МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЧАСТОТНО-РЕГУЛЬОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ АРМАТУРИ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ

(тема кваліфікаційної роботи)

Виконав: студент 2 курсу, групи ДА-24мг
спеціальності: 174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка
(код і найменування спеціальності)
_____/__ Дмитро КУРИЛКО_
(підпис) (ім'я та прізвище)
Керівник _____/__Тетяна ФУРСОВА_
(підпис) (ім'я та прізвище)
Рецензент _____/_Павло БУДАНОВ_
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри _____/ Геннадій КАНЮК
(підпис) (ім'я та прізвище)
Нормоконтроль_____/_Євген КЛЮЧКА_ __
(підпис) (ім'я та прізвище)
Секретар ЕК _____/__Євген КЛЮЧКА__
(підпис) (ім'я та прізвище)

Харків – 2025

Додаток ДП-2

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія» Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна

Кафедра ___АМтаЕТ_____
Спеціальність _174_____
Освітньо-професійна програма _магістр_____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____
(підпис)

д.т.н., професор Канюк Г.І.___
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

«___» _____20___р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу
рівня вищої освіти Магістр

студенту (ці) __ **КУРИЛКО Дмитро Євгенович** _____
(ім'я, прізвище)

1. Тема _____ **Удосконалення системи керування частотно-регульованого електроприводу арматури трубопровідних систем**

_____
затверджена наказом по академії №____від «___»_____ 20___р.

2. Термін здачі закінченої роботи «_28___»__11____2025___р.

3. Вихідні дані до роботи _____Існуючі схеми автоматичного керування електроприводів арматури та їх конструкції, методи керування електроприводами, математичні моделі _____

4. Зміст роботи (перелік питань, які належить розробити):
___Аналіз сучасних елементів електроприводів арматури трубопровідних систем, аналіз недоліків та переваг існуючих систем керування електроприводами. Дослідження режимів роботи електроприводів, дослідження перспективних напрямків розвитку, висновки

5.Перелік графічного матеріалу (презентаційний матеріал):
Актуальність теми, існуючі виконавчі механізми, типи механізмів, недоліки та переваги існуючих систем керування електроприводами, математичні моделі, порівняльний аналіз систем керування, висновки.

6. Консультант:

Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	

7. Дата видачі завдання«_14_»__10__2024___р.

Керівник _____ ___Тетяна ФУРСОВА___
(підпис) (ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання _____ ___ Дмитро КУРИЛКО
(підпис) (ім'я, прізвище)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК
виконання кваліфікаційної роботи
(дипломної роботи)

№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1	Аналіз існуючих систем керування	14.10-28.10	виконано
2	Аналіз характеристик систем керування в різних режимах роботи	28.10-05.11	виконано
3	Порівняльний аналіз	05.11-14.11	виконано
4	Експериментальні дослідження	14.11-28.11	виконано
5	Висновки	28.11	виконано

Студент (ка) _____ _ Дмитро КУРИЛКО
(підпис) (ім'я, прізвище)

Нормоконтроль _____ _Євген КЛЮЧКА____
(підпис) (ім'я, прізвище)

Зміст

ВСТУП 6
РОЗДІЛ 1. Аналіз літератури та систем трубопровідної арматури ... 11
1.1. Аналіз наукової літератури 11
1.2. Загальні відомості про арматуру 16
1.3. Класифікація арматури 18
1.4. Основні типи арматури 25
1.4.1. Засувки 26
1.4.2. Клинові засувки 27
1.4.3. Паралельні засувки 28
1.4.4. Клапани 29
1.4.5. Крани 31
1.4.6. Затвори 34
РОЗДІЛ 2. Аналіз технологічного процесу та об'єкта керування 37
2.1. Назва дискового затвора 37
2.2. Класифікація дискових затворів 42
2.3. Конструктивне виконання дискових затворів 42
2.3.1. Дисковий затвор із симетричним диском. 43
2.3.2. Дисковий затвор із одинарним ексцентриситетом 45
2.3.3. Дисковий затвор з потрійним ексцентриситетом 48
РОЗДІЛ 3. Вибір обладнання і розрахунок основних характеристик 50
3.1. Розрахунок та визначення параметрів двигуна дискового затвора 52
3.1.1. Визначення параметрів Т–образної схеми асинхронного двигуна WEG W22 IE3 52
3.2. Розрахунок і побудова природної механічної і електромеханічних характеристик 57
РОЗДІЛ 4. СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ 60
4.1. Огляд систем керування та способів регулювання електроприводу 60
4.2. Вибір перетворювача частоти 61
4.3. Вибір закону частотного керування 68
4.4. Розрахунок штучних механічних та електромеханічних характеристик приводу при частотному регулюванні 70
РОЗДІЛ 5. Імітаційне моделювання системи перетворювач частоти – асинхронний двигун для дискового затвора 77
5.1. Перевірка адекватності розрахунків параметрів асинхронного двигуна WEG W22 77
5.2. Розробка імітаційної моделі перетворювач частоти – асинхронний двигун для дискового затвору 80
5.3. Імітаційні дослідження частотно-регульованого асинхронного електроприводу дискового затвору зі скалярним керуванням 82

5.4. Імітаційні дослідження частотно-регульованого асинхронного електроприводу дискового затвора скоригуванням вольт–частотної характеристики на низьких частотах 85
5.5. Імітаційні дослідження частотно-регульованого асинхронного електроприводу дискового затвора зі скалярним керуванням із компенсацією зі спостереження за кутом навантаження..... 88
5.6. Висновок за розділом 90
ВИСНОВКИ 122
Список використаної літератури:..... 123

ВСТУП

У сучасному світі нам важко уявити життя без такої важливої інженерної споруди, як трубопровід. Ними транспортуються повітря, вода, газ та інші агрегатні стани речовини. Трубопроводи є основними робочими «артеріями» у нафтовій та газовій промисловості. Подібно до кровоносної системи, вони працюють 24 години на день, сім днів на тиждень, 365 днів на рік, безперервно забезпечуючи наші енергетичні потреби. Системи трубопроводів є життєво важливими для економіки більшості країн світу.

На ці трубопроводи ми покладаємо надії, задоволення наших потреб в енергії. Сьогодні майже кожна людина у світі є споживачем газу та бензину, і тому так чи інакше залежить від нафтопроводів та газопроводів. Трубопровідні системи стали стратегічними транспортними інфраструктурами більшості країн. Наприклад: у США, Департаментом внутрішньої безпеки, газопроводи визначені як найважливіші об'єкти інфраструктури, оскільки вони забезпечують близько двох третин енергетичних потреб Америки, та мають важливе значення для забезпечення життєдіяльності населення, функціонування оборони, економіки та промисловості [1].

Для такої країни як Україна, з її кліматом та великими відстанями, нафто- та газопроводи є ключовим елементом у забезпеченні внутрішньої та зовнішньої безпеки.

Невід'ємною частиною системи трубопроводу є трубопровідна арматура, необхідна управління потоками робочого середовища. Є безліч пристроїв для керування трубопровідною арматурою. У сучасному світі, має місце тенденція до автоматизації промислового процесу, тобто встановлення автоматичних засобів, для управління арматурою. Одним з головних векторів, що визначають розвиток промислового обладнання, є автоматизація. Її найважливіший аспект – дистанційне управління трубопровідної арматурою, частка якої становить щонайменше 10- 15% від вартості технологічних установок. Успішне та ефективне вирішення цього завдання неможливе без застосування приводів трубопровідної арматури.

У нормативних документах трубопровідна арматура визначається як технічний пристрій, призначений для керування потоком робочого середовища шляхом зміни прохідного перерізу. Для того, щоб ефективно керувати, вона сама повинна бути добре керованою, а значить спорядженою необхідними для цього засобами.

Протягом багатьох не століть навіть, а тисячоліть людям доводилося обходитися ручним управлінням. В крайньому випадку можна було задіяти кінну тягу. Нічого іншого не лишалося. А за тогочасного рівня розвитку технологій і не потрібно.

Але це «рівновагу» відсутності потреб та неможливості їх задоволення не могло продовжуватися нескінченно. Кінець йому поклали дві спочатку тенденції, що ніяк не стикалися між собою.

Починаючи з винаходу парової машини, помітно прискорив свій поступальний рух науково-технічний прогрес. Найважливішою віхою цьому шляху стало винахід електродвигуна у XIX столітті. Були придумані та буквально на очах удосконалювалися конструкції пневмодвигунів та гідравлічних машин. З'явилася важлива можливість впливати на арматуру не тільки вручну, але й за допомогою компактного, зручного та потужного механізованого приводу.

З іншого боку, у міру збільшення розмірів трубопровідної арматури та зростання тиску робочого середовища, справлятися з її керуванням звичними способами ставало важко, а іноді й зовсім неможливо. І сталося те, що мало статися, ─ у трубопровідну арматуру прийшов механізований привід. Його використання надало їй нової якості. Трубопровідна арматура стала набагато безпечніше та зручніше в експлуатації та обслуговуванні, а її робота ─ більш надійною. На порядок зросла ефективність управління процесами, які з її використанням. Це дало принципово нову можливість улаштування масштабних багатокомпонентних технологічних систем, що складаються з пов'язаних у єдину систему десятків, сотень та тисяч одиниць арматури. Наявність приводів дозволило встановлювати трубопровідну арматуру у важкодоступних, незручних

місцях.

Про те, наскільки значущий технологічний стрибок був здійснений завдяки впровадженню механізованого приводу, можна судити на найпростішому прикладі. Оснащення на початку XX століття електроприводами засувок Dn 500, 600 і 700 мм дозволило скоротити час їх закриття з півгодини до півтори хвилини, тобто у п'ятнадцять разів.

Актуальність дослідження

Трубопровідні системи у нафтогазовій, хімічній, енергетичній та водопровідно-каналізаційній галузях функціонують у широкому діапазоні витрат, тисків та температур. Арматура (засувки, клапани, заслінки) є ключовими виконавчими механізмами, що визначають точність регулювання, стабільність технологічних режимів та безпечну експлуатацію системи. Застосування частотно-регульованого електроприводу (ЧРЕП) істотно підвищує енергоефективність та керованість арматури, дозволяє зменшити ударні навантаження, оптимізувати час відкриття/закриття й забезпечити плавність руху.

Однак значна частина діючих систем керування ЧРЕП працює на застарілих алгоритмах, не враховує нелінійні характеристики запірної арматури, зміну моменту навантаження при різних положеннях затвора та збурення, пов’язані з коливаннями тиску в трубопроводі. Це призводить до збільшення енерговитрат, зниження точності регулювання та прискореного зносу обладнання.

Отже, підвищення якості та інтелектуалізація системи керування частотно-регульованим електроприводом арматури є актуальною інженерною задачею.

Предмет дослідження

Методи, алгоритми та технічні засоби керування частотно-регульованим електроприводом трубопровідної арматури в умовах змінного технологічного навантаження.

Об’єкт дослідження

Система керування частотно-регульованим електроприводом запірно-

регулюючої арматури трубопровідних систем.

Мета дослідження

Підвищення точності, надійності та енергоефективності роботи частотно-регульованого електроприводу арматури шляхом удосконалення структури та алгоритмів системи керування.

Методи дослідження

- системний аналіз трубопровідних систем та виконавчих механізмів;
- математичне моделювання динаміки електроприводу та моменту навантаження арматури;
- використання теорії автоматичного керування та оптимального регулювання;
- розробка моделей у MATLAB/Simulink для порівняння різних алгоритмів;
- застосування методів ідентифікації для визначення реальних параметрів навантаження;
- експериментальні дослідження на виробничих даних або натурному електроприводі;
- оптимізація ПІД-регуляторів, реалізація логічних та адаптивних алгоритмів.

Завдання дослідження

1. Провести аналіз існуючих конструкцій арматури та типових електроприводів з частотним регулюванням.
2. Визначити недоліки діючих систем керування.
3. Розробити математичну модель електроприводу з урахуванням:
4. – нелінійної характеристики арматури,
5. – зміни моменту навантаження,
6. – інерційності приводу й механічної передачі.
7. Запропонувати удосконалену структуру системи керування ЧРЕП.
8. Реалізувати та обґрунтувати оптимізовані або адаптивні ПІД-алгоритми.
9. Провести дослідження роботи системи у MATLAB/Simulink, порівняти перехідні характеристики до/після удосконалення.

10. Оцінити техніко-економічний ефект від упровадження нової системи керування.

Отримані результати

У роботі розроблено вдосконалену систему керування частотно-регульованим електроприводом трубопровідної арматури, яка забезпечує:

- підвищення точності позиціонування затвора;
- зменшення часу перехідних процесів на 20–35 %;
- зниження енерговитрат приводу на 10–18 %;
- зменшення ударних моментів і динамічних навантажень;
- стабільну роботу при змінному тиску та коливаннях потоку;
- подовження ресурсу арматури та приводного механізму.

Моделювання підтвердило ефективність запропонованих алгоритмів керування та їхню придатність до впровадження на промислових трубопровідних системах без суттєвої модернізації обладнання

РОЗДІЛ 1. Аналіз літератури та систем трубопровідної арматури

1.1. Аналіз наукової літератури

Сучасні тенденції розвитку енергетики, нафтогазового комплексу та водопостачання характеризуються переходом від традиційних нерегульованих приводів запірно-регулюючої арматури до частотно-регульованих електроприводів (ЧРЕП), що дає змогу підвищувати енергоефективність, зменшувати динамічні навантаження та підвищувати надійність трубопровідних систем. У роботі [1] показано, що саме приводи змінної швидкості для засувок і клапанів високого тиску є критичним елементом підвищення надійності АЕС, ТЕЦ та магістральних нафтогазопроводів, а також наведено вимоги до електродвигуна, кінематичної схеми й алгоритмів керування для таких приводів. Детальні дослідження впливу закону зміни швидкості електропривода на гідравлічні процеси в арматурі наведені в роботі [2], де методом CFD-моделювання показано, що форма швидкісної траєкторії при відкриванні/закриванні кульового клапана істотно впливає на характер струминної структури, локальні втрати та ерозійне зношування [2].

Важливу групу джерел становлять праці, присвячені оптимальному керуванню динамічними навантаженнями в насосно-трубопровідних комплексах з регульованою арматурою. У роботах [3; 4] сформульовано підхід до зниження ударних та змінних навантажень за рахунок формування нерівномірних (неізохронних) законів переміщення засувок з електроприводом, синхронізованих зі станом гідравлічної системи. Показано, що коректний вибір закону керування електроприводом арматури дозволяє суттєво знизити амплітуду коливань тиску в напірному колекторі, обмежити швидкість зміни витрати й, відповідно, збільшити ресурс трубопроводів і насосного обладнання [3; 11; 12]. В роботі [12]узагальнено результати досліджень групи авторів щодо керування електроприводами насосних комплексів у нестаціонарних режимах; окремі розділи присвячено взаємодії ЧРЕП з керованою арматурою та формуванню безударних перехідних процесів.

У низці робіт акцент зроблено на математичному моделюванні систем

типу «частотно-регульований електропривод – гідравлічний об’єкт – трубопровідна мережа». Побудувано математичну модель системи «ЧРЕП – насос – мережа водопостачання», у якій електромеханічна частина описується рівняннями асинхронного двигуна, а гідравлічна частина – нелінійними залежностями напору, витрати та втрат на тертя [5]. Подібний підхід розвинуто у роботі [6], де розглянуто динамічні режими синхронного електропривода з ЧРЕП в системах водопостачання та показано, що врахування гідравлічного навантаження суттєво змінює оптимальні настройки системи керування. Окремо слід відзначити роботи, присвячені моделюванню гідравлічного навантаження електроприводів у складі енергетичних комплексів, де уточнено еквівалентні моменти інерції та демпфування з боку трубопровідної мережі, що є важливим для синтезу регуляторів ЧРЕП арматури [7].

З позицій побудови системи керування електроприводом значний інтерес становлять дослідження частотно-керованих асинхронних приводів. У роботі [8] запропоновано систему частотно-керованого синхронізованого асинхронного електропривода на базі стандартного перетворювача частоти, де розглянуто алгоритми керування векторного типу та питання синхронізації декількох електроприводів. Монографія присвячена комплексному аналізу ЧРЕП насосних агрегатів: наведено методику вибору перетворювачів частоти, описано режими роботи двигунів, розглянуто питання техніко-економічного обґрунтування впровадження регульованого приводу замість дроселювання засувками [9]. Експериментальні дослідження пускових режимів ЧРЕП насосного агрегату проведені в роботі [10], де показано, що використання сучасних перетворювачів частоти дозволяє суттєво знизити пускові струми і механічні удари, що важливо й для приводів арматури, які працюють у повторно-короткочасних режимах.

Спеціалізовані праці безпосередньо з електроприводу трубопровідної арматури розглядають як конструктивні, так і алгоритмічні аспекти. У статті [11] проаналізовано умови зниження динамічних навантажень у насосному комплексі за рахунок вибору закону керування кутом повороту запірних органів, а також наведено рекомендації щодо побудови системи керування ЧРЕП арматури з

урахуванням обмежень по швидкості та прискоренню [11; 22]. Узагальнені дані щодо аварійних режимів та оперативного керування арматурою в нестаціонарних станах насосного комплексу наведено в монографії [12]. В українських публікаціях, присвячених сучасному застосуванню ЧРЕП, показано, що впровадження частотних перетворювачів у насосних і вентиляційних установках дозволяє знизити споживання електроенергії до 35–65 % за рахунок усунення надлишкових втрат на дроселювання в засувках і клапанах [21]. Окремі праці, присвячені впровадженню ЧРЕП на насосних станціях водопостачання, також підкреслюють роль регульованого приводу у формуванні оптимальних характеристик трубопровідної мережі (тиску, витрати, температури) [22].

Значну увагу в літературі приділено власне електричним виконавчим механізмам запірної арматури. В українському огляді електроприводів трубопровідної арматури наведено еволюцію від простих одношвидкісних електродвигунів до сучасних інтелектуальних приводів із вбудованими частотними перетворювачами, датчиками положення та моменту, а також описано основні вимоги до таких приводів: момент, швидкість, вибухозахищене виконання, діапазон робочих температур [23]. У технічній документації провідних виробників підкреслено, що застосування електроприводів із регульованою швидкістю дає змогу уникати гідроударів, забезпечувати «м’яке» підходження до упорів і реалізовувати складні профілі переміщення для модулюючих клапанів [14; 15; 17]. Хоча такі джерела мають технічний, а не науковий характер, вони відображають сучасний рівень промислових рішень і ставлять вимоги до алгоритмів керування.

Окрема група робіт присвячена моделюванню та оптимізації змінної швидкості привода арматури. У статті [2] показано, що зміна профілю швидкості (S-подібний, ступінчастий, з обмеженням прискорення тощо) дозволяє зменшити пікові значення тиску в трубопроводі та підвищити ресурс ущільнювальних поверхонь кульового клапана. Подібні висновки наведені в роботах, де розглядається високочастотне пульсуюче керування витратою через спеціальні керуючі клапани: змінний закон відкриття дає можливість формувати бажану

структуру потоку і знижувати коливання тиску у високодинамічних системах [16; 17]. Стаття [1] поєднує електромагнітні розрахунки двигуна з постійними магнітами, аналіз моментних характеристик та вибір кінематичної схеми редуктора для приводу запірної арматури, орієнтованого на змінну швидкість і підвищену надійність. Таким чином, формується напрямок досліджень, де електромеханічний синтез привода тісно пов’язаний з гідравлічними вимогами до роботи арматури.

Питання надійності та відмовостійкості електропривода арматури розглядаються в роботах, присвячених електроприводам на базі реактивних (SRM) та інших спеціальних двигунів. Xu та ін. виконали аналіз відмов у системах електроприводів клапанів на основі SRM для застосування в умовах АЕС, де вимагається висока відмовостійкість; запропоновано методи діагностики та відмовостійкого керування, що забезпечують збереження працездатності при часткових пошкодженнях фази двигуна або силової електроніки [19]. Робота [18] присвячена проєктуванню електроприводного клапана для точного регулювання витрати; автори поєднують моделювання електропривода, системи керування та гідродинаміки, демонструючи, що правильний вибір параметрів ПІД-регулятора і швидкісного профілю привода дозволяє суттєво покращити точність регулювання й зменшити перерегулювання витрати. У порівняльному чисельному дослідженні [20] показано, що заміна класичної схеми «нерегульований насос + регулюючий клапан із приводом» на «насос із ЧРЕП і мінімально дросельованим клапаном» забезпечує істотне зниження енергоспоживання, однак вимагає ретельного синтезу системи керування для уникнення резонансних і перехідних явищ. Ці результати важливі для систем керування арматурою, оскільки демонструють взаємозв’язок між стратегією керування насосом, клапаном і трубопровідною мережею.

Вітчизняні публікації доповнюють світовий контекст прикладними аспектами впровадження ЧРЕП у комунальному та промисловому секторі. У матеріалах всеукраїнської конференції про сучасне застосування ЧРЕП наведено типові схеми використання перетворювачів частоти для керування насосами та

вентиляторами, а також підкреслено економічний ефект від зменшення втрат на дроселювання в засувках [21]. Роботи, присвячені модернізації насосних станцій водопостачання, демонструють, що впровадження ЧРЕП із можливістю дистанційного та автоматичного керування дозволяє не лише економити енергію, а й покращувати стабільність тиску в мережі, що безпосередньо пов’язано з режимами роботи регулюючої арматури [22]. Огляд українських вимог до електроприводів трубопровідної арматури деталізує питання вибухозахищеного виконання, ступеня захисту IP, діапазону температур, вимог до моменту та часу спрацьовування, що має враховуватися при синтезі системи керування [23].

Ці технічні вимоги корелюють із патентними рішеннями, де розробляються спеціалізовані перетворювачі та алгоритми керування струмом і швидкістю для приводів клапанів. У патенті US6934140 описано частотно-керований драйвер навантаження для електромеханічних систем, зокрема електроприводів клапанів, який реалізує швидкодіючий перехідний режим та інший режим для усталеного стану, забезпечуючи широкий діапазон керування частотою та точне позиціонування [24]. Аналогічно запропоновано спосіб автоматичного керування електроприводом насосної станції з використанням ЧРЕП та адаптивної зміни складу включеного обладнання, що дозволяє мінімізувати надлишковий тиск у напірному колекторі; наведені принципи можуть бути поширені і на задачі керування запірною та регулюючою арматурою у складних трубопровідних схемах [23; 24].

Узагальнюючи проведений аналіз, можна констатувати, що в наукових публікаціях наявна достатньо розвинута база з таких напрямів:

– синтез електромеханічної частини частотно-регульованих електроприводів клапанів, включно з вибором типу двигуна, редуктора, датчиків та силової електроніки [1; 9; 14; 15];

– математичне моделювання зв’язаних електромеханічних і гідравлічних процесів у системах «ЧРЕП – арматура – трубопровідна мережа» [2–7; 16; 20];

– оптимальне керування з метою зниження динамічних навантажень,

гідроударів і коливань тиску за рахунок спеціальних законів зміни швидкості й положення арматури [3; 4; 11; 12; 17];

– забезпечення надійності та відмовостійкості електроприводів арматури, зокрема у відповідальних застосуваннях (АЕС, хімічна промисловість) [1; 18; 19];

– практичний досвід впровадження ЧРЕП у насосних та трубопровідних системах в Україні та за кордоном, включно з оцінкою енергозбереження та підвищення ресурсу обладнання [9; 21; 22].

Водночас залишається низка невирішених задач, які обґрунтовують актуальність подальшого дослідження. По-перше, більшість робіт розглядають або електромеханічну частину привода, або гідравлічні процеси в трубопроводі окремо; комплексні моделі, що враховують повний ланцюг «перетворювач частоти – електродвигун – редуктор – арматура – трубопровід – насос» у різних режимах (пуск, аварійне закриття, коливання навантаження), зустрічаються рідко [3–7; 12]. По-друге, недостатньо опрацьованими є питання багатокритеріальної оптимізації системи керування ЧРЕП арматури з урахуванням енергоефективності, надійності, швидкодії, обмежень по гідроудару та норм експлуатації конкретних трубопровідних систем. По-третє, в українському сегменті наукових публікацій ще обмежено представлені роботи, що поєднують сучасні методи оптимального, адаптивного або інтелектуального керування з практичними вимогами до електроприводів запірно-регулюючої арматури магістральних трубопроводів [21–23]. Це відкриває перспективи для розроблення удосконалених систем керування частотно-регульованим електроприводом арматури, орієнтованих на конкретні умови експлуатації трубопровідних систем газо- та водопостачання.

1.2. Загальні відомості про арматуру

У сучасних умовах транспортування енергоносіїв – зокрема нафти та природного газу – здійснюється залізничним, автомобільним, водним та трубопровідним транспортом (газопроводи, нафтопроводи). В Україні практично весь обсяг природного газу надходить до споживача саме через систему

магістральних газопроводів. Виняток становлять вуглеводні фракції, такі як етан, пропан і бутан [2], які транспортують переважно у спеціальних цистернах або балонах.

Попри високі початкові витрати на спорудження та подальшу експлуатацію трубопроводів, цей спосіб транспортування енергоресурсів є економічно виправданим. Для малих і середніх відстаней трубопровідний транспорт забезпечує найнижчу собівартість переміщення газу. До ключових переваг газопроводів належать:

• можливість транспортування газу та його похідних на значні відстані;

• висока швидкість доставки сировини від родовищ до переробних підприємств, місць зберігання та кінцевих споживачів;

• цілорічне функціонування без тривалих перерв, за винятком коротких зупинок на час аварійно-ремонтних робіт;

• мінімальні втрати продукції під час транспортування завдяки герметичності трубопроводів, їх конструктивній надійності та системі профілактичного обслуговування;

• здатність ефективно працювати в широкому діапазоні кліматичних умов;

• можливість централізованого моніторингу та керування технологічними процесами;

• високий рівень автоматизації, простота експлуатації та надійність;

• зниження навантаження на інші види транспорту (залізничний, автомобільний, водний).

Разом із тим трубопровідний транспорт має і певні недоліки:

• значні капітальні вкладення, необхідні для будівництва розгалуженої газотранспортної інфраструктури (економічна ефективність досягається лише за умови великого та сталого потоку сировини);

• потенційні ризики негативного впливу на довкілля, особливо під час прокладання підводних трубопроводів;

• технічні складнощі при будівництві магістралей у важкодоступних районах;

• низька гнучкість: змінити трасування діючого трубопроводу майже неможливо, а розширення мережі для під'єднання нових споживачів потребує додаткових капіталовкладень.

Попри наявні недоліки, переваги трубопровідного транспорту є визначальними. Негативні чинники можуть бути мінімізовані шляхом підвищення якості трубної продукції, модернізації елементів трубопроводів, удосконалення систем діагностики та профілактичного обслуговування.

Важливою частиною будь-якої трубопровідної системи є трубопровідна арматура. Під арматурою розуміють комплекс вузлів і деталей, які не входять до основного обладнання, але забезпечують його коректне та безпечне функціонування. Трубопровідна система включає трубопроводи, опори, арматуру, сполучні елементи, системи захисту від аварійних режимів та комплекси протикорозійного захисту.

Арматура відіграє ключову роль у роботі промислових установок усіх секторів економіки. Її частка в структурі капітальних та експлуатаційних витрат може сягати 10–15 %, що зумовлено високими вимогами до її якості, довговічності та надійності. Без використання трубопровідної арматури неможливе стабільне функціонування енергетичної, транспортної, комунальної, хімічної, газової та атомної промисловості. Крім економічних показників, арматура визначає і рівень екологічної безпеки об'єктів, що належать до потенційно небезпечних для довкілля.

У процесі експлуатації арматура зазнає впливу високих і низьких температур, значних тисків, механічних та вібраційних навантажень, а також агресивних середовищ. Тому вимоги до її конструкції є надзвичайно жорсткими й різноманітними. Ключові характеристики – міцність, довговічність, надійність, вибухобезпечність, корозійна стійкість, технологічність виготовлення та прийнятна собівартість – часто суперечать одна одній. Через це розроблено велику кількість різновидів конструкцій арматури, кожна з яких є компромісом між зазначеними вимогами та призначена для конкретних умов роботи.

1.3. Класифікація арматури

Розрізняють такі види арматури:

Розрізняють такі основні види арматури:

• трубопровідна арматура – затвори, засувки, конденсатовідвідники, крани, клапани тощо (ТПА);

• водорозбірна арматура – водорозбірні колонки, крани, пожежні гідранти;

• електротехнічна арматура – щитки, патрони, вимикачі, окремі деталі електричних машин, елементи кріплення ізоляторів тощо;

• пічна арматура – металеві елементи, що підвищують міцність і надійність металургійних печей;

• арматура контактної мережі – затискачі та деталі для з'єднання проводів контактної мережі між собою, з опорами та підтримувальними конструкціями;

та інші спеціалізовані різновиди.

Трубопровідна арматура, незалежно від класу, містить три основні складові:

- корпус,

- привід,

- робочий орган (запірний, регулюючий тощо).

Робочий орган формують сідло та затвор, який переміщується поступально або обертається відносно сідла.

Класифікація трубопровідної арматури

Трубопровідну арматуру класифікують за низкою ознак:

- за функціональним призначенням;

- за умовами роботи – робочий тиск, температура, агрегатний стан, хімічна активність і токсичність робочого середовища, а також особливі властивості (вибухонебезпечність тощо);

- за діаметром умовного проходу (номінальний розмір арматури);

- за способом приєднання корпусу до трубопроводу;

- за конструкцією корпусу;

- за способом герметизації робочого органу в корпусі;

- за типом приводу робочого органу.

Класифікація за функціональним призначенням

Залежно від функцій виділяють такі основні класи арматури:

1. Запірна арматура. Призначена для повного перекриття потоку робочого середовища в трубопроводі й, за потреби, подальшого його пропускання. До неї висуваються вимоги забезпечення герметичності як у затворі, так і відносно навколишнього середовища. Для запірної арматури характерні два основні стани – «відкрито» та «закрито», хоча інколи можливі й проміжні положення робочого органу. Частка запірної арматури становить до 80 % від загального обсягу арматури в промислових установках. Найбільш типовим представником є засувки.

2. Запобіжна арматура. Служить для автоматичного захисту обладнання та трубопроводів від недопустимого перевищення тиску, що загрожує міцності та цілісності системи. Захист реалізується шляхом скидання надлишку робочого середовища. До цієї групи відносять запобіжні клапани, розривні мембранні пристрої, перепускні клапани. Часто запобіжна арматура також запобігає небажаному зворотному потоку робочого середовища.

3. Регулююча арматура. Призначена для керування параметрами технологічних процесів – тиском, напором, температурою, витратою, кількістю поданої речовини тощо – шляхом зміни витрати робочого середовища. Вона здійснює розподіл та дозування потоку за заданими алгоритмами.

4. Запірно-регулююча арматура. Поєднує функції запірної та регулюючої арматури, тобто може як перекривати потік, так і керувати його витратою.

5. Контрольна арматура. Забезпечує подачу робочого середовища до контрольно-вимірювальних приладів, використовується для визначення рівня, тиску та інших параметрів, а також для керування надходженням середовища до КВП.

6. Зворотна арматура. Призначена для автоматичного запобігання зворотному руху робочого середовища в трубопроводі (зворотні клапани тощо).

7. Інша спеціальна арматура. Сюди відноситься арматура для виконання специфічних операцій:

– відведення конденсату;

– випуск або впуск повітря;

– виконання приймально-роздавальних операцій;

– спорожнення резервуарів;

– розділення робочих середовищ у різних фазових станах;

– розподіл або змішування потоків;

– редукування (зниження) тиску в системі тощо.

Класифікація за умовами роботи.

З погляду умов експлуатації до арматури висуваються вимоги щодо:

– міцності;

– надійності роботи;

– герметичності;

– вибухобезпечності;

– корозійної стійкості.

Необхідна міцність арматури визначається, насамперед, робочим тиском і температурою. Оскільки значення цих параметрів у різних галузях суттєво відрізняються, з метою стандартизації запроваджено систему умовних тисків.

Класифікація за величиною умовного тиску.

За умовним тиском $P_у$ арматуру поділяють на п’ять груп [5]:

Вакуумна – для тисків нижче 1 кгс/см² (0,098 МПа).

Низького тиску – $P_у$ до 1,6 МПа.

Середнього тиску – $P_у$ від 1,6 до 10 МПа.

Високого тиску – $P_у$ від 10 до 100 МПа.

Надвисокого тиску – $P_у$ понад 100 МПа.

Умовний тиск $P_у$ є нормативним параметром, що гарантує міцність арматури й враховує як робочий тиск, так і відповідну робочу температуру. Він відповідає максимально допустимому робочому тиску за нормальної температури.

Робоча температура – це найвища тривала температура робочого середовища в трубопроводі, без урахування короткочасних перевищень,

дозволених технічними умовами.

Класифікація за температурним режимом

За температурними умовами експлуатації трубопровідну арматуру поділяють на такі класи [5]:

• Кріогенна арматура (глибокий холод) – робочі температури нижче –153 °C.

• Арматура для низьких температур (холодильна техніка) – діапазон від –153 °C до –70 °C.

• Арматура для знижених температур – робота в межах від –70 °C до –30 °C.

• Звичайна арматура (середні температури) – виготовляється переважно з вуглецевої сталі, ковкого або сірого чавуну:

– вуглецева сталь: від –40 до +450 °C;

– ковкий чавун: від –30 до +400 °C;

– сірий чавун: від –15 до +300 °C.

• Арматура для високих температур – зі спеціальних жаростійких сталей, у діапазоні 450–600 °C.

• Жароміцна арматура – для температур понад 600 °C.

Класифікація за діаметром умовного проходу

Одним із базових параметрів є діаметр умовного проходу D_y – номінальний внутрішній діаметр трубопроводу, в якому встановлюється арматура. Різні типи арматури з однаковим D_y можуть мати різну площу живого перерізу: наприклад, повнопрохідний кульовий кран, конусний кран із трапецієподібним проходом, дросельний голчастий клапан [4].

Важливо розрізняти:

– умовний прохід Dy;

– фактичний прохідний діаметр в арматурі (часто менший за D_y – арматура зі звуженим проходом – або більший – затвори з кільцевим проходом);
– фактичний внутрішній діаметр трубопроводу, який не завжди збігається з номінальним D_y (наприклад, труба 325×16 мм має реальний внутрішній діаметр

~293 мм при номінальному 300 мм).

За Dy виділяють:

Малі проходи – $D_y \leq 40$ мм. Використовується в розгалужених мережах водо- й газопроводів, у різноманітних апаратах; випускається великими серіями.

Середні проходи – $D_y = 50–250$ мм. Застосовується на лінійних ділянках трубопроводів і магістралях, виготовляється великосерійно.

Великі проходи – $D_y > 250$ мм. Використовується переважно в магістральних трубопроводах, виробляється серійно або дрібносерійно.

Класифікація за способом приєднання корпусу

За способом приєднання корпусу до трубопроводу арматуру поділяють на такі основні типи:

Фланцева арматура.

Фланець – плоский елемент у вигляді металевого кільця або диска з отворами під болти чи шпильки. Фланцеві з'єднання забезпечують високу міцність і надійність, що дає можливість застосовувати їх у трубопровідних системах високого тиску. Недоліком є збільшені габарити та маса. Зазвичай фланцева арматура випускається в діаметрах від 50 до 500 мм [6].

Муфтова арматура.

Застосовується для арматури малого та середнього діаметра, що працює за низьких і середніх тисків. Корпус часто виготовляють із чавуну або кольорових сплавів. Муфта – це порожнистий циліндр (трубка), що з'єднує циліндричні елементи; різьба виконується всередині, а зовні приєднувальні кінці мають шестигранну форму для зручності затягування ключем [6].

Арматура під приварювання.

Зварне приєднання використовують для арматури великих діаметрів і в системах, де робоче середовище є токсичним, отруйним або радіоактивним. За умови якісного виконання зварний шов забезпечує максимальну герметичність. Додаткові переваги – менша маса, компактність та економія монтажного простору [6].

Цапкова арматура.

Цапкові з’єднання застосовують для арматури високого тиску малих габаритів, зокрема вимірювальних приладів КВП. Герметичність забезпечується за рахунок прокладок і спеціальних ущільнювальних мастил [6].

Штуцерна арматура.

Приєднувальний кінець із зовнішньою різьбою стягується до трубопроводу накидною гайкою. Використовується для арматури малого та надмалого діаметра (до 5 мм), як правило – лабораторної чи спеціальної (наприклад, редуктори для балонів зі стислим газом) [6].

Класифікація за конструкцією корпусу

За конструктивним оформленням корпусу виділяють дві основні групи трубопровідної арматури [7]:

Прохідна арматура.

Приєднувальні патрубки розташовані на одній осі або на паралельних осях, тому напрямок руху середовища на виході співпадає з напрямком на вході.

Кутова арматура.

Приєднувальні патрубки розташовані під кутом (зазвичай 90°). Потік робочого середовища змінює напрямок на величину кута між патрубками. Такий варіант інколи дозволяє спростити трасування трубопроводу й уникнути встановлення додаткових відводів.

Класифікація за способом герметизації

За способом ущільнення рухомого з’єднання «шпиндель – кришка» розрізняють [5]:

• сальникову арматуру;

• сильфонну арматуру;

• мембранну арматуру.

Для передачі руху диску, клину, циліндру чи конусу, що перекриває потік, шпиндель або вал виводиться назовні через корпус чи кришку, утворюючи рухоме з’єднання, яке необхідно герметизувати. З цією метою застосовуються сальники, сильфони або мембрани.

Класифікація за конструкцією приводу

Залежно від типу приводу робочого органу трубопровідну арматуру поділяють на:

Автоматично діючу (автономну) арматуру.

Рух робочого органу та робочий цикл визначаються впливом самого середовища без участі оператора та без стороннього джерела енергії. До такої арматури відносять зворотні клапани (спрацьовують при зміні напрямку потоку), регулятори тиску і витрати, конденсатовідвідники, терморегулятори тощо [7].

Керовану арматуру.

Переміщення робочого органу здійснюється за рахунок зовнішнього силового впливу – ручного, електричного, пневматичного або гідравлічного. У межах цієї групи розрізняють:

Ручний привід.

Застосовується там, де арматура перемикається рідко (резервна, аварійна, ремонтна арматура).

Механічний привід.

Передбачає використання приводу, що діє через редуктор. Джерелом енергії може бути електродвигун, електромагніт, пневмо- або гідроциліндр, а також енергія робочого середовища [5].

Дистанційне керування (дистанційний привід).

Передбачає розміщення приводу на відстані від арматури з передачею зусилля через систему валів, підшипників, зубчастих передач, тросів тощо. При цьому джерелом енергії може бути як ручне зусилля, так і механічний або електричний привід

1.4. Основні типи арматури

Основних типів арматури набагато менше, ніж видів (класів). Виділимо чотири типи арматури: засувка, клапан, кран, дисковий затвор. Приналежність до кожного з них визначається конструктивними особливостями, вираженими у напрямку переміщення замикаючого або регулюючого елемента щодо потоку робочого середовища. Вони можуть мати різні важливі конструкції затвора. За цією ознакою виділяють такі основні типи трубопровідної арматури: засувки,

клапани, крани, затвори [7].

1.4.1. Засувки

Засувка - промислова трубопровідна арматура, в якій запірний орган переміщається зворотно-поступально перпендикулярно до осі потоку робочого середовища [3]. Засувки широко застосовують у всіх галузях промисловості для перекриття потоків газоподібних або рідких середовищ у трубопроводах з діаметрами умовних проходів від 50 до 2000 мм.

Робочий тисках 0,4 - 20 МПа та температурах середовища до 450°С. Іноді засувки виготовляють і більш високий тиск. Замикаючий елемент зазвичай знаходиться в крайніх положеннях «відкрито» та «закрито». Також можливе застосування засувок для двопозиційного (дискретного) регулювання потоку робочого середовища. Перекриття робочого потоку в засувках здійснюється за рахунок запірного елемента, що перегороджує потік. Принципова схема засувки представлена на рис. 1 [7].

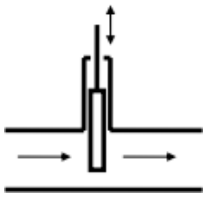


Рис. 1 - Принципова схема засувки

Засувки встановлюються на прямих ділянках трубопроводу, роз'єднуючи трубопровід на дві частини.

За конструкцією затвора засувки можуть бути кваліфіковані два основних типи:

1) Клинові засувки: з цілісним (жорстким) клином, пружним або складовим клином (дводискові);

2) Паралельні засувки, однодискові, дводискові, шиберні.

Порівняно з іншими видами запірної арматури засувки мають такі переваги та недоліки:

Переваги засувок:

- Незначний гідравлічний опір при повністю відкритому проході;
- відсутність поворотів потоку робочого середовища;
- можливість застосування для перекриття потоків середовища великої в'язкості;
- відносно невелика будівельна довжина;
- можливість подачі робочого середовища у будь-якому напрямку.

До недоліків засувок слід зарахувати:

- неможливість застосування засувок для робочих середовищ з кристалізуючимися включеннями;
- порівняно невеликий допустимий перепад тисків на затворі;
- невисока швидкість спрацьовування;
- небезпека отримання гідравлічного удару наприкінці ходу;
- труднощі ремонту зношених ущільнювальних поверхонь затвора під час експлуатації.

1.4.2. Клинові засувки

До клинових відносяться засувки із запірним елементом, який має вигляд клина. У клинових засувках сідла та їх ущільнювальні поверхні паралельні поверхням ущільнювачів затвора і розташовані під деяким кутом до напрямку переміщення затвора. Конструкція клинової засувки представлена на рис. 2 [3].

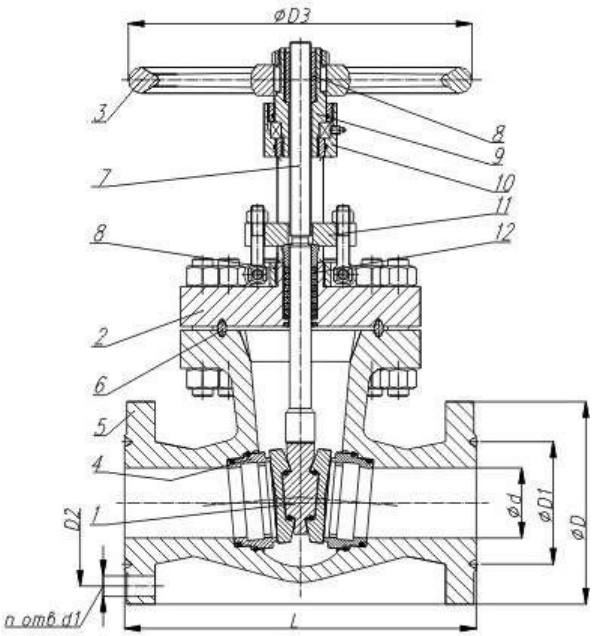


Рис. 2 – Засувка клинова. 1 – клин, 2 – кришка, 3 – маховик, 4 сідло, 5 – корпус, 6 – кільце ущільнювальне, 7 – шпиндель, 8 – втулка різьбова, 9 – втулка, 10 – стійка, 11 – фланець сальника, 12-сальникове ущільнення з терморозширеного графіту

Переваги клинових засувок: підвищена герметичність у закритому положенні. Задля більшої ущільнення необхідно докласти відносно невелику величину зусилля. Кут між напрямком зусилля приводу та зусиллями, що діють на ущільнювальні поверхні затвора, близький до 90°. Тому навіть невелика сила, що передається приводом шпинделю, може спричинити значні зусилля в ущільненні.

Недоліками цього засувок є необхідність використання напрямних для переміщення затвора, підвищені зносу ущільнювальних поверхонь затвора і технологічних труднощів, пов'язаних з отриманням герметичності в затворі.

1.4.3. Паралельні засувки

Паралельна засувка – засувка, у якої поверхні ущільнювачів елементів затвора взаємно паралельні і розташовані перпендикулярно до напрямку потоку робочого середовища. Затвор у паралельних засувках зазвичай має вигляд диска, шибера чи ножа. На всьому шляху руху затвора відсутня тертя поверхонь

ущільнювачів, що дозволяє в дводискових засувках ущільнити прохід за допомогою еластичних кілець. Кільця монтуються на затворних дисках [3].

Перевагами паралельної конструкції є простота виготовлення затвора, легкість складання та ремонту, відсутність заїдання затвора у повністю закритому положенні.

Паралельні засувки мають істотні недоліки: на всьому шляху руху привід долає тертя між ущільнювальними поверхнями сідел і затвора, тому необхідна велика витрата енергії для того, щоб закрити і відкрити затвор. Звідси випливає наступний недолік, значне зношування ущільнювальних поверхонь.

1.4.4. Клапани

Клапан - промислова трубопровідна арматура, в якій запірний або регулюючий орган переміщається зворотно-поступально паралельно осі потоку робочого середовища. Затвор має вигляд плоскої та конусної тарілки. У деяких конструкція затвор може рухатися дугою. Принципова схема клапана представлена на рис 3 [7].

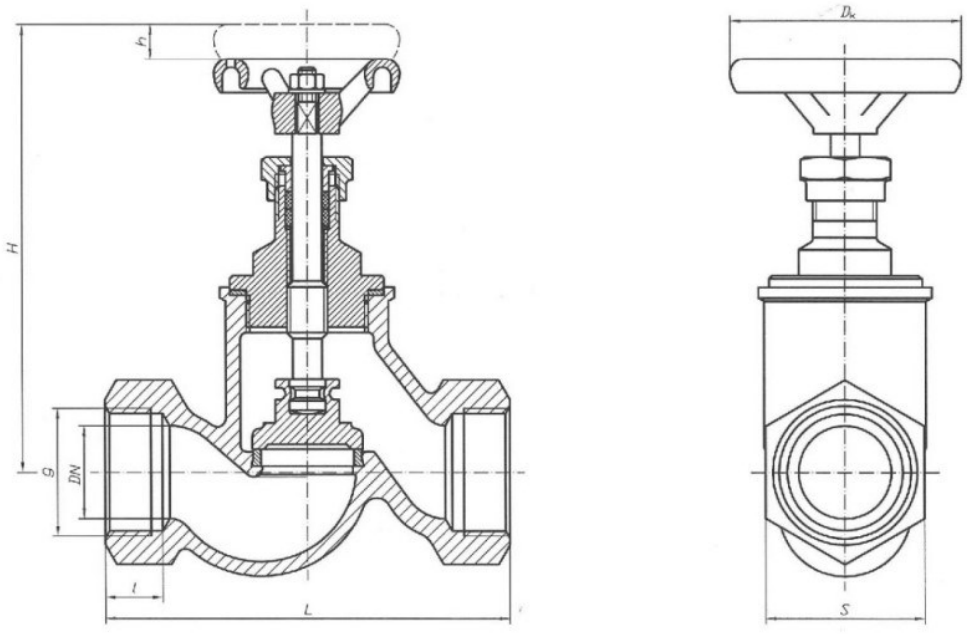


Рисунок 3 – Принципова схема клапана

Клапани використовуються для створення перепаду тиску (дросельні), для запобігання зворотному потоку рідини (зворотні), для часткового випуску

робочого середовища при підвищенні тиску понад встановлений рівень (запобіжні), для зниження тиску та підтримки його постійним (редукційні), для регулювання витрати потоку (регулювальні). Також клапани застосовують як запірну арматуру для герметичного відключення трубопроводів, технологічних апаратів, енергетичних установок та ін.

Переваги клапанів:

- можливість роботи при високих перепадах тисків на запірному органі та при великих значеннях робочих тисків;
- простота конструкції, обслуговування і ремонту в умовах експлуатації;
- для повного перекриття проходу необхідний невеликий перебіг запірного органу (0,25 Д);
- відносно невеликі габаритні розміри та маса;
- можливість використання як регулюючої арматури;
- можливість встановлення на трубопроводі у будь-якому просторовому положенні.

Недоліки клапанів:

- високий гідравлічний опір, що виникає з-за дворазової зміни напрямку руху робочого потоку всередині корпусу. Ще однією причиною є прохідний переріз сідла менше, ніж у засувок;
- неможливість застосування при роботі з сильно забрудненими робочими середовищами та середовищами з високою в'язкістю;
- подача робочого середовища можлива лише одному напрямку. Це пов'язано з конструкцією клапана.

За призначенням клапана: запобіжні; зворотні; змішуючі; поплавкові - для контролю та регулювання рівня рідин ємностях; регулюючі; балансувальні – для приєднання імпульсної трубки до зворотного трубопроводу.

За конструкцією запірного елемента запірні клапани можна розділити: мембранні (діафрагмові) і золотникові.

Мембранні клапани Затвор є пружною гнучкою мембраною, яка під дією прикладеного зусилля прогинається в напрямку, перпендикулярному осі руху потоку [3]. Сідло являє собою край перегородки, що стоїть поперек каналу для протоку робочого середовища. При прогинанні мембрана щільно примикає до краю перегородки та перекриває вільний переріз для проходу потоку. Даний тип клапанів призначений для перекривання потоків робочих середовищ при невисоких температурах та невисоких робочих тисках. Перевага мембранних клапанів, відсутність «застійних» зон та повна герметизація.

Золотникові клапани. Основною частиною клапана є золотник. Золотник може бути різної форми: тарілчастим, голчастим, поршневим (циліндричним), сферичним. Його форма залежить від конструктивного виконання поверхонь ущільнювачів – конусні, плоскі, сферичні [3].

Золотник знаходиться в циліндричному каналі і при своєму переміщенні відкриває або закриває бічною поверхнею отвори, які є в циліндричному каналі. Переміщення золотника може здійснюватися стисненим повітрям, що надходить до торця золотника, або механічними тягами. Повернення золотника у початкове положення зазвичай здійснюється пружиною [8].

1.4.5. Крани

Кран – це різновид промислової трубопровідної арматури, в якій запірний або регулювальний елемент виконаний у формі тіла обертання. Такий елемент повертається навколо власної осі, розташованої перпендикулярно до напрямку руху робочого середовища. У запірному елементі (затворі), який часто називають *пробкою*, передбачено отвір, через який може проходити потік [3].

Кран перебуває у відкритому стані тоді, коли отвір у затворі співпадає з напрямком осі трубопроводу – у цьому положенні робоче середовище вільно проходить крізь арматуру. Якщо ж повернути затвор на 90°, отвір стане перпендикулярним до осі трубопроводу, що повністю перекриває потік, тобто кран переходить у закрите положення. Таким чином, зміна стану крана (відкрито/закрито) здійснюється одним поворотом затвора на 90°, тому більшість кранів обладнані рукояткою для зручності керування.

Будь-який кран конструктивно складається з двох основних частин:

– корпусу, який залишається нерухомим;

– затвора, який повертається і безпосередньо виконує запірну або регулюючу функцію

Принципова схема крана представлена на рис 4 [7].

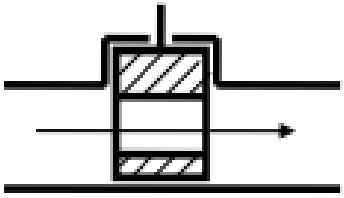


Рис. 4 - Принципова схема крана

Класифікувати крани можна так [3]:

Залежно від характеру руху пробки:

- крани з обертанням пробки без підйому;
- крани з обертанням пробки та з її підйомом (віджимом) перед поворотом та подальшим опусканням (притиском) після повороту.

Корпуси та затвори кранів виготовляють із широкого спектра матеріалів, залежно від умов експлуатації: бронзи, латуні, цинково-алюмінієвих сплавів, чавуну, сталі, титану, полімерів, кераміки, графітових композицій тощо. Ущільнювальні поверхні виконують із металевих, полімерних або графітових матеріалів, що забезпечує необхідний рівень герметичності та зносостійкості.

За конструкцією корпусу виділяють кілька типів кранів:

– з роз’ємним корпусом, у якому площина роз’єму може бути паралельною, перпендикулярною або похилою до осі трубопроводу;

– з нероз’ємним (суцільнолитим) корпусом, що забезпечує підвищену жорсткість і надійність.

Сфера застосування кранів обмежена допустимими тисками, оскільки в конструкції присутні елементи ковзання, що збільшують навантаження на запірну пару та визначають граничні експлуатаційні характеристики виробу

Залежно від геометричної форми ущільнювальних поверхонь пробки та

затвора крани поділяють на три основні типи:

- кульовий або сферичний затвор, рис 5-а;
- циліндричні, рис 5-б;
- конусний, рис 5-ст.

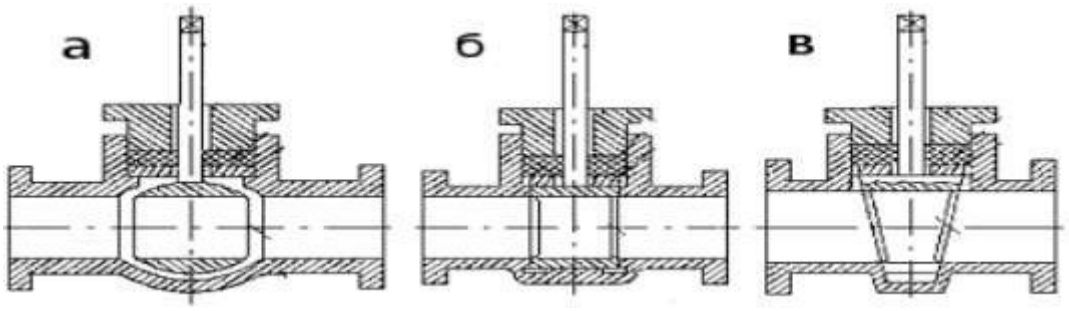


Рис 5 – Крани. а – кульовий, б – циліндричний, в – конічний.

Переваги кранів:

- малий час відкриття та закриття (для відкриття/закриття достатньо повернути маховик на 90°)
- незначна величина гідравлічний опір;
- невелика будівельна висота та довжина;
- повнопрохідність, у кульових кранах, що допускає можливість механізованого очищення трубопроводу;
- простота конструкції та управління;
- можливість застосування при роботі з в'язкими або забрудненими середовищами;
- універсальність (можливість використання як запірний або регулюючий пристрій).

Недоліки кранів:

- для управління кранами з великими умовними діаметрами проходу, необхідні великі значення моментів, що крутять;
- зниження герметичність в конусних крани, з занерівномірного

зносу за висотою пробок;

- необхідність застосування (для деяких різновидів) неметалевих ущільнювальних елементів;

1.4.6. Затвори

Затвор – це різновид промислової трубопровідної арматури, у якій запірний або регулювальний елемент здійснює поворот навколо осі, що не збігається з його власною геометричною віссю. Таке визначення наведено у ДСТУ 24856-81. У сучасній редакції ДСТУ для трубопровідної арматури залишено лише поняття *дискового затвора* [3].

Дисковий затвор – це тип запірно-регулюючої арматури, у якому робочий елемент виконаний у вигляді диска, що повертається навколо осі, розташованої перпендикулярно або під певним кутом до напрямку потоку середовища. Використання термінів «заслінка», «запірна заслінка», «поворотний затвор» є некоректним. Також неправильно застосовувати назви «відкидний клапан», «поворотний клапан», «клапан батерфляй», «дросельний клапан».

Робочим ходом дискового затвора є кутове переміщення диска, що забезпечує відкриття, перекриття або дроселювання потоку. Приводити в дію такий затвор можна вручну або за допомогою електроприводу.

У промислових системах дискові затвори використовують у кількох основних конфігураціях:

• **Запірно-регулювальні елементи у вентиляційних системах** (дросельні заслінки). Наприклад, дросельна заслінка типу КР-150 (рис. 6) застосовується для керування витратою повітря. Для протидії поширенню продуктів горіння або полум’я повітроводами встановлюють протипожежні клапани (рис. 7).

• **Арматура для роботи з сипучими матеріалами** (рис. 8). Її використовують для дозування, транспортування та подачі порошкових і гранульованих середовищ. Запірно-регулюючі дискові механізми широко застосовують у багатьох галузях, де необхідне надійне керування потоками сипких речовин.

• **Зворотні затвори** (не плутати зі зворотними клапанами) (рис. 9). Такі пристрої запобігають зворотному руху потоку при аварійному розриві або різкій зміні тиску. Відмінність між зворотним затвором і зворотним клапаном полягає у конструкції запірного елемента: у клапана це золотник, тоді як у затвора – диск (інколи званий «хлопавкою»). Також зворотні клапани виготовляють у прохідному та кутовому виконанні, тоді як зворотні затвори випускають лише прохідного типу.

• **Дискові затвори у трубопровідних системах для газів та рідин.** Вони виконують функції запірно-регулюючих пристроїв при транспортуванні газу, води, пари, нафти, мастил та інших неагресивних рідин. Такі затвори є стандартними елементами у нафтогазовій, переробній, хімічній, металургійній та енергетичній галузях, де їх цінують за простоту конструкції, швидкодію та надійність

.



Рис 6 - Дросельна кругла заслінка типу



Рис 7 - Клапан протипожежний систем вентиляції



Рис 8 - Зовнішній вигляд затворів: а - відкидний типу; б - затвор для відкритих резервуарів

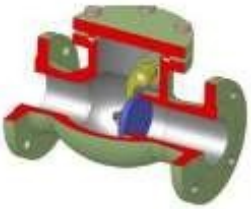


Рис. 9 - Зворотний затвор

РОЗДІЛ 2. Аналіз технологічного процесу та об’єкта керування

Історичні витоки появи дискових затворів сягають давніх часів. Відомо, що конструкції, подібні до сучасних захлопок, застосовувалися ще у водопідіймальних механізмах цивілізацій античного світу – зокрема, у Греції та Римі [9].

У період 1774–1784 рр. видатний англійський інженер Джеймс Уатт, працюючи над модернізацією парової машини, включив до її конструкції поворотний запірний елемент, що фактично став одним із прообразів сучасного дискового затвора.

На початку XX століття технологія отримала новий імпульс розвитку. У 1901 році в паливній системі автомобіля *Mercedes*, зібраного в Німеччині, було вперше застосовано поворотний дисковий затвор, який тоді називали «дросельною заслінкою».

У ранній період використання такі затвори встановлювали переважно на трубопроводах великого діаметра й розглядали як арматуру з відносно невисоким рівнем герметичності. Подальший прогрес у конструктивних рішеннях дав змогу застосовувати їх при значно вищих температурах та тисках, що відкрило можливість впровадження в галузях із жорсткими умовами експлуатації.

Справжній прорив у розвитку дискових затворів відбувся з появою нових ущільнювальних матеріалів, появі яких сприяло стрімке зростання хімічної промисловості. Використання полімерів, еластомерів і спеціальних композицій дозволило суттєво підвищити герметичність, довговічність і діапазон робочих параметрів цих пристроїв, що, у свою чергу, значно розширило сферу їх застосування.

2.1. Назва дискового затвора

У практиці використання дискових затворів протягом тривалого часу застосовувалися різноманітні найменування: *заслінка, дросельна заслінка, дросель-клапан, герметичний клапан (гермоклапан), поворотний елемент*

тощо [9]. Така різноманітність термінів пов’язана з конструктивними та функціональними особливостями арматури, а також історичною еволюцією її застосування.

Назва «дисковий затвор» також може набувати уточнень залежно від виконання та функції. Наприклад, зворотна арматура, конструктивно побудована на принципі дискового затвора та призначена для запобігання зворотному руху робочого середовища, у нормативних джерелах і технічній літературі визначається як *зворотний затвор*. Якщо ж у його конструкції застосовано двопелюстковий диск, пружинно навантажений до сідла, то використовують термін *зворотний двостулковий затвор*. Водночас чинні стандарти ДСТУ наголошують на недоцільності використання побутової назви «бавовна» для таких виробів.

Згідно з вимогами ДСТУ «Арматура трубопровідна. Терміни та визначення», дисковий затвор належить до типу трубопровідної арматури, у якій запірний або регулюючий елемент виконаний у вигляді диска, що здійснює обертання навколо осі, розташованої перпендикулярно або під певним кутом до напрямку течії робочого середовища.

Конструктивно дисковий затвор (рис. 10) являє собою компактний циліндричний корпус, крізь який проходить потік робочого середовища. Усередині корпусу розташований робочий орган – диск, змонтований на штоку та здатний обертатися навколо своєї осі. Повертаючись, диск притискається до сідла, оснащеного еластичним ущільнювальним кільцем (найчастіше гумовим), забезпечуючи герметичне перекриття потоку або регулювання його витрати. Така конструкція забезпечує простоту, надійність і можливість роботи у широкому діапазоні умов.



Рис.10 - Влаштування дискового затвора

Однією з характерних тенденцій сучасного науково-технічного прогресу є функціональний розподіл властивостей між матеріалами, що працюють у парі. Один матеріал забезпечує необхідну механічну міцність, тоді як інший відповідає за експлуатаційні та спеціальні функціональні характеристики. Подібний підхід дає змогу істотно підвищувати робочі параметри елементів технічних систем та суттєво знижувати їх матеріаломісткість.

Ця концепція широко реалізується у конструкції дискових затворів, зокрема у використанні вкладишів (вторинних корпусів), що також позначаються термінами «сорочка» або «сідло». Вкладиші можуть бути знімними або інтегрованими в корпус. За такої конструкції робоче середовище контактує лише з диском та ущільнювальним елементом, що усуває необхідність добору матеріалу корпусу відповідно до хімічного складу середовища. У більшості випадків це дає змогу застосовувати чавун, суттєво знижуючи загальну собівартість виробу. Крім того, використання вкладиша унеможливлює потребу в додаткових ущільненнях під час монтажу затвора між фланцями трубопроводу.

Корпуси дискових затворів переважно виготовляють із чавуну та сталі. Чавун представлений сірим або високоміцним чавуном з кулястим графітом.

Сталеві корпуси виробляють із вуглецевих, низьколегованих холодостійких, нержавіючих сталей, зокрема таких, що містять молібден. Рідше застосовуються конструкції з кольорових металів – алюмінієвих сплавів, бронзи або монелю (нікель-мідний сплав).

Робочий орган – диск – зазвичай виготовляється зі сталі або чавуну, однак у спеціальних випадках його виконують із титану чи бронзи. Наприклад, бронзові диски доцільно використовуються в умовах контакту з морською водою, тоді як нержавіюча сталь оптимально підходить для харчових середовищ. Для виготовлення штоків застосовують леговані або корозійностійкі сталі.

Для футерування корпусів затворів методом вулканізації використовують різні полімерні матеріали: армовані композити, високомолекулярний поліетилен, полівінілдієнфторид, полівінілхлорид, політетрафторетилен (фторопласт-4), поліхлортрифторетилен. У результаті формується монолітне незнімне покриття, що забезпечує підвищений захист від механічного, фізичного та хімічного впливу.

Знімні вкладиші виготовляються з каучуків різних типів: EPDM, хлоропренових (Neoprene), фторорганічних (Viton), нітрильних, а також з поліетилену Hypalon та гуми. Конструктивно вкладиші можуть бути еластомірними або комбінованими (гумометалевими). Зокрема, у затворах серій «Ексклюзив» та «Ексклюзив-М» компанії WAMGROUP V2FS250 застосовуються гумометалеві вкладиші підвищеної зносостійкості, здатні витримувати підвищені тиск і температуру та забезпечувати роботу в умовах перекачування агресивних середовищ і абразивних домішок.

Для додаткового захисту від корозійного впливу робочого середовища корпус та диск покривають епоксидними матеріалами як ззовні, так і з внутрішнього боку. Епоксидне покриття забезпечує стійкість до атмосферних умов та захист від агресивних випарів. У разі роботи у хімічно активних або харчових середовищах застосовують повне полімерне футерування корпусу і диска – фторопластом, гумою, іншими стійкими матеріалами.

Додаткове покриття наноситься і на робочу поверхню диска.

Використання гумованих або футерованих дисків дозволяє експлуатувати затвори в агресивних та чутливих середовищах. При цьому можливість замінити леговані сталі вуглецевими дає змогу знизити вартість виробів без втрати експлуатаційних характеристик. Подібні рішення застосовуються в серіях компанії WAMGROUP.

Якісне полірування сферичної робочої поверхні диска забезпечує високу герметичність, зменшує необхідний момент обертання та збільшує ресурс ущільнювального елемента. Дискові затвори характеризуються невеликими гідравлічними втратами, високою герметичністю перекриття потоку в обох напрямках, відсутністю потреби в додаткових прокладках, мастилах та регулюванні, а також простотою технічного обслуговування.

Конструкція дискових затворів дозволяє поєднати функції регулювальної та запірної арматури в одному пристрої. Водночас сфера їх застосування обмежена умовами середнього та високого тиску, де конструктивні особливості такого типу арматури не забезпечують достатньої ефективності.

Переваги дискових затворів:

- Дискові затвори можна застосовувати на трубопроводах із великим діаметром;
- Затвори легко і просто монтуються та ремонтуються. Елементи ущільнення замінюються дуже швидко. Це можна зробити без демонтажу виробу;
- Затвори дуже прості в експлуатації;
- Затвори не потребують постійного догляду;
- Відсутні місця скупчення бруду;
- Простота конструкції, мала кількість деталей;
- Незначні значення гідравлічних опір.
- Невеликі габарити та мала вага. Недоліки дискових затворів:
- Утруднення отримання розрахункових пропускних

характеристик, якщо експлуатувати дисковий затвор як регулюючу заслінку;

- Дискові затвори, повністю виконання з металу (ущільнення метал) мають низький рівень герметичності;
- Погіршені гідравлічні характеристики затвора у відкритому положенні. Диск у відкритому положенні закриває прохід корпусу. За рахунок цього відбувається погіршення гідравлічних опорів. Очищення трубопроводу механічними пристроями утруднене;
- Необхідна установка редуктора для керування дисковим затвором, якщо він встановлений на трубопроводі великого діаметра.

2.2. Класифікація дискових затворів

1) За типом приєднання до трубопроводу [3]: фланцеві, під приварювання, муфтові; міжфланцеві (стяжні).

2) За матеріалами ущільнення у затворі: еластичне ущільнення, метал по металу.

3) За типом приводу: електричний, пневматичний, гідравлічний, ручний, ручний з редуктором, під дистанційне керування.

4) За вихідним положенням замикаючого (регулюючого) елемента (затвора):

- Нормально відкритий, при припиненні підведення енергії, що створює зусилля перестановки, затвор відкривається;
- Нормально закритий, при припиненні підведення енергії, що створює зусилля перестановки, затвор закривається.

5) За функціональному призначенню: запірний, регулюючий; запірно - регулюючий.

2.3. Конструктивне виконання дискових затворів

Дискові затвори за конструкцією «диск-ущільнення» можуть виготовлятися в наступних варіантах: ссиметричним диском; з одинарним ексцентриситетом; з подвійним ексцентриситетом; з потрійним ексцентриситетом [3].

2.3.1. Дисковий затвор із симетричним диском.

Розглянемо затвори із симетричним диском. Дискові затвори з симетричним диском мають у своїй основі еластичний елемент ущільнення (вкладиш) та диск у різних виконаннях (металевий або полімерним покриттям). Тип приєднання до трубопроводу – міжфланцевий (стяжний) [11].

Конструкція затвора із симетричним диском зображена на рис 11.

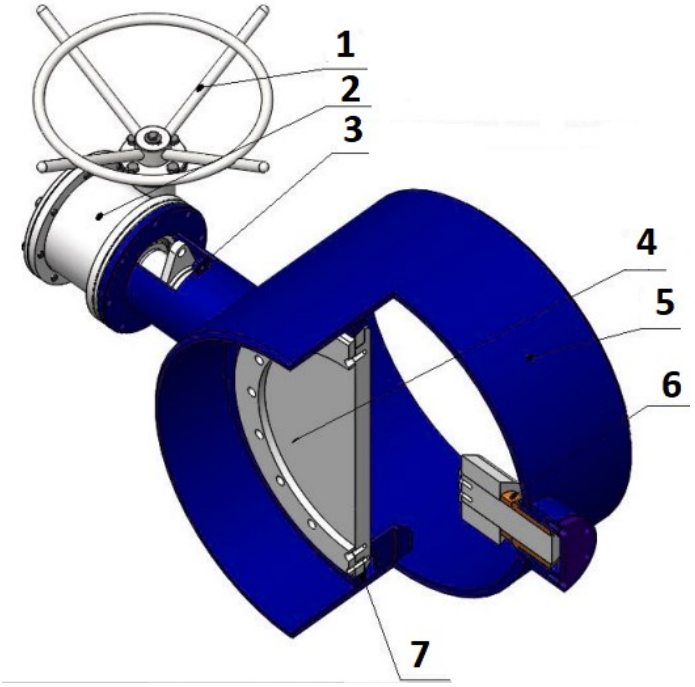


Рис 11 - Конструкція затвора із симетричним диском. 1 – Корпус. 2- Диск. 3 - Підшипникова втулка. 4 - Ламінальне ущілення 5 - Сальниковий вузол 6 - Редуктор 7 – Маховик

Конструкція являє собою поміщений у корпус із короткого відрізка труби диска, який обертається на валу. Вісь обертання диска перетинає вісь ущільнювального сідла. Кут повного повороту дорівнює 90 градусів. При положенні диска вздовж корпусу потік майже не відчуває опору при проходженні через затвор.

Встановлюють дискові затвори із симетричним диском у трубопроводах із низьким тиском.

Затвори поворотні з симетричним диском від інших типів трубопровідної арматури, що широко застосовуються, вигідно відрізняють

наступні переваги:

- мала вага;
- мала будівельна довжина;
- герметичне перекриття потоку в обох напрямках (клас А) за ДСТУ;
- ремонтопридатність;
- стійкість до середовищ із вмістом механічних домішок;
- висока пропускна спроможність;
- запірна та регулююча функція.

Важливим етапом еволюції конструкцій дискових затворів стало впровадження ексцентричного розташування диска. У такому виконанні вісь, навколо якої здійснюється обертання робочого елемента, навмисно зміщена відносно традиційного положення, коли вона проходить через вісь ущільнювального вузла [9].

Завдяки цьому технічному рішенню вдалося усунути тертя між ущільнювальними поверхнями в момент початку руху диска та під час його притискання у положення «Закрито». Це забезпечує щільніше та стабільніше прилягання, підвищує рівень герметичності й мінімізує ризик протікання. Вихід диска із зони контакту відбувається вже за незначного кута відкриття, що зменшує зношування ущільнювачів. Під час повернення в закрите положення досягається високий ступінь герметичності – аж до рівня класу А.

Сучасні дискові затвори можуть мати один, два або три ексцентриситети:

Перший ексцентриситет – ось обертання диска зміщена відносно площини ущільнювальної поверхні сідла.

Другий ексцентриситет – додаткове зміщення осі обертання щодо центральної осі трубопроводу.

Третій ексцентриситет – конічна поверхня ущільнення розташована під нахилом до осьової лінії трубопроводу, що усуває контакт між затвором і

сідлом у процесі руху.

Поєднання цих ексцентриситетів забезпечує зменшення сил тертя, підвищену довговічність ущільнень та можливість роботи в умовах більш високого тиску й температур

2.3.2. Дисковий затвор із одинарним ексцентриситетом

Дискові затвори з одинарним ексцентриситетом є промисловою арматурою, призначеною для повного відкриття або закриття руху потоку. Їх можна застосовувати і для регулювання потоку робочого середовища. При тривалому застосуванні в режимі регулювання не можна гарантувати 100% герметичність затвора при закритті [12]

У конструкції затвора одинарний ексцентриситет (рис 12) - вісь валу, що управляє, не збігається з віссю ущільнення.

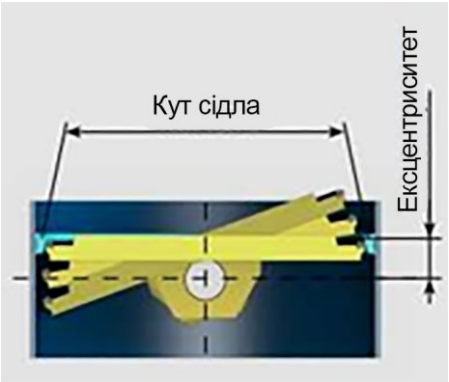


Рис. 12 – Дисковий затвор із одинарним ексцентриситетом

Робочий орган (диск) закріплений на керуючому валу і цапфі, які встановлені в підшипниках ковзання, що самозмазуються. Вал ущільнений за допомогою кільця ущільнювача круглого перерізу (рисунок 13).



Рис 13 – Вал затвора з одинарним ексцентриситетом

Цапфа ущільнена плоскою безазбестовою прокладкою (рисунок 14). Ущільнення прилягає до конічної поверхні сідла і разом з диском дотискається тиском, який розвиває робоче середовище, в сідло, завдяки цьому досягається абсолютна герметичність в цьому напрямку. У протилежному напрямку герметичність обмежена.

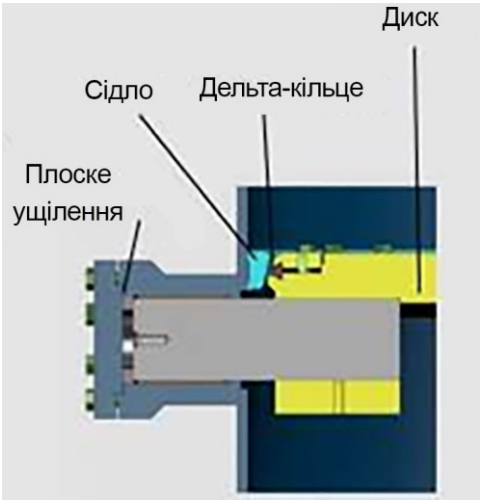


Рис. 14 – Ущільнення дискового затвора з одинарним ексцентриситетом

Дискові затвори з одинарним ексцентриситетом зазвичай виготовляють із чавуну або вуглецевої сталі, що обумовлено доступністю матеріалів та достатніми експлуатаційними характеристиками для більшості стандартних умов роботи. До ключових переваг такого типу затворів належать компактні габарити, невелика маса, відсутність потреби у складному технічному обслуговуванні, високий рівень ремонтопридатності, тривалий строк служби (у середньому 10–15 років), а також порівняно низька вартість.

Дискові затвори з подвійним ексцентриситетом належать до категорії промислової трубопровідної арматури й призначені як для повного перекриття або відкриття потоку, так і для виконання функцій регулювання витрати робочого середовища. Проте за тривалої експлуатації в режимі регулювання не гарантується збереження стовідсоткової герметичності при закритті затвора [12].

Конструктивна схема дискового затвора з подвійним ексцентриситетом

наведена на рис. 15. Його особливістю є подвійне зміщення осей:

Вісь приводного валу зміщена відносно осі ущільнювальної поверхні диска (1).

Ось приводного валу також не збігається з центральною віссю потоку робочого середовища (2).

Завдяки такому конструктивному виконанню зменшується контакт між диском і сідлом у процесі переміщення, що знижує зношування вузлів, зменшує необхідний момент обертання та підвищує загальний ресурс затвора.

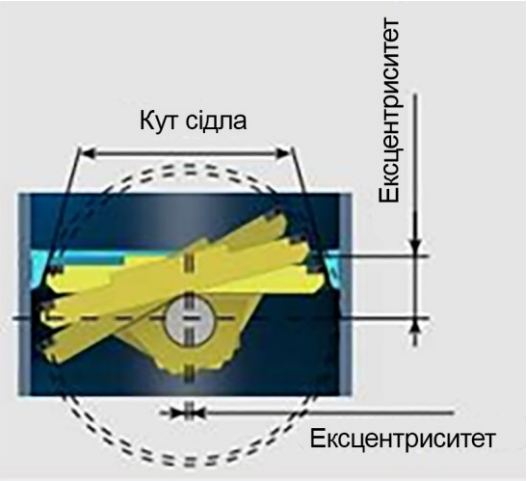


Рис. 15 -Дисковий затвор з подвійним ексцентриситетом

Диск закріплений на керуючому валу і цапфі (рисунок 16), які поворотно встановлені в підшипниках ковзання, що самозмазуються. Вал ущільнений за допомогою сальникового ущільнення.

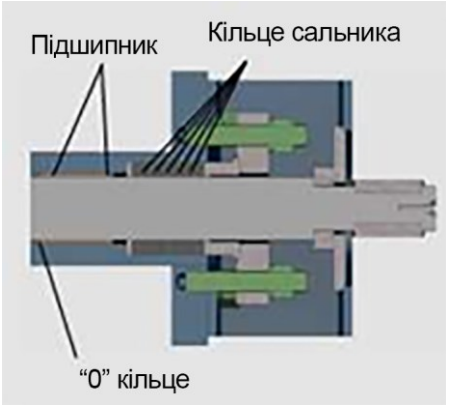


Рис 16 - Вал затвора з подвійним ексцентриситетом

Цапфа ущільнена плоскою безазбестовою прокладкою (рисунок 17).

Ущільнення прилягає до конічної поверхні сідла і разом із диском дотискається тиском, який розвиває робоче середовище, до сідла, за рахунок цього досягається абсолютна герметичність у цьому напрямку. У протилежному напрямку герметичність обмежена.

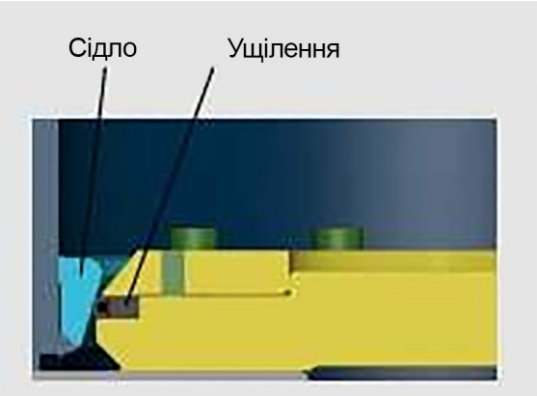


Рис. 17 - Ущільнення дискового затвора з подвійним ексцентриситетом

У дискових затворів розміром DN 80-125 головне кільце ущільнювача в корпусі закріплюється за допомогою притискного кільця (рисунок 18).



Рис. 18 - Ущільнення дискового затвора з подвійним ексцентриситетом за допомогою притискного кільця

2.3.3. Дисковий затвор з потрійним ексцентриситетом

Дискові затвори з потрійним ексцентриситетом належать до промислової трубопровідної арматури, призначеної для повного перекриття або відкриття потоку робочого середовища. Їх також можна використовувати як регулювальні елементи, однак у разі тривалої експлуатації в режимі

регулювання гарантувати збереження абсолютної герметичності неможливо.

Конструктивно такі затвори оснащені металевим диском із багатошаровим металографітовим ущільненням та корпусом із легованої сталі, у якому сформовано сідло. Під’єднання до трубопроводу виконується за фланцевою схемою.

Особливості конструкції з потрійним ексцентриситетом забезпечують низку технічних переваг: момент відкривання та закривання зменшується завдяки тому, що ущільнювальний елемент практично миттєво виходить із контакту з поверхнею сідла, а зворотний контакт відбувається лише на завершальній фазі закриття. Завдяки цьому процес переміщення диска супроводжується мінімальним тертям між ущільнювальними елементами, що збільшує строк служби арматури. Крім того, затвор зберігає герметичність у двох напрямках руху середовища.

РОЗДІЛ 3. Вибір обладнання і розрахунок основних характеристик

Підбору надійної та довговічної трубопровідної арматури, у нашому випадку дискового затвора, на сьогоднішній день не втрачає своєї актуальності. Адже саме від роботи якісного, зручного в експлуатації та ремонті затвора залежить ефективність функціонування цілої системи газо-, нафти-, водо- та теплопостачання.

Найбільше на вибір затвора впливають фізичні властивості робочого середовища (потоку), яке проходитиме через затвор у відкритому стані. Робоче середовище визначає матеріал, з якого буде виготовлений поворотний диск та внутрішня поверхня затвора. Так, наприклад, для харчових продуктів використовують затвори, елементи яких виготовлені з нержавіючих сталей і спеціальних полімерів, хімічно інертних до продукту, що подається. Для роботи в умовах підвищеної запиленості необхідно використовувати затвори спеціального вибухобезпечного виконання.

Не менш важливий фактор, який впливає на вибір затвора, це робочий тиск матеріалу. Для дискових поворотних затворів, що використовуються для роботи з сухими сипучими продуктами, тиск зазвичай не перевищує 20.265 кН·м^2, оскільки на продукт діють лише сили тяжіння. Якщо передбачуваний тиск перевищує це значення, слід розглядати поворотні затвори, що мають чавунний корпус.

Геометричні параметри також є важливим критерієм вибору. Основним з них є умовний діаметр прохідного перерізу дискового затвора (ДУ, DN), який вибирається з нормалізованого розмірного ряду ДУ100, ДУ150, ДУ200, ДУ250, ДУ300, ДУ350 та ДУ400мм. У відповідно до вихідної горловини бункера (силосу), підбирають найбільш підходящу форму монтажних фланців.

Наприкінці, залишається визначитися з бажаним типом приводу, який керуватиме роботою дискового затвора.

Вибираємо дисковий затвор фірми WAMGROUP V2FS250

WAMGROUP – провідний виробник сучасної запірно-регулюючої та захисної трубопровідної арматури.

Завдяки різноманітності та універсальності представленого асортименту продукція WAMGROUP знайшла застосування у різних галузях. Сучасного промислового виробництва: нафтогазопереробної та нафтогазовидобувної галузей, теплоенергетики, атомної, хімічної та металургійної промисловості, систем водопостачання та ПЕК.

WAMGROUP V2FS250 виготовляє два типи дискових затворів:

- із симетричним диском
- із потрійним ексцентриситетом

За каталогом фірми вибираємо дисковий затвор V2FS250. До нього пропонується електропривод AUMA SQ 07.2 Потужність електроприводу AUMA SQ 07.2 дорівнює 170 Вт з номінальним моментом, що крутить, на виході 250 Н·м. Час відкриття затвора (поворот на 90°) 63 сек.

Виберемо як виконавчий механізм трубопровідної арматури асинхронний двигун WEG W22 IE3 0.18 kW 4P, frame 63 потужністю 180 Вт.

Для досягнення необхідного моменту, що крутить, на вихідній ланці ЕП і забезпечення необхідного часу відкриття затвора 40 ... 63 необхідно вибрати редуктор. Виберемо черв'ячний редуктор NORD FLEXBLOC SK 1SI63/31, double-worm з передатним відношенням 1600. Момент на виході редуктора дорівнює 244 Н·м

Габаритні та приєднувальні розміри редукторів NORD FLEXBLOC SK 1SI63/31, double-worm представлені на рис 22.

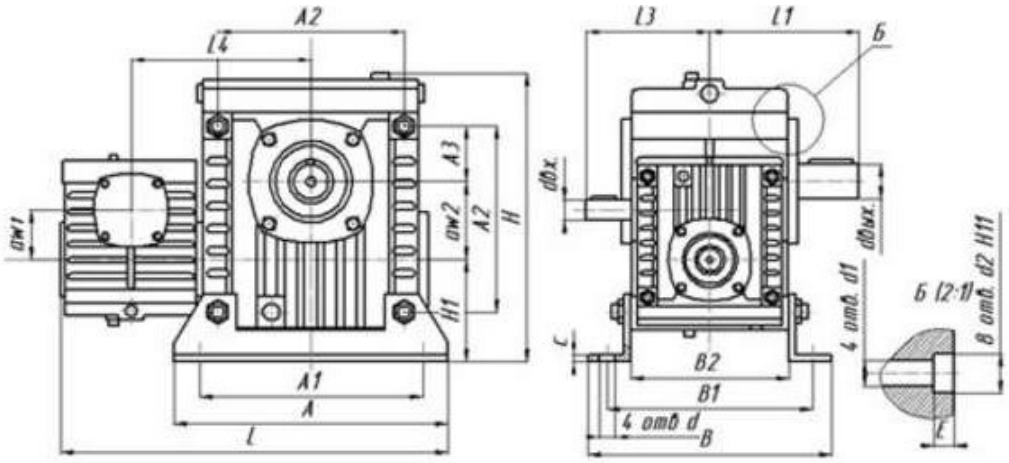


Рис 22 - Габаритні та приєднувальні розміри редукторів NORD FLEXBLOC SK 1SI63/31

3.1. Розрахунок та визначення параметрів двигуна дискового затвора

3.1.1. Визначення параметрів Т–образної схеми асинхронного двигуна WEG W22 IE3

Довідкові технічні дані асинхронного двигуна WEG W22 IE3 4Рнаведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні дані WEG W22 IE3

$P_{ном}$, кВт	$n_{ном}$, об/хв	n_0, об/хв	ККД(η), %	cosφ, о.	$I_{пуск}/I_{ном}$	$M_{пуск}/M_{ном}$	$M_{макс}/M_{ном}$	$M_{хв}/M_{ном}$	J, кг·м^2
0,18	1350	1500	56	0,67	5	2,2	2,2	1	0,0008

Для розрахунку характеристик асинхронного двигуна, як правило, користуються його математичною моделлю, яка у випадку представлена різними схемами заміщення. Найбільш простою та зручною для інженерних розрахунків асинхронного двигуна є Т - образна схема заміщення (рис. 23) [15].

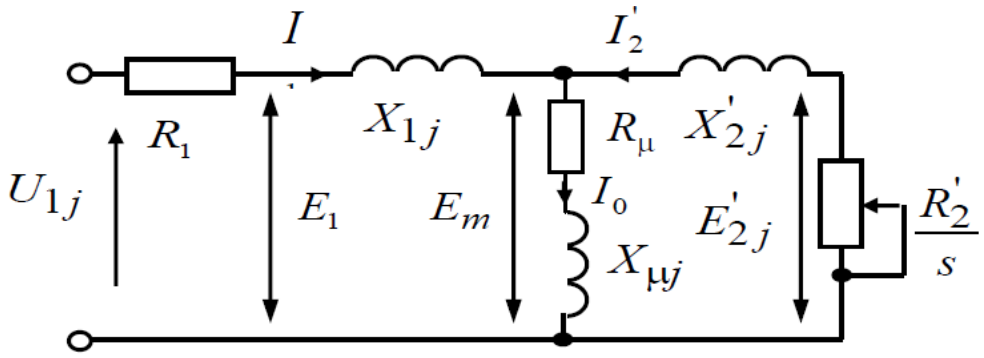


Рис. 23 - Схема заміщення асинхронного двигуна

На малюнку прийняті такі позначення:

Uj- фазна напруга статора;

R_1- активний опір обмотки статора;

$X_{1\sigma}$- індуктивне опір розсіювання обмотки статора;

I_1- струм обмотки статора;

E_1- ЕРС обмотки статора;

R'^2- активний опір обмотки ротора, приведений до обмотки статора;

X'2σ- індуктивний опір розсіювання обмотки ротора, приведений до обмотування статора;

Em- ЕРС від головного магнітного поля машини;

E'^2- ЕРС обмотки ротора, що приведена до обмотки статора;

I_0- струм холостого ходу асинхронного двигуна;

s- ковзання.

Основні рівняння асинхронного двигуна, відповідні обраної схеми заміщення:

Синхронна кутова частота обертання:

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30} = \frac{\cdot 1500}{30} = 157,08 \text{ рад/ с}.$$

Номінальна частота обертання:

$$\omega_н = (1 - s_н) \cdot \omega_0 = (1 - 0,10) \cdot 157,08 = 141,372 \text{ рад/ с}.$$

Струм холостого ходу асинхронного двигуна:

$$I_0 = \sqrt{\frac{{I_{11}}^2 - \left(p_{ж} \cdot I_{1н} \cdot \frac{1-s_н}{1-p_{ж} \cdot s_н}\right)^2}{1-\left(p_{ж} \cdot \frac{1-s_н}{1-p_{ж} \cdot s_н}\right)}} = \sqrt{\frac{0{,}64^2 - \left(0{,}75 \cdot 0{,}727 \cdot \frac{1-0{,}1}{1-0{,}75 \cdot 0{,}1}\right)^2}{1-\left(0{,}75 \cdot \frac{1-0{,}1}{1-0{,}75 \cdot 0{,}1}\right)}} = 0{,}524 \text{ А},$$

де $p_{ж} = 0{,}75$ - коефіцієнт завантаження двигуна.

Номінальний струм статора:

$$I_{1н} = \frac{P_{двн} \cdot 1000}{3 \cdot U_{1н} \cdot \cos\varphi_н \cdot \eta_н} = \frac{0{,}18 \cdot 1000}{3 \cdot 220 \cdot 0{,}67 \cdot 0{,}56} = 0{,}67 \text{ А}.$$

Номінальний момент двигуна:

$$P_н = \frac{P_{двн} \cdot 1000}{\omega_н} = \frac{0{,}18 \cdot 1000}{141{,}372} = 1{,}273 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Струм фази статора при частковому завантаженні:

$$I_{11} = \frac{p_{ж} \cdot P_{двн}}{3 \cdot U_{1н} \cdot \cos\varphi_z \cdot \eta_z} = \frac{0{,}75 \cdot 180}{3 \cdot 220 \cdot 0{,}612 \cdot 0{,}522} = 0{,}64 \text{ А}.$$

Коефіцієнт потужності при частковому завантаженні приймаємо згідно:

$$\cos\varphi_z = \cos\varphi + \Delta\cos\varphi_z = 0{,}67 - 0{,}058 = 0{,}612.$$

Коефіцієнт корисної дії при частковому завантаженні приймаємо згідно:

$$\eta_z = \eta + \Delta\eta_z = 0{,}56 - 0{,}038 = 0{,}522.$$

Активний опір обмотки ротора, приведений до обмотування статора асинхронного двигуна:

$$R_2^{'} = \frac{3 \cdot {U_{1ф}}^2 \cdot (1-s_н)}{2 \cdot m_k \cdot P_н \cdot c1^2 \cdot (\beta + \frac{1}{s_k})} = \frac{3 \cdot 220^2 \cdot (1-0{,}1)}{2 \cdot 2{,}2 \cdot 180 \cdot 1{,}072^2 \cdot (1 + \frac{1}{0{,}555})} = 51{,}246 \text{ Ом}.$$

Визначимо коефіцієнти:

$$c_1 = 1 + \frac{I_0}{2 \cdot k_i \cdot I_{1н}} = 1 + \frac{0,524}{2 \cdot 5 \cdot 0,727} = 1,072.$$

Критичне ковзання:

$$s_к = s_н \cdot \frac{k_{max} + \sqrt{k_{max}{}^2 - (1 - 2 \cdot s_н \cdot \beta \cdot (k_{max} - 1))}}{1 - 2 \cdot s_н \cdot \beta \cdot (k_{max} - 1)} = 0,1 \cdot \frac{2,2 + \sqrt{2,2^2 - (1 - 2 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot (2,2 - 1))}}{1 - 2 \cdot 0,1 \cdot 1 \cdot (2,2 - 1)} = 0,555.$$

Активний опір статорної обмотки можна визначити за таким виразом:

$$R_1 = c_1 \cdot R_2^{'} \cdot \beta = 1,072 \cdot 51,246 \cdot 1 = 54,943 \text{ Ом}.$$

Визначимо параметр (γ), який дозволить знайти індуктивний опір короткого замикання (*X*к):

$$\gamma = \sqrt{\left(\frac{1}{s_к^2}\right) - \beta^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{0,555^2}\right) - 1^2} = 1,498,$$

тоді

$$X_{кн} = \gamma \cdot c_1 \cdot R_2^{'} = 1,498 \cdot 1,072 \cdot 51,246 = 82,297 \text{ Ом}.$$

Індуктивний опір обмотки статора може бути визначений за наступним виразом:

$$X_{1н} = 0,42 \cdot X_{кн} = 0,42 \cdot 82,297 = 34,565 \text{ Ом}.$$

Індуктивність обмотки статора, обумовлена потоком розсіювання, в номінальному режимі:

$$L_{1н} = \frac{X_{1н}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1н}} = \frac{34,565}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 0,11 \text{ Гн}.$$

Індуктивний опір роторний обмотки, наведений до статорної, може

бути розраховано:

$$X'_{2н} = \frac{0,58 \cdot X_{кн}}{c_1} = \frac{0,58 \cdot 82,297}{1,072} = 44,52 \text{ Ом}.$$

Індуктивність обмотки ротора, обумовлена потоком розсіювання, в номінальному режимі:

$$L'_{2н} = \frac{X'_{2н}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1н}} = \frac{44,52}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 0,142 \text{ Гн}.$$

За даними значення $C_1, R'_2, X_{КН}$ визначимо критичне ковзання:

$$s_{k1} = \frac{C_1 \cdot R'_2}{\sqrt{R_1^2 + X_{кн}^2}} = \frac{1,066 \cdot 2,164}{\sqrt{2,164^2 + 48,969^2}} = 0,555.$$

Якщо розраховані значення $s_{к1}, s_к$ не рівні, необхідно внести поправку, яка буде в діапазоні 0,6 - 2,5.

Згідно з векторною діаграмою ЕРС гілки намагнічування Е1, наведена потоком повітряного зазору в обмотці статора в номінальному режимі, дорівнює:

$$E_1 = \sqrt{(U_{1н} \cdot \cos\varphi_н - I_{1н} \cdot R_1)^2 + (U_{1н} \cdot \sin\varphi_н - I_{1н} \cdot X_{1н})} =$$
$$\sqrt{(220 \cdot 0,67 - 0,727 \cdot 54,943)^2 + (220 \cdot 0,742 -, 727 \cdot 34,565)} = 175,06$$

Тоді індуктивний опір контуру намагнічування:

$$X_{\mu н} = \frac{E_1}{I_0} = \frac{175,06}{0,524} = 333,777 \text{ Ом}.$$

Результуюча індуктивність, обумовлена магнітним потоком повітряного зазору, що створюється сумарною дією струмів статора (індуктивність контуру намагнічування):

$$L_{\mu н} = \frac{X_{\mu н}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1н}} = \frac{175,06}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 1,062 \text{Гн}.$$

Перевірка адекватності розрахункових параметрів двигуна:

За знайдених параметрів розраховуються значення номінального електромагнітного моменту двигуна $M_{\text{ем.н}}$; $M^*_{\text{ем.н}}$:

$$M_{\text{ем.н1}} = \frac{3 \cdot U_{1\text{фн}}^2 \cdot R_2^{'}}{\omega_0 \cdot s_{\text{н}} \left[X_{\text{кн}}^2 + \left(R_1 + \frac{R_2^{'}}{s_{\text{н}}} \right)^2 + \left(\frac{R_1 \cdot R_2^{'}}{s_{\text{н}} \cdot X_\mu} \right)^2 \right]}$$

$$M_{\text{ем.н1}} = \frac{3 \cdot 220^2 \cdot 51,246}{157,08 \cdot 0,1 \left[82,297^2 + \left(54,943 + \frac{51,246}{0,1} \right)^2 + \left(\frac{54,943 \cdot 51,246}{0,1 \cdot 333,777} \right)^2 \right]} = 1,411 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M^*_{\text{ем.н2}} = \frac{3}{2} \cdot z_p \cdot \frac{L_\mu}{L_\mu + L_{2\sigma}} \cdot \Psi_{2\text{н}} \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{I_{1\text{н}}^2 - I_0^2}$$

$$M^*_{\text{ем.н2}} = \frac{3}{2} \cdot 2 \cdot \frac{1,062}{1,062 + 0,142} \cdot 0,788 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{0,727^2 - 0,524^2} = 1,485 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\Psi_{2\text{н}} = \sqrt{2} \cdot I_0 \cdot L_\mu = \sqrt{2} \cdot 0,524 \cdot 1,062 = 0,788 \text{ Вб}.$$

Повинні виконуватись умови:

$$M_{\text{дв.н}} < M_{\text{ем.н1}} \le 1,1 \cdot M_{\text{дв.н}} = 1,273 < 1,411 < 1,401 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
$$M_{\text{ем.н1}} = M_{\text{ем.н2}} = 1,411 = 1,485 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За результатами розрахунку ці умови виконуються.

Таблиця 2 - Параметри схеми заміщення WEG W22 IE3 0.18 kW 4P

R_s	R_r	L_s	L_r	L_m
54,943	51,246	0,11	0,142	1,062

3.2. Розрахунок і побудова природної механічної і електромеханічних характеристик

Розрахуємо та побудуємо природну механічну характеристику

$$M(\omega_r) = \frac{3 \cdot U_{1фн}^2 \cdot R_2^{'}}{\omega_0 \cdot \frac{\omega_0 - \omega_r}{\omega_0} \cdot [X_{кн}^2 + \left(R_1 + \frac{R_2^{'}}{\frac{\omega_0 - \omega_r}{\omega_0}} \right)^2 + \left(\frac{R_1 \cdot R_2^{'}}{\frac{\omega_0 - \omega_r}{\omega_0} \cdot X_\mu} \right)^2]};$$

$$\omega_r = (\omega_0 + 0,0001), (\omega_0 - 2) .. \text{а};$$

Розрахуємо критичний момент двигуна по його розрахованим параметрам:

$$M_{емк} = \frac{3 \cdot U_{1фн}^2 \cdot R_2^{'}}{\omega_0 \cdot s_{кр} \left[X_{кн}^2 + \left(R_1 + \frac{R_2^{'}}{s_{кр}} \right)^2 + \left(\frac{R_1 \cdot R_2^{'}}{s_{кр} \cdot X_\mu} \right)^2 \right]}$$

$$M_{емк} = \frac{3 \cdot 220^2 \cdot 51,246}{157,08 \cdot 0,525 \left[82,297^2 + \left(54,943 + \frac{51,246}{0,525} \right)^2 + \left(\frac{54,943 \cdot 51,246}{0,525 \cdot 333,777} \right)^2 \right]} = 2,977 \text{ Н}$$

Критичний момент по паспортним даними розраховується за формулою:

$$M_{кр} = M_{ном} \cdot k_{макс} = 1,273 \cdot 2,2 = 2,801 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Момент пусковий:

$$M_{п} = M_{ном} \cdot k_{п} = 1,273 \cdot 2,2 = 2,801 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

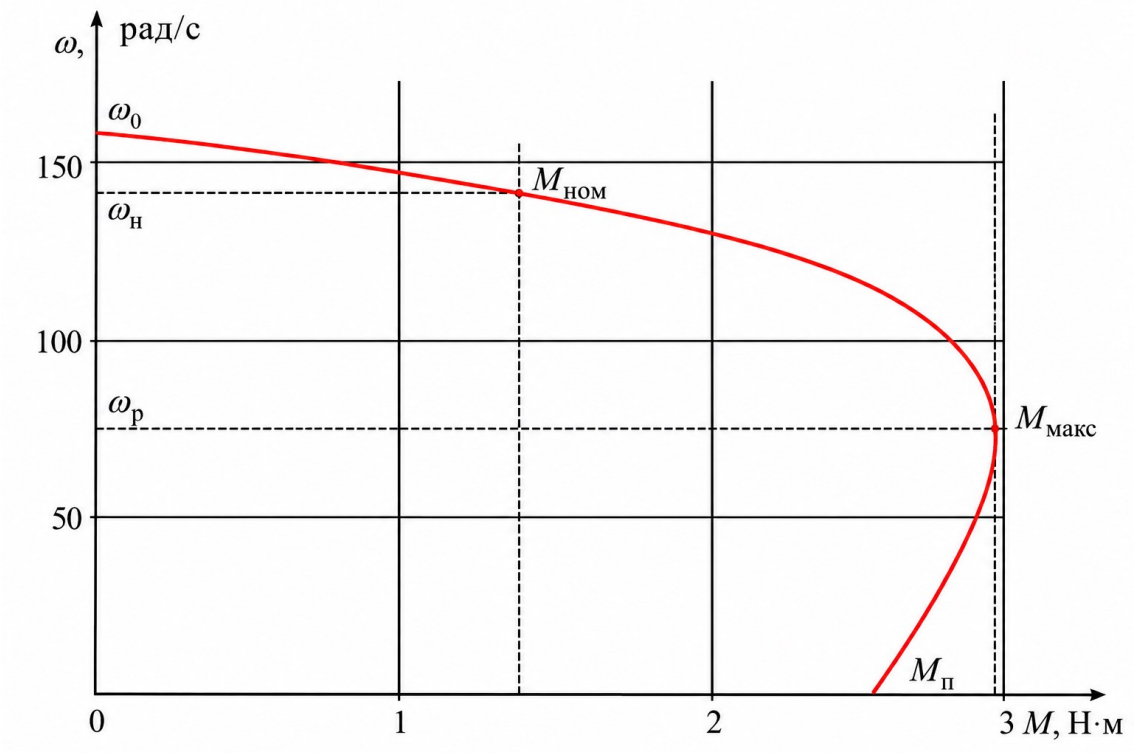


Рис. 24 – Природна механічна характеристика асинхронного двигуна

Розрахуємо і побудуємо природну електромеханічну характеристику:

$$I_1(\omega_i) = \sqrt{I_0^2 + I_2'(\omega_i)^2 + 2 \cdot I_0 \cdot I_2'(\omega_i) \cdot \sin\phi_2};$$

$$\sin\phi_2(\omega_i) = \frac{X_{кн}}{\sqrt{(R_1 + \frac{R_2'}{\frac{\omega_0 - \omega_i}{\omega_0}})^2 + X_{кн}^2}};$$

За вищенаведеним формулам розраховується природна електромеханічна характеристика, наведена на рис 25.

$$I_2'(\omega_i) = \frac{U_{1н}}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2'}{\frac{\omega_0 - \omega_i}{\omega_0}}\right)^2 + X_{кн}^2 + \left(\frac{R_1 \cdot R_2'}{\frac{\omega_0 - \omega_i}{\omega_0} \cdot X_\mu}\right)^2}};$$

$$\omega_i = (\omega_0 + 0,0001), (\omega_0 - 2)..0.$$

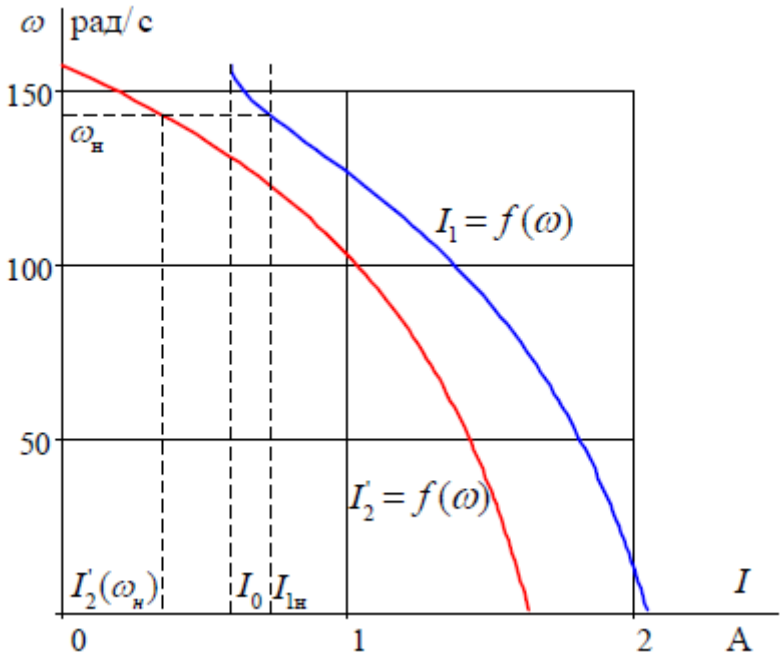


Рис 25 – Природна електромеханічна характеристика асинхронного двигуна

РОЗДІЛ 4. СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

4.1. Огляд систем керування та способів регулювання електроприводу

Силова перетворювач частоти з інвертором напруги наведена на рис 26. Силова частина перетворювача частоти складається з наступних елементів [15]:

1. Некерований випрямляч, який формує пульсуючу випрямлену напругу;
2. Проміжний ланцюг, який представляє фільтр, що містить конденсатор, призначений для згладжування випрямленої напруги. Індуктивність L являє собою комутаційний дросель, в ланцюзі постійного струму;
3. Інвертор, який формує напругу необхідної амплітуди та частоти;
4. Блок гальмування, який складається із силового ключа

(транзистор) та навантажувального резистора. Резистор може бути вбудованим у ПЛ або зовнішнім.

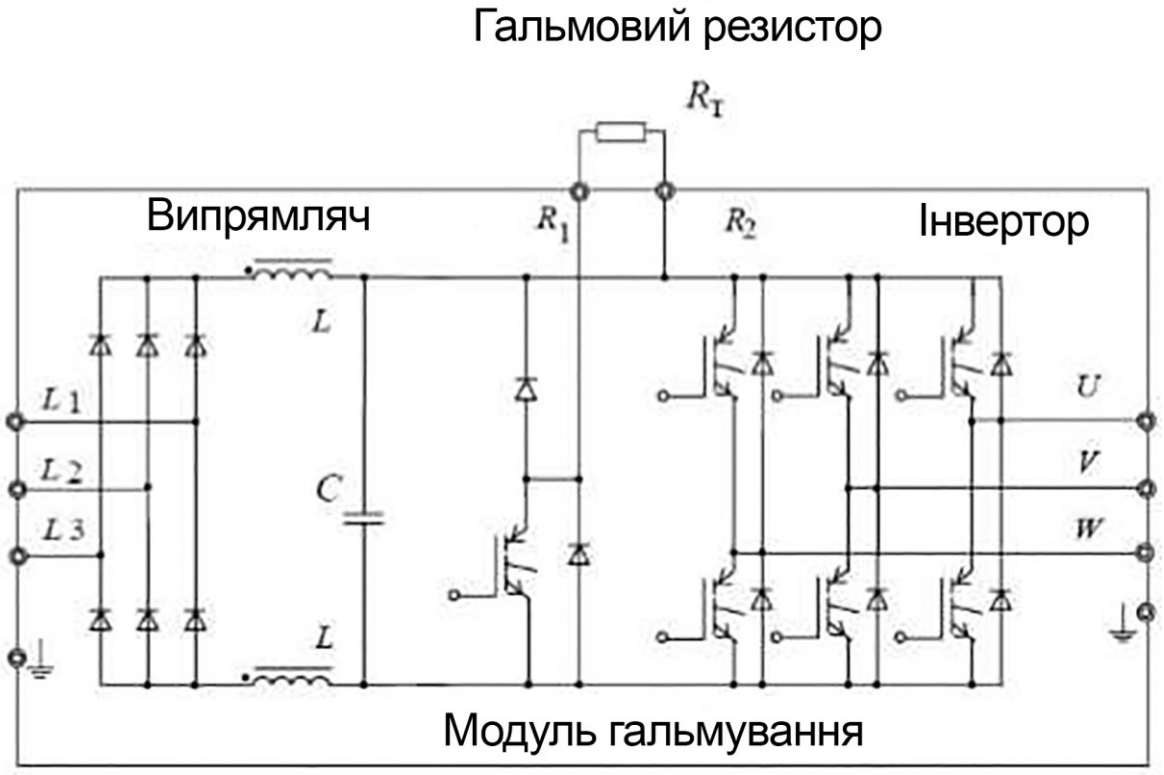


Рис. 26 – Схема силової частини перетворювача частоти з інвертором напруги

Вихідний каскад інвертора виконується у вигляді IGBT – транзисторів та методом ШІМ здійснюється перетворення постійної напруги в систему змінної трифазної напруги.

4.2. Вибір перетворювача частоти

Тривалий час головним недоліком асинхронних електродвигунів вважалася складність їх ефективного регулювання за частотою обертання. Плавне керування швидкістю двигунів із короткозамкненим ротором фактично було недосяжним, що створювало суттєві обмеження для приводів, у яких необхідно змінювати витрату робочого середовища або працювати під змінним навантаженням [16].

Ситуація докорінно змінилася з появою сучасних силових напівпровідникових компонентів і мікропроцесорних систем керування,

що дало змогу розробити ефективні засоби частотного регулювання асинхронних електроприводів.

Перетворювач частоти (ПЧ) у системі електроприводу виконує функції силового регулятора: на його вхід подається фіксована напруга U_1 із частотою f_1, а на виході формується керована напруга U_2 та частота f_2 відповідно до заданого режиму та керуючих сигналів U_y.

Такі пристрої забезпечують точне, енергоефективне регулювання швидкості обертання та моменту асинхронного двигуна, значно розширюючи можливості його застосування в автоматизованих приводах.

Частотно-регульований привід (ЧРП) складається з асинхронного електродвигуна М та перетворювача частоти ПЧ (рисунок 27):

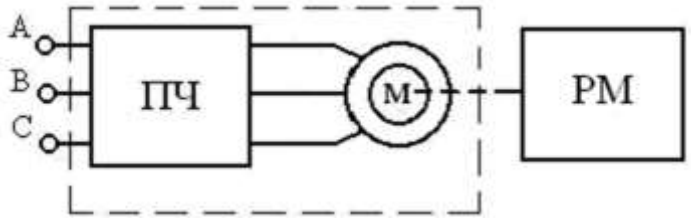


Рис. 27 - Загальна структура частотно-регульованого електроприводу

Асинхронний електродвигун забезпечує привід робочого механізму – арматури, вентилятора, конвеєра чи іншого обладнання. Перетворювач частоти формує на своєму виході напругу з регульованою частотою та амплітудою, завдяки чому здійснюється керування електродвигуном. Зміна частоти обертання ротора досягається шляхом регулювання частоти обертання магнітного поля статора, що створюється поданою напругою.

У найпоширеніших частотно-регульованих електроприводах з асинхронним двигуном та короткозамкненим ротором застосовують два основні методи керування: скалярне та векторне. Скалярне керування передбачає одночасну зміну частоти та амплітуди напруги, що подається на обмотки двигуна.

Конструктивно перетворювач частоти складається з системи керування,

випрямляча та шини постійного струму. Вхідна мережна напруга синусоїдальної форми з фіксованою амплітудою та частотою спочатку випрямляється у вузлі постійного струму, після чого згладжується фільтром, що включає дросель Lв і конденсатор Св. Далі випрямлена напруга інвертором АІН знову перетворюється у змінну, але вже з регульованими частотою та амплітудою. Керування величинами вихідної частоти та напруги Uвих здійснюється завдяки застосуванню високочастотної широтно-імпульсної модуляції в інверторному каскаді.

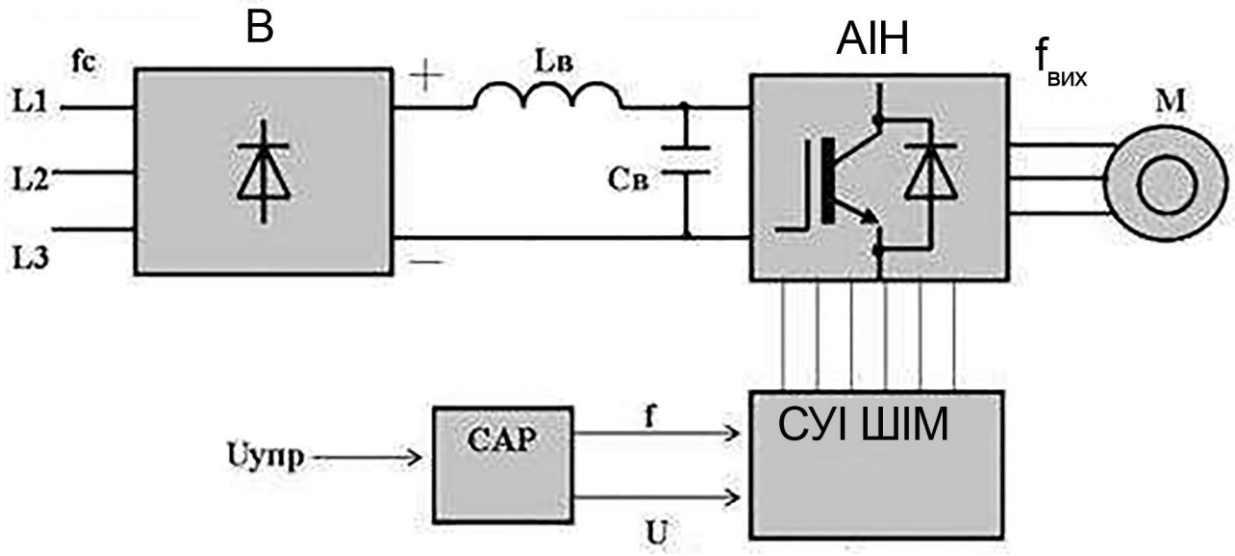


Рис. 28 - Структурна схема частотного перетворювача

Тривалість увімкнення кожної з обмоток у межах періоду проходження імпульсів змінюється відповідно до синусоїдального закону модуляції. Максимальна ширина імпульсів припадає на центральну частину напівперіоду, тоді як на його початку та наприкінці вона поступово зменшується. У такий спосіб система керування інвертором формує широтно-імпульсну модуляцію напруги, що подається на обмотки двигуна. Амплітуда й частота цієї напруги визначаються параметрами модулюючої синусоїдальної функції.

У результаті на виході перетворювача частоти отримується трифазна змінна напруга із регульованими частотою та амплітудою, що забезпечує гнучке керування режимами роботи асинхронного електродвигуна

Розглянемо варіант перетворювачу частоти.

1. Schneider Electric ATV320U04N4C

Область застосування:

Перетворювач Schneider Electric ATV320U04N4Cможе використовуватися для вирішення численних завдань, що вимагають застосування приводів зі змінними швидкостями обертання. Найбільше він підходить для використання в насосах, вентиляторах та транспортерах. Перетворювач відрізняється високою продуктивністю та комфортабельним використанням. Великий діапазон напруги дозволяє використовувати його в будь-якій частині світу. Технічні дані перетворювача Schneider Electric ATV320U04N4C представлені таблиці 3.

Таблиця 3 – Технічні дані Schneider Electric ATV320U04N4C

Мережеве напруга і діапазон потужностей	3 AC 380 В - 480 В ± 10% 0,37 кВт … 11 кВт
Частота мережі	47 Гц … 63 Гц
Коефіцієнт потужності	≥ 0,95
ККД перетворювача	96
Перевантажувальна здатність	1,5
Пусковий струм	Не вище розрахункового вхідного струму (1,5 А, при потужності 0,37)
Закони управління	Лінійна залежність U/f; квадратична залежність U/f; пряме керування потоком (FCC), параметрована залежність U/f.
Послідовний інтерфейс	RS – 485, як приладдя RS – 232

Частотний перетворювач Siemens 6SE6420-2UD13-7AA1 струм 1,2А 0.37кВт 380В 3ф. Цей перетворювач частоти є представником серії MICROMASTER 420 [18].

У таблиці 4 наведено технічні характеристики перетворювача частоти Siemens 6SE6420-2UD13-7AA1

Таблиця 4 – Технічні характеристики

Артикул	6SE6420 - 2UD13-7AA1
Напруга,	380
Потужність, кВт	0,37
Струм, Іном., А	1,2
Розрахунковий вхідний струм, А	1,5
Розрахунковий вихідний струм, А	1,2
Ступінь захисту	IP 21

2. Перетворювач частоти Schneider Electric ATV320U04N4C

Високоефективний, універсальний перетворювач частоти Schneider Electric ATV320U04N4C є багатофункціональним частотним перетворювачем, що відрізняється зручністю в управлінні та налаштуваннях [19].

Відмінно підходить для роботи з електродвигунами та мотор-редукторами в промислових установках, конвеєрних системах, екструдерах, металорізальних верстатах, системах водопостачання, кондиціювання та вентиляції повітря.

Талиця 5 – Технічні характеристики ПЧ Schneider Electric ATV320U04N4C

Номінальна напруга	3x380/400V
Виробник	Schneider Electric
Потужність	0,25 кВт
Режим керування	U/f (скалярне, вольт-частотне)
Перевантаження	150% протягом 1 хв.
Інтерфейс	RS-485
Вихідний струм	1,2 А

3. Перетворювачі частоти Danfoss

Частотний перетворювач Danfoss VLT Automation Drive FC-300 (FC-301, FC-302) - універсальний перетворювач частоти, який підходить для рішення широкого кола задач. Перетворювач частоти VLT AutomationDrive має гнучку модульну конструкцію, здатну забезпечити універсальне технічне рішення керування двигунами [21]. Привід Danfoss AutomationDrive поставляється в двох варіантах, відрізняються за алгоритмом управління та характеристики на валу двигуна. Більш дешевий (постачається у базовій версії) VLT AutomationDrive FC301 застосовує алгоритми від U/f до управління вектором напруги (VVC+), а вдосконалена модель VLT AutomationDrive FC302 від U/f до управління вектором магнітного потоку і управління двигунами з постійними магнітами має додаткові функціональні можливості.

Дана модель перетворювачів частоти Danfoss мають різні вбудовані та вбудовувані опції: дросель і EMC-фільтр, логістичний контролер SLC, опційно вбудовувані мережеві інтерфейси, різні опції входів і виходів, можливість підключення енкодера, sin/cos датчика, резолвера, а також опціонально вбудований контролер руху.

VLT AutomationDrive FC-301 Danfoss може керувати лише асинхронними двигунами. У таблиці 7 наведено нижче технічні характеристики FC-301.

Таблиця 7 – Технічні характеристики VLT AutomationDrive FC-301

Типова потужність на валу, кВт	0,37
Напруга мережі, В~	380 – 480
Вихідний струм	
Тривалий (3 x 380-440 В), А	1,3
Уривчастий (3 x 380-440 В), А	2,1
Тривала потужність (400 В~), кВА	0,9
Макс. вхідний струм	
Тривалий (3 x 380-440 В), А	1,2
Уривчастий (3 x 380-440 В), А	1,9

З усіх розглянутих типів перетворювачів частоти вибирається типу Siemens 6SE6420-2UD13-7AA1. Моделі перетворювачів частоти Siemens, що використовуються, відрізняються високою надійністю і універсальністю застосування, включаючи вентилятори, насоси, компресора, транспортери і так далі. ККД моделей складає близько 97%. Разом з тим комплексна система гальмування, що включає динамічний, комбінований і генераторний надійно захищає апарат від перегріву, блокування і короткого замикання. Також є функція підключення енкодера. Схема підключення перетворювача частоти Siemens 6SE6420-2UD13-7AA1 представлена на рис 29. Привід працює з високою точністю навіть під час гальмування та в режимах різкого уповільнення швидкості. Це можливо завдяки інтегрованому гальмівному резистору.

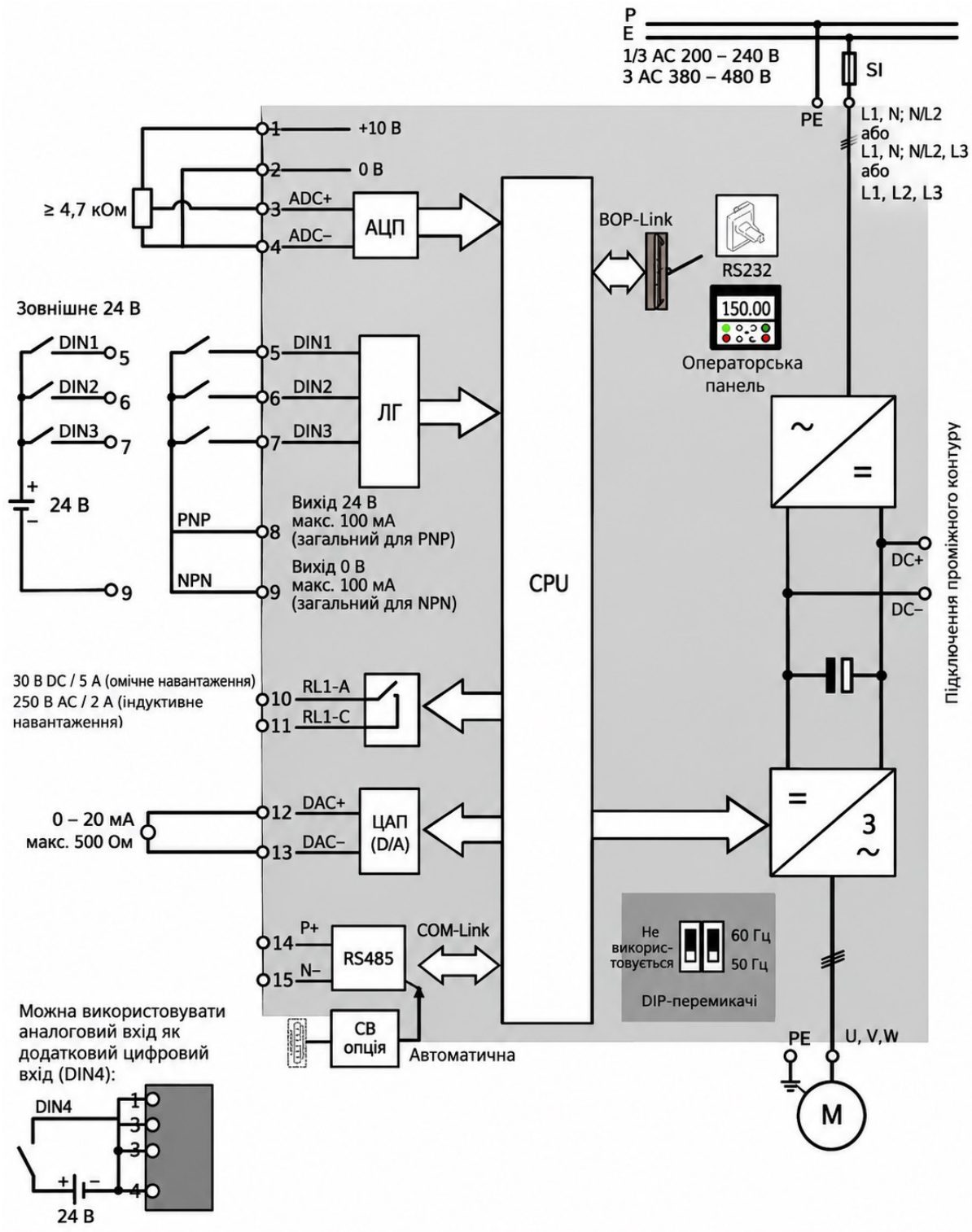


Рис 29 - Схема підключення Siemens 6SE6420-2UD13-7AA1

4.3. Вибір закону частотного керування

Якщо одночасно змінювати частотою мережі f1ji змінну напругу U1j обмоток статора асинхронного двигуна, то можна реалізувати в системах перетворювач частоти - асинхронний рухати різні закони регулювання швидкості [22].

За характером залежності моменту механізму від його швидкості $M_C = f(\omega)$ можна виділити наступні механічні характеристики виробничих механізмів:

M_C= const, $P_C = \kappa \cdot \omega$, механічна характеристика не залежить від кутовий швидкості;

$M_C = \kappa \cdot \omega^{-1}$, P_C= const , механічна характеристика нелінійно спадаюча робота з постійною потужністю;

$M_C = \kappa \cdot \omega^2$, $P_C = k\ \omega^3$, механічна характеристика нелінійно зростаюче, вентиляторне навантаження.

Управління напругою та частотою струму статора асинхронного двигуна в залежності від механічної характеристики виробничого механізму здійснюється за такими законами:

- $U_{1j} / f_{1j} = \text{const},$ при постійному моменті навантаження M_C= const
- $U_{1j} / \sqrt{f_{1j}} = \text{cons}$ при нелінійно спадаючому навантаженні $M_C = \kappa \cdot \omega^{-1}$
- $U_{1j} / f_{1j}^2 = \text{const},$ при нелінійно зростаючій або вентиляторному навантаженні $M_C = \kappa \cdot \omega^2$.

Таким чином, для того, щоб найбільш ефективно реалізувати принципи частотного керування асинхронним двигуном, необхідно відповідно до виду навантаження на валу двигуна вибрати відповідний закон керування напруги, що підводиться до статора та частоти статора статора. Функціональна схема скалярного частотного управління швидкістю асинхронного двигуна, що реалізує різні закони управління класу U_{1j} / f1 j наведено на рис. 30 [22].

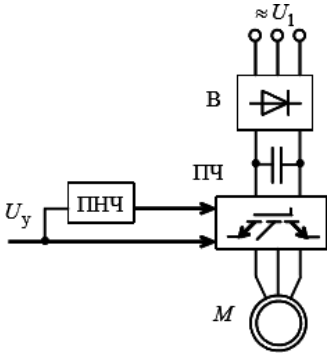


Рис. 30 – Функціональна схема скалярного частотного керування швидкістю асинхронного двигуна

Виробничий механізм трубопровідна арматура, а саме дисковий зачиняє постійну механічну характеристику M_C= const, і, отже, необхідно вибрати закон зміни напруги та частотиU_{1j}/f_{1j}= const .

4.4. Розрахунок штучних механічних та електромеханічних характеристик приводу при частотному регулюванні

Момент від сил тертя механізму [15]:

$$\Delta_{МС} = M_{ем.н1} - M_{дв.н} = 1,411 - 1,273 = 0,138 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Постійне навантаження:

$$\text{Nagr} = 0,5 \cdot M_{двн} = 0,636.$$

$$M_{C1} = \text{Nagr} + |\Delta_{МС} = 0,636 + 0,137 = 0,773.$$

Приймаємо максимальний момент:

$$M_{max}(\omega_н) = 1,5 \cdot M_{двн} + \Delta_{МС};$$
$$M_{1max} = M_{max}(\omega_н) = 2,046 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Повний момент навантаження:

$$M_{нагр} = 1,273 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Механічні характеристики навантаження механізму будуються за рівняннями:

$$M_{C2}(\omega_{нагр}) = M_C(\omega_{нагр}) + \Delta_{МС};$$

$$M_{нагр}(\omega_{нагр}) = M_{C2}(\omega_{нагр});$$

$$M_{C3}(\omega_{нагр}) = M_C(\omega_{нагр});$$

$$\omega_{нагр} = 0,5..1,05 \cdot \omega_0.$$

На рис. 31 зображено механічну характеристику постійного навантаження механізму (дисковий затвор).

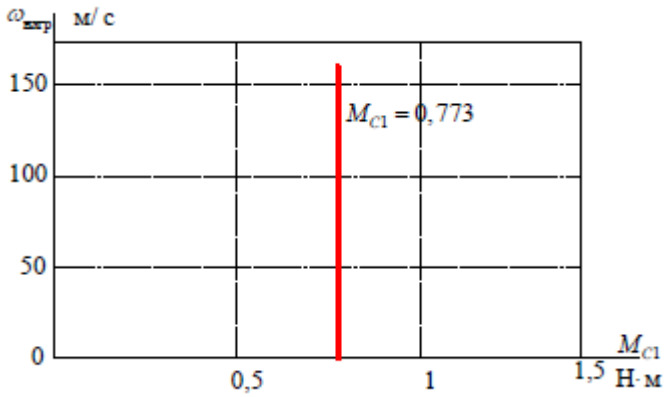


Рис. 31 - Механічна характеристика постійного навантаження механізму

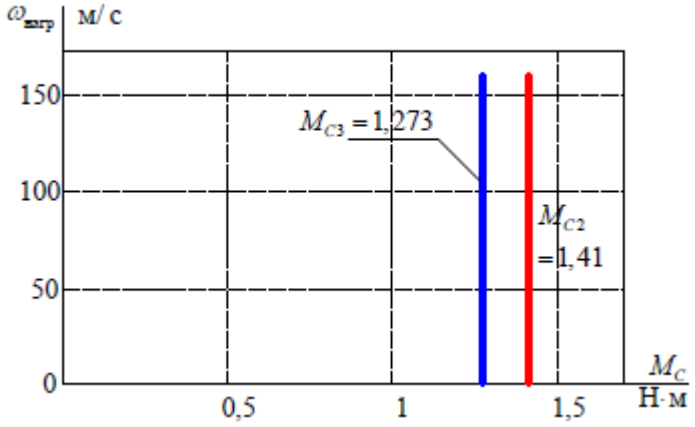


Рис 32 - Механічна характеристика механізму з урахуванням сил тертя

Коефіцієнт, що визначає закон частотного регулювання, закон регулювання:

$$\frac{U}{f} = const,\ \lambda_{ui} = \left(\frac{f_i}{f_{1н}}\right).$$

$$\lambda_1 = \frac{f_1}{f_{1н}},\ \lambda_2 = \frac{f_2}{f_{1н}},\ \lambda_3 = \frac{f_3}{f_{1н}},\ \lambda_4 = \frac{f_4}{f_{1н}},\ \lambda_5 = \frac{f_5}{f_{1н}},\ \lambda_6 = \frac{f_6}{f_{1н}},\ \lambda_7 = \frac{f_7}{f_{1н}}.$$

Механічні та електромеханічні характеристики будуються при частотах:

$$f_1 = 50,\ f_2 = 40,\ f_3 = 30,\ f_4 = 20,\ f_5 = 20,\ f_6 = 10,\ f_7 = 5.$$

Механічні характеристики без компенсації по напрузі асинхронного електродвигуна розраховується за виразом:

$$M(s,\lambda)=\frac{3\cdot\left(U_1(\lambda_{ui})\right)^2\cdot R_2'}{\omega_0(\lambda_i)\cdot s\cdot\left[X_{\text{кн}}^2\cdot\lambda_i{}^2+\left(R_1+\frac{R_2'}{s}\right)^2+\left(\frac{R_1\cdot R_2'}{s\cdot X_{\mu\text{н}}\cdot\lambda_i}\right)^2\right]}.$$

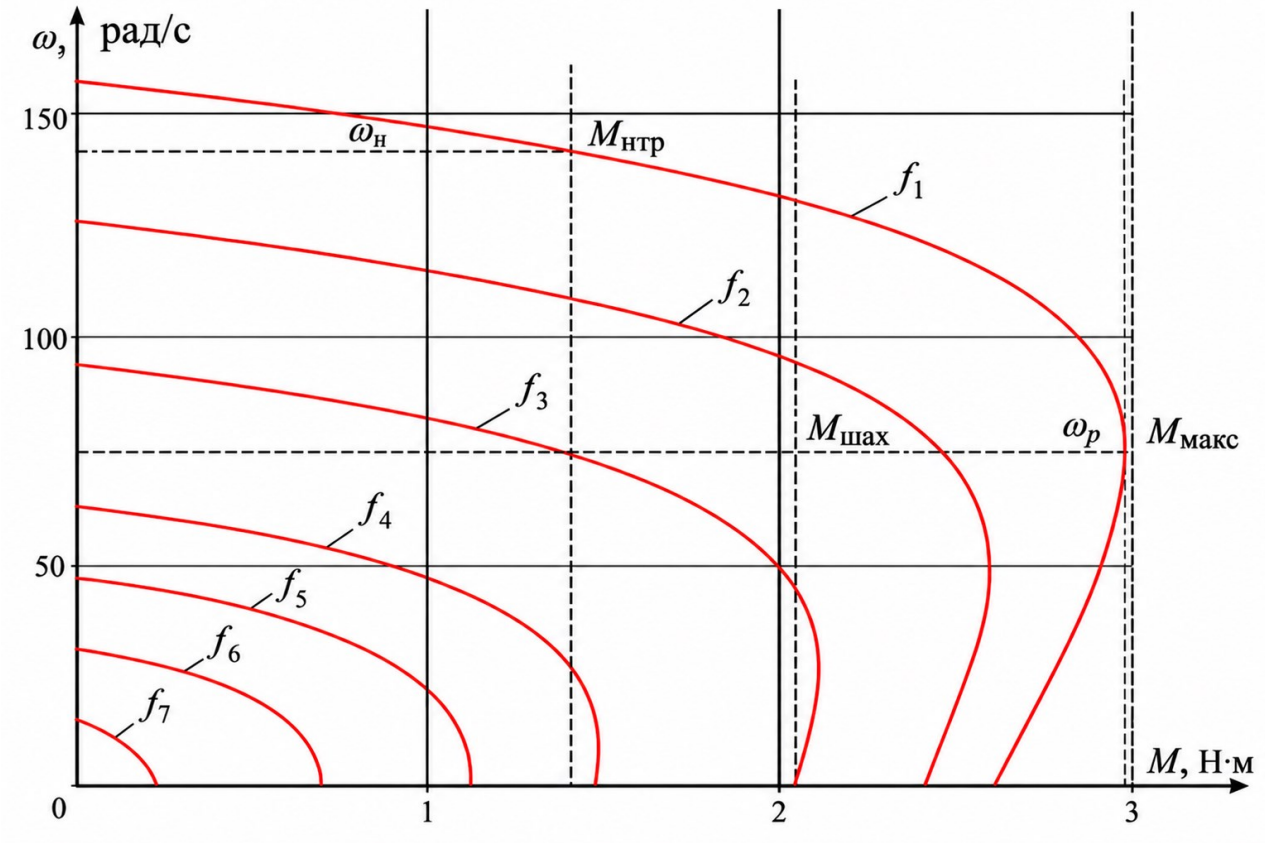


Рис. 33 - Механічні характеристики закону регулювання *U*/f =const

Буває так, що після розрахунку механічних характеристик при обраній початковій частоті запуск двигуна не вдається забезпечити. Аналізуючи механічні характеристики видно, що двигун не працюватиме на малих частотах. Для вирішення цієї проблеми необхідно змінити параметри початкової ділянки вольт – частотної характеристики.

Механічні характеристики, представлені рис. 33 були отримані при вольт – частотної характеристиці $U=f(f_{\text{год.}})$ (рис. 34).

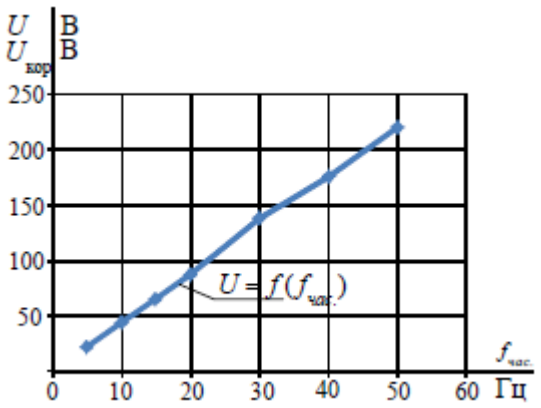


Рис. 34 – Вольт-частотна характеристика перетворювача за закону регулювання U/f =const

Для збільшення діапазону регулювання введемо добавку по напрузі при наступних значеннях частоти, які представлені в таблиці 8. В результаті отримаємо наступну вольт-частотну характеристику, яка зображена на рис 35.

Таблиця 8 - Значення додаткових напруг

f, Гц	40		30	20	15	10	5
ΔU, В	4		12	23	28	34	42

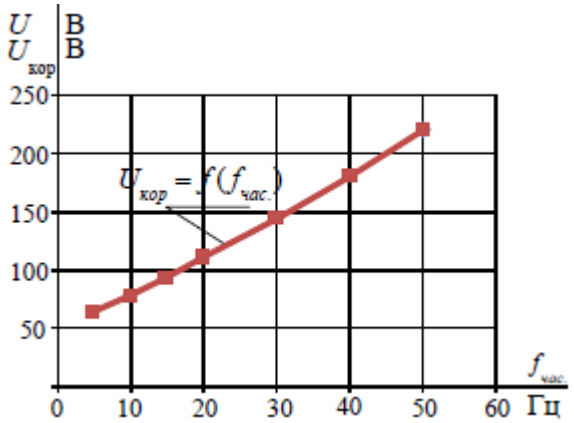


Рис. 35 – Скоригована вольт-частотна характеристика

Механічні характеристики асинхронного електродвигуна з компенсацією за напругою розраховується за виразом:

$$M(s,\lambda)=\frac{3\cdot\left(U_1(\lambda_{ui})+\Delta U\right)^2\cdot R_2'}{\omega_0(\lambda_i)\cdot s\cdot\left[X_{\text{кн}}^2\cdot\lambda_i^{\,2}+\left(R_1+\frac{R_2'}{s}\right)^2+\left(\frac{R_1\cdot R_2'}{s\cdot X_{\mu\text{н}}\cdot\lambda_i}\right)^2\right]}.$$

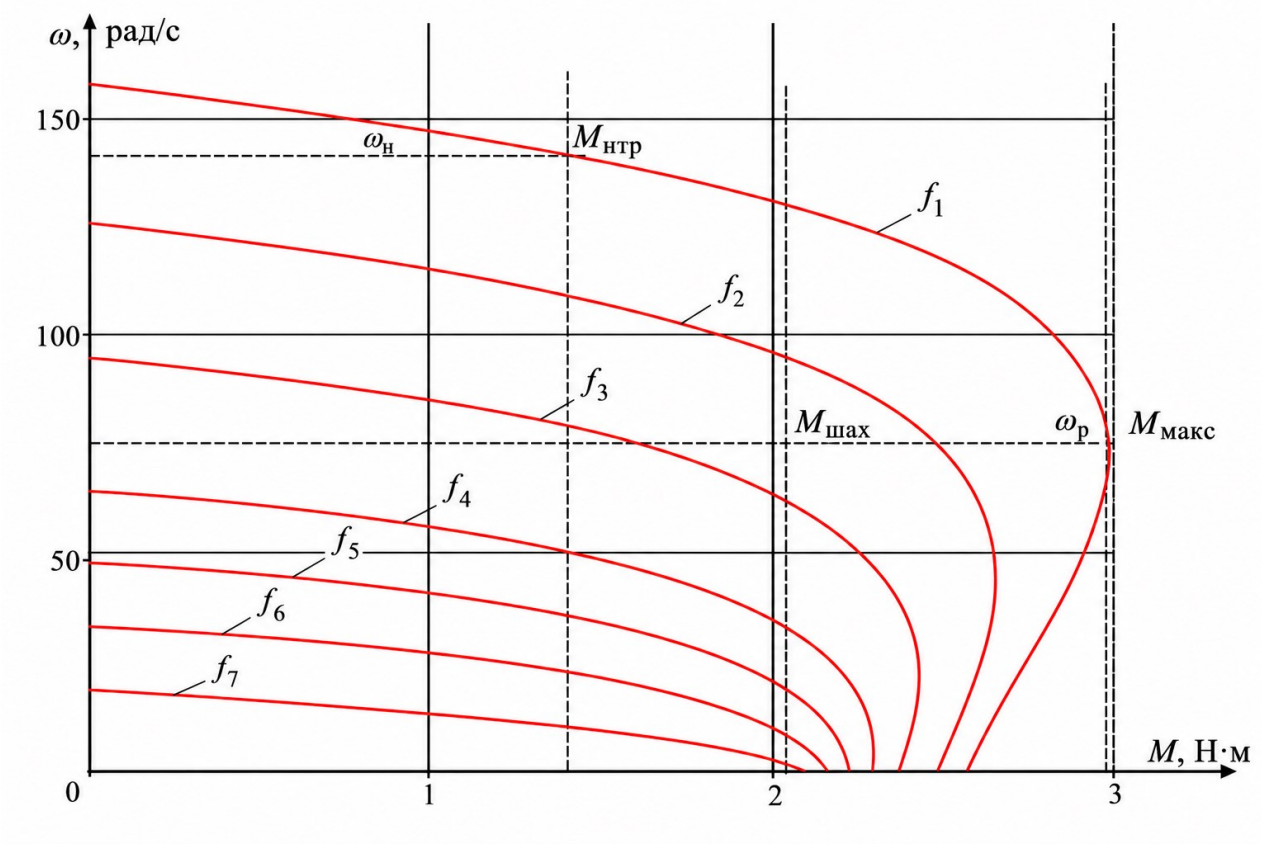


Рисунок 36 – Механічні характеристики при законі регулювання *U*/*f*=const з IR компенсацією.

За допомогою корекції вольт-частотної характеристики (див. рис. 35) вдалося забезпечити пуск двигуна на малих частотах.

Природні електромеханічні характеристики електродвигуна розраховується для значення частоти $f_i=f_{1\text{н}}=50$ Гц :

$$I_1(\omega_i) = \sqrt{I_0^2 + I_2^{'2}(\omega_i) + 2 \cdot I_0 \cdot I_2^{'}(\omega_i) \cdot \sin\varphi_2(\omega_i)}, \text{ где}$$

$$I_2^{'}(\omega_i) = \frac{U_{1\text{фн}} \cdot \lambda_{ui} + \Delta U_i}{\pm\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2^{'}}{\frac{\omega_0 \cdot \lambda_i - \omega_i}{\omega_0 \cdot \lambda_i}}\right)^2 + (X_{\text{кн}} \cdot \lambda_i)^2 + \left(\frac{\frac{R_1 \cdot R_2^{'}}{\omega_0 \cdot \lambda_i - \omega_i}}{\omega_0 \cdot \lambda_i} \cdot X_{\mu} \cdot \lambda_i\right)^2}};$$

$$\sin\varphi_2(\omega_i) = \frac{X_{\text{кн}} \cdot \lambda_i}{\sqrt{\left(R_1 + \frac{R_2^{'}}{\frac{\omega_0 \cdot \lambda_i - \omega_i}{\omega_0 \cdot \lambda_i}}\right)^2 + (X_{\text{кн}} \cdot \lambda_i)^2}};$$

$$\omega_i = (\omega_0 \cdot \lambda_i + 0{,}0001), (\omega_0 \cdot \lambda_i - 2)..0;$$

$$I_{0i} = \frac{U_{1\text{фн}} \cdot \lambda_{ui} + \Delta U_i}{\sqrt{R_1^2 + (X_{1\sigma} \cdot \lambda_i + X_{\mu} \cdot \lambda_i)^2}}.$$

За результатами розрахунку будуються електромеханічні характеристики *f*(ω). Електромеханічні характеристики наведені на рис 37.

Аналізуючи характеристики рис 38 видно, що допустимий струм зменшаться при зниження частоти. Асинхронні двигуни можуть охолоджуватися різними способами. Це природні та штучні системи охолодження. Асинхронний двигун з самовентиляцією, має на своєму валу вентилятор, який і охолоджує двигун. Частота обертання вентилятора безпосередньо залежить від двигуна. Чим повільніше двигун обертається, тим повільніше обертається вентилятор, не забезпечуючи його охолодження. В результаті цього допустимі струми необхідно зменшити на малих частотах, так як двигун не буде мати можливість охолодження.

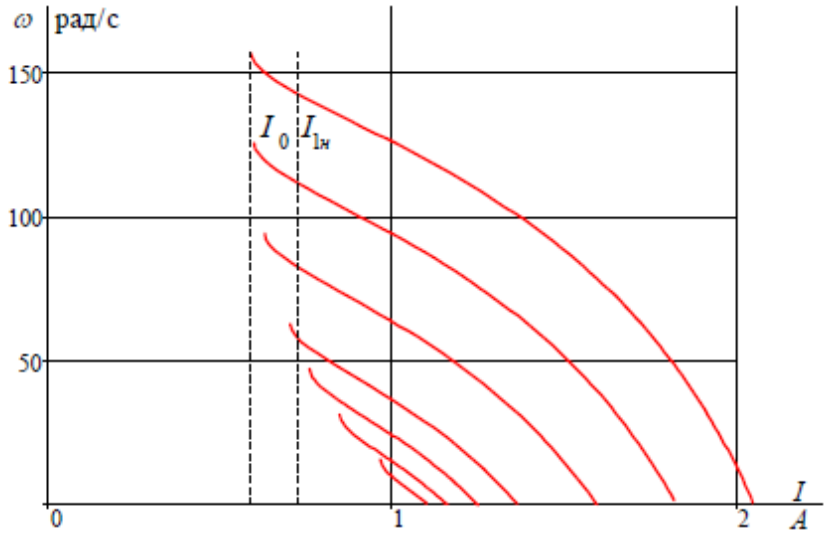


Рис 37 – Електромеханічні характеристики за законом регулювання*U/f*= const

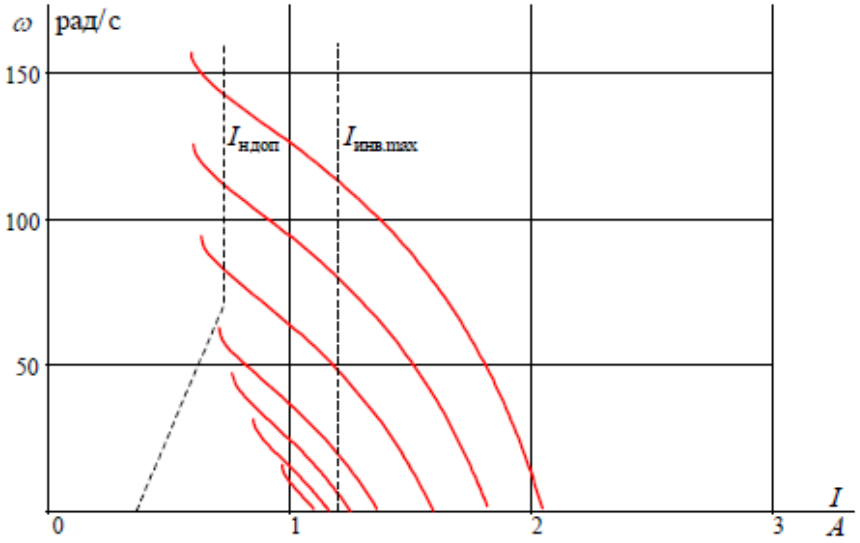


Рис 38 - Електромеханічні характеристики при тривало допустимому та максимальному струмі

РОЗДІЛ 5. Імітаційне моделювання системи перетворювач частоти – асинхронний двигун для дискового затвора

5.1. Перевірка адекватності розрахунків параметрів асинхронного двигуна WEG W22

Для перевірки адекватності розрахунків параметрів асинхронного двигуна WEG W22 IE3 0.18 kW 4P зберемо імітаційну модель прямого запуску асинхронного електродвигуна за допомогою програми MATLAB Simulink (рис. 39). Для створення імітаційної моделі прямого пуску знайдемо такі параметри двигуна [15]:

Індуктивність фази обмотки статора:

$$L_{1н} = \frac{X_{1н}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1н}} = \frac{34,565}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 0,11\,\text{Гн}.$$

Індуктивність фази обмотки ротора:

$$L'_{2н} = \frac{X'_{2н}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1н}} = \frac{44,52}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 0,142\,\text{Гн}.$$

Індуктивність ланцюга намагнічування:

$$L_{\mu н} = \frac{X_{\mu н}}{2 \cdot \pi \cdot f_{1н}} = \frac{175,06}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 1,062\text{Гн}.$$

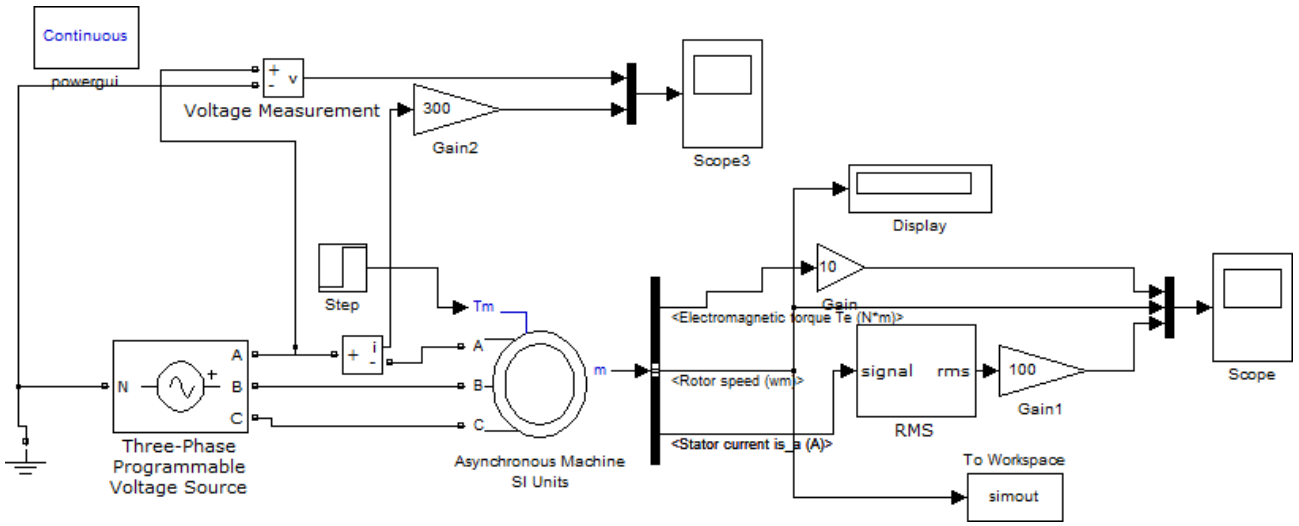


Рис 39 – Бібліотечна модель запуску асинхронного двигуна

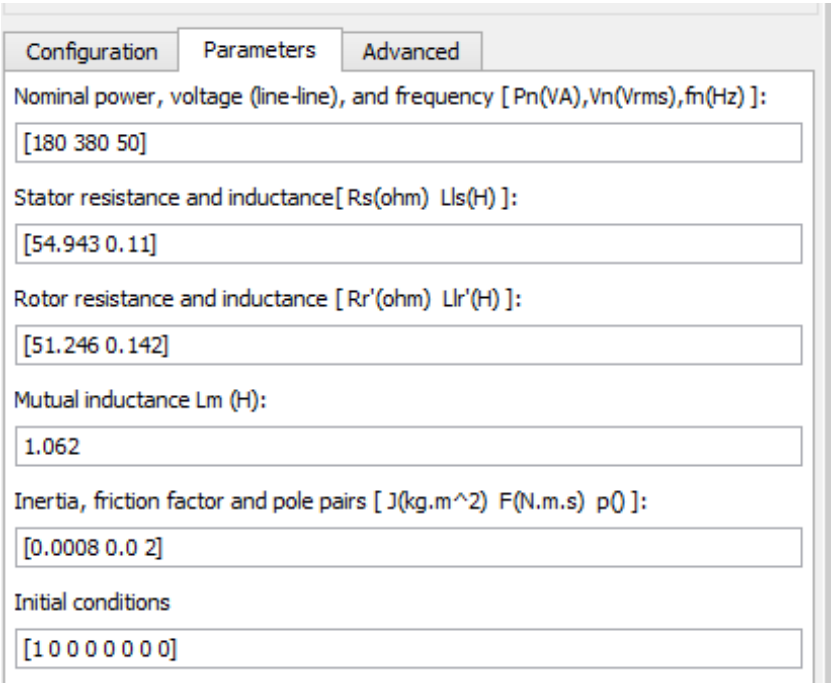


Рис 40 - Параметри асинхронного двигуна

В результаті моделювання було отримано перехідні характеристики двигуна (рис. 41). Час накидання навантаження було встановлено 0,25 сек.

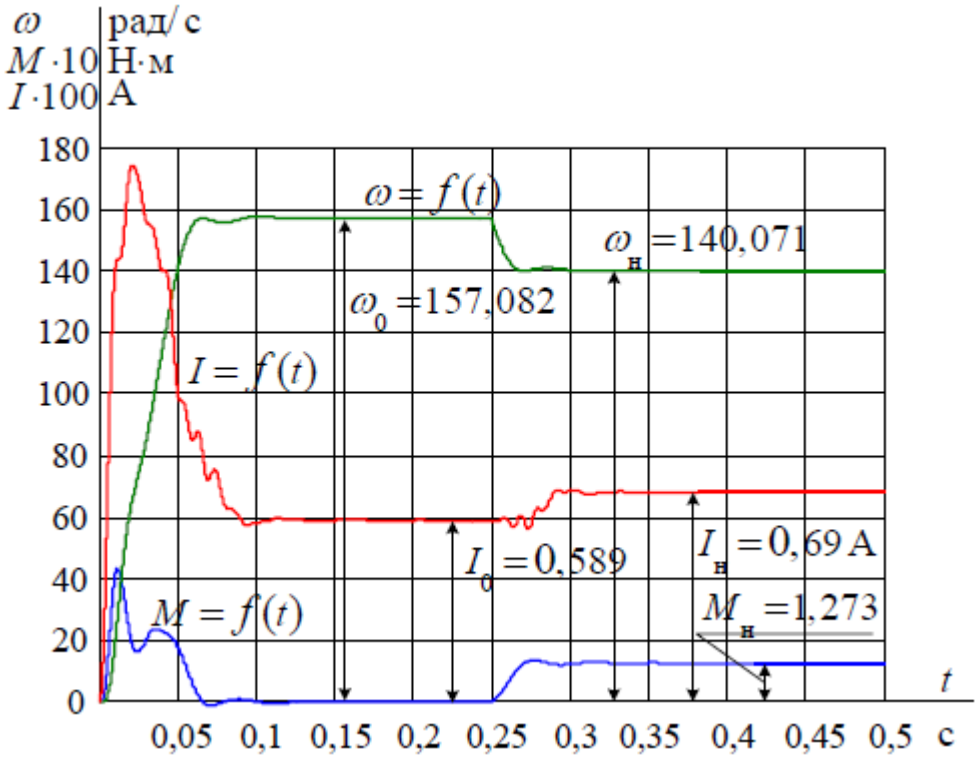


Рис. 41 - Перехідні характеристики швидкості, моменту та струму двигуна, при прямому пуску

Після аналізу отриманих графіків, видно що модель двигуна працює правильно, двигун виходить на номінальну швидкість при номінальній частоті мережі живлення. Значення номінального струму і швидкості збігаються зі значеннями, отриманими в програмі Mathcad, наведені в таблиці 9.

Таблиця 9 – Порівняння значень струму, моменту та швидкості

	ω_0, рад/с	ω, рад/с	I_0, А	I,А	$M_н$, рад/с
Mathcad	157,08	141,372	0,589	0,727	1,273
MatLAB	157,082	140,071	0,524	0,69	1,273

З таблиці 9 видно, що параметри, отримані серед Mathcad вірні.

5.2. Розробка імітаційної моделі перетворювач частоти – асинхронний двигун для дискового затвору

Функціональна схема системи частотно регульованого асинхронного двигуна зі скалярним керуванням представлена на рис 42. Дана схема може бути реалізована на підставі структурної схеми асинхронного електродвигуна в нерухомій системі координат α і β [15].

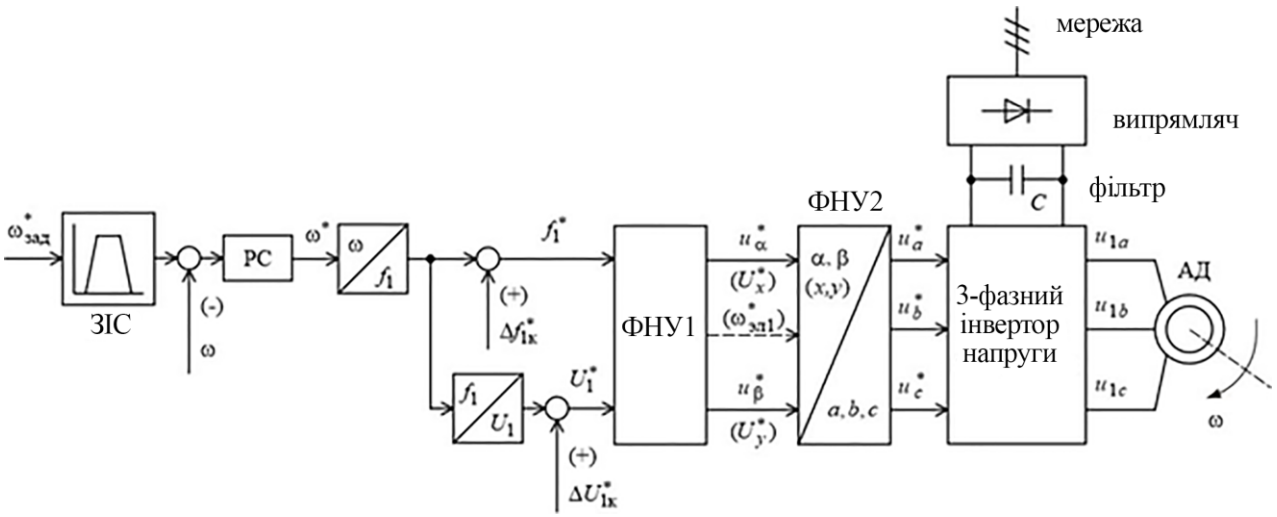


Рис. 42 - Функціональна схема системи частотно-регульованого асинхронного двигуна зі скалярним керуванням

ЗИС – задавач інтенсивності швидкості;

РС – регулятор швидкості;

ФНУ 1 – формувач напруг управління двофазним АТ.ФНУ 1 стосовно структурної схеми АТ у нерухомій системі координат статора α та β формує дві напруги змінного струму .

ФНУ 2 – перетворювач напруг управління двофазним АТ напруги керування трифазним двигуном.

$\Delta\phi *, U^*$, - Компенсація (компенсуючі сигнали управління в каналі частоти та напруги);

Символом зірочка * позначені сигнали завдання та керування.

Відповідно до функціональної схеми, представленої рис 42, складемо імітаційну модель приводу серед Simulink системи MatLab. Дана імітаційна

модель представлена на рис 43. Моделі асинхронного електроприводу дискового затвора з частотним скалярним керуванням на базі моделі двофазного асинхронного електродвигуна в нерухомій системі координат α і β без датчика струму У моделі передбачені дві що відключаються моделі некоректованою ікоригуваної *U/f* вольт – частотної характеристики, IR-компенсації, s-компенсації.

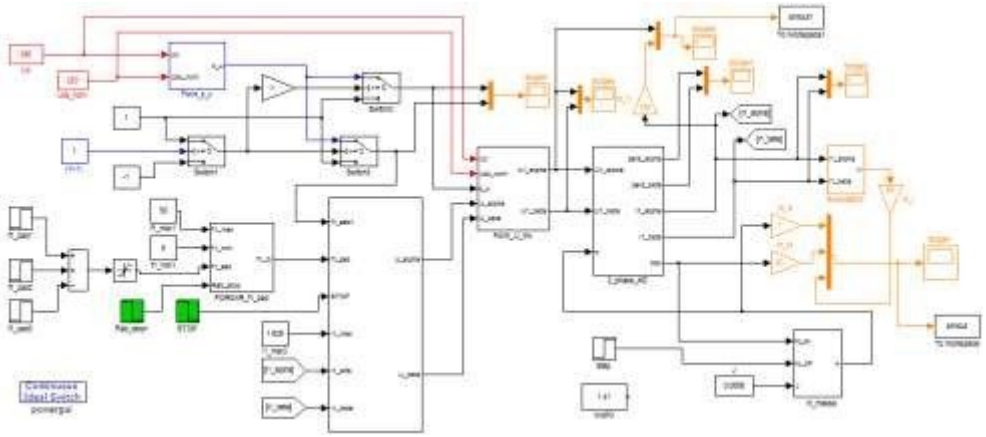


Рис. 43– Імітаційна модель частотно – регульованого асинхронного двигуна в α, β координат

Вона складається з наступних блоків:

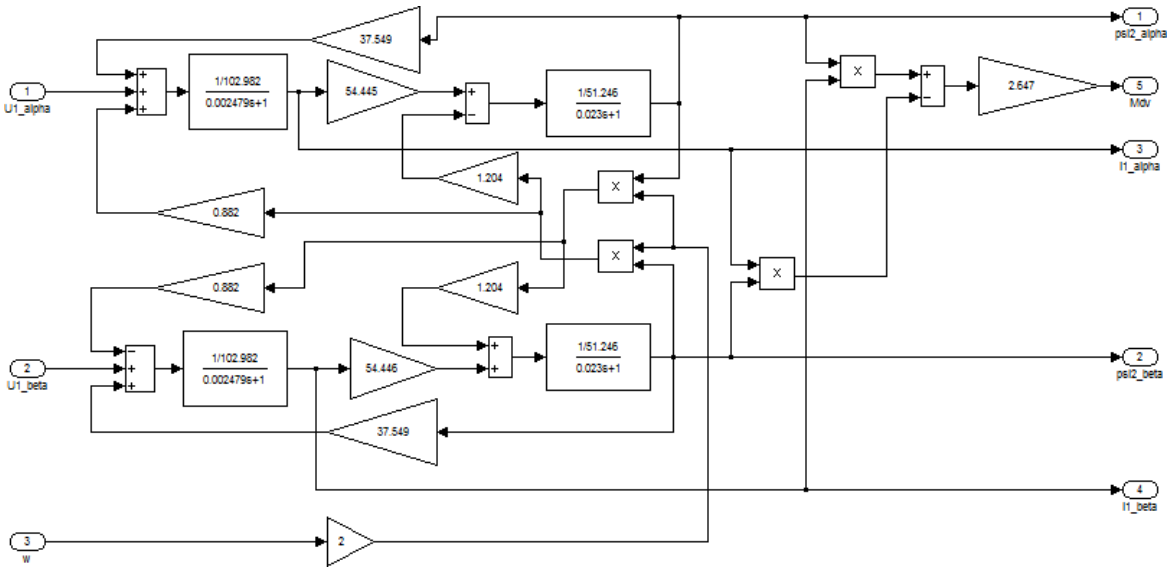


Рис. 44 – Імітаційна модель асинхронного двигуна в α, β координатах

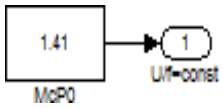


Рис. 45 – Імітаційна модель постійного навантаження

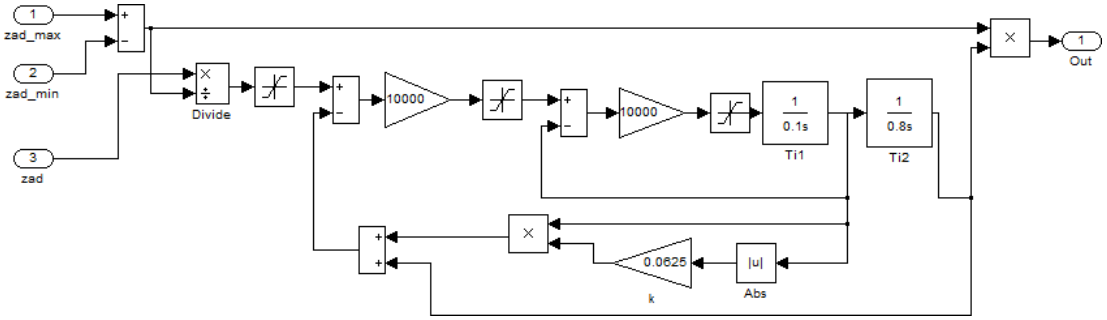


Рис. 46 - Імітаційна модель задатчика інтенсивності

5.3. Імітаційні дослідження частотно-регульованого асинхронного електроприводу дискового затвору зі скалярним керуванням

Як приклад змодельована робота електричним приводом дискового затвора наступного циклу:

$$f_{\min} = 5\text{Гц},\ f_1 = 20\text{Гц},\ f_{\text{ном(max)}} = 50\text{Гц}.$$

Перший досвід проведемо зі стандартною вольт частотною характеристикою зображеної рис 47. Цю характеристику вводимо в блок формування напруги.

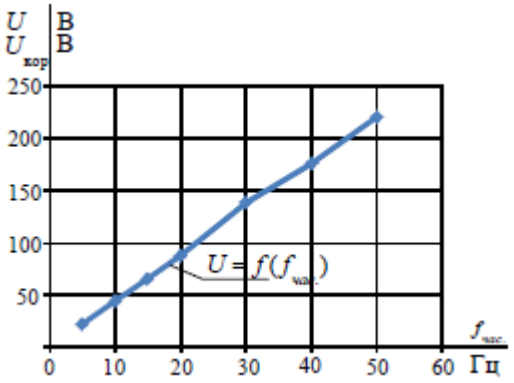


Рис. 47 – Віль частотна характеристика для закону *U*/*f*

В результаті моделювання були отримані такі перехідні характеристики швидкості, моменту та струму, представлені на рис 48.

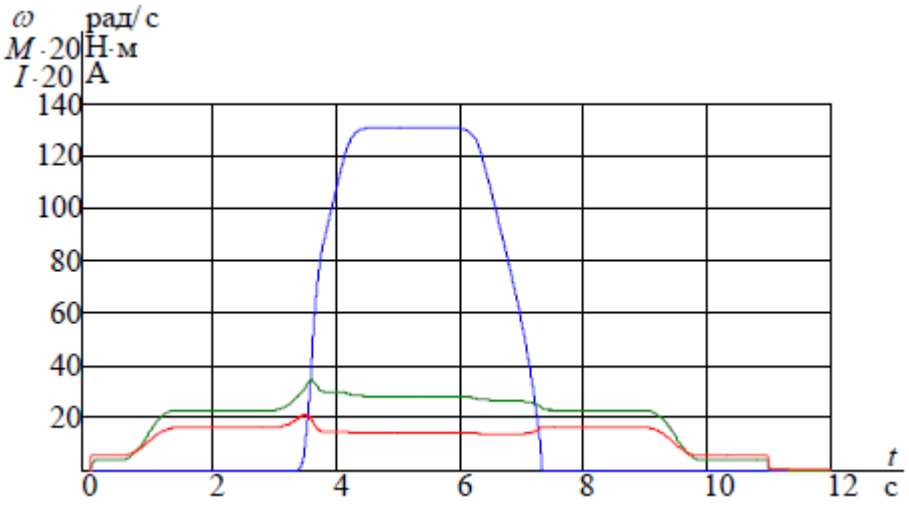


Рис 48 – Перехідні характеристики асинхронного двигуна WEG W22 IE3 0.18 kW 4P

Двигун пускається при постійному навантаженні за частотою 5 Гц. У 0,5 секунди додається 20 Гц, а 6 секунд додаємо ще 30 Гц і виходимо на номінальну швидкість. Як видно з графіків, двигун не працює на малих частотах. При даних частотах неможливо забезпечити пуск двигуна. Тому необхідно змінити початкову ділянку вольт - частотної характеристики. Скоригована воль – частотна характеристика зображена рис 49 (див. розділ 4.4).

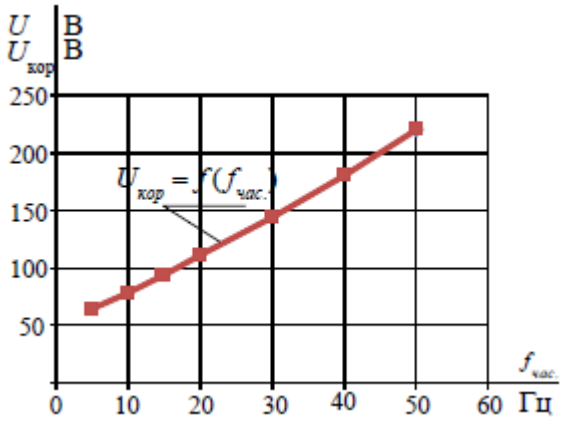


Рис. 49 - С коригована вольт частотна характеристика

В результаті моделювання було отримано такі перехідні характеристики, представлені на рис 50.

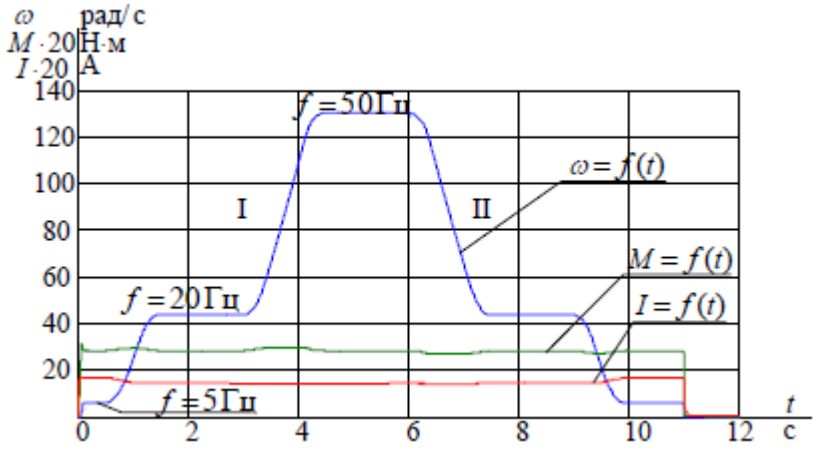


Рис. 50 - Перехідні характеристики асинхронного двигуна WEG W22 IE3 0.18 kW 4P

Як видно з рис. 50 з коригованою вольт частотною характеристикою, двигун працює на всіх частотах.

Коли збільшується відношення *U/f*, двигун перейде у стан магнітного насичення. Насичений двигун характеризується нерівномірним обертанням валу та ривками. Температура двигуна також підвищується, і збільшаться струм, що намагнічує, і втрати в сталі. Тобто не раціонально постійно завищувати вольт – частотну характеристику (підвищувати значення напруги), по всьому ділянці роботи двигуна.

Альтернативою корекції вольт – частотної характеристики, є

IR- Компенсація (компенсація моменту). Функціональна схема частотного управління асинхронним двигуном з компенсацією моменту та ковзання представлена на рис 51 [22].

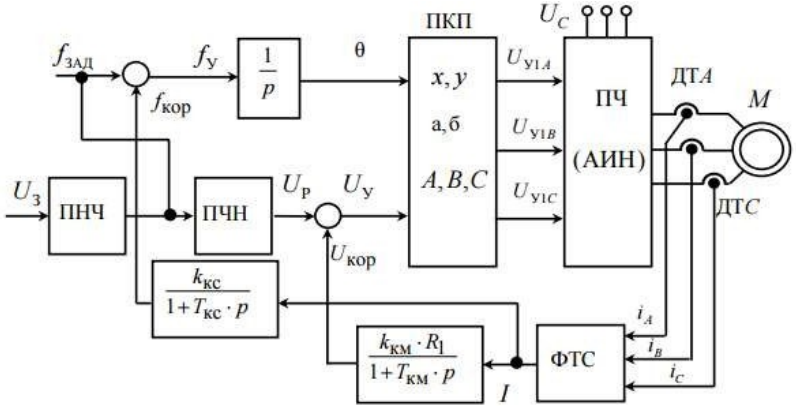


Рис 51 - Функціональна схема частотного керування асинхронним двигуном з компенсацією моменту та ковзання

Схема, зображена рис 51, працює в такий спосіб. При збільшенні моменту на валу двигуна струм кожної фази статора двигуна зростає і сигнал I (діюче значення струму) формувач струму статора (ФМС) теж зростає. В результаті збільшується коригуюча напруга позитивного зворотного зв'язку $U_{кор}$, що обчислюється за чинним значенням струму ланкою з функцією передавання:

$$W(p) = k_{км} / (1 + T_{км}),$$

де $k_{км}$ - Коефіцієнт компенсації моменту, постійна час затримки компенсації моменту. Зі зростанням сигналу позитивного зв'язку зростає сигнал управління U каналу напруги і відповідно до зростання фазної напруги. Якщо при збільшенні моменту відбувається сильне просідання швидкості, то для підтримки швидкості на необхідному рівні при малих значеннях фазної напруги необхідно включити компенсацію ковзання. Тобто додатковий вплив на канал частоти.

5.4. Імітаційні дослідження частотно-регульованого асинхронного електроприводу дискового затвора скоригуванням вольт–частотної характеристики на низьких частотах

Оскільки необхідні регулювання 1:10 і асинхронний двигун адекватно працює на 50 Гц, будемо проводити імітаційне моделювання проводити на 5 Гц. Введемо два обмеження:

1. Напруга має перевищувати 40 У;

2. Струм не повинен перевищувати номінальне значення 0,7 А

В результаті моделювання було знято перехідні характеристики пуску двигуна без навантаження з подальшим збільшенням моменту навантаження на валу двигуна в 0,5 секунд. Зі зростанням моменту ковзання збільшується. Механічний момент виявляється більшим за максимально момент, ковзання збільшується, наближається до 1 і двигун зупиняється. Перехідні характеристики швидкості, моменту та струму без компенсації представлені рис 52.

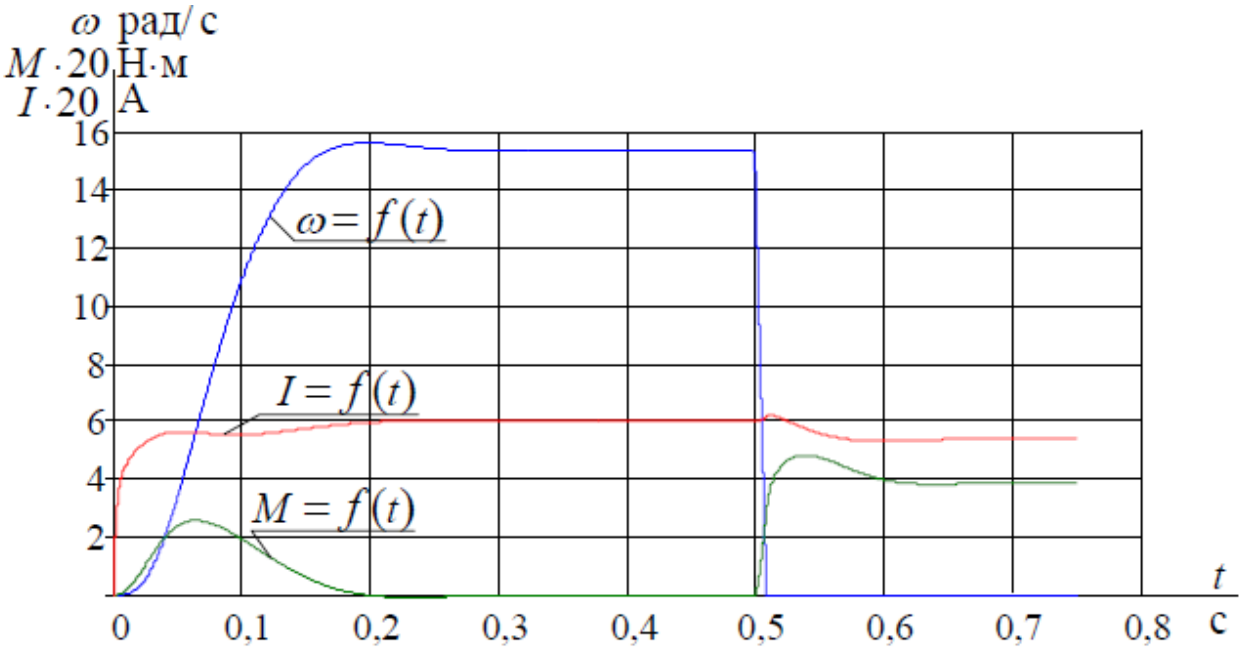


Рис. 52–Перехідні характеристики пуску двигуна на мінімальну швидкість з наступним накиданням навантаження

Щоб уникнути зупинки двигуна, необхідно ввести IR – компенсацію. В даному випадку при збільшенні моменту на валу струм змінюється не значно, а змінюється кут між напругою і струмом. Тому неможливо адекватно використовувати IR – компенсацію та компенсацію за ковзанням. В результаті було вирішено проводити компенсацію не зміни величини струму, а зміни швидкості обертання двигуна і куту між струмом і напруги (кут навантаження).

Блок IR – компенсації та s – компенсації представлений рис 53.

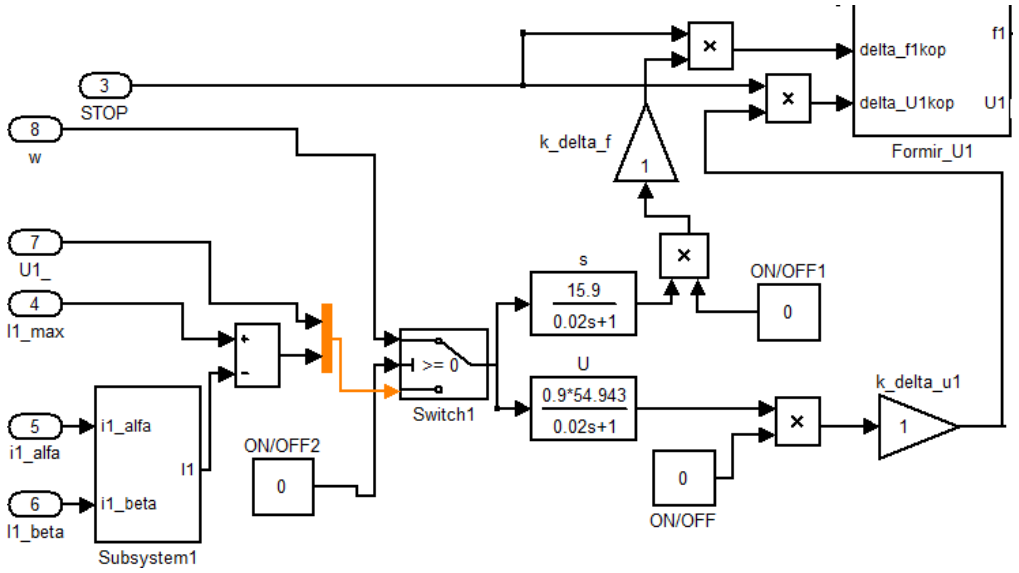


Рис. 53 – Імітаційна модель компенсації моменту та ковзання

Проведемо IR – компенсацію зі зміни швидкості. Це можливо лише за наявності датчика швидкості.

У момент часу t = 0,5 секунди збільшуємо момент на валу двигуна. По датчику швидкості фіксуємо просідання швидкості двигуна. Далі вводимо IR – компенсацію, відбувайся лінійне збільшення напруги з 0 до 40 (див. рис 54).

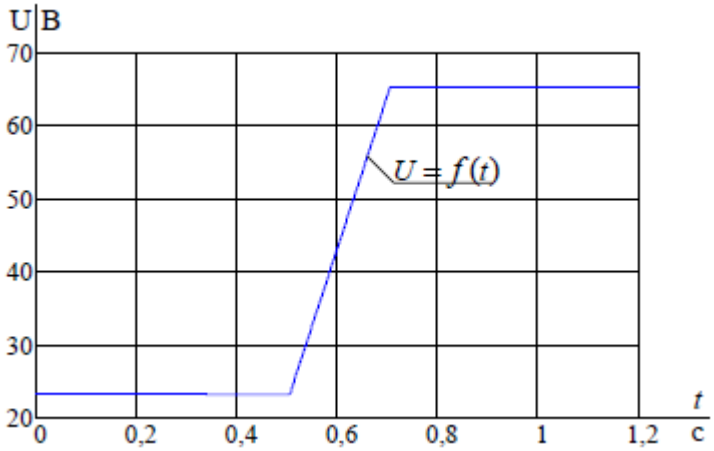


Рис. 54 – Перехідна характеристика напруги

В результаті двигун після накидання навантаження продовжує працювати. Отримані в результаті моделювання перехідні характеристики

представлені рис 55.

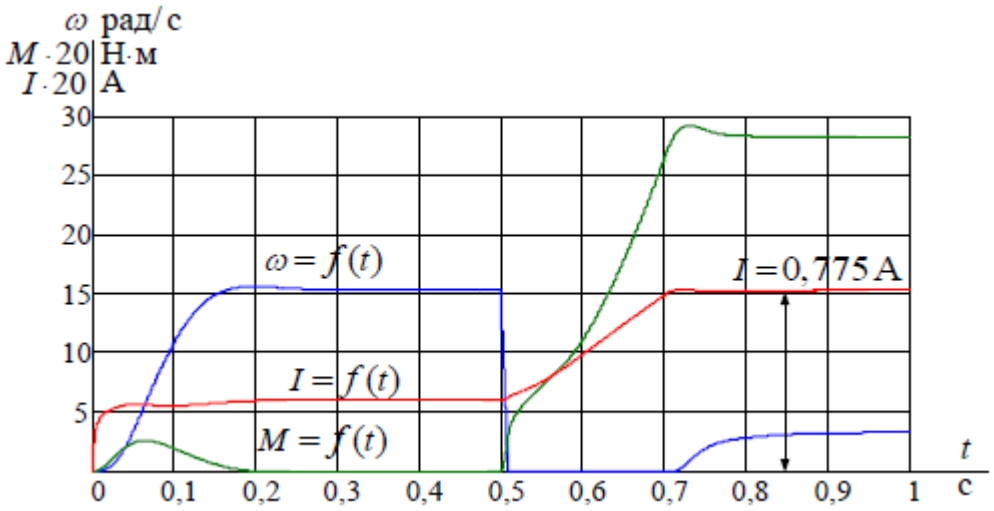


Рис. 55 - Перехідні характеристики пуску двигуна при накиданні навантаження, з IR – компенсацією

Аналізуючи отримані характеристики (рис. 55) видно, що відбувається значно просідання швидкості (оскільки двигун має м'які механічні характеристики). Тому введемо компенсацію за ковзанням. Отримані перехідні представлені на рис. 56.

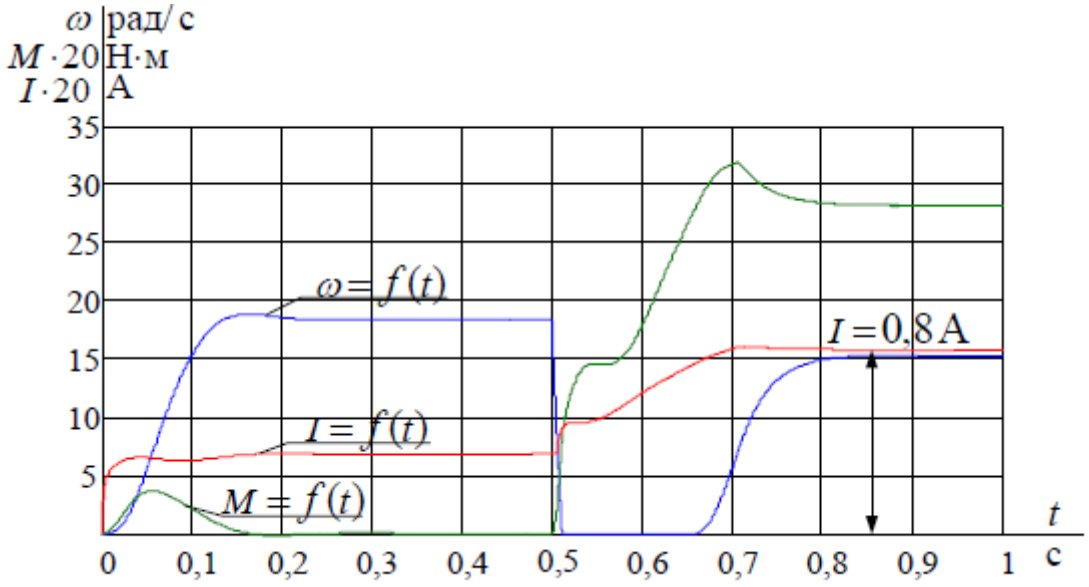


Рис 56 - Перехідні характеристики пуску двигуна в нерухомій системі координат α, β при накиданні навантаження, з IR і s-компенсацією

5.5. Імітаційні дослідження частотно-регульованого асинхронного електроприводу дискового затвора зі скалярним керуванням із

компенсацією зі спостереження за кутом навантаження.

Попередній спосіб компенсації має недолік - наявність енкодера. Тому проведемо IR – компенсації із відстеженням за зміною кута навантаження. При цьому способі відстежуватимемо зміну кута між напругою і струмом. Після збільшення моменту на валу двигуна відбувається зменшення кута. Так як струм і напруги, а відповідно і кут між ними змінюються через період (на 5 Гц період дорівнює 0,2 секунди), то після збільшення моменту на валу потрібен час, що дорівнює періоду для того щоб побачити необхідні зміни. На рис 57 представлені перехідні характеристики струму та напруги. I - режим XX, II - накид навантаження і час визначення кута навантаження, III - режим навантаження, введення компенсації.

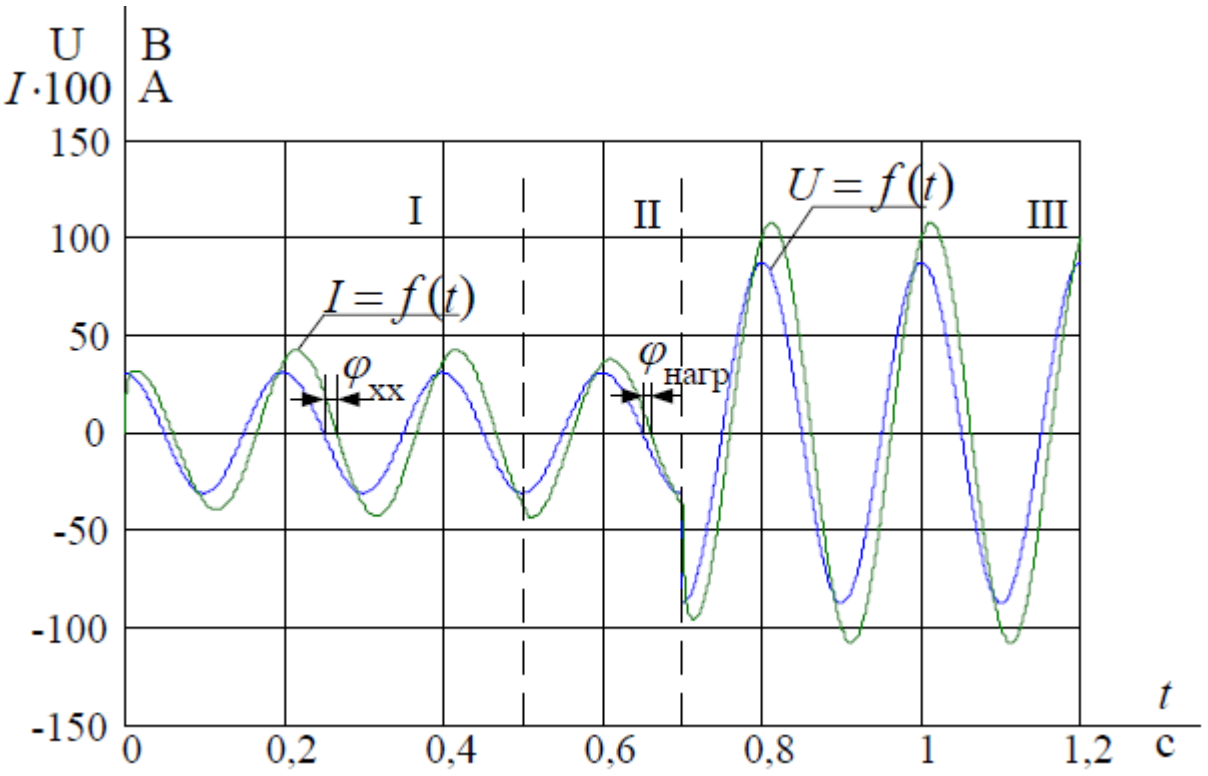


Рис. 57 -Перехідні характеристики струму та напруги двигуна в нерухомій системі координат α, β при накиданні навантаження, з IR – компенсацією

Аналізуючи перехідні характеристики видно, що кут між струмом і напруга в режимі холостого ходу зменшився. Необхідно ввести компенсацію. В результаті моделювання було зняті наступні характеристики рис. 58 та рис. 59.

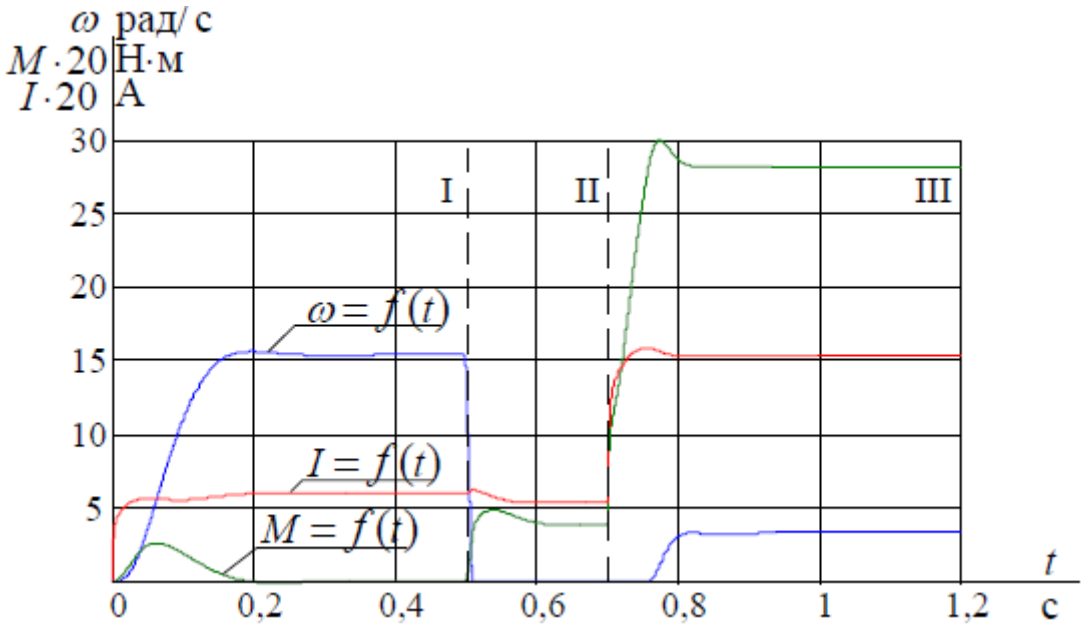


Рис 58 - Перехідні характеристики швидкості, моменту та струму двигуна в нерухомій системі координат α, β при накиданні навантаження, з компенсацією по моменту (куту).

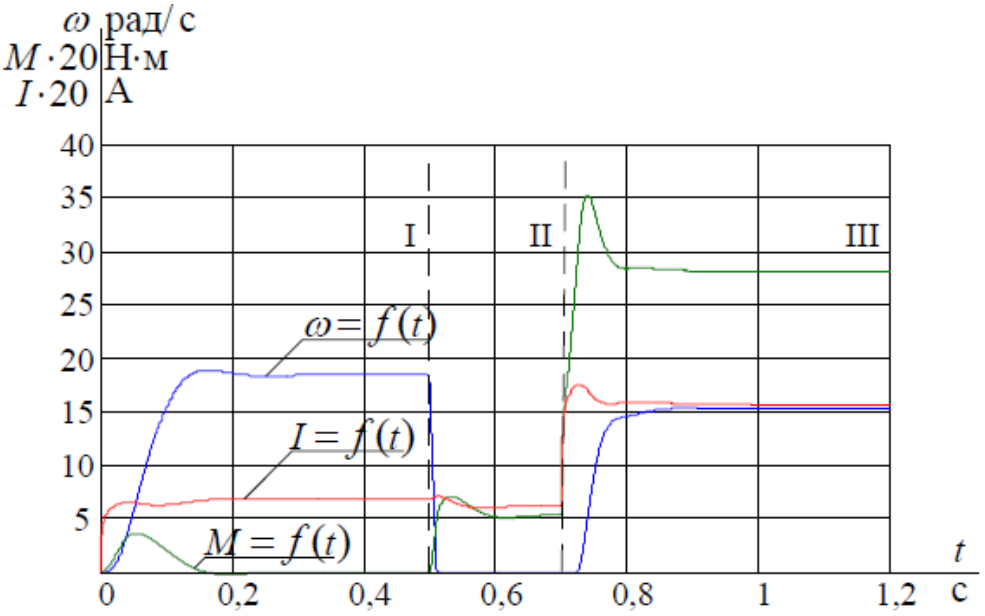


Рис.59 - Перехідні характеристики швидкості, моменту та струму двигуна в нерухомій системі координат α, β при накиданні навантаження, з IR та s – компенсацією

5.6. Висновок за розділом

Виконано добір необхідного обладнання та проведено розрахунок основних параметрів системи. Результати імітаційних експериментів підтверджують, що асинхронний частотно-регульований електропривод

дискового затвора зі скалярним керуванням за законом U/f здатний забезпечити стабільну роботу, починаючи з мінімальної частоти f = 5 Гц, а також необхідний діапазон регулювання швидкості. Цього вдалося досягти завдяки коригуванню вольт-частотної характеристики, уведенню IR-компенсації та застосуванню s-компенсації з урахуванням зміни швидкості обертання та кута.

Перехідні процеси в електроприводі відбуваються плавно, із забезпеченням обмеження динамічного моменту, а також струмів двигуна і перетворювача. Суттєвим недоліком першого підходу є потреба у використанні датчика швидкості – енкодера. Установлення енкодера збільшує вартість електроприводу та ускладнює конструкцію через зростання габаритів

.

ВИСНОВКИ

Метою цієї випускної кваліфікаційної роботи є дослідження електроприводу трубопровідної арматури та забезпечення необхідного діапазону його регулювання. У межах дослідження було проаналізовано різні типи трубопровідної арматури, серед яких як об’єкт моделювання обрано дисковий затвор. Даний тип арматури є ефективною альтернативою засувкам, вентилям і кранам, оскільки здатний одночасно виконувати функції регулювання потоку та його повного перекриття.

Для забезпечення заданого часу відкриття дискового затвора було обрано асинхронний електродвигун WEG W22 IE3 у поєднанні з черв'ячним редуктором. На основі розрахунків були отримані статичні механічні та електромеханічні характеристики двигуна. Додатково побудовано частотні характеристики для закону регулювання *U*/*f*, які надалі використано під час моделювання частотно-регульованого асинхронного електроприводу з реалізацією скалярного керування.

Робота електродвигуна на частоті 5 Гц була досягнута завдяки застосуванню різних методів коригування вольт-частотної характеристики, що дало змогу забезпечити стабільний режим пуску та роботи електроприводу.

Перехідні процеси в електроприводі відбуваються плавно, із забезпеченням обмеження динамічного моменту, а також струмів двигуна і перетворювача. Суттєвим недоліком першого підходу є потреба у використанні датчика швидкості – енкодера. Установлення енкодера збільшує вартість електроприводу та ускладнює конструкцію через зростання габаритів.

Змодельована система відповідає вимогам технічного завдання.

Список використаної літератури:

1. Загірняк М. В., Кравець О. М., Коренькова Т. В. Оптимальне керування динамічними навантаженнями в насосному комплексі з регульованою трубопровідною арматурою. *Науковий вісник Національного гірничого університету.* 2016. № 3. С. 78–86.

2. Ma G. et al. Effect of Variable Speed Motion Curve of Electric Actuator on Ball Valve Performance and Internal Flow Field. *Advances in Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 13, No. 6. 1–13. DOI: 10.1177/16878140211028003.

3. Kravets O., Korenkova T. The variable-frequency electric drive of the pipeline valves in the problems of the reduction of dynamic loads in a pumping complex // Przegląd Elektrotechniczny. 2019. Vol. 95, No. 12. P. 156–159.

4. Zagirnyak M., Korenkova T., Serdiuk O., Kravets O., Kovalchuk V. The Control of the Pumping Complex Electric Drive in Non-Steady Operation States. New York : Nova Science Publishers, 2019. 278 p. ISBN 978-1-53615-017-9.

5. Куцик А. С., Лозинський А. О., Кінчур О. Ф. Математична модель системи «частотно-регульований електропривод – насос – мережа водопостачання». *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи*. 2015. № 834. С. 45–52.

6. Lysiak V. Dynamic modes of synchronous electric drive with frequency converter in water-supply systems. *Journal of Electrical Engineering, Control and Computer Science.* 2021. Vol. 7, No. 2. P. 15–22.

7. *Modeling of Hydraulic Load of Electric Drive in Electrical Complex of Pumping Station*, *Energy Engineering and Control Systems,* 2018, Vol. 4, No. 1, pp. 31–36**,** Львівська політехніка.

8. Видмиш А. А., Штуць А. А., Колісник М. А. Багатофункціональне використання асинхронних двигунів з фазним ротором. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки.* 2021. № 1 (293). С. 104–112. DOI: 10.31891/2307-5732-2021-293-1-104-112.

9. Федірко М. М., Брич В. Я., Горлачук М. А., Завитій О. П., Головко Р. В. Частотне регулювання електроприводу насосних агрегатів мережі

централізованого теплопостачання на базі асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором. *Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит*. 2023. № 7–8 (185–186). С. 22–32. DOI: 10.20998/2313-8890.2023.07.02.

10. Sirajiddinovich K. T. Experimental studies of starts modes of the frequency-controlled electric drive of pump unit. *International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology.* 2018. Vol. 5, No. 5. P. 5946–5952.

11. Zagirnyak M. The variable-frequency electrical drive of the pipeline valves in the problems of the reduction of dynamic loads in a pumping complex. *Scientific Papers of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University.* 2015. No. 5. P. 120–127.

12. Zagirnyak M. V., Korenkova T. V., Serdiuk O. O. та ін. The Control of the Pumping Complex Electric Drive in Non-Steady Operation States. – Cham: Springer, 2020. 220 p.

13. Design of the Intelligent Electric Actuator Control System Based on Variable Frequency. *Proceedings of International Conference on Mechatronics and Automation.* 2019. P. 840–845.

14. Advantages of Variable Speed Actuators. *Valve World.* 2005. Vol. 10, No. 3. P. 36–40.

15. Electric Actuators. Technical documentation. – Oslo: Fagerberg, 2016. 24 p.

16. Study of High-Frequency Pulsating Flow Control Valves. *Applied Sciences.* 2024. Vol. 14, No. 22. Article 10177. DOI: 10.3390/app142210177.

17. Andrade-Cedeno R. J., Figueroa A., Ortega R. Comparative study by numerical simulation of two methods for improving efficiency in pumping systems. *International Journal of Power Electronics and Drive Systems.* 2022. Vol. 13, No. 3. P. 1365–1379.

18. Kıvanc O. C., Ustun O., Tosun G., Oguz E., Mutlu Y. Design and Implementation of an Electric Actuated Valve for Precise Fluid Control // Gazi University Journal of Science. 2019. Vol. 32, No. 2. P. 483–492.

19. Xu L. et al. Research on fault analysis and fault-tolerant control of valve

electric actuator system based on SRM. *5th International Symposium on Computational Intelligence and Design*. 2012. P. 389–393.

20. Egbuna C. C., Basson A. H. Electric actuator selection design aid for low cost automation. *IEEE Africon Conference*. 2013. P. 1–5.

21. Лакосіна А. О., Широкова А. Г. Сучасне застосування частотно-регульованого асинхронного електроприводу. *Матеріали IV Всеукр. наук.-практ. інтернет-конф. «Сучасний стан та перспективи розвитку електротехнічних систем»*. Мелітополь, 2021. С. 81–82.

22. Застосування частотно-регульованих електроприводів на насосних станціях систем водопостачання. *Вісник Дніпровського національного університету залізничного транспорту. Серія: Електроенергетика*. 2018. № 16. С. 55–62.

23. Електроприводи трубопровідної арматури: вимоги, класифікація, сфери застосування. Електронний ресурс. – Нац. гірн. ун-т України. URL: https://nmu.org.ua (дата звернення: 30.11.2025).

24. Frequency-controlled load driver for an electromechanical system: US Patent 6934140 B1. 2005. 11 p.