном залежно від навантаження споживана потужність може бути зменшена на 40-50%.

Поява регульованого електроприводу дозволила підтримувати постійний тиск безпосередньо у споживача (рис. 1.15) [3]. Спільність

різночастотних електроприводів з різними електродвигунами зросла в популярності серед промисловості. Як наслідок адаптації різних двигунів до умов керованих електроприводів, розроблені спеціальні двигуни з вищими властивостями, спеціально призначені для цієї мети.

Для регулювання швидкості обертання асинхронного двигуна використовується перетворювач частоти – електронний пристрій. Змінюючи частоту і амплітуду трифазного струму, що подається на електродвигун, можна регулювати швидкість обертання. У другій зоні, де частота перевищує номінальне значення, максимальний крутний момент на валу прямо пропорційний швидкості обертання.

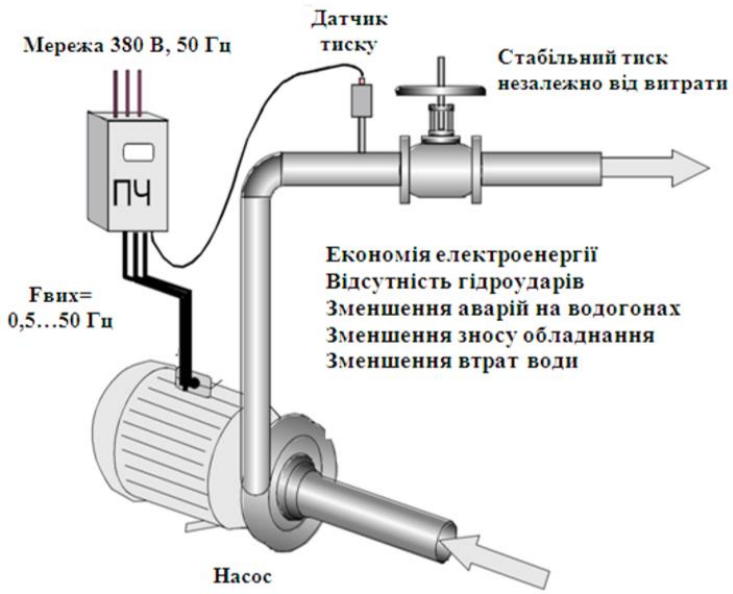


Рисунок 1.15 – Принципова схема включення перетворювача частоти до насосної установки

Застосування частотних перетворювачів на насосних станціях водопровідних систем дає комплексний ефект, який включає:

1. Зміни в способі проведення операцій на трубопроводах;
2. Зміна способу роботи електродвигунів;
3. Енергозбереження;
4. Скорочення споживання води.

Використання частотних перетворювачів забезпечує постійний тиск на виході зі станції, який не залежить від тиску в трубопроводі та споживання води споживачем. Це знижує тиск у трубах, уникаючи стрибків і витоків.

Економічна вигода досягається за рахунок збільшення терміну служби трубопроводів і зменшення кількості необхідного обслуговування.

Вирішуючи, чи доцільно використовувати перетворювач частоти, важливо врахувати, що окрім фінансового ефекту енергозбереження, вони також мають інші переваги:

1. Вони зменшують вплив запірної арматури, оскільки більшу частину часу вентилі повністю відкриті.

2. Зменшується об'єм споживаної води, оскільки насоси працюють при меншому тиску.

3. Зменшує пошкодження та знос перемикачів обладнання, оскільки обладнання неактивне.

4. Зменшується знос підшипників і робочих коліс, плавно змінюється швидкість обертання, мінімізуються пускові струми.

5. Зведіть до мінімуму ймовірність нещасних випадків, усунувши гідравлічний тиск.

6. Забезпечити захист двигуна від різного роду поломок.

7. Знижується рівень шуму, це особливо важливо в житлових приміщеннях або установах.

8. Подальше спрощення автоматизації системи водопостачання.

Принцип роботи частотного регулювання полягає в підтримці оптимальної швидкості обертання ротора насоса, необхідної для створення необхідного напору при поточному обсязі забору води. Це означає, що властивості системи водопостачання не змінюються, а змінюється лише спосіб роботи насоса. Крім того, контроль частоти ротора може призвести до 20-30% економії енергії. Це досягається більш ефективним і раціональним керуванням водяними насосами, використанням частотних перетворювачів, що забезпечують подачу необхідної потужності для створення і підтримки перепаду тиску у водопроводі. Це призводить до значної економії енергії, особливо враховуючи, що протягом терміну експлуатації двигуна вартість енергії перевищує вартість двигуна.

Максимальна потужність, необхідна для конкретної системи, завжди визначається з певним запасом, це робиться через максимальне можливе споживання. На рисунку 1.16 [3] зображена типова процедура розрахунку необхідної потужності насоса. Синя лінія являє собою «криву насоса» - частину системи водопостачання, яка представляє залежність тиску нагнітання від об'єму рідини, що протікає через нього. Червона лінія - «канал системи» - споживча частина водопостачання, яка також ілюструє залежність витрати і тиску рідини, але навпаки. Точка зустрічі цих кривих є оптимальним місцем, коли насос забезпечує необхідний потік і тиск.

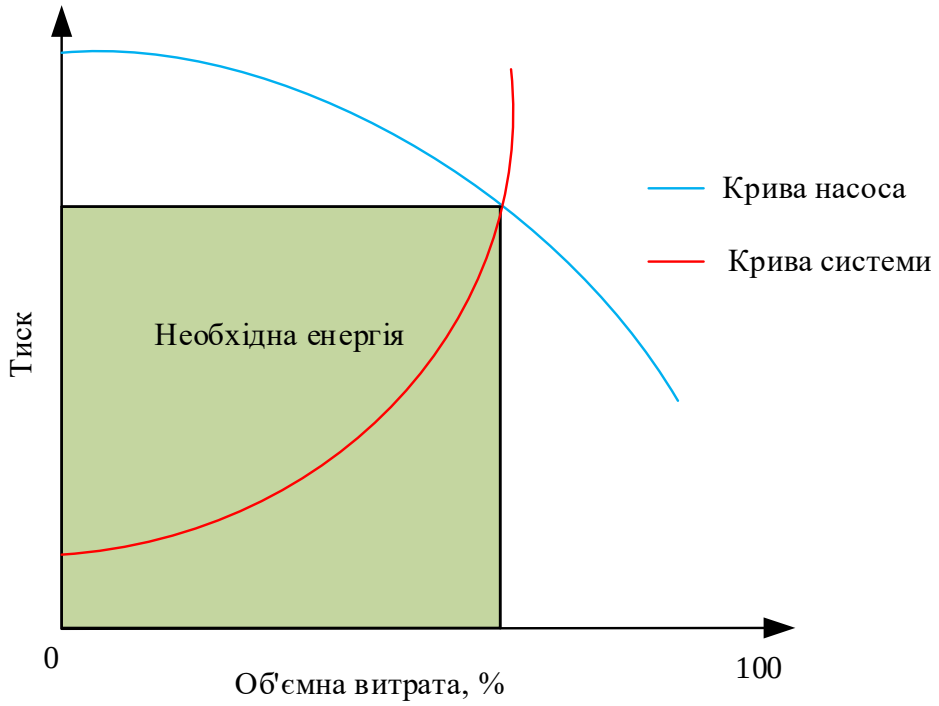


Рисунок 1.16 – Типова схема обчислення необхідної потужності насоса

Однак насправді система рідко перебуває в цьому режимі; тільки в періоди високого споживання це відбувається. В інших випадках розрахункова потужність, необхідна для цього методу, занадто велика. У цьому випадку без використання регулювання або механізму дроселювання відбувається наступне: при зниженні витрат насос виробляє додатковий тиск, що призводить до додаткового споживання енергії (рис. 1.17) [3]. Застосування перетворювачів частоти дозволяє знизити частоту двигуна і, як наслідок, кількість споживаної двигуном електроенергії, що дозволяє адаптувати "криву насоса" під "криву системи" (рис. 1.18) [3].

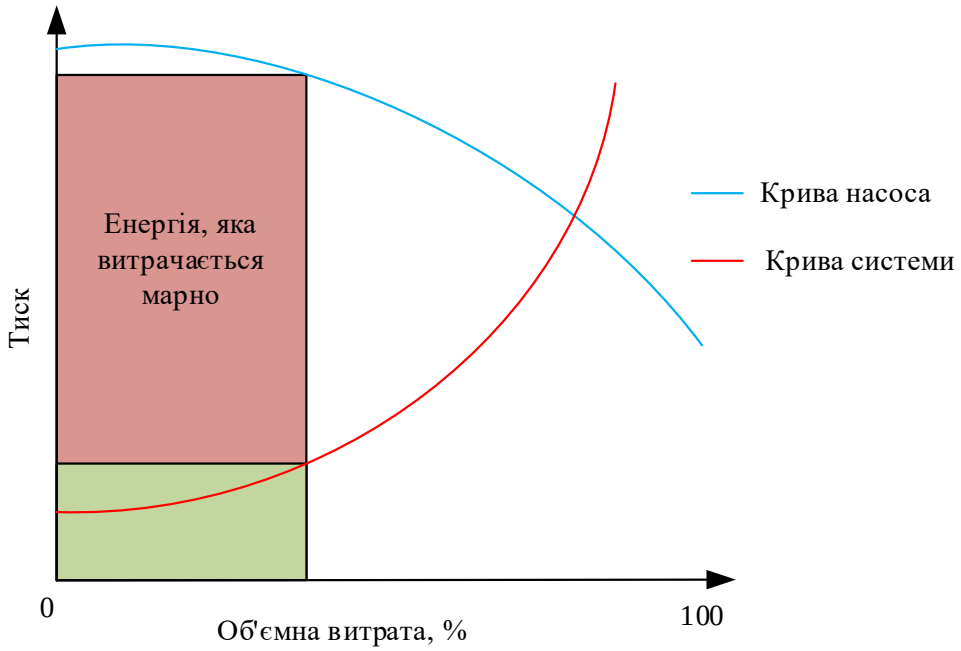


Рисунок 1.17 – Графік надлишкового тиску

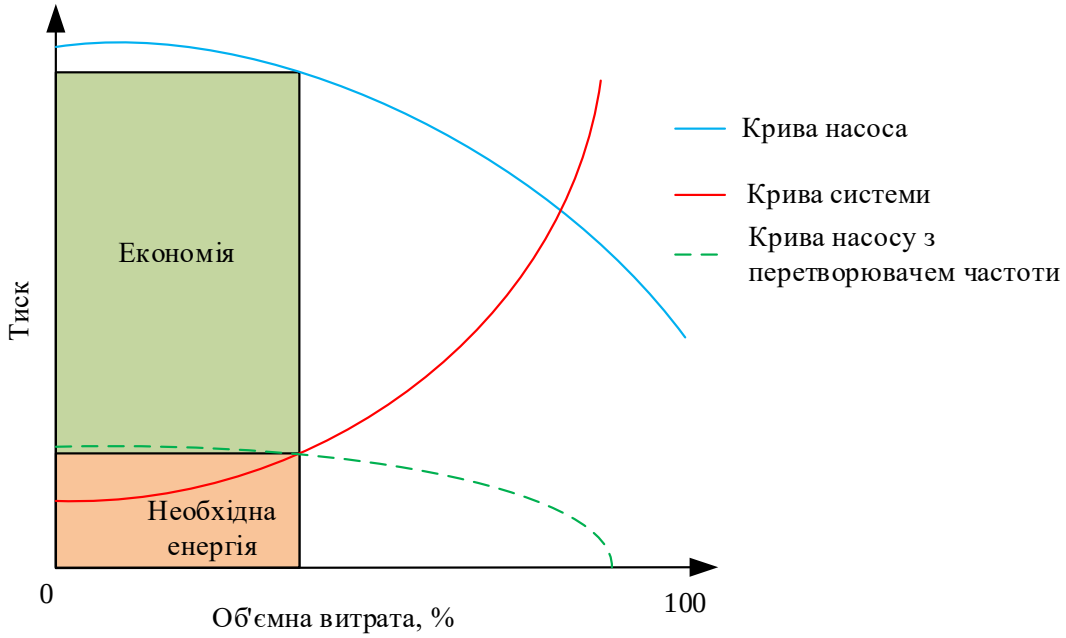


Рисунок 1.18 – Графік адаптації "криву насоса" під "криву системи"

1.4 Формулювання вимог до насосного агрегату, систем автоматичного керування та автоматизації

Необхідні елементи та критерії для досягнення ідеального середовища для ефективного управління системами водопостачання були широко вивчені та перевірені. Вкрай важливо розробити моделі гідравлічних мереж, які включають точні прогнози попиту та реалізують оптимальні стратегії

керування. Різні методології керування були класифіковані на основі типу системи, використовуваної гідравлічної моделі, використовуваної моделі попиту, використовуваної техніки оптимізації та характеру політики керування. Кожен підхід має власний набір переваг і недоліків, а також є рекомендації, запропоновані для майбутніх досліджень. В даний час сучасні технології застосовуються до існуючих насосних систем водопостачання з урахуванням технічних обмежень і проблем, з якими стикаються оператори під час впровадження.

Wessex Water застосувала прогресивний підхід до управління, впровадивши автоматизовану систему, призначену для оптимізації керування насосами. Визнаючи необхідність сучасної системи управління для підтримки інтегрованої водопровідної мережі, компанія Wessex Water звернулася до Servelec Technologies та їхньої системи оптимізації насосів OptiMISER. Забезпечуючи проактивне та оптимальне управління цією конкретною ділянкою мережі, закладається основа для остаточного впровадження системи по всій мережі. Зрештою, мета полягає в тому, щоб поширити контроль на всю територію водопостачання, яка включає близько 180 джерел та очисних споруд, на яких встановлено близько 600 насосних агрегатів [7].

Метод оптимізації, який використовується для планування насосів, базується на моделі водопровідної мережі. Змінними, щодо яких приймається рішення, є стан руху насосів і положення клапанів, а також витрати, обсяги та витрати, пов’язані з ними. Модель враховує різноманітні обмеження, пов’язані з мережею, які мають відношення до роботи системи, включаючи ліцензії, продуктивність насоса, пропускну здатність, якість води, тиск, зберігання та попит. Така ж методологія використовується Wessex Water як для короткострокового, так і для довгострокового планування, а також для аналізу якості води. Період оптимізації для планування насоса вказується користувачем і може становити як кілька годин, так і кілька тижнів. Wessex Water використовує регулярну стратегію оптимізації, яка складається з 72 годин, ця стратегія передбачає 48-годинний графік. Це гарантує, що оптимізація враховує заплановані відключення, зміни попиту, ліцензії на

використання та зміни в тарифах протягом певного періоду часу. Використовуються цілі для водосховищ, а для вибору джерел використовуються довгострокові плани. Постійна оптимізація сприяє найбільшому використанню існуючих умов, реагує на збої в мережі зберігання та будь-які інші перевизначення користувача. Основним виходом OptiMISER є набір інструкцій, які автоматично передаються в центральну систему SCADA для виконання. Також для персоналу Операційного центру створюється графік дій для спостереження за діяльністю згідно з плановими операціями протягом дня, включаючи положення перемикачів насосів і тривалість роботи клапанів. Крім того, для полегшення моніторингу ефективності в режимі реального часу створюються збільшення попиту, зменшення пропозиції, брак запасів і основні шляхи потоку через систему постачання [7].

Композиція розподільчих мереж може бути кільцевою, розгалуженою або, як правило, складатися з обох (гібрид кільцевих і розгалужених мереж). Розгалужені мережі мають лише один напрямок потоку, у той час як петлеві мережі зі з’єднаними трубами, які утворюють петлі, можна змінити, щоб мати різні напрямки потоку для кожного вузла. Основною перевагою кільцевої конфігурації є забезпечення подачі води в разі поломки труби (наприклад, для її обслуговування). Ще одна перевага кільцевих мереж полягає в тому, що вони мають декілька доступних шляхів (на відміну від одного), що збільшує загальну пропускну здатність системи. води), що збільшує об’єм системи. Основними компонентами системи водопостачання є: труби, вузли, резервуари для зберігання води (або резервуари змінного об’єму), джерела води (або резервуари постійного об’єму), насоси джерела води (або резервуари постійного об’єму) і клапани. Насоси можуть мати постійну або змінну швидкість, і вони повинні працювати в межах графіка характеристичного тиску. У насосах із змінною швидкістю подача насоса безпосередньо залежить від швидкості, а напір насоса безпосередньо пов’язаний із квадратом швидкості [8].

Проблеми з оптимізацією можна подолати за допомогою традиційних підходів або більш ефективних методів. У системах водопостачання, які зазвичай використовуються разом із зрошенням, процес оптимізації методом проб і помилок зазвичай складний через складність системи: кілька насосів, клапанів і резервуарів, втрати напору, коливання тиску, численні навантаження тощо. Як результат, інноваційні підходи до оптимізації все частіше використовуються в пошуках оптимізації системи водопостачання. Моделі операційної оптимізації створювалися з вісімдесятих років, вони досліджували численні методи оптимізації, включаючи традиційне лінійне програмування та нелінійне програмування, а також евристичні методи, отримані від генетичних алгоритмів, моделювання відпалу, оптимізацію колонії мурашок тощо. Генетичні алгоритми, і в першу чергу, гібридні генетичні алгоритми, відрізняються своєю вражаючою здатністю вирішувати проблеми з високим ступенем складності, а також їхньою ефективністю в багатоцільовій оптимізації. Метою оптимізації систем водопостачання є пошук найкращих методів керування елементами, які максимізують ефективність, а також задовольняють вимоги споживачів [8].

Практична стратегія оптимізації також може розглядатися як динамічна або статична, коли одночасно використовуються системи реального часу. Стратегії реального часу сприяють найефективнішій адаптації до потенційних змін у мережі, наприклад, до раптового збільшення попиту. У літературі існує два різних типи задач планування, пов’язаних з насосами: найпоширеніші проблеми стосуються насосів із постійною швидкістю, які мають лише дві змінні оптимізації; інші включають насоси із змінною швидкістю, значення цих змінних оптимізації визначаються набором використовуваних швидкостей. Інші дослідження досліджують практичну оптимізацію насосних систем з точки зору резервуарів (представляючи неявні графіки насосів), змінними рішення є зміна рівнів резервуарів [8].

Можуть бути використані різні структури моделі, такі як баланс маси, регресія, спрощене гідравлічне та повне гідравлічне моделювання. У базовій моделі масового балансу для системи з одним резервуаром приплив у систему

дорівнює попиту плюс зміна запасів у резервуарі. Модель не враховує вимоги до напору для забезпечення потоку в резервуар і припускає, що для досягнення бажаного рівня резервуара доступна комбінація насосів. Задовольняння вимог до вузлового тиску зазвичай вважається задовільним, якщо тиск у резервуарі залишається в межах бажаного діапазону. Однак, коли використовується модель масового балансу, дуже важливо ретельно визначити вартість перекачування конкретного потоку, оскільки на експлуатаційні витрати впливають як швидкість потоку, так і додана до потоку енергія. Основною перевагою моделей балансу мас є їхня здатність забезпечити швидшу оцінку реакції системи порівняно з імітаційними моделями. Моделі масового балансу особливо добре підходять для реалізації в стратегіях оптимізації, які вимагають значної кількості аналізів моделювання. Зокрема, ці моделі краще підходять для застосування в регіональних системах постачання, де основним способом транспортування є магістральні трубопроводи, на відміну від розподільних мереж, які зазвичай покладаються на системи кільцевих трубопроводів і характеризуються домінуванням гідравліки [9].

Щоб точно представити нелінійну гідравліку системи, замість простої моделі балансу мас можна використати набір рівнянь нелінійної регресії. Існують різні методи отримання необхідної інформації для побудови цих моделей. Одним із підходів є багаторазовий запуск каліброваної імітаційної моделі, враховуючи різні рівні резервуару та умови навантаження, щоб отримати криві регресії. Інший метод передбачає збір даних з фактичних робочих умов, таких як напір насоса, подача насоса, рівні резервуару та системні вимоги, для створення бази даних. Перевага регресійних моделей полягає в тому, що вони включають певний рівень нелінійності системи, водночас забезпечуючи ефективний у часі засіб оцінки реакції системи. Однак слід зазначити, що криві регресії та бази даних охоплюють інформацію лише для конкретної мережі в межах певного діапазону попиту [9]. Формулювання вимог до насосного агрегату, систем автоматичного керування та автоматизації наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Сформовані вимоги до електромеханічної системи насосних агрегатів

Параметр	Опис	Примітка
Кількісний метод	Продуктивність регулюється регулюванням характеристик напірного трубопроводу, проточних каналів насоса і кінематики потоку на вході в робоче колесо	Частота обертання постійна
Якісний метод	Зміна частоти обертання робочого колеса	
Дроселювання через напірний клапан	Регулювання продуктивності нижче встановленого рівня	Ефективний метод
Відведення частини води	Відведення частини води з напірної труби у всмоктувальну трубу	Ефективне регулювання подачі насоса
Зміна діаметра робочих коліс	Зміна діаметра робочих коліс або обертання лопаті робочого колеса або направляючі лопатки	Залежить від типу насоса
Керування дроселем	Переважний метод кількісного регулювання насосів	Особливо в невеликих насосних агрегатах

Продовження табл. 1.3

Керування дросельною заслінкою	Простота, відсутність потреби в додатковій передачі, плавне регулювання подачі насоса	Недоліки: неефективність, високий рівень непродуктивного споживання електроенергії, знос затвора

Енергоспоживання	Понад 90% енергоспоживання в системах водопостачання і каналізації	Важливо впровадження енергоефективних насосів
Традиційний підхід	Використання дроселів і регулювання кількості активних агрегатів	Не враховує енергетичні аспекти
Регульований електропривод	Зміна механізму подачі шляхом впровадження перетворювачів частоти	Ефективний метод
Автоматизована система керування	Керування насосною станцією в ручному і автоматичному режимах, економія електроенергії, автоматизація процесів	Впровадження перетворювачів частоти

Висновок до розділу 1

1. В даному розділі було зроблено аналітичний огляд в галузі насосних агрегатів. Було наведено галузі використання та типові технічні рішення насосних агрегатів, наведено найпоширеніші види насосів та їх опис. Зроблено порівняння різних насосів з врахуванням переваг та недоліків. Дана інформація дала можливість зорієнтуватися в подальшому виборі насосного агрегату та формулювання вимог до нього.

2. Наведений опис технологічного процесу та поставлена задача для необхідного забезпечення водопостачанням приватного будинку з відомими параметрами, дала можливість визначення параметрів для наступних розрахунків насосного агрегату.

3. З наведених способів керування насосними агрегатами було сформовано переваги та недоліки цих методів. Із визначеними вимогами до системи керування насосною установкою було визнано систему перетворювач частоти – асинхронний електродвигун (ПЧ-АД) найоптимальнішою.

4. Сформульовано вимоги до насосних агрегатів із системами автоматичного керування та наведено оптимізаційні моделі та способи керування насосними агрегатами в різних умовах використання.

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТРІБНОЇ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНА

2.1 Розрахунок потужності насосного агрегату

Основними критеріями для вибору насосної установки є її продуктивність та напір. Вибір насосів значно полегшується, якщо у наявності є гідравлічна характеристика мережі, яку можна отримати на основі результатів гідравлічних розрахунків. Ця характеристика показує, як змінюється тиск при зміні обсягу робочої рідини. Робоча точка мережі знаходиться там, де перетинаються лінії гідравлічної характеристики мережі та напірної характеристики насоса.

У більшості випадків для визначення робочої точки використовується метод накладення характеристики мережі на графік напірної характеристики насосу. Це дозволяє визначити потужність, яку споживає насос. Дані для розрахунків беруться з довідників, каталогів або паспортних даних насосів та представляються у вигляді напірних характеристик насосів.

При виборі насоса важливо врахувати відповідність робочої точки насосу та системи до точки максимального коефіцієнта корисної дії насоса. Для забезпечення водопостачання будинку встановлюється насосна установка, яка працюватиме для плавного покриття добового графіка витрати води.

Оскільки витрати води можуть змінюватися протягом доби або сезону, можливо змінювати продуктивність насосної установки, регулюючи насос. Для цих завдань двигун є регульованим з можливістю зміни подачі води. В нашому випадку вибір насоса буде здійснюватися згідно з параметрами продуктивності та напору.

Для розрахунку напору в гідравлічній мережі необхідно врахувати втрати напору та висоту подачі води.

2.1.1 Втрати напору на всмоктування

Довжина трубопроводу – 6 (м), висота всмоктування – 4 (м), одиничні втрати на зворотній клапан водозабірний – 6 (м), коліно 90 градусів: 0.3 (м) [11]. Еквівалентна довжина: 6 + 6 + 0.3 = 12.3 (м). Виходячи з цього значення можна дізнатися втрати напору в метрах водяного стовбця за таблицею по витратам в трубах [11]. Втрати при подачі в 2 $(м^3 / год)$ через внутрішній діаметр 0.021 (м) відповідає 22 (м) на кожні 100 лінійних метрів трубопроводу.

За таблицями Шевелева для пластмасових труб діаметром 0.025 метрів з'являється втрата напору 238 (мм) на 1 (м) довжини при горизонтальному положенні, при $v = 1.84\ (м / с)$ - $Q = 2.16\ (м^3 / год)$, тому $5 \cdot 0.238 = 1.19\ (м)$ [10].

Таким чином:

$$h_{всм} = \frac{22 \cdot 12.3}{100} + 1.19 = 3.9\ (м). \qquad (2.1)$$

2.1.2 Втрати напору на нагнітання

Довжина трубопроводу: 1.5 + 3 = 4.5 (м), одиничні втрати на запірні крани, які можуть бути відкриті на 50 % дорівнюють: $9 \cdot 15$ = 135 (м), 5 колін по 90 градусів: $5 \cdot 0.3$ = 1.5 (м) [10]. Еквівалентна довжина: 4.5 + 135 + 1.5 = 141 (м). Виходячи з цього значення можна дізнатися втрати напору в метрах водяного стовбця за таблицею по витратам в трубах [10]. Втрати при подачі в 2 $(м^3 / год)$ через внутрішній діаметр 0.021 (м) відповідає 22 (м) на кожні 100 лінійних метрів трубопроводу.

За таблицями Шевелева для пластмасових труб діаметром 0.025 метрів з'являється втрата напору 238 (мм) на 1 (м) довжини при горизонтальному положенні з врахуванням двох поверхів та підвалу рис. 1.8-1.10, при $v = 1.84\ (м / с)$ - $Q = 2.16\ (м^3 / год)$, тому $(3 + (1.5 \cdot 7) + 5 + 3.5 + 2.5 + 2.5 + 2) \cdot 0.238 = 6.9\ (м)$ [10]. А для ділянки 8 метрів з діаметром 0.032 метри, маємо $8 \cdot 0.178$ = 1.4 (м).

Таким чином:

$$h_{наг} = \frac{22 \cdot 141}{100} + 6.9 + 1.4 = 39\ (м). \qquad (2.2)$$

Розраховуємо потрібний напір з урахуванням втрат для всього дому при умові, що насосний агрегат буде знаходитися в підвалі будинку:

$$H = h_{пов} + h_{під} + h_{всм} + h_{наг} = 3 + 1.5 + 3.9 + 39 = 47.4\ (м), \qquad (2.3)$$

де $h_{пов}$ - висота поверху будинку; $h_{під}$ - висота підвалу будинку; $h_{всм}$ - втрати напору на всмоктуванні; $h_{наг}$ - втрати напору на нагнітанні.

Тобто для подальшого вибору насосного агрегату маємо значення максимальної витрати і напору: $Q = 4.8\ (м^3 / год), H = 47.4\ (м)$.

За допомогою каталогу насосів від фірми Calpeda та врахуванням розрахованих значень витрати та напору було обрано моноблочний відцентрований насос з паспортними даними типу NMD 20/140A/A [12]. Ці відцентрові насоси повністю відповідають нашим вимогам щодо експлуатації. Вони призначені для перекачування чистих рідин без абразивних частинок та нешкідливих для матеріалів, з яких виготовлений сам насос (вміст твердих частинок не перевищує 0.2%). Ці насоси використовуються в системах водопостачання, опалення, охолодження та протипожежних установках. Параметри обраного моноблочного відцентрованого насосу наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри насосу Calpeda NMD 20/140A/A

Напруга *U, В*	400
Потужність *P, кВт*	1.5
Максимальна продуктивність $Q_{\max}, м^3 / год$	6
Максимальний напір $H_{\max}, м$	67
Максимальний тиск *p, бар*	10
Максимальна температура рідини, що перекачується, $^\circ C$:	90
Максимальна температура зовнішнього середовища, $^\circ C$:	40

Робочі характеристики відцентрового насоса представлені на рис. 2.1 [12].

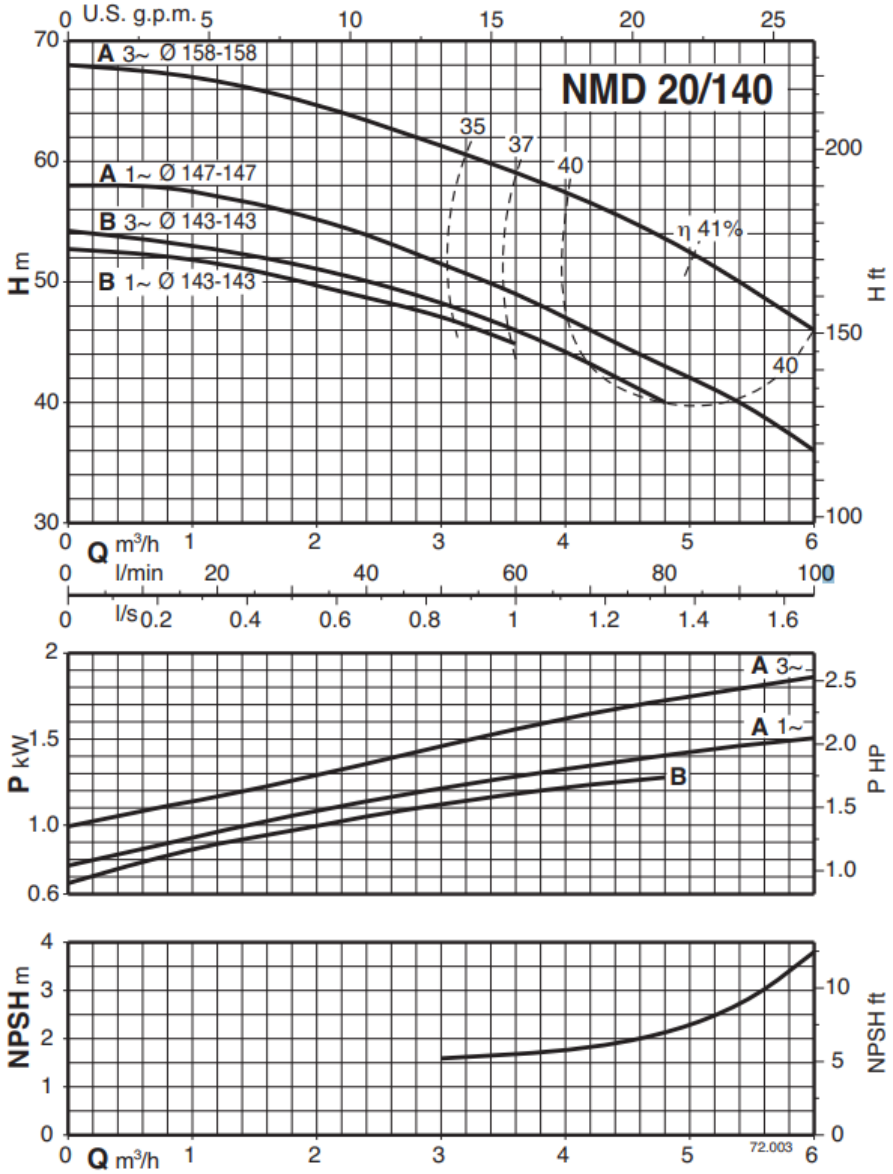


Рисунок 2.1 – Робочі характеристики відцентрового насоса Calpeda NMD 20/140A/A

При ККД η = 41 %, напору H = 50 (м), подача насосного агрегату 5.4(м^3/год), що з запасом покриває пікове добове споживання води будинком.

Оскільки насос є моноблочним і в комплекті з ним йде двигун, але характеристики двигуна не наведені, то потрібно вибрати двигун на основі вищезазначених значень. Для моделювання візьмемо двигун з серії, який має потужність $P_{мех}$, що передається на вал даного відцентрового насоса, та

потужність на виході насоса $P_{нас}$. Розрахунок потужності приводного двигуна насосної установки здійснюється за формулою:

$$P_{нас} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{4.8}{3600} \cdot 47.4 = 620\ (Вт), \qquad (2.4)$$

де ρ – густина рідини що перекачується ($кг / м^3$); g – прискорення вільного падіння ($м / с^2$); Q – продуктивність насоса ($м^3 / год$); H – напір ($м$).

$$P_{мех} = \frac{k \cdot P_{нас}}{\eta_{нас}} = \frac{1.25 \cdot 620}{0.41} = 1890\,(Вт), \qquad (2.5)$$

$\eta_{нас}$ – ККД; k – коефіцієнт запасу (1,1 – 1,3).

Отже для насосу з розрахованою потужністю $P_{мех} = 1890\,(Вт)$, обираємо асинхронний двигун типу 4А80В2У3 з номінальною потужністю $P_{ном} = 2.2\ (кВт)$ [13].

Висновки до розділу 2

1. В даному розділі були розраховані значення напору та продуктивності гідравлічної мережі. Ці дані дали змогу визначити максимальне споживання води та можливість обрати потрібний насос по робочим характеристикам, які наведені в каталозі насосів.

2. За розрахованою потужністю насоса було визначено необхідну потужність асинхронного двигуна для подальшого моделювання.

3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ ТА СХЕМИ ЗАМІЩЕННЯ ДВИГУНА

Паспортні дані двигуна 4А80В2У3, при з'єднанні обмоток статора у зірку, наведені в табл. 3.1. Синхронна частота обертання 3000 об/хв.

Таблиця 3.1 – Паспортні дані двигуна 4А80В2У3

Параметри	**Номінал**
Номінальна потужність	$P_{2n} = 2.2\ (кВт)$
Номінальна лінійна напруга статора	$U_{1n} = 380\ (В)$
Число пар полюсів	$p_n = 1$
Момент інерції	$J_d = 0.0021\ (кг \cdot м^2)$
Коефіцієнт корисної дії	$\eta = 0.83$
Коефіцієнт потужності	$\cos\varphi = 0.87$
Перевантажувальна здатність	$\lambda = 2.1$
Номінальне ковзання	$s_n = 0.043$
Критичне ковзання	$s_k = 0.38$
Номінальна частота напруги статора	$f = 50\ (Гц)$
Параметри Г-подібної схеми заміщення (відносні одиниці)	
Індуктивний опір розсіювання статора	$\bar{x}_1' = 0.05$
Активний опір статора	$\bar{R}_1' = 0.076$
Приведений індуктивний опір розсіювання ротора	$\bar{x}_2'' = 0.087$
Приведений активний опір ротора	$\bar{R}_2'' = 0.049$
Індуктивний опір намагнічуючого контуру	$\bar{x}_\mu = 2.7$

3.1 Розрахунок параметрів асинхронного двигуна

Виконуємо розрахунок номінальних даних двигуна.

Кутова частота напруги статора:

$$\omega_{0n} = 2\pi \cdot f = 2\pi \cdot 50 = 314\ (рад/с). \qquad (3.1)$$

Швидкість ідеального холостого ходу двигуна:

$$\omega_{xx} = \frac{\omega_{0n}}{p_н} = \frac{314}{1} = 314\ (рад/с). \tag{3.2}$$

Номінальна швидкість двигуна:

$$\omega_н = \omega_{xx}(1 - s_н) = 314 \cdot (1 - 0.043) = 300.6\ (рад/с). \tag{3.3}$$

Номінальний момент двигуна:

$$M_н = \frac{P_{2н}}{\omega_н} = \frac{2200}{300.6} = 7.3\ (Н \cdot м). \tag{3.4}$$

Критичний момент двигуна (по перевантажувальній здатності λ з каталогу):

$$M_k = M_н \cdot \lambda = 7.3 \cdot 2.1 = 15.33\ (Н \cdot м). \tag{3.5}$$

Номінальні діючі значення фазної напруги та струму статора:

$$U_н = \frac{U_{1н}}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 220\ (В); \tag{3.6}$$

$$I_н = \frac{P_{2н}}{3U_н \eta \cos\varphi} = \frac{2200}{3 \cdot 220 \cdot 0.83 \cdot 0.87} = 4.62\ (А). \tag{3.7}$$

Амплітудні значення фазної напруги і струму статора:

$$U_{на} = \sqrt{2}U_н = \sqrt{2} \cdot 220 = 311\ (В); \tag{3.8}$$

$$I_{на} = \sqrt{2}I_н = \sqrt{2} \cdot 4.62 = 6.5\ (А). \tag{3.9}$$

Амплітудне значення потокозчеплення статора в режимі холостого ходу при $R_1 = 0$:

$$\Psi_{1xx} = \frac{U_{на}}{\omega_{0н}} = \frac{311}{314} = 0.99\ (Вб). \tag{3.10}$$

3.2 Розрахунок параметрів Т-подібної схеми заміщення

Математична модель АД отримана для Т-подібної схеми заміщення, що показана на рис. 3.1, в той час як приведені каталожні параметри відповідають Г-подібній схемі заміщення, рис. 3.2. Для перерахунку параметрів з Г-подібної схеми в Т-подібну використовується методика, яка наведена нижче:

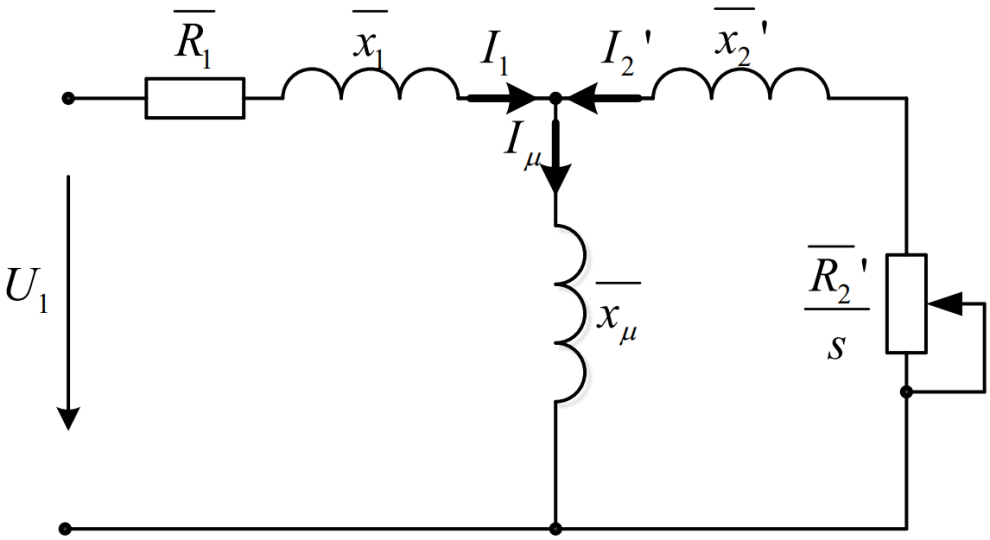


Рисунок 3.1 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

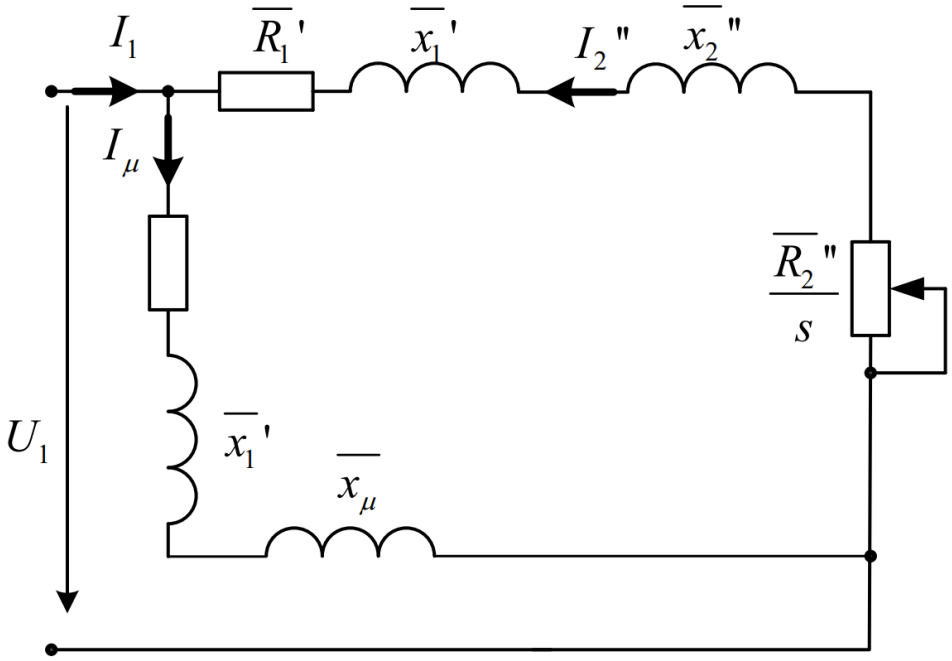


Рисунок 3.2 – Г-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

Коефіцієнт перерахунку між Т-подібною та Г-подібною схемами заміщення:

$$c_1 = \frac{\bar{x}_\mu + \sqrt{\bar{x}_\mu^2 + 4 \cdot \bar{x}_1' \cdot \bar{x}_\mu}}{2 \cdot \bar{x}_\mu} = \frac{2.7 + \sqrt{2.7^2 + 4 \cdot 0.05 \cdot 2.7}}{2 \cdot 2.7} = 1.02 \tag{3.11}$$

Розрахунок параметрів Т-подібної схеми заміщення.

Параметри Т-подібної схеми заміщення у відносних одиницях:

$$\bar{x}_1 = \frac{\bar{x}_1'}{c_1} = \frac{0.05}{1.02} = 0.049; \tag{3.12}$$

$$\bar{R}_1 = \frac{\bar{R}_1'}{c_1} = \frac{0.076}{1.02} = 0.075; \tag{3.13}$$

$$\bar{x}_2' = \frac{\bar{x}_2''}{c_1^2} = \frac{0.087}{1.02^2} = 0.084; \tag{3.14}$$

$$\bar{R}_2' = \frac{\bar{R}_2''}{c_1^2} = \frac{0.049}{1.02^2} = 0.047. \tag{3.15}$$

Параметри Т-подібної схеми заміщення в абсолютних одиницях запишемо як:

$$x_1 = \bar{x}_1 \frac{U_н}{I_н} = 0.049 \cdot \frac{220}{4.62} = 2.3\ (Ом); \tag{3.16}$$

$$R_1 = \bar{R}_1 \frac{U_н}{I_н} = 0.075 \cdot \frac{220}{4.62} = 3.6\ (Ом); \tag{3.17}$$

$$x_2' = \bar{x}_2' \frac{U_н}{I_н} = 0.084 \cdot \frac{220}{4.62} = 4\ (Ом); \tag{3.18}$$

$$R_2 = \bar{R}_2' \frac{U_н}{I_н} = 0.047 \cdot \frac{220}{4.62} = 2.2\ (Ом); \tag{3.19}$$

$$x_\mu = \bar{x}_\mu \frac{U_н}{I_н} = 2.7 \cdot \frac{220}{4.62} = 128.6\ (Ом). \tag{3.20}$$

Індуктивності розсіювання статора і ротора:

$$L_{1\sigma} = \frac{x_1}{\omega_0} = \frac{2.3}{314} = 0.0073\,(Гн)\,; \tag{3.21}$$

$$L_{2\sigma} = \frac{x_2'}{\omega_0} = \frac{4}{314} = 0.013\,(Гн)\,. \tag{3.22}$$

Індуктивність намагнічуючого контуру:

$$L_m = \frac{x_\mu}{\omega_0} = \frac{128.6}{314} = 0.41\,(Гн)\,. \tag{3.23}$$

Індуктивності розсіювання статора і ротора:

$$L_1 = L_{1\sigma} + L_m = 0.0073 + 0.41 = 0.417\,(Гн); \tag{3.24}$$

$$L_2 = L_{2\sigma} + L_m = 0.013 + 0.41 = 0.423\,(Гн)\,. \tag{3.25}$$

На основі проведених розрахунків обчислюємо значення параметрів α, α_1, β, γ, σ, σ_1:

$$\alpha = \frac{R_2}{L_2} = \frac{2.2}{0.423} = 5.2\,(\frac{Ом}{Гн})\,; \tag{3.26}$$

$$\alpha_1 = \frac{R_1}{L_1} = \frac{3.6}{0.417} = 8.63\,(\frac{Ом}{Гн})\,; \tag{3.27}$$

$$\sigma = L_1\left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 \cdot L_2}\right) = 0.417\left(1 - \frac{0.41^2}{0.417 \cdot 0.423}\right) = 0.0196\,Гн\,; \tag{3.28}$$

$$\beta = \frac{L_m}{L_2 \cdot \sigma} = \frac{0.41}{0.423 \cdot 0.0196} = 49.5\,(\frac{1}{Гн})\,; \tag{3.29}$$

$$\gamma = \frac{R_1}{\sigma} + \alpha L_m \beta = \frac{3.6}{0.0196} + 5.2 \cdot 0.41 \cdot 49.5 = 289.2\,(\frac{Ом}{Гн})\,; \tag{3.30}$$

$$\sigma_1 = L_2\left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 \cdot L_2}\right) = 0.423\left(1 - \frac{0.41^2}{0.417 \cdot 0.423}\right) = 0.02\,(Гн). \tag{3.31}$$

Таблиця 3.2 – Параметри двигуна 4А80В2У3

Параметри	**Значення**	**Параметри**	**Значення**
$P_{2n}(кВт)$	2.2	$R_1(Ом)$	3.6
$\omega_{xx}(рад/с)$	314	$R_2(Ом)$	2.2
$\omega_н(рад/с)$	300.6	$L_1(Гн)$	0.417
$M_н(Н\cdot м)$	7.3	$L_2(Гн)$	0.423
$M_к(Н\cdot м)$	15.3	$L_m(Гн)$	0.41
λ	2.1	$\alpha\ (Ом/Гн)$	5.2
$I_{на}(A)$	6.5	$\alpha_1\ (Ом/Гн)$	8.63
$\Psi_{1xx}(Вб)$	0.99	$\sigma\ (Гн)$	0.0196
η	0.83	$\beta(1/Гн)$	49.5
cosφ	0.87	$\gamma\ (Ом/Гн)$	289.2
$J_d(кг\cdot м^2)$	0.0021	$\sigma_1\ (Гн)$	0.02

3.3 Вибір силового обладнання

Після того як було обрано асинхронний двигун наступним кроком є вибір перетворювача частоти, який буде забезпечувати керування приводу насосного агрегату. При виборі перетворювача частоти необхідно враховувати високу надійність в будь-яких умовах експлуатації, простоту системи керування, що зберігає основні параметри такі як вихідний струм, напруга та функціональні можливості перетворювача. Також щоб обрати необхідний перетворювач, потрібно визначити потрібну його потужність до двигуна.

$$P_{ел} = \frac{P_{мех}}{\eta_{дв}} = \frac{2.2}{0.83} = 2.65\ (кВт), \qquad (3.32)$$

де $P_{мех}$ - механічна потужність двигуна, $\eta_{дв}$ - ККД двигуна.

Також при виборі необхідно звернути увагу на розраховане номінальне значення струму статора $I_н = 4.62\ (A)$, з цих даних буде обрано перетворювач частоти VLT AQUA Drive FC 202 фірми Danfoss FC-202 P3KO A2, з

номінальною потужність 3 кВт, який має паспортні дані, наведені в таблиці 3.3 [14].

Таблиця 3.3 – Паспортні дані перетворювача частоти FC-202 P3KO A2

Параметри	**Значення**
Потужність (кВт)	3
Номінальна вихідна напруга (В)	380-400
Номінальний вихідний струм (А)	7.2
Номінальна вхідна напруга (В)	380
cosφ	> 0.98
Частота (Гц)	0-590
Перевантажувальна здатність (%)	160
Степінь захисту	IP20/21

Компанія Danfoss першою включила в привод моніторинг умов, пов’язаних з насосами та двигунами. Це було досягнуто шляхом інтеграції периферійних обчислень у накопичувач. Завдяки поєднанню нових унікальних методів гарячої заміни для керування каскадом насоса та передової активної технології для зменшення гармонік, система буде по суті автономною, що гарантуватиме високу готовність.

Крім того, інтелектуальні функції програмного забезпечення, спеціально розроблені для збереження активів, продовження терміну служби насоса та зниження вартості енергії кількома способами, включаючи автоматичне очищення робочого колеса насоса, режим сну, зниження ризику гідроудару та безпечне охолодження глибинних насосів.

Незважаючи на переваги приводів змінного струму, та сприянню підвищення точності, економії енергії та подовженню терміну служби, вони також створюють гармонійний мережевий струм в автомобілі. Якщо не перевірити, це може негативно вплинути на продуктивність і надійність генераторів та іншого обладнання, а також викликати проблеми з безпекою. Danfoss пропонує рішення для зменшення гармонік, які відповідають нормам.

Компанія Danfoss розробила різноманітні рішення, які можуть пом’якшити наслідки аварій і збільшити пропускну здатність мереж. Ці рішення також можна використовувати для захисту делікатного середовища.

Розроблений для забезпечення максимально можливої продуктивності в системах водопостачання та водовідведення з двигунами змінного струму, цей привод має низку стандартних функцій, які можна розширити для покращення продуктивності. Він однаково ефективний як для нових проектів, так і для модернізації існуючих систем.

Через значні коливання навантажень водопостачання та дренажу технологічно та економічно вигідно мати обладнання, яке перемикається між різними компонентами, такими як насоси та вентилятори, які керуються двигунами. VLT AQUA Drive знижує вартість експлуатації на 10-30% протягом першого року. Подовжений термін служби, низьке енергоспоживання та мінімальні витрати на технічне обслуговування сприяють найнижчій вартості експлуатації.

Швидкі та прості налаштування, що полегшують подачу води та роботу насоса, скорочують час, необхідний для встановлення, забезпечуючи найбільшу ефективність використання енергії та керування двигуном. Найбільш критичні параметри зібрані в одному місці, що значно зменшує ймовірність неправильної конфігурації.

Далі обираємо автоматичний вимикач — це електричний пристрій, призначений для захисту електричних ланцюгів від пошкоджень, викликаних надмірними струмами, наприклад, перевантаженнями або короткими замиканнями. Основні функції автоматичного вимикача включають:

1. Захист від перевантаження. Автоматичний вимикач автоматично вимикає ланцюг, якщо струм перевищує допустиме значення протягом певного часу. Це запобігає нагріванню проводів та обладнання, що може призвести до пожежі або пошкодження.

2. Захист від короткого замикання. У разі короткого замикання, коли струм миттєво збільшується до дуже високого рівня, автоматичний вимикач

швидко вимикає ланцюг, щоб запобігти серйозним пошкодженням проводки та обладнання.

3. Забезпечення безпеки. Автоматичний вимикач захищає людей від електричних уражень, які можуть виникнути внаслідок несправностей в електричних пристроях або проводці.

4. Зручність обслуговування. Завдяки автоматичним вимикачам, в разі аварії немає потреби замінювати плавкі вставки, як це було з традиційними запобіжниками. Після усунення причини аварії автоматичний вимикач можна просто увімкнути назад.

5. Можливість ручного відключення. Автоматичний вимикач також може використовуватись для ручного відключення електричного кола під час технічного обслуговування або ремонтних робіт.

Обираємо автоматичний вимикач компанії «Eaton». Технічні характеристики наведені в таблиці 3.4 [15].

Таблиця 3.4 – Технічні характеристики Eaton FAZ-D7/3

Параметри	**Значення**
Номінальний струм (А)	7
Кількість полюсів	3
Вимикаюча здатність (кА)	15
Номінальна напруга (В)	230/400
Частота (Гц)	50/60

Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд автоматичного вимикача

Далі переходимо до вибору датчика тиску. Максимальний розрахований напір $H = 47.4\,(м)$, це 4.7 атм. або 0.47 МПа, з цими даними було обрано датчик тиску фірми Danfoss MBS 1250-2811-C1GB04 [16]:

Рисунок 3.4 – Зовнішній вигляд датчику тиску

Верхня межа вимірювання датчика: 0,6 МПа. Компактний датчик тиску призначений для використання у важких гідравлічних системах. Програма MBS 1250 - з інтегрованим імпульсним поглиначем. Інтегрований імпульсний набивач забезпечує високий ступінь захисту від кавітації та від кавітації та гідроударів, а продумана конструкція забезпечує відмінну вібростійкість і

виняткову міцність. Високий ступінь захисту від електромагнітних перешкод забезпечує відповідність перетворювач тиску відповідає більшості вимог. Для середніх і високих температур навколишнього середовища до 125 °C. Стандартний вихідний сигнал: 4 - 20 мА. Частини, що контактують з вологою, виготовлені з нержавіючої сталі.

Датчик тиску Danfoss MBS 1250-2811-C1GB04 зі струмовим сигналом 4-20мА є важливим компонентом в автоматичних системах з замкнутим керуванням за тиском. Область застосування датчиків тиску Danfoss включає вимірювання статичного тиску в рідких і газоподібних середовищах з високою точністю, що визначається їх механічними та метрологічними характеристиками. Для забезпечення коректного вимірювання тиску датчики повинні мати достатню точність, яка повинна зберігатися протягом всього терміну їх експлуатації. За нормальних умов роботи середній термін служби датчиків тиску Danfoss становить 12 років. Вони ідеально підходять для використання в частотно-регульованих насосних станціях. Датчик тиску є точним і компактним пристроєм для вимірювання тиску з допустимою похибкою ±0,5% від верхньої межі тиску. Цей датчик застосовується в промислових системах як пристрій промислової автоматики.

Конструктивно датчики тиску Danfoss MBS 1250-2811-C1GB04 мають циліндричний корпус з неіржавіючої сталі (кислотостійка неіржавіюча сталь загальнопромислового класу з хромом, нікелем і молібденом, стандарт AISI 316L), в якому вбудовано мікропроцесорний модуль. На торцевій частині корпусу розташований різьбовий штуцер і камера для первинного тензорезистивного сенсора тиску, а з іншого боку – роз'єм згідно з DIN 43650A з герметичним кабельним вводом Pg 9. Захист від атмосферних впливів відповідає класу IP65. Сенсори тиску Danfoss мають лазерне калібрування точності, компенсацію нелінійності вимірювання, температурну компенсацію та захист від електромагнітних перешкод відповідно до стандартів ЄС. Це забезпечує стабільність калібрування та точність вимірювання.

Для вимірювання об’єму витраченої води буде використовуватися лічильник холодної води ECOSTAR DN15 1/2″ L110 E-C 2,5 [17]. Лічильник

води для холодної води з штуцером - призначений для вимірювання об'єму холодної води, що протікає по напірному трубопроводу. Лічильник застосовується для обліку води, в тому числі комерційному, на об'єктах комунально-побутової сфери.

Таблиця 3.5 – Технічні характеристики лічильника води

Параметри	**Значення**
Номінальна витрата ($м^3$ / $год$)	2.5
Тип лічильника	механічний
Вид лічильника	крильчатий одноструйний
Тип приєднання	різьбове

Висновки до розділу 3

1. У цьому розділі було проведено аналіз параметрів двигуна 4А80В2У3, виконані перерахунки параметрів з Г-подібної на Т-подібну схем заміщення. Це стосується активного опору статора, індуктивності статора, активного опору ротора та індуктивності ротора, необхідних для моделювання в середовищі «Matlab». Для зручності результати розрахунків представлені у вигляді таблиці з усіма відповідними параметрами для даної моделі двигуна.

2. Було обрано перетворювач частоти для керуванням двигуна за розрахованою потужністю. Для його захисту було обрано автоматичний вимикач. Також вибрано давач тиску фірми Danfoss за розрахованими параметрами та лічильник для вимірювання об’єму витраченої води, для електромеханічної системи.

4 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

4.1 Математична модель насосного агрегату та синтез ПІ - регулятора

Перехідні процеси, що відбуваються в одній насосній установці, описуються системою рівнянь, яка включає диференціальне рівняння першого порядку, рівняння, яке обчислює напір насоса, і рівняння, яке обчислює навантаження приводного двигуна, яке виглядає наступним чином [20]:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{H_{0н}}{\chi\omega_н^2}\omega^2 - \frac{H_{ст}}{\chi} - \frac{1}{\chi}(a_н + a)Q^2 \tag{4.1}$$

$$H = \frac{H_{0н}}{\chi\omega_н^2}\omega^2 - a_н Q^2 \tag{4.2}$$

$$M_c = \frac{\rho g Q H}{\eta_{нас}\omega} \tag{4.3}$$

де Q – витрата насосу; $H_{0н}$ – номінальний напір при витраті нуль насосу; ω – швидкість обертання валу насосу; $\omega_н$ – номінальна швидкість обертання валу насосу; χ – стала інтегрування насосу; $H_{ст}$ – статичний напір, висота підйому стовпа води; $a_н$ – номінальний гідравлічний опір насосу; a – опір гідравлічної мережі; M_c – момент навантаження на валу двигуна насосу; ρ – густина води; g – прискорення вільного падіння; $\eta_{нас}$ – ККД насосу; H – напір насосу; t – час.

Як видно з рівнянь (4.1) – (4.3), насосний агрегат має збурювальні дії, це статичний напір – $H_{ст}$ та гідравлічний опір мережі – a, які в основному залежать від характеристик системи та від споживачів. В даному випадку насос працює з незмінним статичним опором – $H_{ст}$ та з максимальним ККД. Дані рівняння не враховують регулювання та стабілізацію тиску, тому наступним кроком буде додано систему із ПІ-регулятором, яка буде відповідати за дані завдання [21].

Синтез регулятора тиску виводиться із системи рівнянь, яка побудована на основі структурної схеми (рис. 4.1) і рівнянь (4.1) – (4.3).

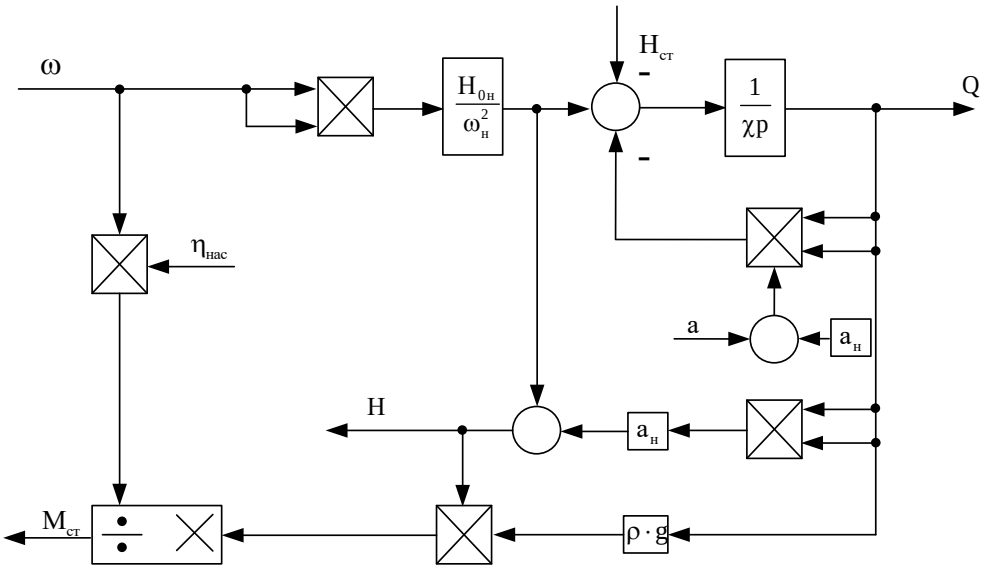


Рисунок 4.1 – Структурна схема насосного агрегату

По-перше, використовуючи метод кінцевого приросту, ми отримуємо вираз, який записується відносно Н поблизу робочої точки, яка лінеаризується. Отримані рівняння в результаті врахування значень приростів можна спростити, якщо знехтувати малими значеннями другого і третього порядків і врахувати, що $\omega = \omega_н$. За допомогою ряду математичних перетворень, включаючи оператор $p \to d\ /\ dt$ і налаштування контуру регулювання на модульний оптимум, отримаємо математичний опис регулятора тиску. Після виконання математичних дій маємо наступні рівняння. Маємо наступні рівняння після проведення математичних операцій [18].

$$\frac{H_{0н}}{\omega_н}\frac{\chi}{(a_н + a)Q} = T_\omega;\ \frac{\chi}{2(a_н + a)Q} = T_H;$$

$$-\frac{a_н}{(a_н + a)}2\frac{H_{0н}}{\omega_н} + 2\frac{H_{0н}}{\omega_н} = \frac{-2a_н H_{0н} + 2H_{0н}(a_н + a)}{\omega_н(a_н + a)} = \\ = \frac{2H_{0н}a}{\omega_н(a_н + a)} = K_\omega; \tag{4.4}$$

$$\Delta H(T_H p + 1) = \Delta\omega(T_\omega p + K_\omega) + K_{H_{ст}}\Delta H_{ст} - K_Q \Delta Q \tag{4.5}$$

На основі рівняння (4.5) побудуємо структурну схему контуру регулювання напору (рис. 4.2).

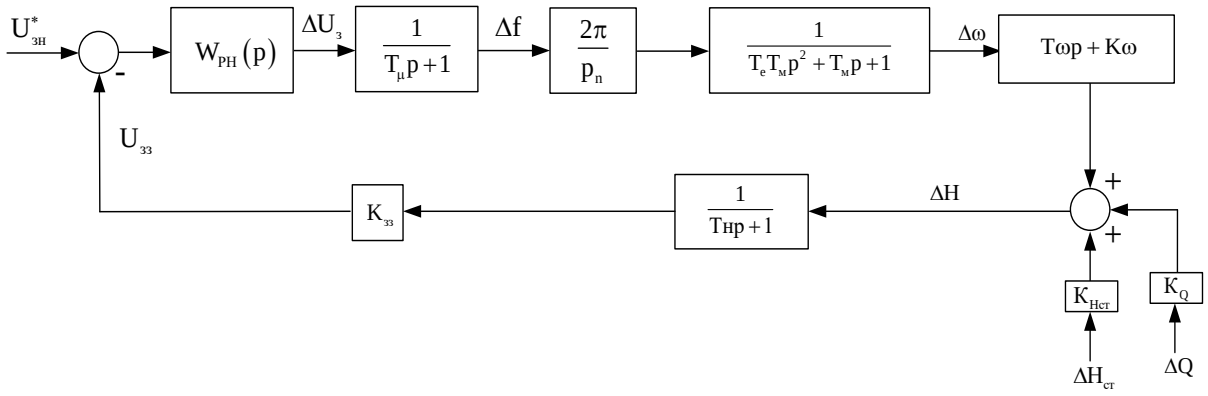


Рисунок 4.2 – Структурна схема контуру регулювання напору

На рис. 4.2 маємо наступні позначення: $U_{ЗН}^*$– завдання за напором; $W_{РН}(p)$ – передаточна функція регулятора напору; T_μ – мала некомпенсована стала часу перетворювача частоти; p_n – кількість пар полюсів; T_e – електромеханічна стала часу; $T_м$ – механічна стала часу; $K_{зз}$ – коефіцієнт зворотного зв’язку за напором.

В даному випадку прирости $\Delta H_{ст}$ та ΔQ відіграють роль незалежних повільних збурень, тому при подальшому синтезі регулятора вони не враховуються. Отже, в результаті отримано структурну схему з одиничним зворотнім зв’язком без врахування збурювальних дій на рис. 4.3.

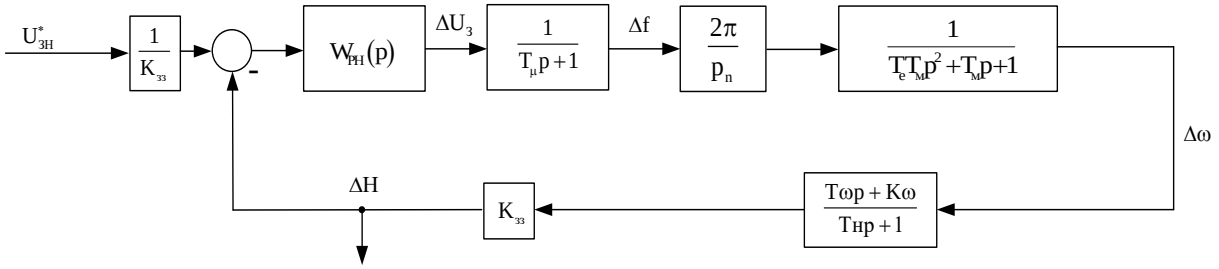


Рисунок 4.3 – Структурна схема контуру регулювання напору приведена до одиничного зв’язку

Наступним кроком проводиться контур регулювання напором на модульний оптимум. Для цього необхідно задатися бажаною передатною функцією розімкнутого контуру по тиску:

$$W_{баж}(p) = \frac{1}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p+1)}, \tag{4.6}$$

де $T_{\mu} = 0.01$ с – мала некомпенсована стала часу перетворювача частоти.

Передаточна функція об’єкту регулювання контуру тиску має наступний вигляд:

$$W_{роз}(p) = \frac{2\pi(T_{\omega}p + K_{\omega})K_{зз}}{(T_{\mu}p+1)p_n(T_eT_мp^2 + T_мp + 1)(T_Hp+1)}. \tag{4.7}$$

Для знаходження передаточної функції регулятора напору $W_{PH}(p)$ визначається з виразу:

$$W_{PH}(p) = \frac{W_{баж}(p)}{W_{роз}(p)}. \tag{4.8}$$

Далі визначимо $W_{PH}(p)$ за виразом (4.8):

$$W_{PH}(p) = \frac{(T_{\mu}p+1)p_n(T_eT_мp^2 + T_мp + 1)(T_Hp+1)}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p+1)2\pi(T_{\omega}p + K_{\omega})K_{ззH}} =$$
$$= \frac{p_n(T_eT_мp^2 + T_мp + 1)(T_Hp+1)}{4T_{\mu}p\pi(T_{\omega}p + K_{\omega})K_{ззH}}. \tag{4.9}$$

Якщо приймається що, $T_eT_м << T_м$, то вираз (4.9) можна спростити до такого виразу:

$$W_{PH}(p) = \frac{p_n(T_мp+1)(T_Hp+1)}{4T_{\mu}p\pi(T_{\omega}p + K_{\omega})K_{ззH}} =$$
$$= \frac{p_n}{4T_{\mu}p\pi K_{ззH}} \frac{(T_мp+1)(T_Hp+1)}{T_{\omega}p + K_{\omega}} = \tag{4.10}$$
$$= \frac{p_n}{4T_{\mu}p\pi K_{ззH}K_{\omega}} \frac{(T_мp+1)(T_Hp+1)}{T_{\omega}p+1},$$

де $T_\omega = \dfrac{T_\omega}{K_\omega}$.

Наступним кроком нехтуючи $T_м T_H$, після перетворення одержимо послідовне з'єднання ПІ-регулятора та аперіодичний фільтр:

$$W_{PH}(p) = \frac{K_p}{p} \cdot \frac{T_{H_1} p + 1}{T_{H_2} p + 1} , \tag{4.11}$$

де $K_p = \dfrac{\text{р}_n}{4T_\mu \pi K_{ззH} K_\omega}$; $T_{H_1} = T_м + T_H$; $T_{H_2} = T_\omega$.

4.2 Лінеаризована математична модель насосу

Подачу насоса можна виразити через периферійний переріз каналів робочого колеса та меридіанну складову швидкості. Таким чином, подача пропорційна кутовій швидкості. Отже, для різних режимів роботи рівності виглядають наступним чином [19]:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{\omega_1}{\omega_2}, \\ \frac{H_1}{H_2} &= \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2}. \end{aligned} \tag{4.12}$$

Тоді нехай $Q_1 = Q_R, H_1 = H_R, \omega_1 = \omega_R; Q_2 = Q_H, H_2 = H_H, \omega_2 = \omega_H$, де Q_R, H_R, ω_R – реальні значення параметрів насосного агрегату, Q_H, H_H, ω_H – номінальні значення параметрів насосного агрегату.

Після цього рівняння (4.12) стане (4.13):

$$\begin{aligned} \frac{Q_R}{Q_H} &= \frac{\omega_R}{\omega_H}, \\ \frac{H_R}{H_H} &= \frac{\omega_R^2}{\omega_H^2}. \end{aligned} \tag{4.13}$$

Наступним кроком виражається подача та тиск насосу через швидкість на валу двигуна (4.14) та (4.15):

$$Q_R = \frac{Q_H}{\omega_H} \cdot \omega_R = k_1 \cdot \omega_R, \tag{4.14}$$

$$H_R = \frac{H_H}{\omega_H^2} \cdot \omega_R^2 = k_2 \cdot \omega_R^2, \tag{4.15}$$

де k_1, k_2 – це постійні коефіцієнти.

Не враховуючи інерцію перетворювача частоти та електромагнітних ланцюгів двигуна, в припущенні, що вони значно менші за величиною порівняно з постійною часу технологічного об’єкта, можна встановити зв’язок між технологічним об’єктом та електроприводом за допомогою Мс. Припускаючи, що механічні характеристики двигуна демонструють високий рівень жорсткості, можна лінеаризувати схему керування Н поблизу номінальної точки та спростити її. Лінеаризація системи навколо номінальної точки полегшує аналіз і контроль системи, уможливлюючи виведення лінійної моделі, яка наближено відповідає поведінці системи в цій області. Це спрощує розробку та аналіз алгоритмів керування. Важливо визнати, що модель лінеаризації є оцінкою, і її точність залежить від вибраної номінальної точки та обмежень у рамках вищезгаданих припущень.

Керування насосним агрегатом здійснюється за напором, тому коефіцієнт підсилення напору буде мати наступний вигляд:

$$k_{НАС} = k_2 = \frac{H_H}{\omega_H^2}. \tag{4.16}$$

Для ефективного аналізу насосної системи та спрощення розрахунків необхідно зосередитися на малих відхиленнях і лінеаризувати коефіцієнт передачі насоса. Роблячи це, можна знехтувати малою постійною часу та розглядати насос як безінерційну ланку. Це спрощення дозволяє представити модель насоса в більш стислій формі, як показано на рис. 4.4.

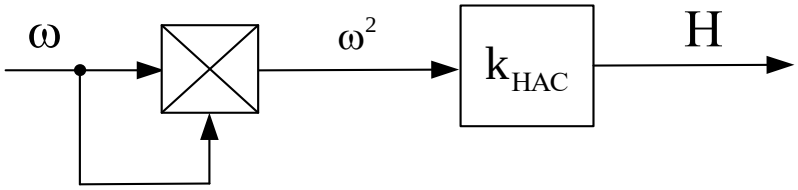


Рисунок 4.4 – Лінеаризована модель насоса

З цього випливає, що лінеаризована структурна схема насосного агрегату, яка керується за напором виглядає так:

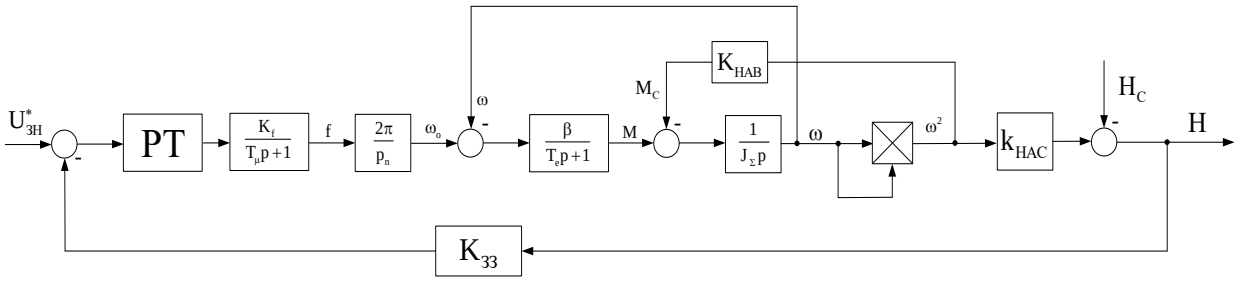


Рисунок 4.5 – Структурна схема насосного агрегату

На рис. 4.5 позначення мають наступні визначення: РТ – регулятор тиску, K_{33} – коефіцієнт зворотного зв'язку за тиском, $K_{НАВ}$ – коефіцієнт, що враховує залежність моменту навантаження від швидкості, H_C – незалежне збурення за напором.

Висновки до розділу 4

1. В даному розділі було описано математичну модель насосного агрегату та зроблено синтез ПІ – регулятора, що дає можливість надалі проводити моделювання статичних та динамічних режимів гідромережі.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

5.1 Дослідження моделі схеми контуру регулювання за завданням напору в середовищі Matlab

Для подальшого моделювання необхідно визначити всі коефіцієнти та сталі часу. Тому за поставленою задачею на максимальну витрату Q = 4.8(м^3/год) та відповідно напором H = 52 (м) за Q/H - робочою характеристикою відцентрового насоса Calpeda NMD 20/140A/A, що зображено на рис. 2.1, маємо наступні значення.

Витрата перераховується за наступною формулою:

$$Q_r = \frac{Q}{3600} = \frac{4.8}{3600} = 0.0013\ (м^3 / с). \tag{5.1}$$

Електромеханічна стала часу:

$$T_е = \frac{1}{2\pi f_н s_к} = \frac{1}{2 \times 3.14 \times 50 \times 0.38} = 0.0084\ с, \tag{5.2}$$

де $s_к$ – критичне ковзання.

Жорсткість механічної характеристики двигуна:

$$\beta = \frac{M_н}{\omega_{0н} - \omega_н} = \frac{7.3}{314 - 300.6} = 0.54\ \frac{Нм}{рад / с}. \tag{5.3}$$

Стала інтегрування насосу знайдена за наступною формулою, яка була визначена Q/H характеристикою насоса (рис. 2.1) за двома робочими точками:

$$\chi = \frac{H_2 - H_1}{Q_2^2 - Q_1^2} = \frac{57 - 52}{4^2 - 5^2} = -0.55, \tag{5.4}$$

в подальших розрахунках буде братися модуль цього значення.

Гідравлічний опір мережі та номінальний гідравлічний опір насосу розраховуються наступним чином:

$$a = \frac{H - H_{ст}}{Q_r^2} = \frac{52 - 4.5}{0.0013^2} = 2.67 \cdot 10^7 \ (c^2 / м^5), \tag{5.5}$$

$$a_н = \frac{H_0 - H}{Q_r^2} = \frac{68 - 52}{0.0013^2} = 9 \cdot 10^6 \, (c^2 / м^5), \tag{5.6}$$

де $H_{ст} = 4.5$ (м) – статичний напір, $H_{0н} = 68$ (м) – номінальний напір при витраті нуль насосу, визначений за характеристикою насоса (рис.2.1).

Механічна стала часу:

$$T_M = \frac{J_\Sigma}{\beta} = \frac{0.0042}{0.54} = 0.0078 \text{ с}, \tag{5.7}$$

де $J_\Sigma = 2 \cdot J = 2 \cdot 0.0021 = 0.0042$ кг $\cdot$ м^2 – момент інерції.

Стала часу насосу:

$$T_H = \frac{\chi}{2 \cdot (a_н + a) \cdot Q_r} = \frac{0.55}{2 \cdot \left(9 \cdot 10^6 + 2.67 \cdot 10^7\right) \cdot 0.0013} = 1.31 \cdot 10^4 c. \tag{5.8}$$

Стала часу та коефіцієнт за швидкістю:

$$T_\omega = \frac{H_{0н}}{\omega_н} \cdot \frac{\chi}{(a_н + a) Q_r} = \frac{68}{300.6} \cdot \frac{0.55}{\left(9 \cdot 10^6 + 2.67 \cdot 10^7\right) \cdot 0.0013} = 4.64 \cdot 10^{-12} c, \tag{5.9}$$

$$K_\omega = \frac{2 H_{0н} a}{\omega_н (a_н + a)} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 2.67 \cdot 10^7}{300.6 \cdot \left(9 \cdot 10^6 + 2.67 \cdot 10^7\right)} = 4.31 \cdot 10^{14}, \tag{5.10}$$

$$T_\omega = \frac{T_\omega}{K_\omega} = \frac{4.64 \cdot 10^{-12}}{4.31 \cdot 10^{14}} = 1.1 \cdot 10^{-26} c. \tag{5.11}$$

Коефіцієнт зворотного зв’язку за напором:

$$K_{зз} = \frac{U_{зз\max}}{H_{\max}} = \frac{10}{52} = 0.1923 \ \frac{В}{м}, \tag{5.12}$$

де $U_{зз\max}$ – максимальна напруга завдання напору (при аналоговій реалізації приймають 10 В);

Останнім кроком наводимо таку передатну ланку з наступними значеннями:

$$W_{PH}(p) = \frac{K_p}{p} \cdot \frac{T_{H_1} p + 1}{T_{H_2} p + 1}\ , \qquad (5.13)$$

$$де\ K_p = \frac{p_n}{4T_\mu \pi K_{ззH} K_\omega} = \frac{1}{4 \cdot 0.01 \cdot 3.14 \cdot 0.1923 \cdot 4.31 \cdot 10^{14}} = 9.59 \cdot 10^{-14};$$

$$T_{H_1} = T_м + T_H = 0.078 + 1.3 \cdot 10^4 = 1.3 \cdot 10^4 \text{ с};\ T_{H_2} = T_\omega = 1.1 \cdot 10^{-26} \text{ с}.$$

Знаючи всі необхідні значення, проведемо моделювання використовуючи модель, яку наведено на рис. 5.1.

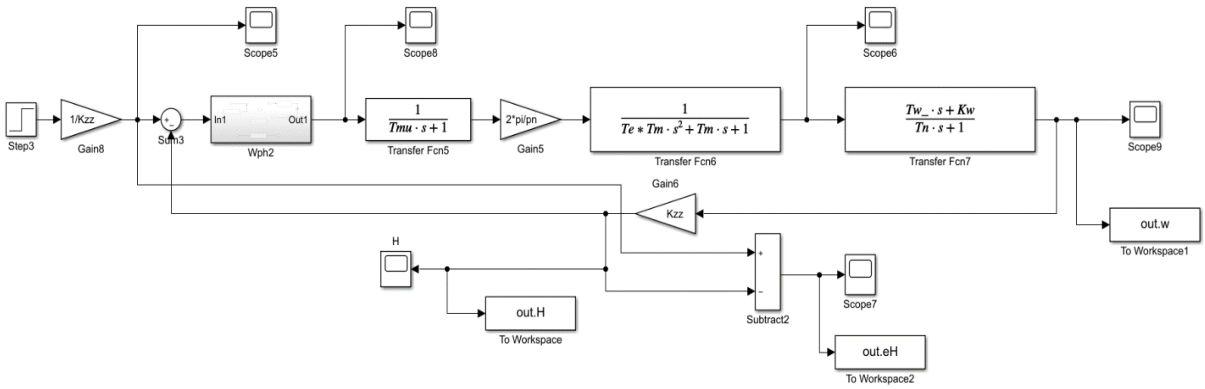


Рисунок 5.1 – Структурна схема контуру регулювання напору приведена до одиничного зв’язку в середовищі Matlab

Промоделювавши систему маємо наступні результати, які показано на рис. (5.2) – (5.4). На рис. 5.2 зображено напір в системі, який за завданням виходить на рівень в 52 метри. На рис. 5.3 зображено похибку відпрацювання завдання за напором, яка після перехідного процесу виходить в нуль, та на рис. 5.4 представлено графік швидкості двигуна при даному завданні.

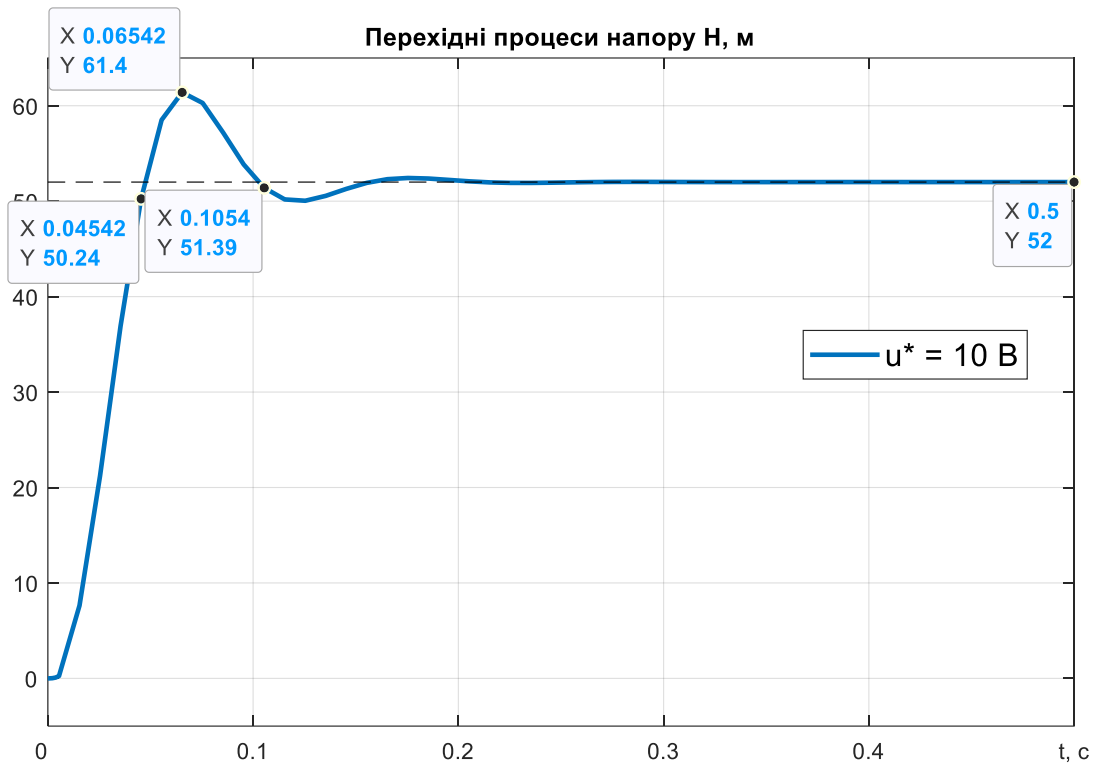


Рисунок 5.2 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

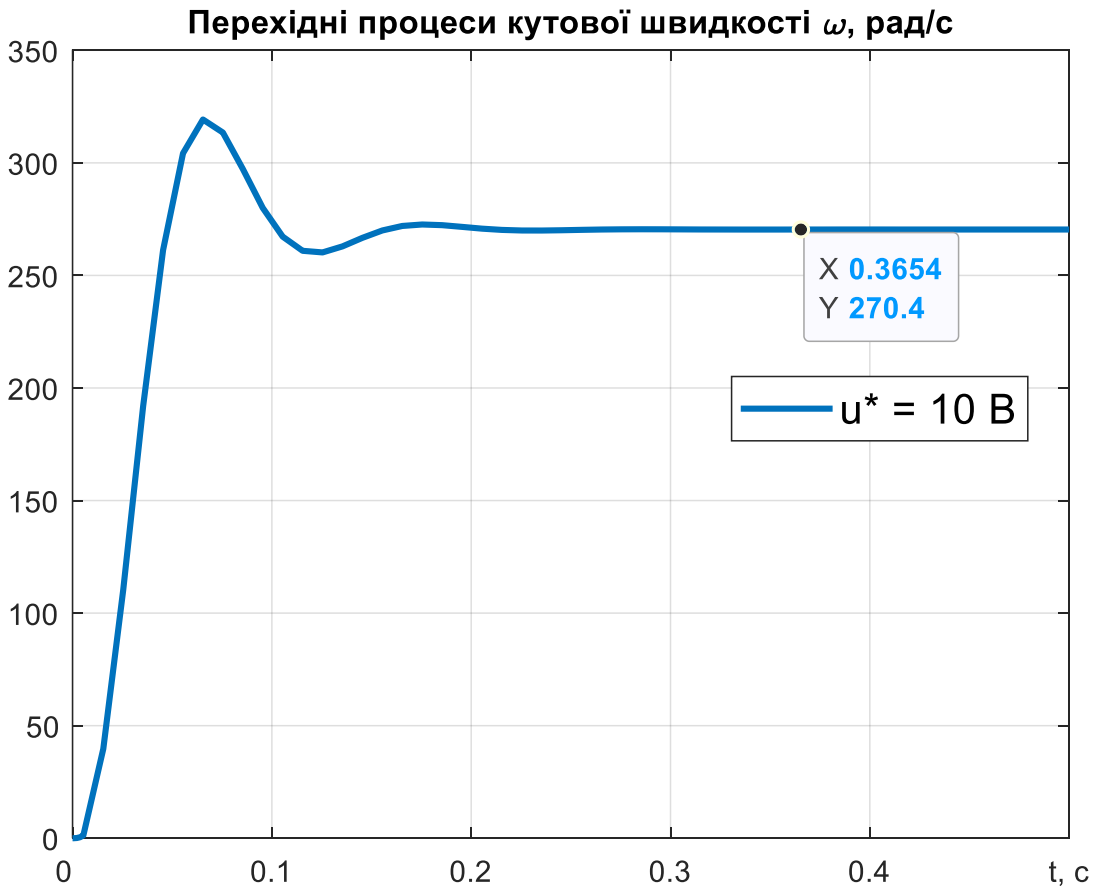


Рисунок 5.3 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

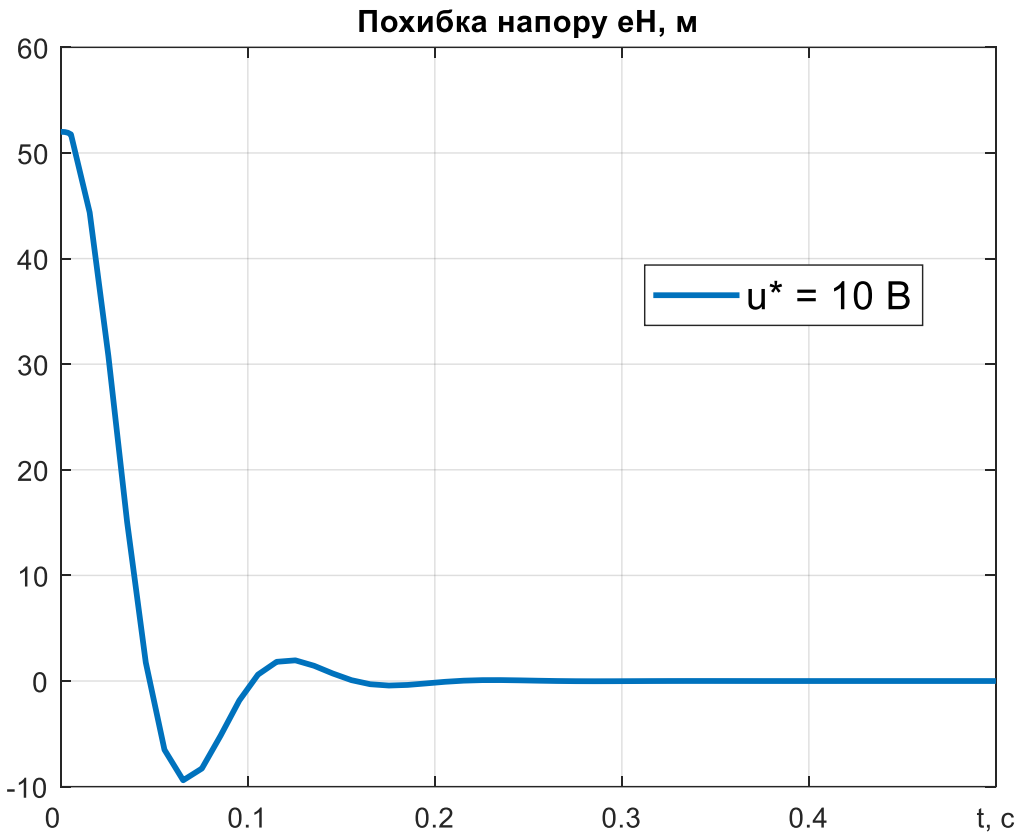


Рисунок 5.4 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

Згідно з рис. 5.2 маємо наступні показники якості системи, які наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Показники якості при «стрибку» 10 В

Характер перехідного процесу	Аперіодичний з перерегулюванням
Час перехідного процесу	$t_p = 0.1$ с
Перерегулювання	$\sigma = \frac{H_{max} - H_{уст}}{H_{уст}} \cdot 100\% = \frac{61.4 - 52}{52} \cdot 100\% = 18.1\%$
Ступінь затухання	$\psi = \left(1 - \frac{\Delta H_{max\,2}}{\Delta H_{max\,1}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{52 - 52}{61.4 - 52}\right) \cdot 100\% = 100\%$
Стала часу	$T = \frac{0.1}{3} = 0.03$
Максимальне відхилення	$\Delta H_{max1} = H_{max1} - H_{уст} = 61.4 - 52 = 9.4$
Час досягнення перший раз усталеного значення	$t_d = 0.05$ с

Проведені дослідження динамічних характеристик системи при значені завдання напору не підтвердили стандартні показники для оптимізації на модульний оптимум: перерегулювання склало 18.1%, а час досягнення першого разу усталеного значення становив $4.7 \cdot T_{\mu} = 4.7 \cdot 0.01 = 0.047$ с.

Результат перерегулювання більше ніж на 4.45% могли вплинути малі сталі часу, які були знехтувані при синтезі регулятора та не були скомпенсовані, але час першого разу усталеного значення максимально близький до визначеного.

Ці результати свідчать про не ідеальну ефективність та точність системи при налаштуванні на оптимальні параметри, що є ключовим фактором для стабільної та ефективної роботи промислових установок. Тому для досягнення стандартного визначеного значення перерегулювання використовується числовий метод у пакеті simulink response optimization.

Для цього доповнимо модель, що зображена на рис. 5.1 блоком «Check Step Response Characteristics».

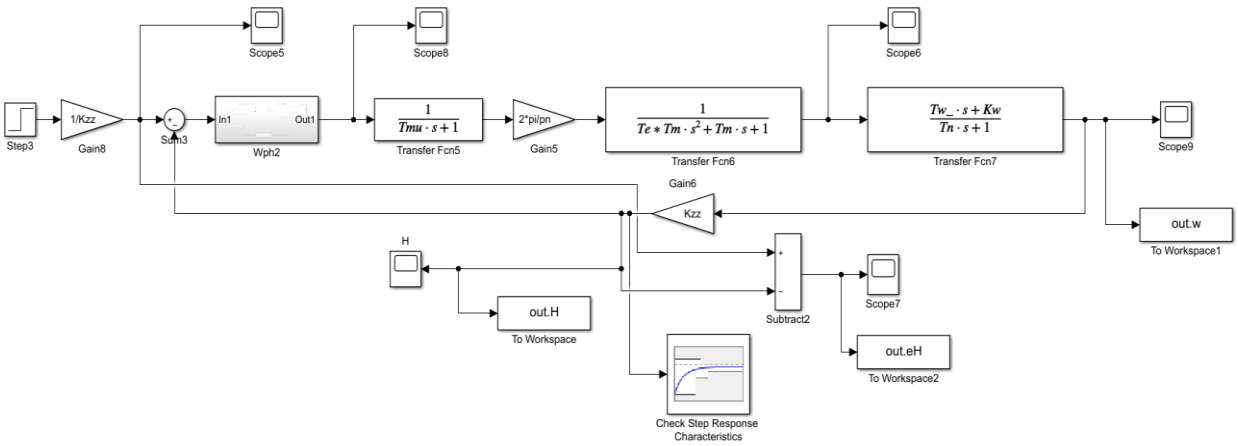


Рисунок 5.5 – Доповнена модель структурної схеми контуру регулювання напору

Для оптимізації параметрів системи використаємо наступні параметри блоку, які ми можемо налаштувати вручну для досягнення кращої якості перехідних процесів.

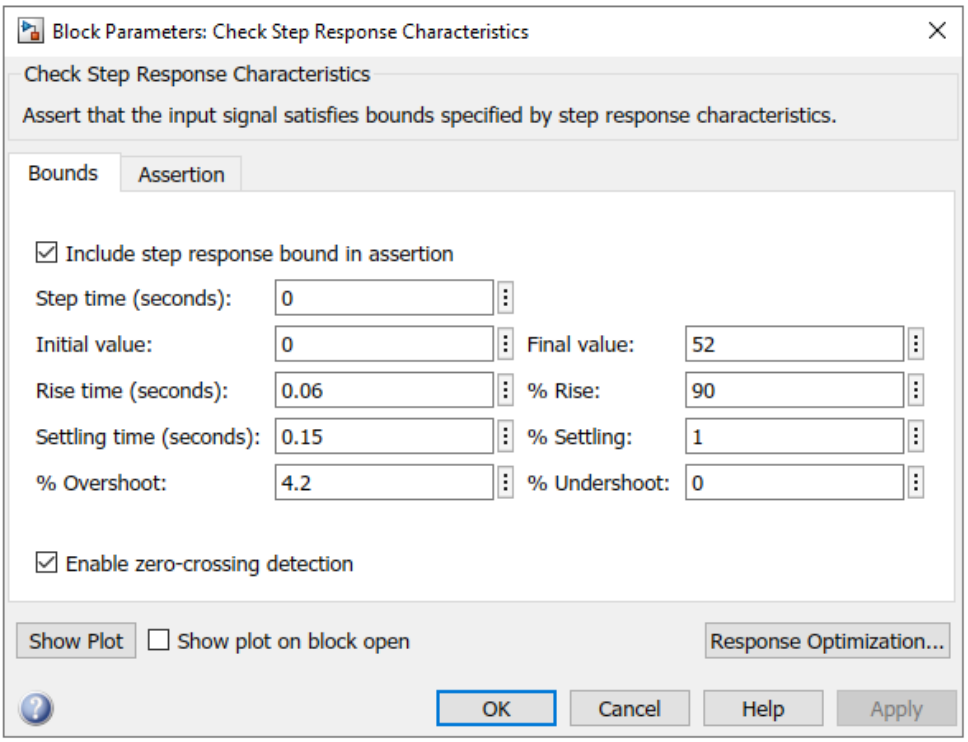


Рисунок 5.6 – Параметри блоку «Check Step Response Characteristics»

Відповідно до параметрів, вказаних на рис. 5.6, виконаємо оптимізацію системи. Маємо такий графік оптимізації на рис. 5.7.

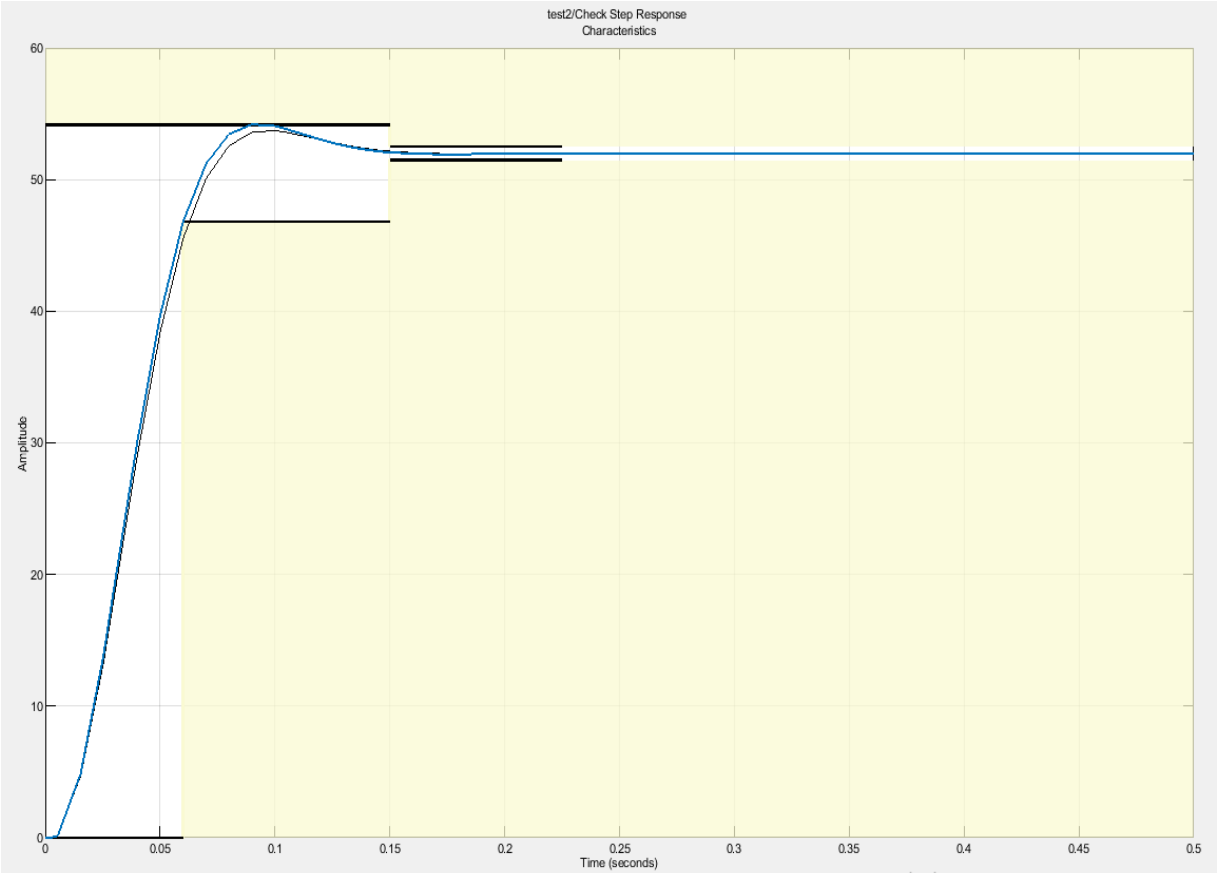


Рисунок 5.7 – Процес оптимізації системи

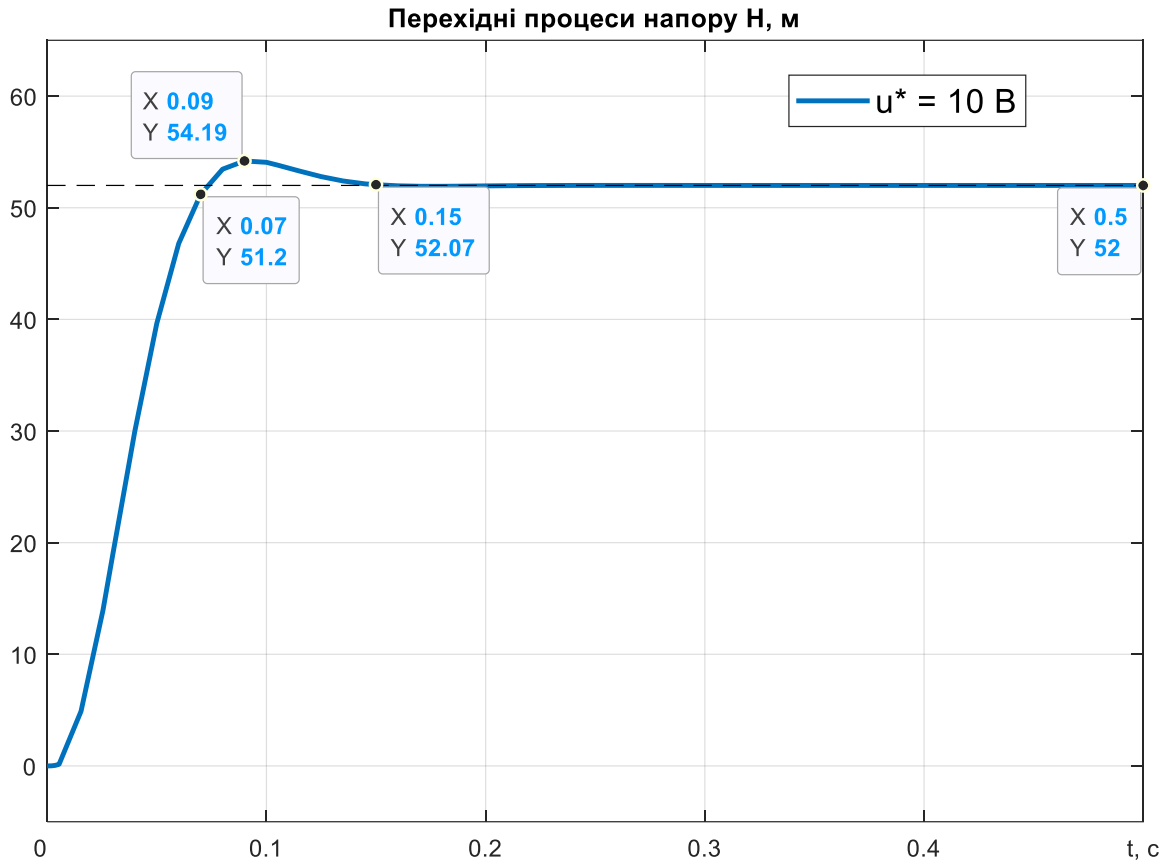


Рисунок 5.8 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

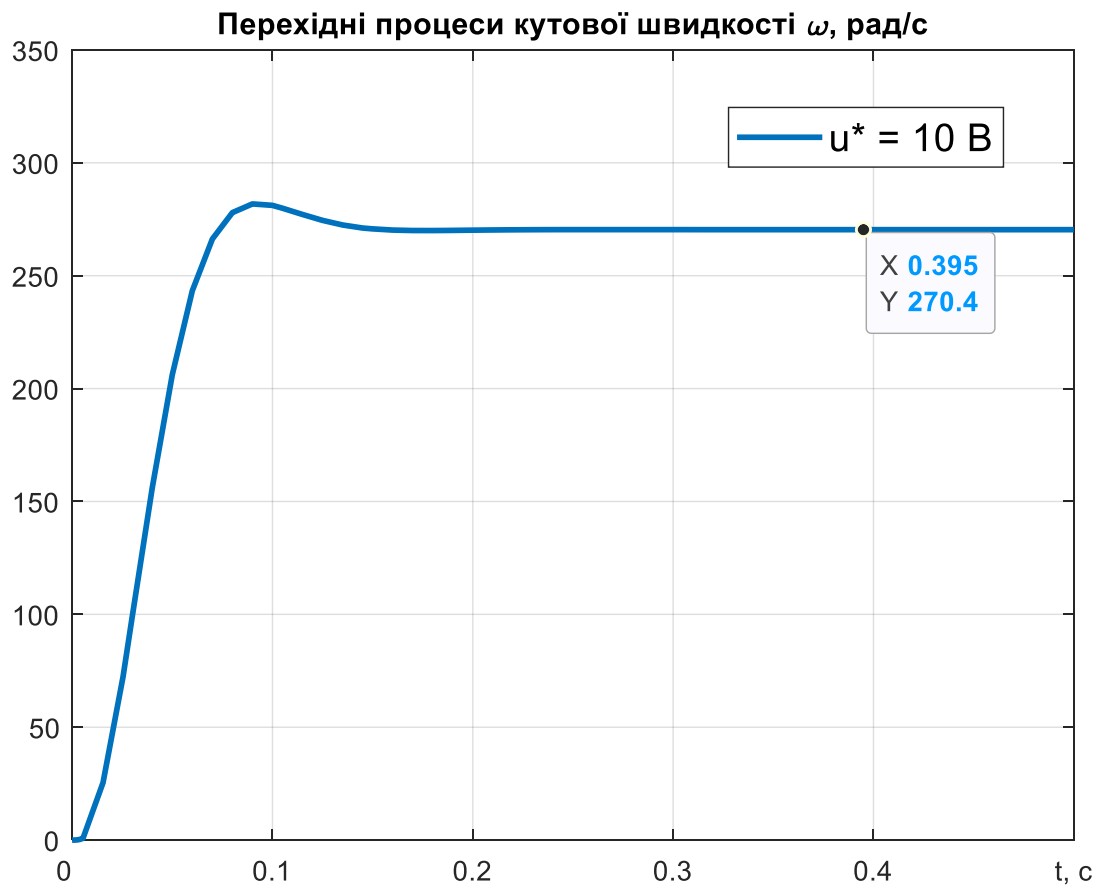


Рисунок 5.9 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

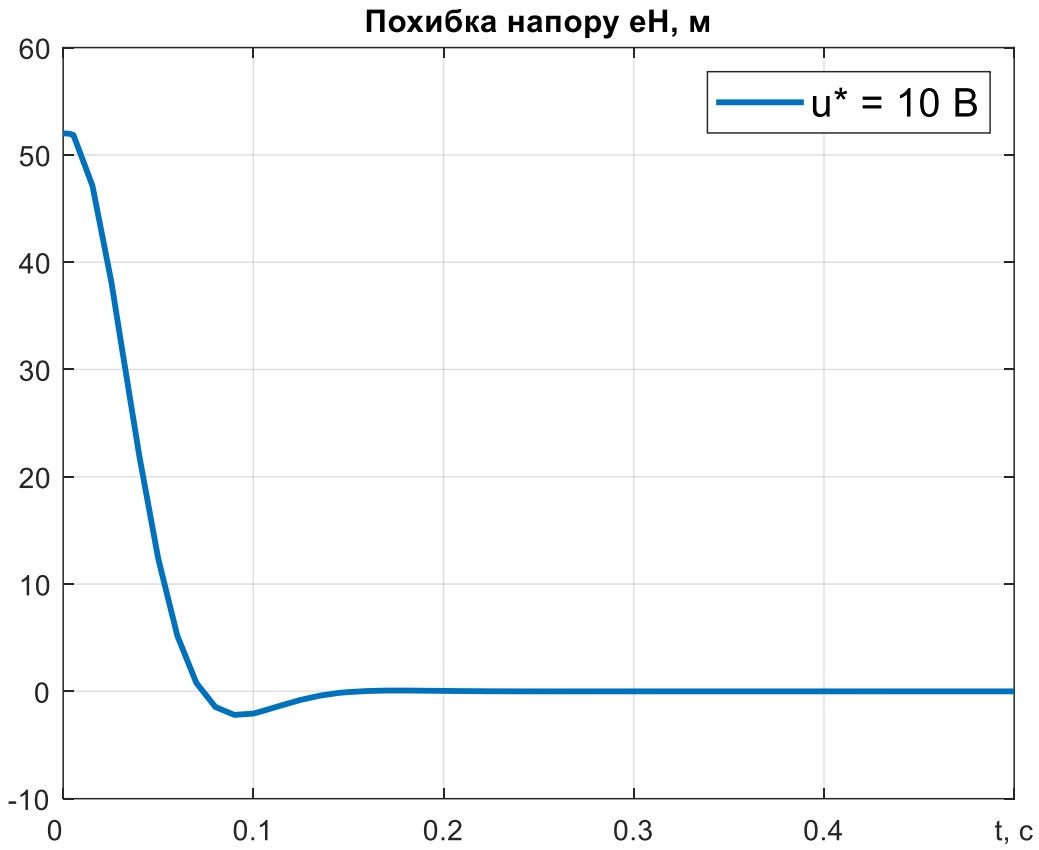


Рисунок 5.10 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

Згідно з рис. 5.8 маємо наступні показники якості системи, які наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Показники якості при «стрибку» 10 В

Характер перехідного процесу	Аперіодичний з перерегулюванням
Час перехідного процесу	$t_p = 0.15$ с
Перерегулювання	$\sigma = \frac{H_{max} - H_{уст}}{H_{уст}} \cdot 100\% = \frac{54.19 - 52}{52} \cdot 100\% = 4.2\%$
Ступінь затухання	$\psi = \left(1 - \frac{\Delta H_{max\,2}}{\Delta H_{max1}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{52 - 52}{54.19 - 52}\right) \cdot 100\% = 100\%$
Стала часу	$T = \frac{0.15}{3} = 0.03$
Максимальне відхилення	$\Delta H_{max1} = H_{max1} - H_{уст} = 54.19 - 52 = 2.19$
Час досягнення перший раз усталеного значення	$t_d = 0.07$ с

Аналізуючи графік на рис. 5.8 можна виділити поліпшення значення перерегулювання до 4.2%, але разом із цим збільшився час досягнення усталеного значення до 0.07 с.

Отже, використання числового методу у пакеті Simulink Response Optimization для оптимізації параметрів замкненої нелінійної системи стає ефективним засобом знаходження оптимальних значень параметрів. Цей підхід дозволяє прискорити процес пошуку оптимальних рішень, враховуючи складні взаємодії між різними параметрами системи, які накладаються на регулятор. Такий підхід забезпечує не лише швидкість, а й ефективність процесу оптимізації, що робить його корисним інструментом для вдосконалення роботи систем у складних умовах експлуатації.

5.2 Дослідження лінеаризованої структурної схеми насосного агрегату в середовищі Matlab

Передавальна функція перетворювача частоти (ПЧ) має такий вигляд:

$$W_{ПЧ}(p) = \frac{K_f}{T_\mu p + 1} = \frac{5}{0.01p + 1}, \tag{5.14}$$

де $K_f = \frac{f}{U^*_{ЗН}} = \frac{50}{10} = 5$, коефіцієнт підсилення перетворювача частоти; $U^*_{ЗН} = 10(B)$ – максимальна напруга завдання (при аналоговій реалізації приймають 10 В), $T_\mu = 0.01(c)$ – постійна часу ПЧ.

Коефіцієнт, який показує залежність моменту навантаження від швидкості:

$$K_{НАВ} = \frac{M_Н}{\omega_Н} = \frac{7.3}{300.6} = 0.0243. \tag{5.15}$$

Всі інші складові системи електроприводу були розраховані в попередньому підрозділі.

В ролі регулятора тиску (РТ) буде виступати блок «PID Controller», коефіцієнти якого будуть визначатися через блок «Check Step Response Characteristics».

Налаштування відбувається по завданню на 52 метри напору, бо в цій точці насос має максимальну витрату в 4.8 ($м^3 / год$), що по завданню максимальна витрата в приватному будинку, і при цьому швидкість обертання валу двигуна буде дорівнювати номінальному значенню в 300.6 ($рад / с$). На рис. 5.11 зображено структурну схему в «Matlab».

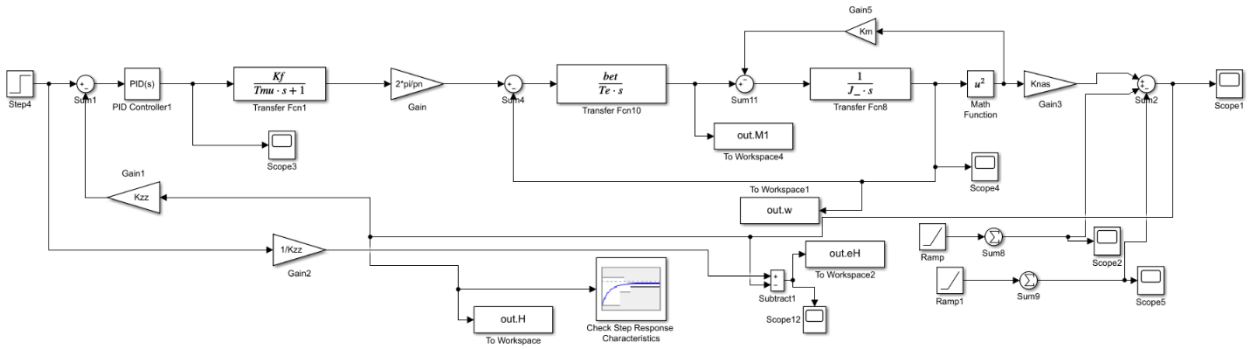


Рисунок 5.11 – Структурна схема насосного агрегату в «Matlab»

За результатами моделювання маємо наступні графіки перехідних процесів за напором, швидкістю та похибкою відпрацювання завдання на тиск 52 (м) на рис. (5.12) – (5.13).

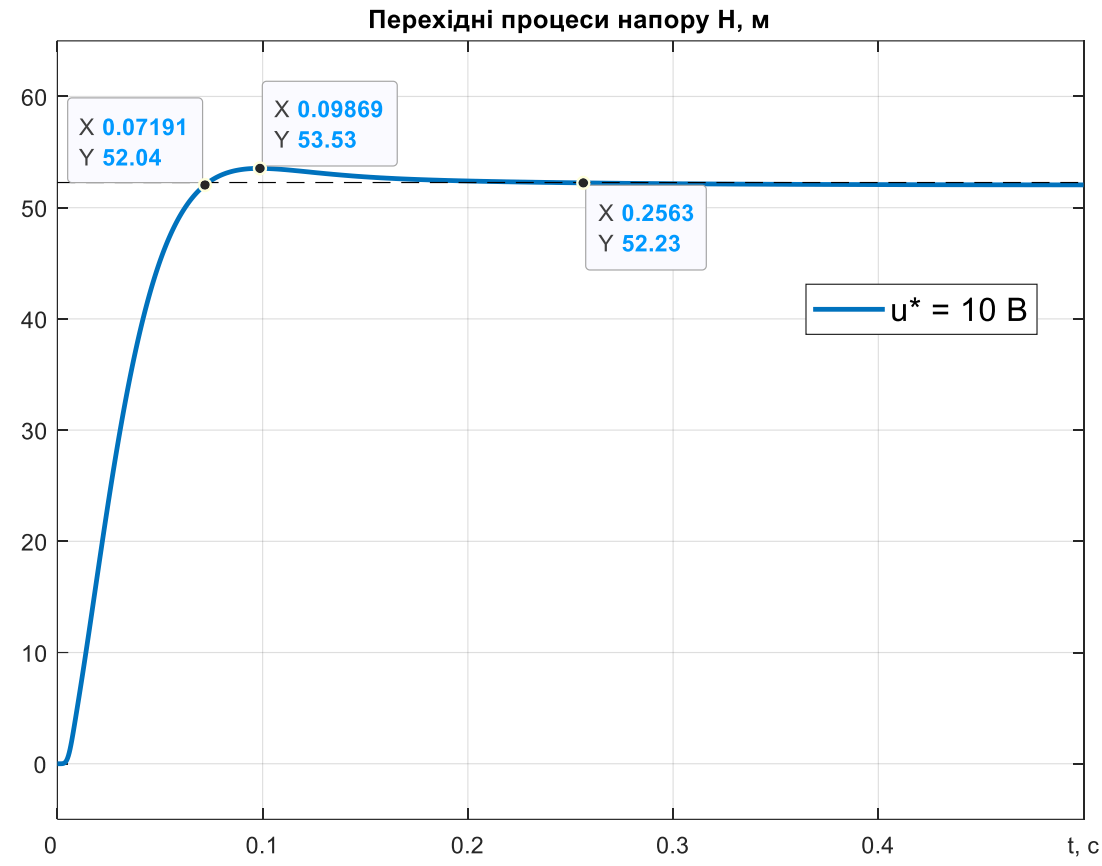


Рисунок 5.12 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

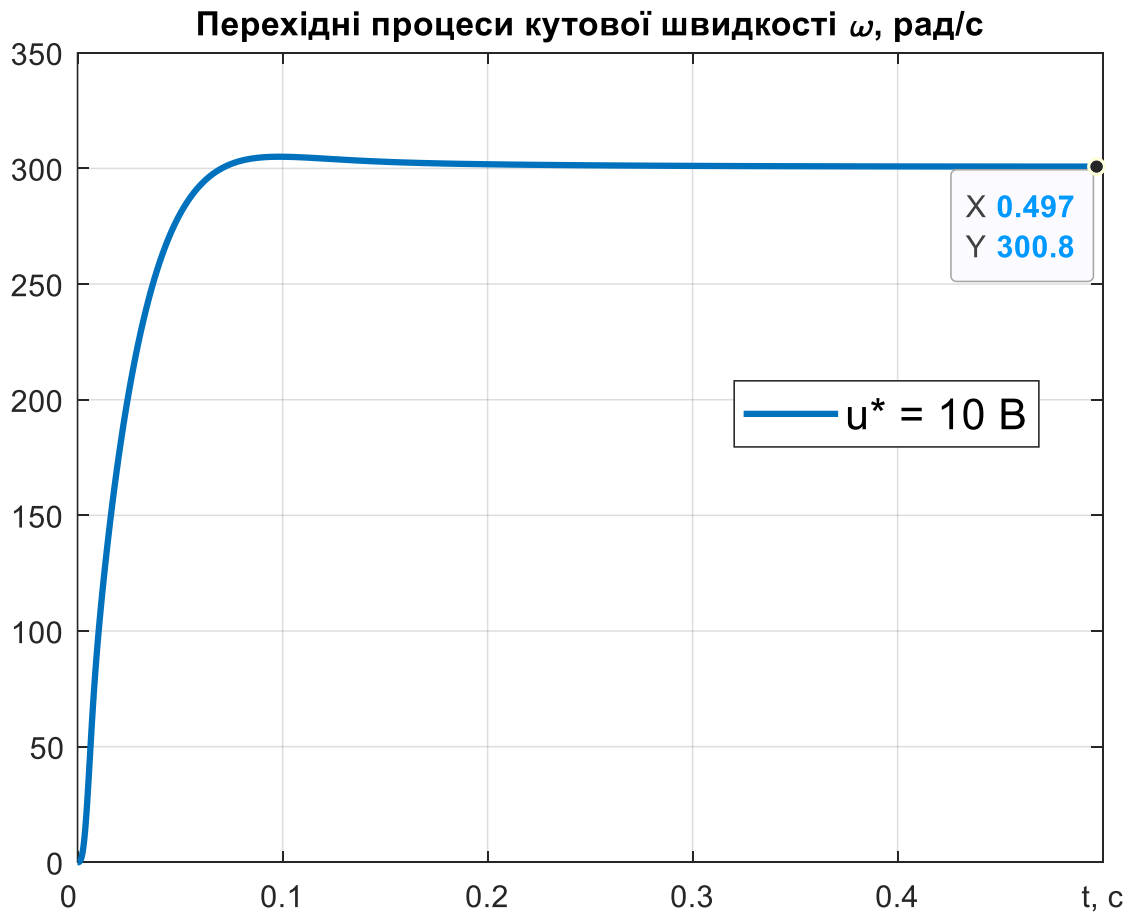


Рисунок 5.13 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

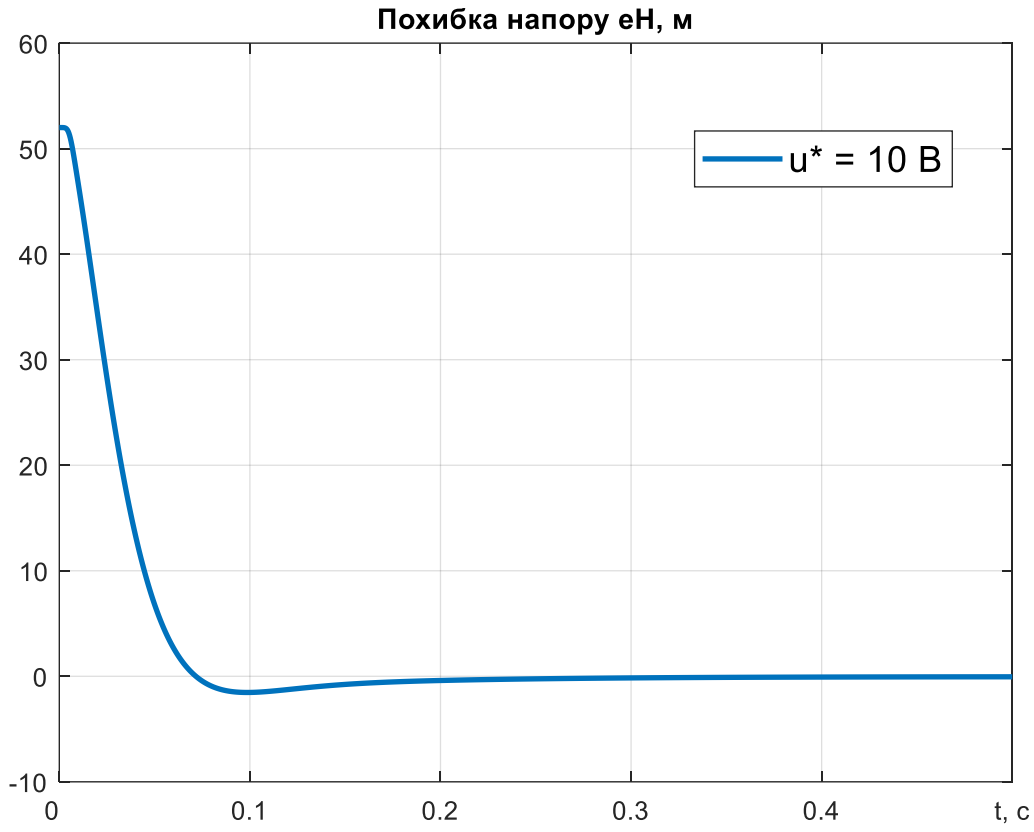


Рисунок 5.14 – Реакція системи на «стрибок» 10 В

З отриманих результатів можна зробити висновок, що система налаштована правильно, бо має внормовані показники якості перехідних процесів на модульний оптимум.

Наступним кроком обираємо номінальний робочий тиск для гідравлічної системи, це буде 40 метрів та перевіряємо незалежні збурення напору, які будуть прикладатися до мережі. З 0.3 секунди до 0.6 буде лінійно наростати напір на 9 метрів, з 0.6 до 1 секунди вийде на усталене значення в 49 метрів, а з 1 секунди до 1.3 буде лінійно спадати збурення на 9 метрів, тобто повертатися тиск у номінальне значення. Також з 1.7 секунди по 2 буде лінійне зниження тиску на 12 метрів після чого з 2 секунди по 2.4 буде максимальний напір 52 метра, тобто максимальна витрата 4.8 ($м^3$ / $год$), на яке розрахований насосний агрегат, а з 2.4 до 2.7 секунди повернення на номінальний рівень напору. Усі графіки представлені на рис. 5.15 – 5.17.

Рисунок 5.15 – Реакція системи на «стрибок» 7.7 В

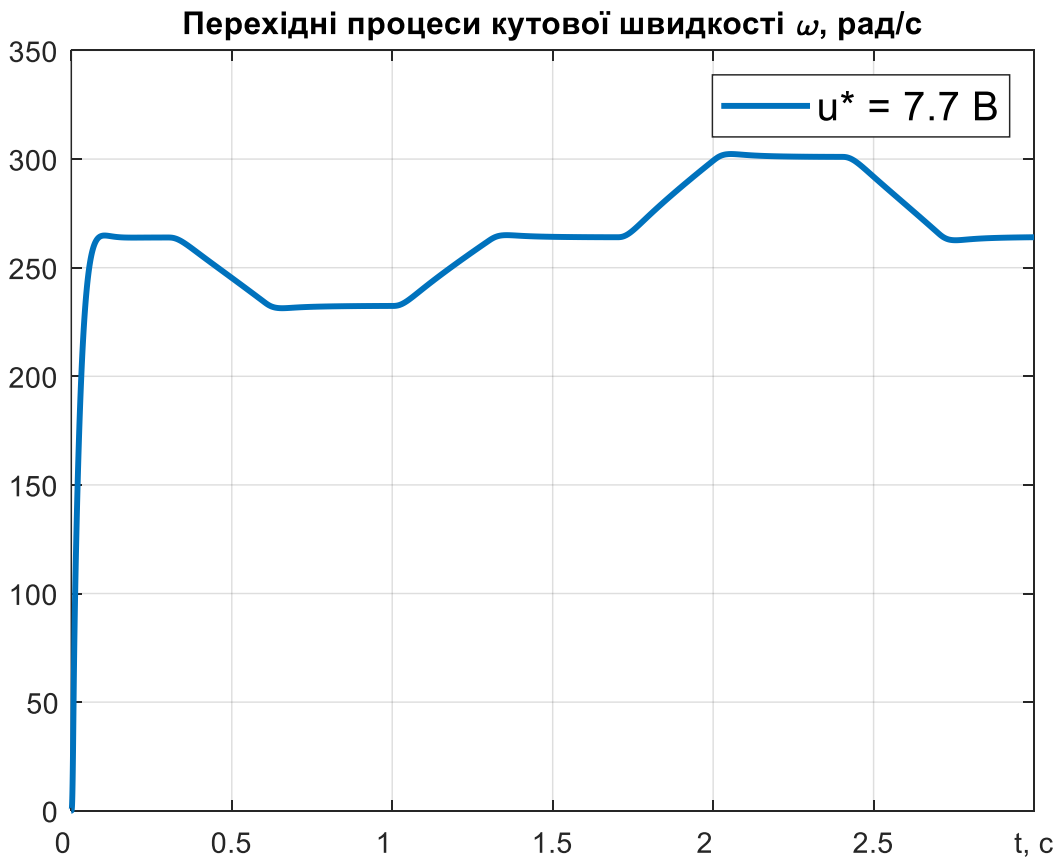


Рисунок 5.16 – Реакція системи на «стрибок» 7.7 В

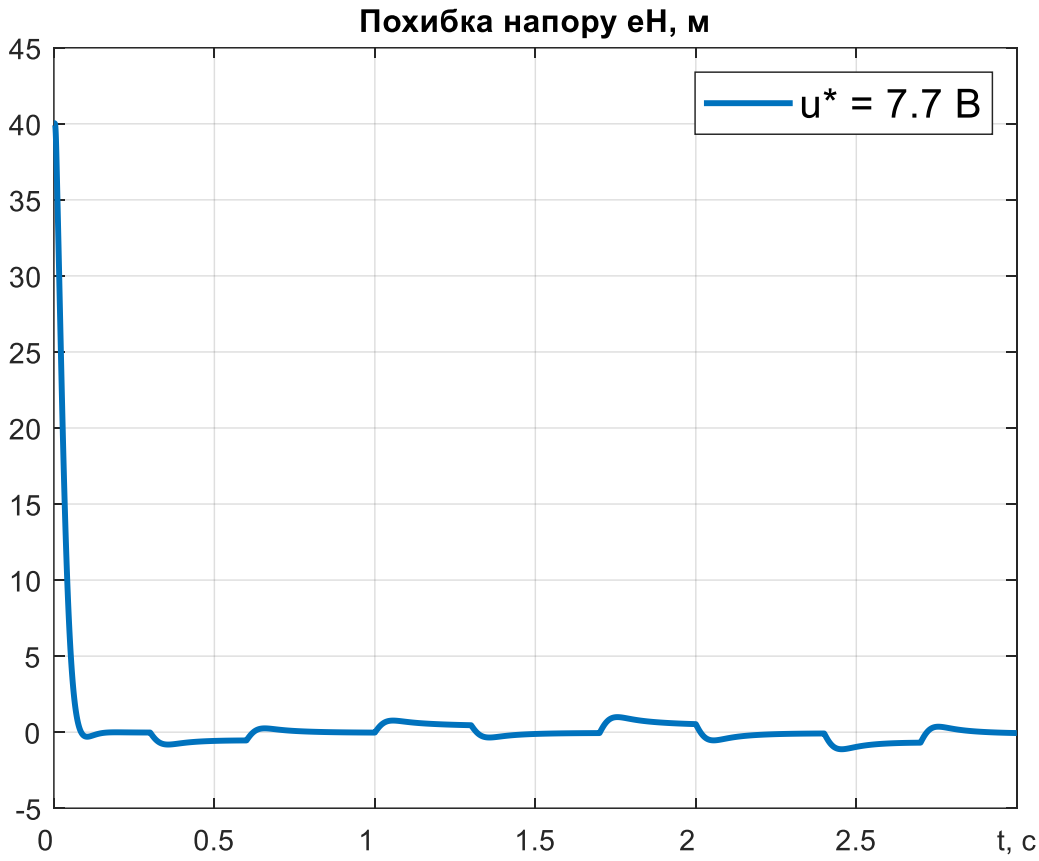


Рисунок 5.17 – Реакція системи на «стрибок» 7.7 В

Проаналізувавши графіки, можна сказати, що лінеаризована система працює правильно та важливо підкреслити, що в реальних робочих умовах включення насосної установки і зміна тиску в мережі споживача відбуваються плавно і поступово, тому і навантаження були сформовані відповідно. Також з рисунку 5.17 видно, що з'явилася статична похибка через лінійне наростання та спадання навантаження, бо ПІД – регулятор не спроможний її компенсувати. Але після виходу збурення на заданий тиск, система стабілізує та похибка дорівнює нулю в усталених режимах.

Метою проведення цього моделювання є дослідження функціонування системи в критичних режимах та перевірка правильності обраних компонентів системи. На рис. 5.16 видно, що при максимальному напорі, швидкість валу двигуна дорівнює номінальній швидкості у 300.6 ($рад/с$), тобто модель відпрацьовує завдання. Відповідно і завдання було на 7.7 (В) робочої точки системи. Усі отримані параметри перехідних процесів задовольняють технічні вимоги до ЕП.

5.3 Дослідження стійкості структурної схеми контуру регулювання за завданням напору в середовищі Matlab

Для перевірки замкнутої системи на стійкість необхідно визначити передатну функції САК структурної схеми контуру регулювання за завданням напору рис. 5.18, за допомогою кореневого методу.

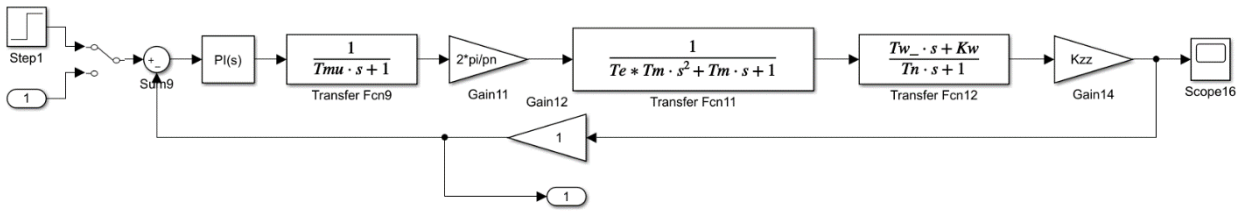


Рисунок 5.18 – Структурна схеми контуру регулювання за завданням напору з одиничним зворотнім зв’язком

З даної схеми маємо наступну передатну функцію:

$$W(p)=\frac{6.526\cdot 10^{-37}p^2+2.619\cdot 10^4 p+916.8}{0.008506p^5+1.866p^4+232.5p^3+1.31e04p^2+2.619\cdot 10^4 p+916.8} \quad (5.16)$$

Оскільки порядок САК перевищує 4-й, то визначення коренів її характеристичного рівняння (полюсів передатної функції), можливе лише числовим шляхом. Тому складемо в MATLAB наступну програму [24].

```
Roots=pole(Wp), figure, % Визначення полюсів ПФ
figure (1)
pzmap(Wp), title('Roots Plane'), % Побудова мапи полюсів та нулів ПФ
figure (2)
step (Wp)
figure (3)
impulse (Wp)
```

Внаслідок виконання програми отримано значення коренів:

```
Roots = 1.0e+02 *

  -0.5984 + 1.0779i
  -0.5984 - 1.0779i
  -0.9762 + 0.0000i
  -0.0204 + 0.0000i
  -0.0004 + 0.0000i
```

Розташування коренів на комплексній площині наведено на рис. 5.19.

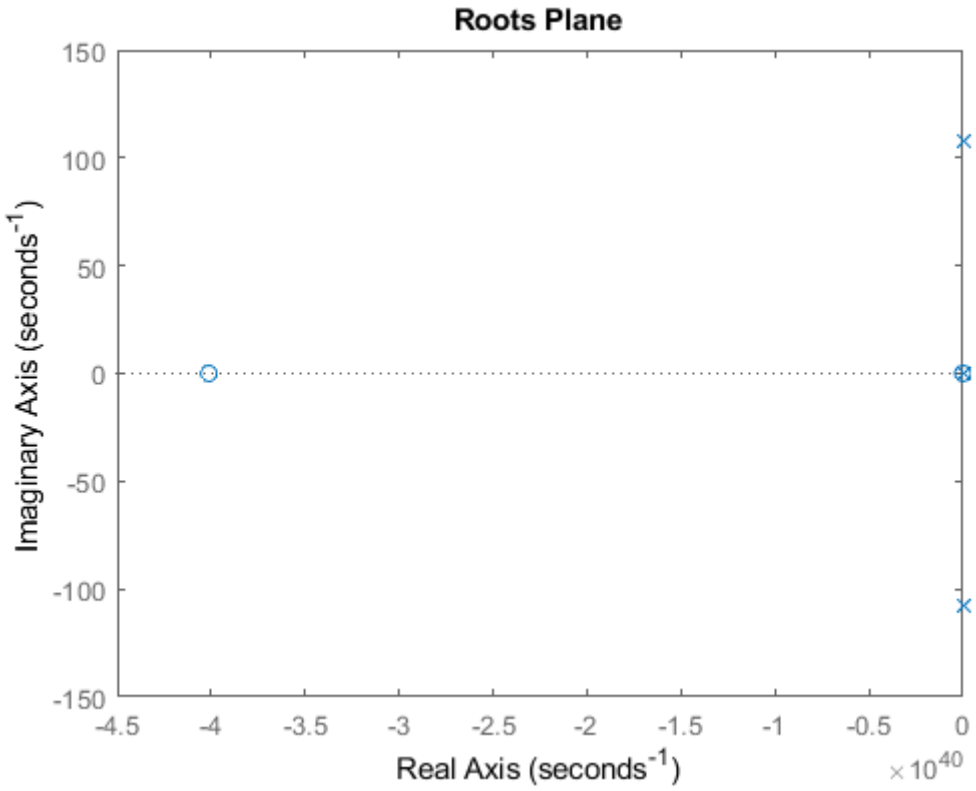


Рисунок 5.19 – Комплексна площина коренів

За теоремою сформульованою ученим А.М. Ляпуновим у 1892 році, маємо:

Якщо всі корені характеристичного рівняння лінеаризованої системи є від’ємними або комплексними з від’ємною дійсною частиною, то збурений рух вихідної (не лінеаризованої), системи буде стійким незалежно від значення членів ряду Тейлора, що відкидають при лінеаризації.

Аналізуючи отримані результати видно, що характеристичне рівняння системи має три дійсні від’ємні корені та два комплексно-спряжені корені з від’ємною дійсною частиною. Отже, згідно з кореневим методом, досліджувана САК стійка [24].

Додатково представимо реакцію системи на одиничний скачок та на імпульс на рис 5.20 та рис. 5.21.

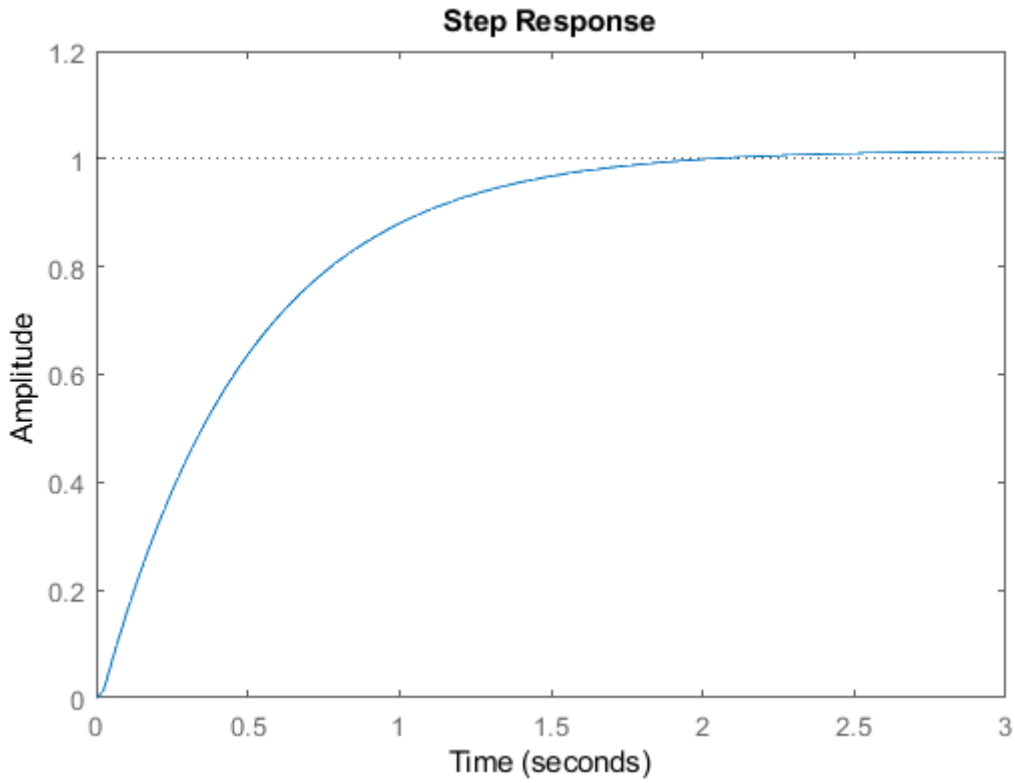


Рисунок 5.20 – Реакція системи на стрибок

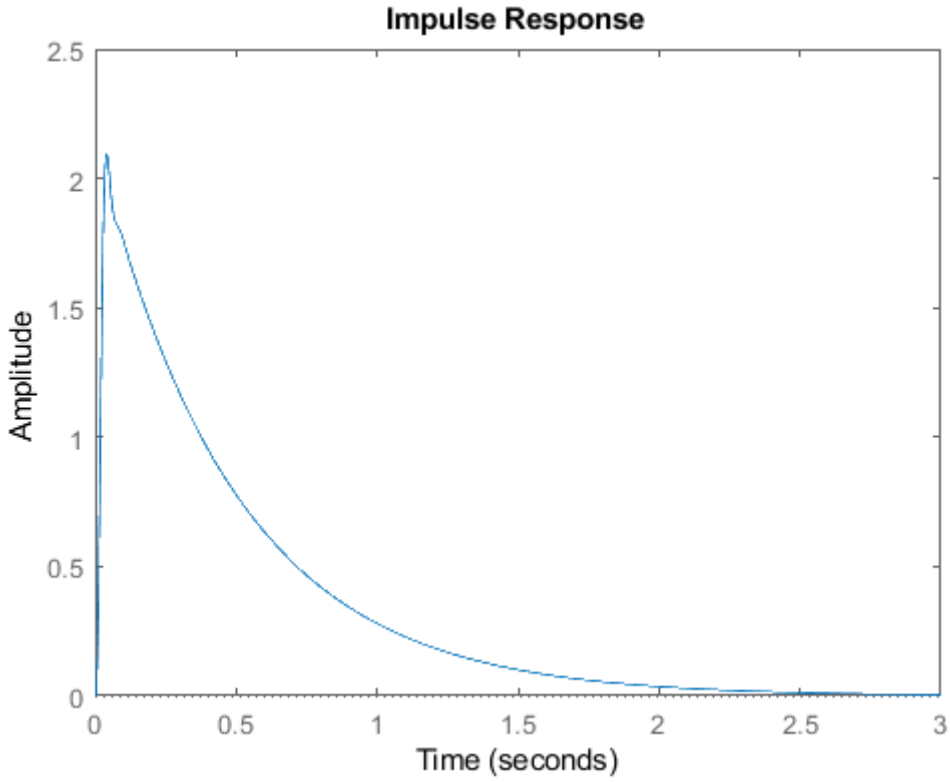


Рисунок 5.21 – Реакція системи на імпульс

На рис. 5.20 перехідний процес тривав 3 секунди після чого вийшов на усталене значення. А на рис. 5.21 після подачі імпульсу, система по

закінченню перехідного процесу іде в нуль. З даних графіків можна зробити висновок, що система стійка.

Висновки до розділу 5

1. Проведено моделювання та оптимізовано налаштування замкнутого контуру на модульний оптимум за рахунок блоку «Check Step Response Characteristics». Отримано та проаналізовано графіки перехідних процесів системи, які відповідають технічним вимогам ЕП, зроблено висновки, що система працездатна.
2. Проведено дослідження лінеаризованої структурної схеми насосного агрегату, яка після налаштувань ПІД регулятора, відпрацьовує задане завдання напору та незалежні збурення у виді зміни тиску в гідравлічній мережі, що підтверджує правильність лінеаризованої схеми.
3. Досліджено стійкість структурної схеми контуру регулювання за завданням напору в середовищі Matlab кореневим способом та зроблено висновки за отриманими результатами, що система стійка.

6 ТЕХНІЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

6.1 Підключення електрообладнання

Для реалізації електромеханічної системи насосного агрегата необхідно зібрати схему електричну принципову, в якій чітко показано підключення перетворювача частоти до насосу. На рис. 6.1 наведено базову схему підключення [22]. При правильному підключенні та програмуванні клеми керування забезпечують:

- Зворотний зв'язок, опорний сигнал та інші вхідні сигнали на перетворювач частоти;
- Вихідний стан і сигнали про несправності від перетворювача частоти;
- Реле для керування допоміжним обладнанням;
- Послідовний інтерфейс зв'язку;
- Загальна напруга 24 В.

Термінали керування програмуються на різні функції шляхом вибору параметрів за допомогою локальної панелі керування (LCP) на передній панелі пристрою або за допомогою зовнішніх джерел. Більшість проводів керування надаються замовником, якщо це не зазначено в заводському замовленні.

Підключення перетворювача частоти з обладнанням показано на рис. 6.2. Давач тиску (P) підключений до 12 входу, де вихід на 24 В, також до 18 – системи старт/стоп, до 27 входу – захисне блокування системи, та входу 54 – передача сигналу на 4 – 20 мА. Також підключений автоматичний вимикач QF1 для захисту перетворювача частоти від перевантаження та короткого замикання, і асинхронний двигун M1.

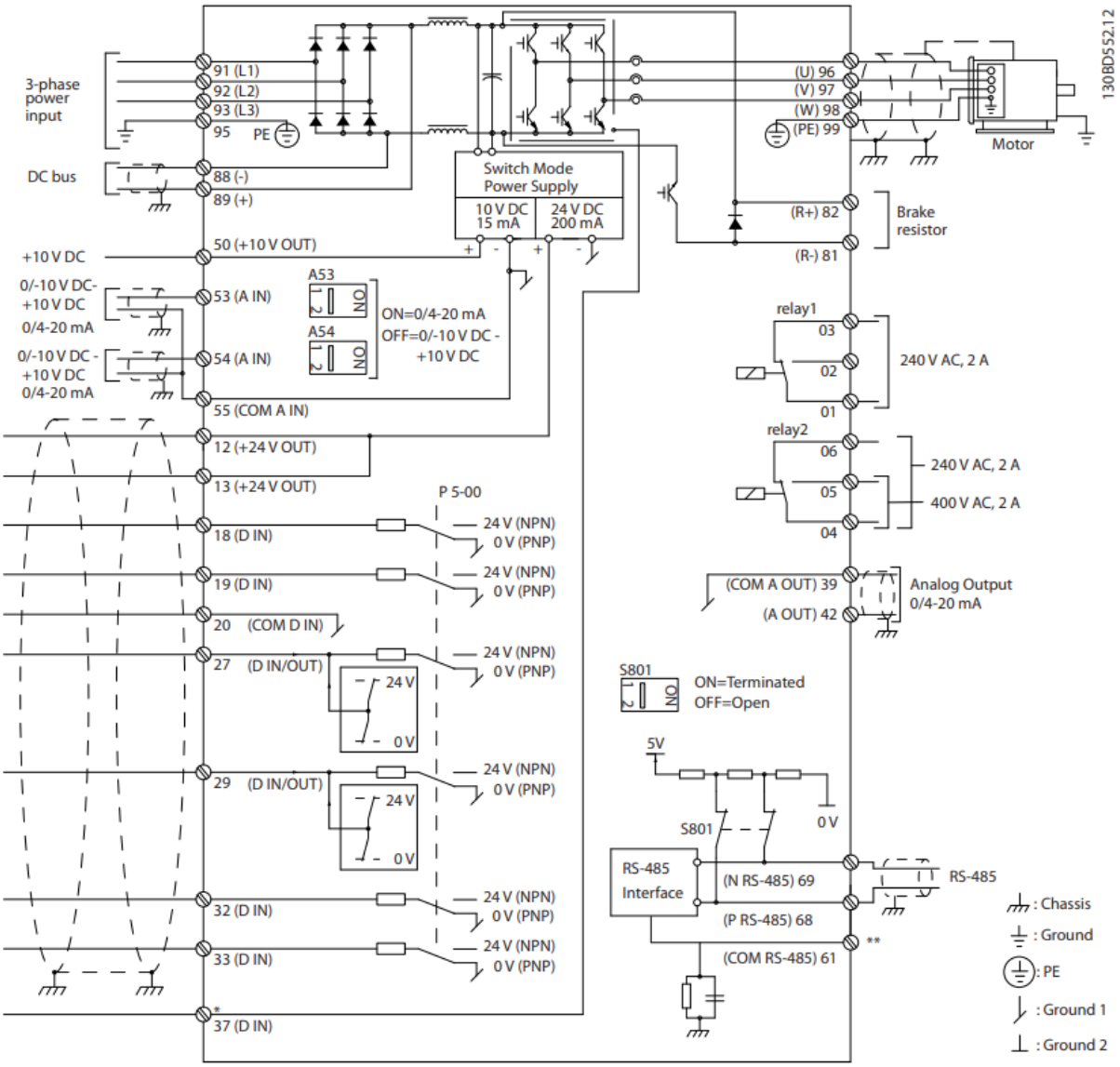


Рисунок 6.1 – Схема підключення

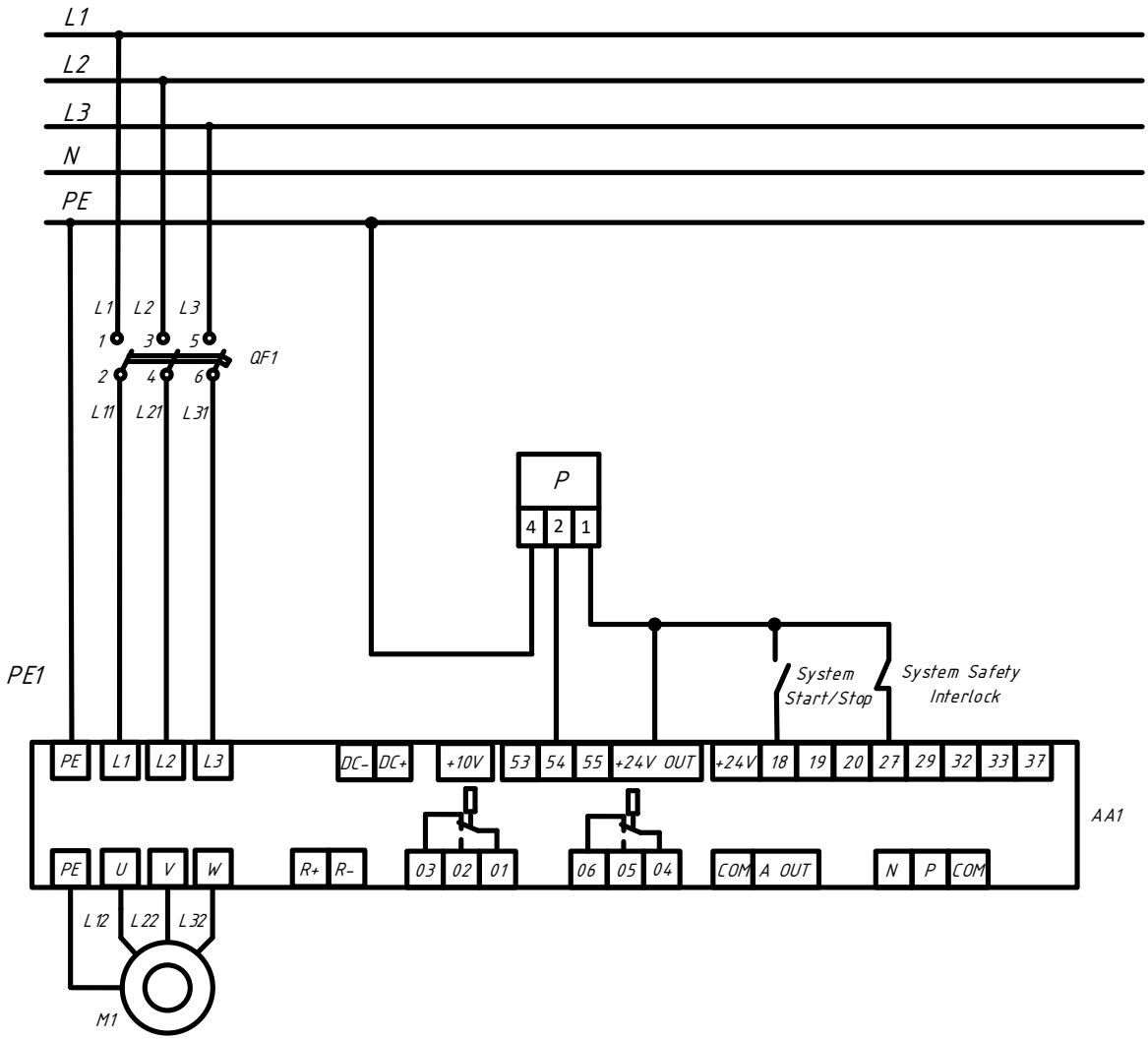


Рисунок 6.2 – Схема підключення перетворювача частоти

6.2 Налаштування перетворювача частоти

GLCP поділяється на чотири функціональні групи:

1. Графічний дисплей з рядками стану.

2. Клавіші меню та індикатори (світлодіоди) - вибір режиму, зміна параметрів та

перемикання між функціями дисплея.

3. Клавіші навігації та індикатори (світлодіоди).

4. Клавіші керування та індикаторні лампи (світлодіоди).

Графічний дисплей:

РК-дисплей з підсвічуванням з 6 буквено-цифровими рядками. Всі дані відображаються на РК-дисплеї який може відображати до п'яти робочих змінних в режимі [Status] [23].

Відображення рядків:

1. Рядок стану: повідомлення про стан з піктограмами та графікою.

2. Рядок 1-2: рядки операторських даних, що відображають дані та змінні, визначені або вибрані користувачем. Натисканням клавіші [Status] можна додати до одного додаткового рядка.

3. Рядок стану: текстові повідомлення про стан.

Дисплей розділений на 3 секції:

Верхня секція (a) показує стан у режимі статусу або до 2 змінних, якщо не в режимі статусу та у випадку тривоги/попередження. Відображається номер активної установки (вибраної як активна установка в пп. 0-10). При програмуванні в іншій установці, ніж активна, номер установки, що програмується, з'являється праворуч у дужках.

У середній частині (b) відображається до 5 змінних з відповідними одиницями виміру, незалежно від статусу. У разі тривоги/попередження замість змінних відображається попередження.

Можна перемикатися між трьома дисплеями зчитування стану, натискаючи клавішу [Status]. На кожному екрані стану відображаються робочі змінні з різним форматуванням - див. нижче. З кожною з відображених робочих змінних можна пов'язати кілька значень або вимірювань. Значення/вимірювання, що відображатимуться, можна визначити за допомогою пп. 0-20, 0-21, 0-22, 0-23 і 0-24, доступ до яких можна отримати через [QUICK MENU], «Q3 Function Setups», «Q3-1 General Settings», «Q3-11 Display Settings».

Кожне значення / параметр зчитування вимірювань, вибране в діапазоні від пар. 0-20 до пп. 0-24, має власну шкалу та кількість цифр після можливої десяткової крапки. Більші числові значення відображаються з невеликою кількістю знаків після десяткової крапки. У нижній частині завжди відображається стан перетворювача частоти в режимі Status рис. 6.3 [23].

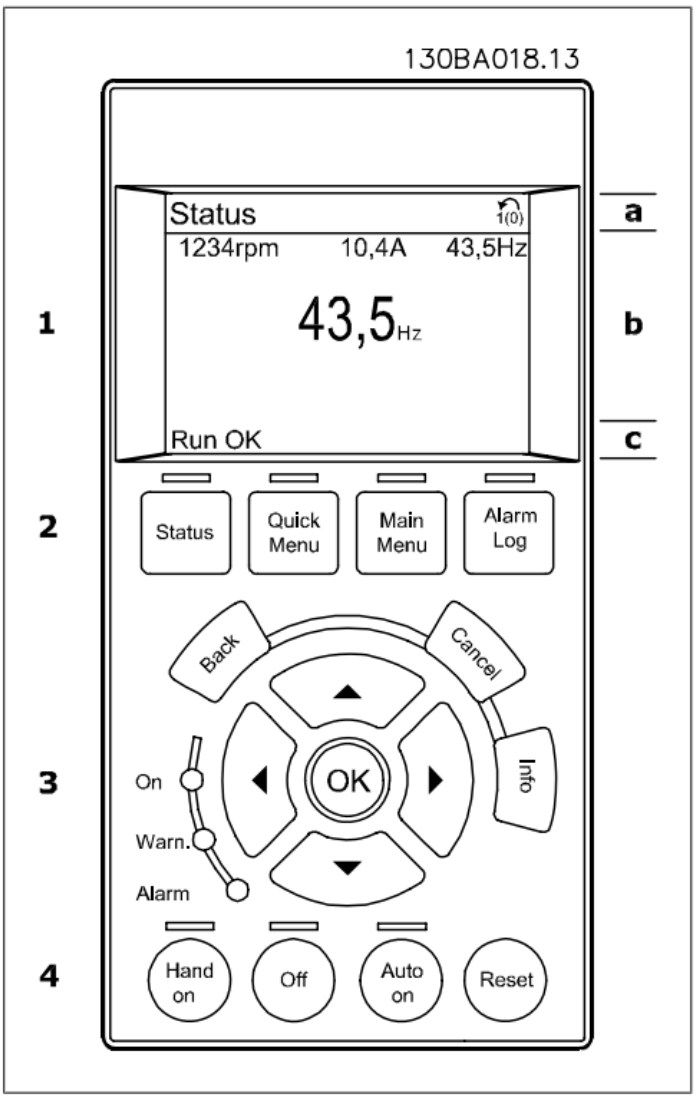


Рисунок 6.3 – Дисплей перетворювача частоти

Перетворювач частоти можна використовувати практично для будь-яких завдань і пропонує велику кількість параметрів. Ця серія пропонує два режими програмування на вибір - режим швидкого меню та режим головного меню. Останній забезпечує доступ до всіх параметрів. По-перше, користувач може вибрати кілька параметрів, що дозволяє програмувати для більшості застосувань у сферах водопостачання та водовідведення. Незалежно від режиму програмування, ви можете змінювати параметри в режимі швидкого меню та режимі головного меню [23].

Для встановлення параметрів використовуйте кнопку [Швидке меню]: При натисканні кнопки [Швидке меню] на екрані з'являється список, що вказує на різні області, які містяться в меню швидкого налаштування.

Ефективне налаштування параметрів для застосування у водному господарстві.

Параметри можна легко налаштувати для переважної більшості систем водопостачання та водовідведення лише за допомогою [Швидкого меню].

Оптимальним способом налаштування параметрів через [Швидке меню] є виконання наведених нижче кроків:

1. Натисніть [Quick Setup] для вибору основних налаштувань двигуна, часу наростання швидкості тощо.

2. Натисніть [Function Setups] (Налаштування функцій) для налаштування необхідних функцій перетворювача частоти, якщо вони ще не охоплені налаштуваннями в [Quick Setup] (Швидке налаштування).

3. Виберіть між Загальними налаштуваннями, Налаштуваннями розімкнутого контуру та Налаштуваннями замкнутого контуру.

Рекомендується виконувати налаштування в зазначеному порядку. Виберіть Моє особисте меню, щоб відобразити тільки ті параметри, які були попередньо вибрані та запрограмовані як особисті. Наприклад, виробник насоса або обладнання міг запрограмувати їх у Моє персональне меню під час заводського введення в експлуатацію, щоб спростити введення в експлуатацію/точне налаштування на місці. Ці параметри вибираються в параметрах 0-25 мого особистого меню рис. 6.4. У цьому меню можна визначити до 20 різних параметрів рис. 6.5 [23].

Рисунок 6.4 – Швидкий перегляд меню

Par.	Designation	[Units]
0-01	Language	
1-20	Motor Power	[kW]
1-22	Motor Voltage	[V]
1-23	Motor Frequency	[Hz]
1-24	Motor Current	[A]
1-25	Motor Nominal Speed	[RPM]
3-41	Ramp 1 Ramp up Time	[s]
3-42	Ramp 1 Ramp down Time	[s]
4-11	Motor Speed Low Limit	[RPM]
4-13	Motor Speed Low High	[RPM]
1-29	Automatic Motor Adaption	[AMA]

Рисунок 6.5 – Параметри швидкого налаштування

Функціональні налаштування забезпечують швидкий і легкий доступ до всіх параметрів, необхідних для більшості систем водопостачання та водовідведення, включаючи насоси зі змінним моментом, насоси з постійним моментом, насоси, вимірювальні прилади, насоси, колодязні насоси, насоси для підкачування, змішувальні насоси, аераційні повітродувки та інші насосно-повітродувні агрегати. Серед інших функцій він включає параметри вибору змінних, що відображаються на LCP, цифрові попередньо встановлені швидкості, масштабування аналогового каналу, одно- та багатозонні замкнуті програми та спеціальні функції, пов’язані з водопостачанням і водовідведенням.

6.3 Налаштування ПІД - контролера

В головному меню - замкнутого контуру ПЧ - групи 20 можна налаштувати ПІД – контролер. Ця група параметрів використовується для налаштування сигналу зворотного зв'язку для замкненого контуру ПІД-регулятора перетворювача частоти. Незалежно від того, чи працює перетворювач частоти в режимі замкненого контуру, чи в режимі розімкненого контуру, сигнали зворотного зв'язку можуть відображатися на дисплеї перетворювача частоти. Він також може використовуватися для

керування аналоговим виходом перетворювача частоти і передаватися через різні протоколи послідовного зв'язку [23].

В групі налаштувань 20 – 7 є можливість автоматичного налаштування ПІД – контролера. ПІД-регулятор з замкнутим контуром частотного перетворювача може бути автоматично налаштований, що спрощує та економить час під час введення в експлуатацію, забезпечуючи при цьому точне налаштування ПІД-регулятора. Для використання автоналаштування необхідно, щоб перетворювач частоти був налаштований на замкнутий контур в режимі конфігурації, параметр 1-00. Увімкнення автопідстроювання, параметр 20-75, переводить перетворювач частоти в режим автопідстроювання. Після цього LCP направляє користувача за допомогою екранних інструкцій. Перетворювач частоти запускається натисканням кнопки [Auto On] і подачею сигналу запуску. Швидкість регулюється вручну до рівня, коли зворотний зв'язок знаходиться навколо заданого значення системи. Автоматичне налаштування здійснюється шляхом введення ступінчастих змін під час роботи в усталеному режимі, а потім моніторингу зворотного зв'язку. На основі реакції зворотного зв'язку розраховуються необхідні значення для параметра 20-93 «Пропорційне посилення ПІД» та параметра 20-94 «Інтегральний час». Параметр 20-95 Час диференціювання PID встановлюється на значення 0 (нуль). Параметр 20-81 PID Нормальне / Інверсне регулювання визначається під час налаштування.

Ці розраховані значення представлені на LCP, і користувач може вирішити, чи прийняти їх, чи відхилити. Після прийняття значення записуються у відповідні параметри, а режим автоналаштування вимикається в пп. 20-75. Залежно від системи, що контролюється, час, необхідний для виконання автоналаштування, може становити кілька хвилин [23].

20-70 Тип замкнутого контуру.

Варіант:

[0] Авто

[1] Швидкий тиск

[2] Повільний тиск

[3] Швидка температура

[4] Повільна температура

Цей параметр визначає реакцію програми. Режим за замовчуванням має бути достатнім для більшості програм. Якщо відома відносна швидкість роботи програми, її можна вибрати тут. Однак бажано вибирати повільне, а не швидке налаштування, оскільки якщо вибрано швидке налаштування, автоналаштування може не дочекатися сталого стану перед записом даних, що призведе до помилкових налаштувань. Налаштування не впливає на значення параметрів, що налаштовуються, і використовується лише для послідовності автоналаштування [23].

20-71 Зміна виходу ПІД-регулятора.

Діапазон: 0.10* [0.01 - 0.50].

Цей параметр задає величину зміни кроку під час автоналаштування. Значення у відсотках від повної швидкості. Тобто, якщо максимальна вихідна частота встановлена на 50 Гц, 0.10 - це 10% від 50 Гц, тобто 5 Гц. Для найкращої точності налаштування цей параметр має бути встановлений на значення, що призводить до зміни зворотного зв'язку від 10% до 20% [23].

20-72 Мінімальний рівень зворотного зв'язку

Діапазон:

0.000 Користувацьких одиниць*.

[999999.999 – Значення номіналу. пар. 20-73].

Тут слід ввести мінімально допустимий рівень зворотного зв'язку в одиницях користувача, як визначено в параграфі. Якщо рівень опускається нижче параметра 20-72, автоналаштування переривається і на дисплеї LCP з'являється повідомлення про помилку [23].

20-73 Максимальний рівень зворотного зв'язку

Діапазон:

0.000 Користувацьких одиниць*.

[Значення номіналу. пар. 20-72 – 999999.999].

Тут слід ввести максимально допустимий рівень зворотного зв'язку в одиницях користувача, як визначено в параграфі. Якщо рівень опускається

нижче параметра 20-73, автоналаштування переривається і на дисплеї LCP з'являється повідомлення про помилку [23].

20-74 Режим налаштування.

Опція:

[0] * Нормальний

[1] Швидкий

Нормальний [0]: Підходить для регулювання тиску у вентиляторних системах, особливо там, де датчик тиску може знаходитися на деякій відстані від вентилятора. Швидкий [1]: Зазвичай використовується в насосних системах, де бажана швидка реакція керування [23].

20-75 Автоматичне налаштування PID.

Опція:

[0] * Вимкнено

[1] Увімкнено

Цей параметр вмикає автоматичне налаштування PID. Після успішного завершення автоналаштування і прийняття або відхилення налаштувань користувачем, натисканням кнопки [OK] або [Cancel] в кінці налаштування, цей параметр буде скинуто на [0] Вимкнено.

Висновки до розділу 6

1. В даному розділі було наведено підключення електрообладнання для того щоб ввести електромеханічну систему в експлуатацію.
2. Наведено спосіб користування та налаштування перетворювача частоти для правильної роботи електромеханічної системи зі своїми параметрами.
3. Представлено групи параметрів для автоматичного налаштування ПІД – регулятора для коректної роботи системи із заданими вимогами до електромеханічної системи в реальних умовах.

ВИСНОВКИ

Дипломний проект був написаний з метою створення та дослідження електромеханічної системи насосного агрегата. Проведені етапи дипломного проекту дали такі результати:

1. В аналітичному огляді в галузі насосних агрегатів було наведено галузі використання та типові технічні рішення насосних агрегатів, наведено найпоширеніші види насосів та їх опис з перевагами та недоліками. Це дало можливість зорієнтуватися в подальшому виборі насосного агрегату та формулювання вимог до нього. Було поставлено задачу з можливістю визначення параметрів для наступних розрахунків насосного агрегату. На основі аналізу основних способів керування насосними агрегатами було обрано систему перетворювач частоти – асинхронний електродвигун (ПЧ-АД).

2. Було розраховано значення напору та продуктивності гідравлічної мережі. В результаті ці дані дали змогу визначити максимальне споживання води та можливість обрати потрібний насос по робочим характеристикам, також за розрахованою потужністю насоса було визначено необхідну потужність асинхронного двигуна для подальшого моделювання.

3. Було розраховано параметри двигуна 4А80В2У3 та представлені у вигляді таблиці з усіма відповідними значеннями для даної моделі двигуна. Було обрано всі необхідні елементи для електромеханічної системи за розрахованими параметрами.

4. З наведеної математичної моделі насосного агрегату було зроблено синтез ПІ – регулятора, що дало можливість перевірити в наступних дослідженнях виведений регулятор тиску та проаналізувати якість перехідних процесів. Представлено лінеаризовану математичну модель насосу для досліджень електромеханічної системи насосного агрегату від незалежних збурень по напору для подальших моделювань.

5. Проведено моделювання та оптимізовано налаштування замкнутого контуру на модульний оптимум за рахунок блоку «Check Step Response Characteristics», тобто було покращено якість перехідних процесів,

які відповідають технічним вимогам ЕП з перерегулюванням не більше 4%. Також досліджено лінеаризовану структурну схеми насосного агрегату, яка після налаштувань ПІД – регулятора, відпрацьовує задане завдання напору та незалежні збурення у виді зміни тиску в гідравлічній мережі, що підтверджує вірність роботи регулятора тиску лінеаризованої схеми. Досліджено стійкість моделі схеми контуру регулювання за завданням напору в середовищі Matlab кореневим способом та зроблено висновки, за отриманими результатами, що система стійка. Усі проведені дослідження в 5 розділі показали, що електромеханічна система насосного агрегата представлена правильно та працює з усіма вимогами ЕП за завданнями, які на неї подавалися. Тобто контур регулятора тиску синтезований вірно.

6. Наведено спосіб користування та налаштування перетворювача частоти для правильної роботи електромеханічної системи зі своїми параметрами. Представлено групи параметрів для автоматичного налаштування ПІД – регулятора, для коректної роботи системи із заданими вимогами до електромеханічної системи в реальних умовах експлуатації.

Отримані результати мають значний вплив на розвиток електромеханічних систем насосних агрегатів, слугуючи основою для розробки інноваційних методів лінеаризації та загального вдосконалення цих систем в реальному використанні.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ

1. Види насосів. URL: http://surl.li/ukzsy (дата звернення: 19.04.24);
2. Виробничі насоси. URL: http://surl.li/ukztp (дата звернення: 21.04.24);
3. Василь Вовчак, Олександр Тесленко, Олексій Самченко, Діана Сушкова: «КРАЩІ З ДОСТУПНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ЖИТЛОВО-КОМУНАЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА УКРАЇНИ». Київ: 2016, 49 с.
4. Відцентровий насос. URL: http://surl.li/ukzuj (дата звернення: 25.04.24);
5. K. G. Abidov, O. O. Zaripov, N. B. Khamudkhanova, M. U. Idriskhodjaeva, Sh. O. Zaripova: “METHODOLOGICAL PROBLEMS IN RELIABILITY STUDY OF LARGE ENERGY SYSTEMS” https://doi.org/10.1063/5.0112384;
6. КСБ Актіенгезельшафт. (2006). Pump Control/System Automation. URL: http://surl.li/ukzyg (дата звернення: 27.04.24);
7. Main, M.; Fowler, M.; Modley, D. Implementation of an Automated System for Optimal Pump Control. Proceedings 2018, 2, 676. https://doi.org/10.3390/proceedings2110676;
8. Tavares, A. «Analysis Of Diverse Optimization Algorithms For Pump Scheduling In Water Supply Systems. International Conference on Engineering Optimization» (2012).
9. Ormsbee, L. E., & Lansey, K. E. «Optimal control of water supply pumping systems. Journal of Water Resources Planning and Management», (1994). 120(2), 237-252. https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9496(1994)120:2(237) ;
10. Таблиці Шевелева. URL: http://surl.li/ukzys (дата звернення: 6.05.24);
11. Розрахунок гідравлічної мережі. URL: http://surl.li/ukzzc (дата звернення: 8.05.24);
12. Каталог насосів фірми «Calpeda». URL: http://surl.li/ukzzt (дата звернення: 13.05.24);

13. Двигун 4А80В2У3. URL: http://surl.li/ukzzy (дата звернення: 14.05.24);

14. Перетворювач частоти FC-202 P3KO A2. URL: http://surl.li/ulaam (дата звернення: 22.05.24);

15. Автоматичний вимикач Eaton FAZ-D7/3. URL: http://surl.li/ulaat (дата звернення: 22.05.24);

16. Датчик тиску MBS 1250-2811-C1GB04. URL: http://surl.li/ulaaw (дата звернення: 22.05.24);

17. Лічильник води ECOSTAR DN15 1/2″ L110 E-C 2,5. URL: http://surl.li/ulaba (дата звернення: 22.05.24);

18. Землянухіна Г. Ю. Бездавачеве керування електромеханічними системами турбомеханізмів з використанням технології нейромереж : дис. д-ра. філософії : 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка / Землянухіна Ганна Юріївна. – Київ, 2023. – 155 с.

19. Mathematical Modeling of Pump System. URL: http://surl.li/ulacr (дата звернення: 22.05.24);

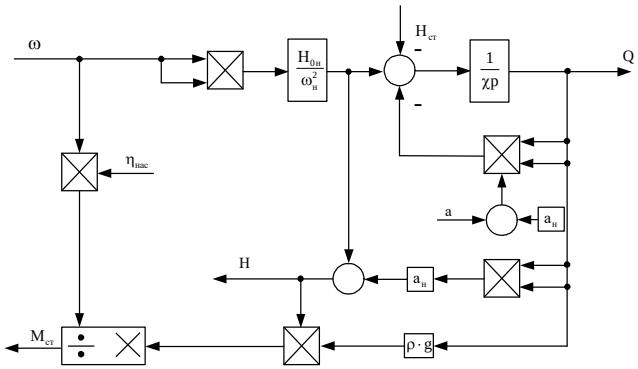
20. Pechenik, M., Burian, S., Zemlianukhina, H., & Pushkar, M. (2020). Investigation of the Hydraulic Pressure Stabilization Accuracy in the Conditions of Water Supply Cascade Pump System Operation. 2020 IEEE 7th International Conference on Energy Smart Systems (ESS). doi:10.1109/ess50319.2020.9160340;

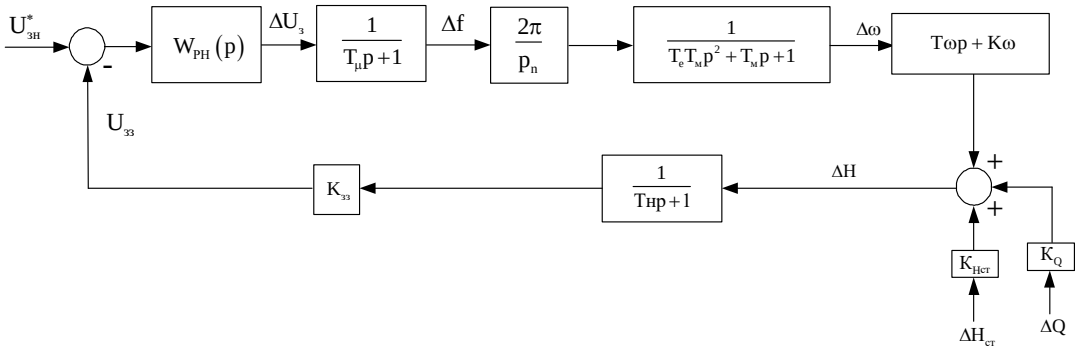
21. Pechenik, M., Burian, S., Pushkar, M., & Zemlianukhina, H. (2019). Analysis of the Energy Efficiency of Pressure Stabilization Cascade Pump System. 2019 IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES). doi:10.1109/mees.2019.8896588;

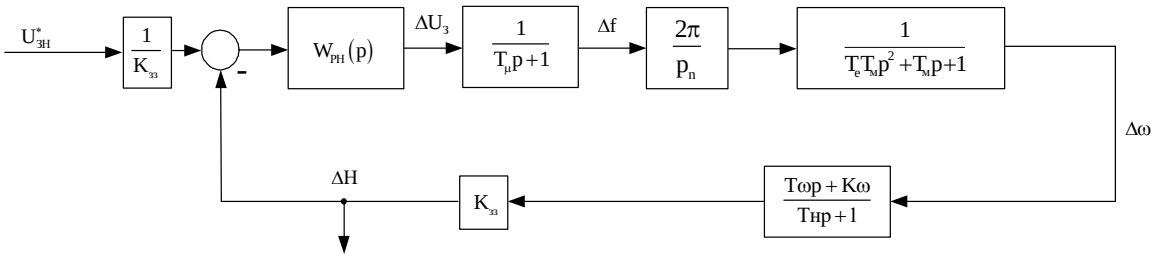
22. Інструкція з експлуатації перетворювача частоти FC-202. URL: http://surl.li/ulacu (дата звернення: 29.05.24);

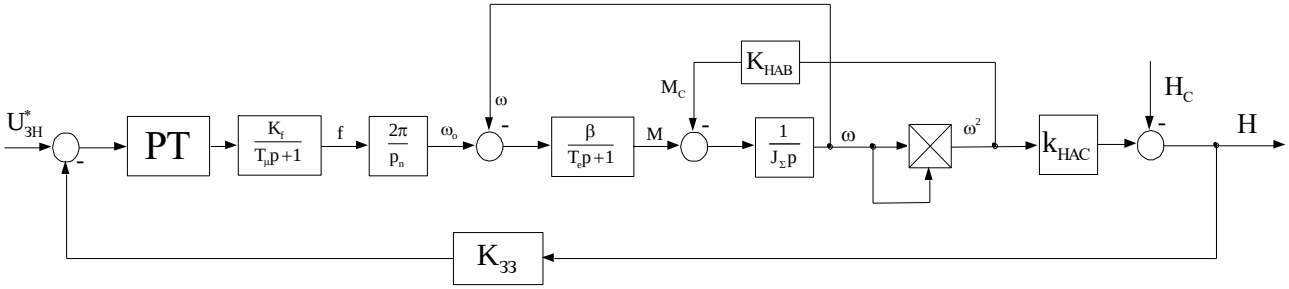
23. Інструкція з експлуатації перетворювача частоти FC-202 URL: http://surl.li/ulacy (дата звернення: 29.05.24);

24. Приймак, Б. І. Теорія автоматичного керування. Лінійні системи. URL: навч. посіб. для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / Б. І. Приймак ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 310 с.

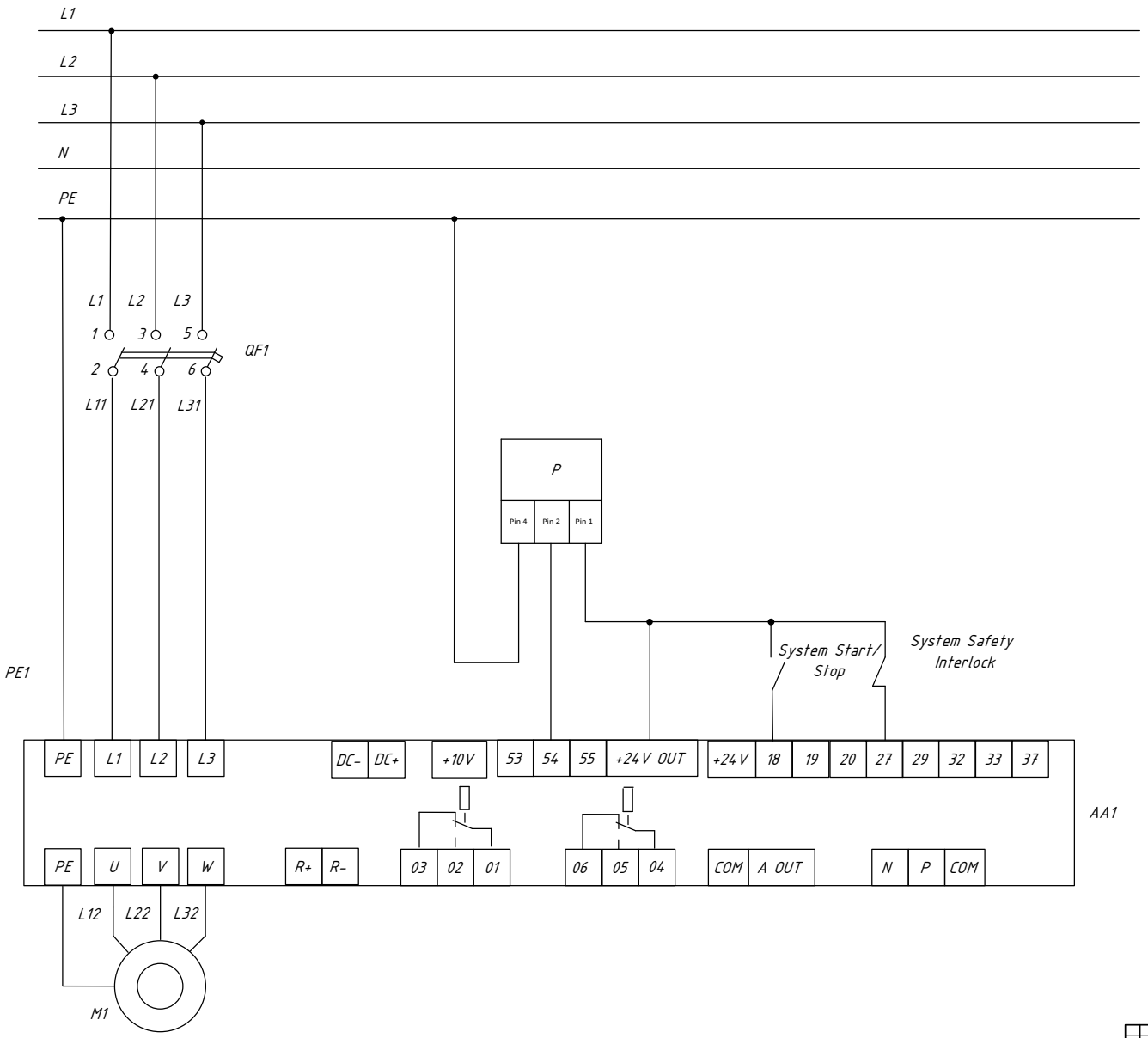




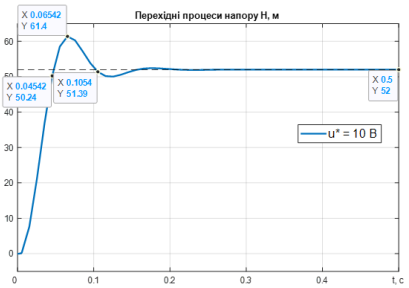


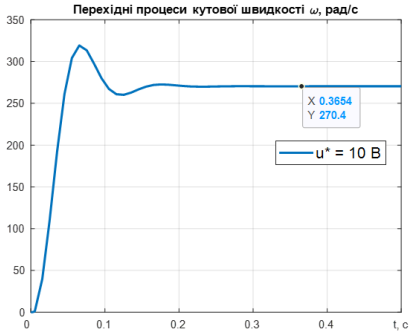


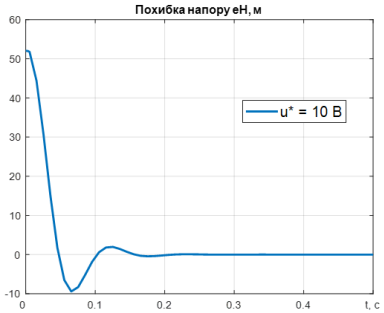
					14.1.0010.010.БР			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Структурні схеми електромеханічної системи насосного агрегата	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.		Гончаров Д.Е.						1 : 1
Перевір.		Жейнальний М.М.				Арк. 100	Аркушів 102	
Т. Контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ФЕА, гр. ЕП-01		
Рецензія.								
Н. Контр.								
Затверд.								

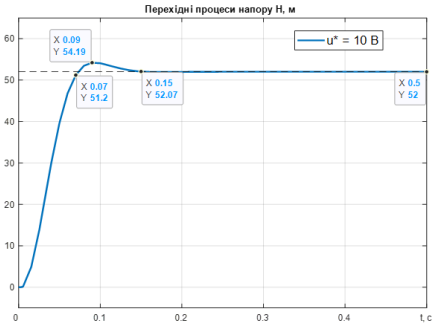


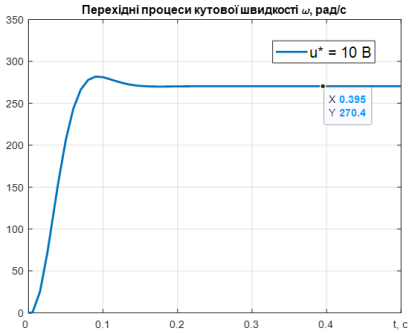
					14.1.0010.010.БР			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Схема електрична принципова електромеханічної системи насосного агрегата	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.		Тимчичай Д.Є.						1 : 1
Перевір.		Жилінський М.М.				Арк. 101	Аркушів 102	
Т. Контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ФЕА, гр. ЕП-01		
Рецензія								
Н. Контр.								
Затверд.								

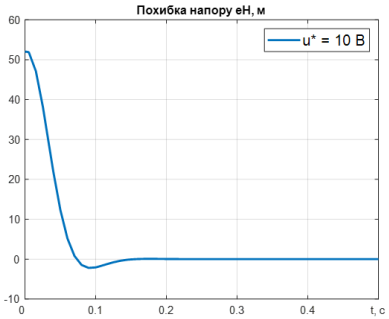


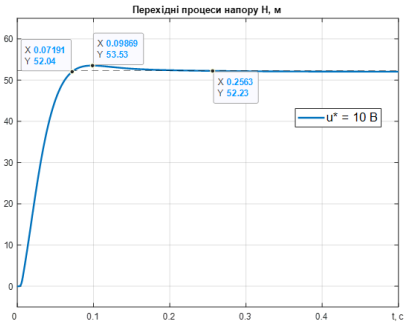


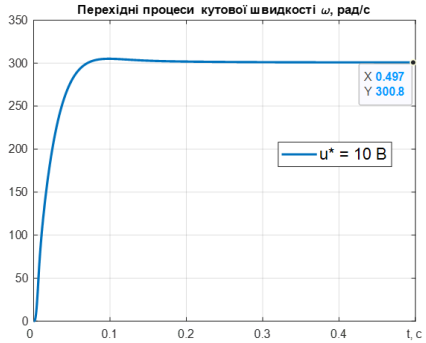


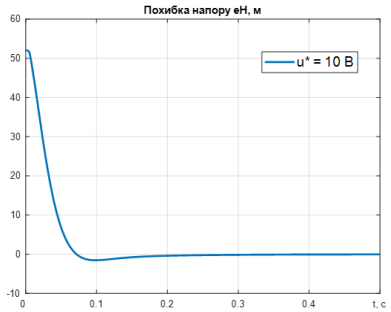


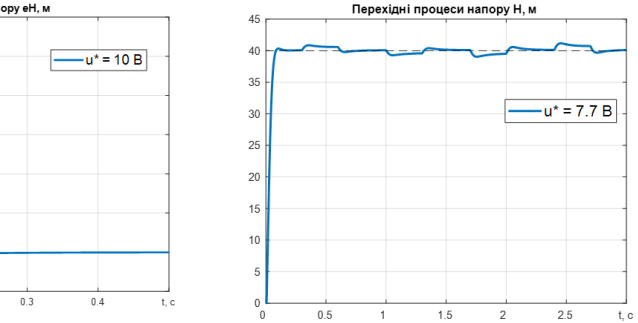


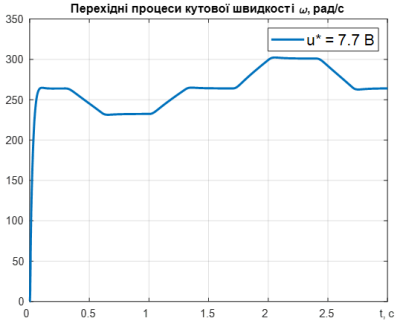


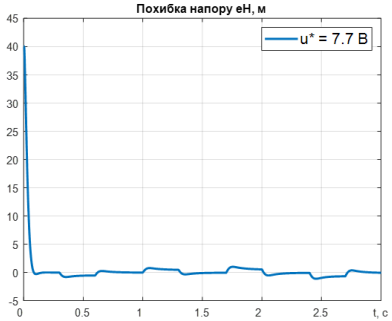


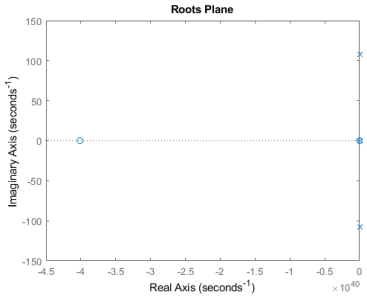


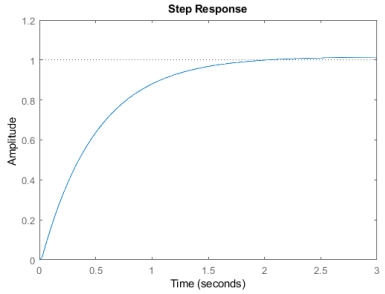


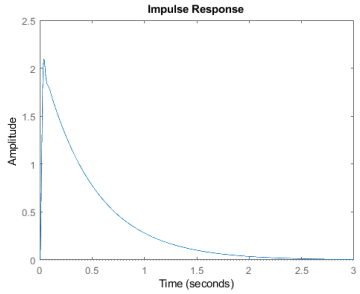












					14.10010.010.БР			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Графіки досліджень перехідних процесів лінеаризованих систем насосного агрегату	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.		Тимчинай Д.Є.						1 : 1
Перевір.		Жигимонт М.М.				Арк. 102	Аркушів 102	
Т. Контр.						КПІ ім. Ігоря Сікорського, ФЕА, гр. ЕП-01		
Рецензія								
Н. Контр.								
Затверд.								