

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
(повне найменування закладу вищої освіти)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій і робототехніки  
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра автоматики, електроніки та телекомунікацій  
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

## **Пояснювальна записка**

до кваліфікаційної роботи

магістр  
(ступінь вищої освіти)

на тему

**Розроблення та дослідження системи автоматичного керування  
електроприводу скручування**

Виконав: студент 2 курсу, групи 601МЕ  
спеціальності 141 «Електроенергетика,  
електротехніка та електромеханіка»  
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Ткаченко А.О.  
(прізвище та ініціали)

Керівник Кожушко Г.М.  
(прізвище та ініціали)


Рецензент Кислиця С.Г.  
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2025 рік

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
 Інститут Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та  
робототехніки  
 Кафедра Автоматики, електроніки та телекомунікацій  
 Ступінь вищої освіти Магістр  
 Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри автоматки,  
 електроніки та телекомунікацій

  
 \_\_\_\_\_ О.В. Шефер  
 “ 02 ” \_\_\_\_\_ 09 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

**Ткаченку Анатолію Олексійовичу**

1. Тема проекту (роботи) **«Розроблення та дослідження системи автоматичного керування електроприводу скручування»**  
 керівник проекту (роботи) **Кожушко Григорій Мефодійович, д.т.н., проф.**  
 затверджена наказом вищого навчального закладу від “09”08 2024 року № 818-ф.а
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 19.12.2024 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) частота обертання рамки 670-2000 об/хв., число скручувань в 1 хв – 1340-4000, діаметр скручувань – 0,2 – 1,0 мм.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. 1. Технологічна частина. 2. Основні відомості про літцекрутильну машину і задачі її автоматизації. 3. Задачі вибору електроприводу і автоматизації машини. 4. Аналітичний огляд машин подвійного скручування, що використовуються. 5. Визначення основних параметрів елементів електромеханічної системи і її характеристики. 6. Обґрунтування вибору системи електроприводу. 7. Розробка функціональних і структурних схем системи автоматичного керування. 8. Складання структурної схеми САУ і визначення її параметрів. 9. Моделювання і дослідження динаміки системи автоматизованого управління. Висновки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень)
  - 1) Автоматизований електропривод літцекрутильної машини. Загальний вигляд
  - 2) Автоматизований електропривод літцекрутильної машини. Схема кінематична

- 3) Технологічна схема машини подвійного скручування
- 4) Автоматизований електропривод літцекрутильної машини. Схема електрична принципова
- 5) САК електропривода літцекрутильної машини. Схема електрична принципова
- 6) Автоматизований електропривод літцекрутильної машини. Шафа керування
- 7) Система захисту електропривода літцекрутильної машини. Схема електрична принципова
- 8) Структурна схема моделі двоконтурної системи регулювання швидкості
- 9) Плакати дослідної частини;
- 10) Висновки по роботі.

6. Дата видачі завдання 02.09.2024 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів магістерської роботи	Термін та обсяг виконання етапів роботи			Примітки (плакати)
		Дата	Категорія	Відсоток	
1	Основні відомості про літцекрутильну машину і задачі її автоматизації	07.10.24		15%	Пл. 1
2	Задачі вибору електроприводу і автоматизації машини	16.10.24	I	25%	Пл. 2
3	Аналітичний огляд машин подвійного скручування, що використовуються	05.11.24		40%	Пл. 4
4	Визначення основних параметрів елементів електромеханічної системи і її характеристики	12.11.24		50 %	Пл. 5
5	Розробка функціональних і структурних схем системи автоматичного керування	19.11.24	II	60%	Пл. 6
6	Складання структурної схеми САУ і визначення її параметрів	26.11.24		70%	Пл. 7
7	Моделювання і дослідження динаміки системи автоматизованого управління	11.12.24		90%	Пл. 8
8	Оформлення пояснювальної записки	19.12.24	III	100%	Пл. 1

Магістрант

(підпис)

Ткаченко А.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Кожушко Г.М.

(прізвище та ініціали)

## Зміст

Вступ.....	5
1. Основні відомості про літцекрутильну машину і задачі її автоматизації.	7
1.1. Схема і хід технологічного процесу.....	7
1.2. Конструктивне виконання установки.....	9
1.3. Призначення електроустаткування, його особливості і розміщення.....	17
1.4. Задачі вибору електроприводу і автоматизації машини.....	17
2. Аналітичний огляд машин подвійного скручування.....	19
3. Визначення основних параметрів елементів електромеханічної системи і її характеристики.....	24
3.1. Обґрунтування вибору системи електроприводу.....	24
3.2. Вибір електродвигуна.....	27
3.3. Керований перетворювач.....	41
3.4. Захисні функції в системі управління.....	43
3.5. Алгоритм пуску і останову машини.....	44
4. Розробка функціональних і структурних схем системи автоматичного керування.....	47
4.1 Загальні.....	47
4.2. Функціональна схема електроприводу літцекрутильної машини	48
4.3. Складання структурної схеми САУ і визначення її параметрів.....	50
4.4. Моделювання і дослідження динаміки системи автоматизованого управління .....	60
4.5. Синтез і дослідження цифрового управління швидкістю .....	67
Висновки.....	76
Література.....	77
Додатки.....	89

## Вступ

Скручування є одним з найпоширеніших процесів кабельного виробництва. Воно здійснюється шляхом поєднання двох рухів елементів, що піддаються скручуванню: прямолінійно-поступального і обертального (навкруги осі скручування). При цьому можуть обертатися або всі одиничні елементи (жили, пари, четвірки, пучки) навкруги осі поступально – виробу, що рухається, або саме поступально – виріб, що рухається, навкруги своєї осі.

**Актуальність теми.** В даній роботі розглядається літцекрутильна машина, в якій застосовується спосіб так званого подвійного скручування. При цьому способі скручування проводиться обертанням рамки навкруги приймальної котушки, підвішеної всередині описуваного цією рамкою простору. Така система скручування придатна не для всіх видів кабельних виробів; вона дозволяє одержати два кроки скручування за один оборот рамки, що обертається. В поєднанні з високою частотою обертання легкої рамки це дало різке підвищення продуктивності праці при виготовленні стренг і кабелів пучкового скручування.

Характер технологічного процесу скручування робить основний вплив на режим роботи електроприводу і визначає вимоги, що пред'являються до нього відносно потужності, перевантажувальної здатності, динамічних якостей, необхідної точності регулювання координат і т.п.

**Метою роботи** є розроблення та дослідження системи автоматичного керування електроприводу скручування. В цілому сучасний автоматизований електропривод машин кабельної галузі є складною, динамічною, в загальному випадку багатозв'язковою і нелінійною системою, яка в умовах дії різних збурюючих чинників повинна забезпечувати необхідні статичні і динамічні характеристики.

По характеру технологічного процесу машини кабельної галузі, в основному, відносяться до механізмів безперервної дії. Технологічний процес цих механізмів має безперервний характер. Безперервність дії, з одного боку, забезпечує більш високу продуктивність машини, а з іншою визначає високі

вимоги до надійності вживаних систем електроприводу і автоматизації їх робочих процесів. Якщо задоволення цих вимог можливе, то використання механізмів безперервної дії може дати значний економічний ефект.

**Об'єкт дослідження:** процеси автоматизованого керування електроприводу скручування.

**Предмет дослідження:** Взаємозв'язок методів та алгоритмів керування операціями, що впливають на скручування проводів.

**Методи досліджень.** В основу досліджень покладено методи теорії автоматичного керування для розробки структури і алгоритмів керування; статистичні методи для обробки модельних і експериментальних даних.

**Задачі досліджень.** В даному проекті розглянемо електропривод літцекрутильної машини. Система електроприводу повинна забезпечувати безпеку обслуговування, постійний контроль ходу технологічного процесу і справності електричного устаткування. Зокрема, при виникненні аварійних режимів або при виникненні небезпеки для обслуговуючого персоналу необхідно зупинити установку за мінімально можливий проміжок часу.

# 1 ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЛІТЦЕКРУТИЛЬНУ МАШИНУ І ЗАДАЧІ ЇЇ АВТОМАТИЗАЦІЇ

## 1.1 Схема і хід технологічного процесу

Літцекрутильна машина призначена для скручування пучка (літці) невідповідної структури (діаметром від 0,6 мм до 4,5 мм) з неізолюваного мідного або алюмінієвого дроту (діаметром від 0,2 мм до 1 мм), а також для повивно-пучкового скручування. Скручування відбувається в результаті дії на певну ділянку скручуваного виробу пари сил, діючих в площині, перпендикулярній його осі.

Таблиця 1.1 – Технічні вимоги

Робоча частота обертання рами, що обертається:	11,5... 33,3 1/с
Характер перехідного процесу по швидкості:	аперіодичний
Відхилення швидкості при зміні навантаження на $\pm 20\%$ :	0,5%
Відхилення швидкості при зміні напруги мережі на $\pm 10\%$ :	0,2%
Час відновлення швидкості:	0,25 с
Статична помилка по швидкості:	0,2%
Максимально допустиме прискорення:	0,356 1/с <sup>2</sup>

Основним параметричним співвідношенням крутильних машин є залежність між частотою обертання крутильного пристрою і лінійною швидкістю скручуваного виробу. Для даної літцекрутильної машини це співвідношення має вигляд:

$$v=2Hn \quad (1.1)$$

де  $v$  - лінійна швидкість скручуваного виробу;

$H$  – крок скручування виробу;

$n$  - частота обертання крутильної рамки, об/хв.

Дана літцекрутильна машина відноситься до машин пучкового скручування. Вона є крутильною машиною подвійного скручування з крутильною (що обертається) рамою, яка обертається навкруги приймального

барабана, з нерухомими віддаючими пристроями контейнерного типу. Тобто при одному повороті рами, що обертається, виготовляється литця довжиною, відповідною двом крокам скручування. З причини цього кількість скручувань завжди відповідає подвоєному значенню числа оборотів рами, що обертається.

На рис.1.1. приведена технологічна схема машини подвійного скручування. Дроти і жили 1, поступаючи з віддаючих пристроїв, входять в ніпель А, розташований на осі обертання крутильної рамки, а на ділянці АБ скручуються в пучок (литцу) 3, який, проходячи уздовж крутильної рамки, на ділянці ВГ додатково підкручування і через тяговий пристрій 2 і механізм розкладки поступає на приймальний барабан 4, розташований усередині крутильної рамки. Залежно від напрямку обертання крутильної рамки характер кроку скручування може бути або «s», або «z».

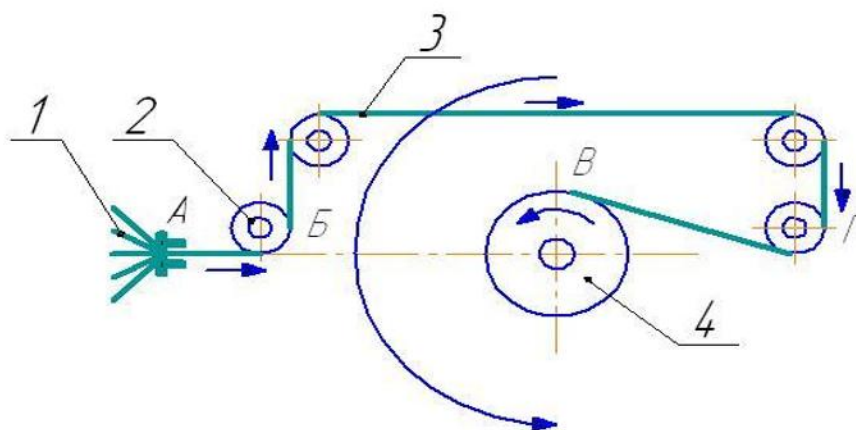


Рисунок 1.1 – Технологічна схема машини подвійного скручування.

Межа експлуатації крутильної рамки на максимальних обертах, визначається розривом литци на вільній ділянці між двома ніпелями, що знаходяться в крутильній рамці. Розрив відбувається під дією відцентрової сили, що створюється під час обертання. Виходячи з певного допустимого значення цієї сили визначається максимально допустиме значення числа обертів крутильної рамки, при якому забезпечується обробка литці з відповідним діаметром.

З вище сказаного виходить, що в цілях максимальної продуктивності слід експлуатувати машину на максимально допустимих обертах крутильної рамки.

## **1.2 Конструктивне виконання установки**

Дана літцекрутильна машина має правозаходне виконання. Це значить, що якщо дивитися на машину з боку обслуговування, то віддаючий пристрій, що забезпечує дріт для машини, знаходиться зліва від машини, тобто дріт поступає в машину зліва направо. Конструктивно машина складається з наступних складових:

- блоку приводного електродвигуна і трансмісійного валу;
- роторної частини;
- ярмо з витяжним механізмом і намотувальним устаткуванням;
- розкладальника;
- лічильника метражу;
- розподільника;
- станини;
- кожуха;

### ***1.2.1 Блок приводного електродвигуна і трансмісійний вал***

Привод літцекрутильної машини здійснюється від електродвигуна. З валу приводного двигуна обертання передається на трансмісійний вал через клиноременну передачу. Трансмісійний вал складається з трьох частин: з двох крайніх ділянок валу, підшипникові вузли яких розташовані в стійках станини, і з проміжної частини, підшипникові вузли якої встановлені в рамі підстави. Всі три частини валу з'єднуються між собою муфтами Ольдгейма. По обох кінцях трансмісійного валу встановлені зубчаті ремінні передачі, за допомогою яких обертання з трансмісійного валу передається на половинки роторної частини.

Трансмісійний вал служить для забезпечення синхронного обертання половинок роторної частини (і тим самим запобігає перекосу рами, що обертається) за допомогою створення жорсткого кінематичного зв'язку через зубчаті ремінні передачі, оскільки рама для передачі моменту, що обертається, не придатна.

Технічні дані блоку приводного електродвигуна і трансмісійного валу, за даними підприємства «ВАТ завод Укркабель» представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні дані блоку приводного електродвигуна і трансмісійного валу

Найменування характеристики	Позначення	Величина
Передавальне число клиноременної передачі	$I_1$	1,18
Передавальне число зубчатої ремінної передачі	$I_2$	0,91
ККД редуктора, який складається із зубчатої ремінної і клиноременної передачі з урахуванням ККД підшипників	$\eta_5$	0,83

### ***1.2.2. Роторна частина***

Роторна частина має: два головні вали, виконані у вигляді трубних валів, що обертаються в підшипниках кочення розташованих в корпусах, укріплених на стійках машини; головки роторної частини на кінцях головних валів; пружну обертаючу раму легкого виконання, що сполучає головки роторної частини і виконану з тягнутого дроту пружинної сталі.

Приводом роторної частини є двостороння зубчата ремінна передача. Таке рішення (рама, що обертається, не може передавати момент) виключає небезпеку перекосу рами, що обертається, під час роботи устаткування.

Технічні дані роторної частини, за даними підприємства «ВАТ завод Укркабель» представлені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічні дані роторної частини

Найменування характеристики	Позначення	Величина
Максимальна кутова швидкість рами, що обертається, 1/с	$\Omega_p$	33,300
Радіус крутильної рами (ротора), м	$r_p$	0,475
Довжина крутильної рами (ротора), м	$h_p$	2,000
Ширина валу ротора, м	$h_5$	0,268
Ширина лопаті ротора, м	$h_6$	0,010
Довжина стренги ротора, м	$l_6$	1,664
Радіус валу ротора, м	$r_2$	0,475
Радіус лопаті ротора, м	$r_3$	0,310
Маса стренги ротора, кг	$m_2$	1,300

### ***1.2.3. Ярмо з витяжним механізмом і намотувальним устаткуванням***

Ярмо є зварною рамою, яка за допомогою підшипників підвішена на кінцях валів роторної частини. Центр тяжіння ярма розташований нижче осьовій лінії підвіски, внаслідок чого забезпечується «стояче» положення ярма по відношенню до станини.

В ярмі розташовані такі вузли:

1) Витяжний механізм, який складається з приводу і подвійної системи витяжних коліс. Призначення цього механізму є забезпечення постійної певної швидкості простягання скручування через раму, що обертається;

2) Намотувальний пристрій, призначення якого є намотування литці, як готова продукція, на катушку.

Витяжний механізм є двоколісним тяговим пристроєм складається з одного циліндрового (тягового) і одного колеса жолоба (обвідного) розташованих послідовно подібний поліспасти, з невеликим поперечним зсувом.

Крок скручування визначається співвідношенням числа оборотів рами і швидкості витягання, що обертається, відповідно до формули (1.1).

Постійність цього співвідношення, а тим самим і постійність кроку скручування забезпечується жорстким кінематичним зв'язком між цими двома вузлами.

Конструктивно це вирішено так, що витяжне колесо одержує свій привід (через редуктор) від одного з головних валів роторної частини за допомогою шестерної передачі.

Витяжне колесо продовжує обертатися в одному напрямі і в тому випадку, якщо змінюється напрям обертання роторної частини. Іншими словами, у разі зміни напрямку обертання роторної частини витяжне колесо продовжує виконувати витягання. Це забезпечується тим, що в приводній кінематичній ланцюг приводу вбудований реверс вільного ходу на конічних шестернях.

З метою забезпечення можливості зміни співвідношення, а тим самим і значення кроку скручування, як одна з передач кінематичного ланцюга приводу застосовується змінна пара шестерень. Шляхом зміни цього передавального відношення (шляхом зміни шестерної пари) може встановлюватися крок скручування, відповідно до технології.

Іншим основним вузлом ярма є намотувальний пристрій, що складається з механізму кріплення і обертання котушки, а також з розкладальника. Котушка встановлюється і кріпиться між пінолями, встановленими в підшипники. Корпуси підшипника, одного з пінолей може (разом з центром) зсовуватися в осьовому напрямі для забезпечення можливості виконання операції заміни котушки. В закритому стані корпус підшипника блокується.

Обертання котушки здійснюється повідковим важелем, який одержує привід від валу витяжного колеса за допомогою фрикційної муфти зчеплення і зубчатої ремінної передачі. Фрикційна муфта зчеплення служить для вирівнювання різниці між числом обертів витяжного колеса працюючого з постійним числом обертів, і числом обертів котушки, яке зменшується у міру заповнення котушки (це досягається муфтою за рахунок прослизання).

Технічні дані ярма з витяжним механізмом і намотувальним устаткуванням, за даними підприємства «ВАТ завод Укркабель» представлені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Технічні дані ярма

Найменування характеристики	Позначення	Величина
Коефіцієнт тертя ковзання литци	$\mu$	0,120
Максимальний крок скручування, м	H	
Число витків литци на тяговому колесі	m	6,000
Натягнення збігаючої гілки литци з обвідного колеса, Н	$T_{сб}$	27,500
Коефіцієнт збільшення натягнення на другій частині ділянки	$k_{и1}$	1,030
Коефіцієнт збільшення натягнення на третій частині ділянки	$k_{и2}$	1,020
Вагове навантаження на 1 м литци, Н	Q	1,405
Довжина першої частини ділянки збігання, м	$I_1$	0,500
Довжина другої частини ділянки збігання, м	$I_2$	0,300
Довжина третьої частини ділянки збігання, м	$I_3$	0,700
Коефіцієнт опору руху на прямолінійній ділянці	$C_{п}$	0,006
Кут нахилу до горизонту першої частини ділянки збігання, гр	$\beta_1$	90,000
Кут нахилу до горизонту другої частини ділянки збігання, гр	$\beta_2$	20,000
Кут нахилу до горизонту третин частини ділянки збігання, гр	$\beta_3$	35,000
Радіус щоки приймального барабана, м	$r_{щ}$	0,315
Радіус шийки приймального барабана, м	$r_{ш}$	0,125
Радіус отвору приймального барабана, м	$r_o$	0,028
Ширина щоки приймального барабана, м	$h_1$	0,010
Ширина шийки приймального барабана, м	$h_2$	0,475
Внутрішня ширина приймального барабана, м	$h_7$	0,400

Продовження таблиці 1.3

Максимальний коефіцієнт заповнення приймального барабана	$k_3$	0,780
Передавальне число зубчатої ремінної передачі приймача	$I_5$	1,700
ККД зубчатої ремінної передачі між вихідним валом муфти і приймальним барабаном з урахуванням ККД підшипників і пинолей	$\eta_1$	0,910
ККД фрикційної муфти з урахуванням ККД підшипників	$\eta_3$	0,680
Радіус тягового колеса, м	$r_1$	0.075
Ширина витягаючого колеса, м	$h_3$	0,100
Ширина щоки витягаючого колеса, м	$h_4$	0,010
Довжина литци на ділянці «калібр - тяга», м	$I_5$	5,000
ККД редуктора, що складається із зубчатої циліндрової і зубчатої конічної передачі, а також змінної пари шестерень з урахуванням ККД підшипників	$\eta_4$	0,740
Передавальне число зубчатої циліндрової передачі	$I_3$	2,800
Передавальне число змінних шестерень, яке відповідає максимальному кроку скручування	$I_{ш}$	0,340
Передавальне число зубчатої конічної передачі	$I_4$	3,130

#### ***1.2.4. Розкладальник***

Розкладальник забезпечує рівномірність намотування скручування, в подовжньому напрямі осі котушки. Розкладальник створює обертально-поступальний рух, відповідний ширині котушки, паралельно її осі.

Синхронність обертання котушки і руху розкладальника забезпечується загальним для котушки і розкладальника зубчастим ремінним приводом. Ведення литци в необхідному напрямі здійснюється направляючими роликами, встановленими на розкладальнику.

Робота розкладальника заснована на принципі фрикційного приводу, який здійснюється між шпінделем обкату, що створює обертаючий рух, і приводними роликами, розташованими під кутом до шпінделя. Швидкість каретки розкладальника, а також крок скручування, регулюється важелем знаходиться на каретці розкладальника. Обмеження шляху розкладальника

при обертально- поступальному русі відповідно ширині котушки здійснюється регульованими упорними гвинтами.

Технічні дані розкладальника, за даними підприємства «ВАТ завод Укркабель» представлені в табл. 1.4:

Таблиця 1.4 – Технічні дані розкладальника

Найменування характеристики	Позначення	Величина
Величина потужності затрачуваної на розкладальнику, Вт	$P_2$	12,0000
Передавальне число зубчатої ремінної передачі	$I_6$	1,4000
ККД зубчатої ремінної передачі між вихідним валом муфти і розкладальником з урахуванням ККД підшипників	$\eta_2$	0,9400
Момент інерції розкладальника, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	$J_6$	0,0003

### ***1.2.5. Лічильник метражу***

Лічильник метражу служить для точного вимірювання довжини скрутки як готової продукції. Індикація показує заміряне значення, а також забезпечує автоматичну зупинку литцкерувальної машини досягнувши наперед встановленої довжини готової продукції.

Привод лічильника метражу забезпечується самим скручуванням. Індикатор лічильника метражу має чотиризначне цифрове позначення остання цифра, якого показує 10 м. Рахунок йде зі встановленого значення до нуля в зворотному порядку.

### ***1.2. 6. Розподільник***

До складу розподільника входять (в черговості надходження дроту в машину): сигналізатор обриву дроту, крутильна розетка і крутильний каліф.

Сигналізатор обриву дроту служить для автоматичної зупинки машини при обриві скручуваних дротів. При обриві утворений кінець опиняється в зіткненні з контактним штирем сигналізатора обриву дроту, тим самим

замикає певний контур струму, який проводить зупинку машини швидким гальмуванням.

Крутильна розетка і крутильний калібр (ці два пристрої також називаються ніпелем) служать для впорядкування і обхвату дроту поступаючою від віддаючого пристрою. Вони можуть відсовуватися і кріпитися в оптимальній точці скручування.

### ***1.2.7. Станина машини***

Станина машини складається з рами підстави і двох стояків. З погляду виконання ці вузли є коробчатими зварними конструкціями з профільної або листової сталі.

Вузли закріплені на станині машини: приводний двигун, корпуса підшипників трансмісійного валу. Окрім цього стоечні частини станини включає підшипникові вузли крайніх ділянок трансмісійного валу і роторної частини.

### ***1.2.8. Кожух***

Кожухи встановлені на машині, діляться на дві групи: на нерухомі і на рухомі. До нерухомих відносяться кожухи, закріплені до стояків, кожухи зубчатих ремінних передач, а також бічні кожухи. Рухомі кожухи закривають простір роторної частини. Таким чином, значно знижується потужність шуму, що передається в оточуючий простір. Два рухомі кожухи можуть розсуватися в сторони, забезпечуючи тим самим можливість заміни катушки і заправки дроту.

Кожух – для безаварійності забезпечений запобіжним блокуванням. При відкритому кожусі машину неможливо ні запустити, ні продовжити роботу на ній. Функцію блокування виконують - електричним шляхом (позиційні вимикачі). До моменту повної зупинки роторної частини, відкриттю кожуха перешкоджає електромагнітне блокування.

### **1.3. Призначення електроустаткування, його особливості і розміщення**

Електроустаткування літцекрутильної установки можна розділити на устаткування виконуюче наступні функції: управління, трансформації, захист, вимірювання і сигналізації. Також до складу електроустаткування входять приводний електродвигун і тахогенератор.

По конструктивних формах електроустаткування є захищеними комплектними пристроями управління, що складаються з напільної шафи, і операційного щита (пульта управління).

Електроустаткування одержує живлення від заводської мережі з такими параметрами:

Мережна напруга:  $3 \times 380\text{В}$  (+10%-15%)

Мережна частота: 50 Гц

### **1.4. Задачі вибору електроприводу і автоматизації машини**

Дана машина експлуатується в закритих приміщеннях (цехах) з неагресивним і невибухонебезпечним середовищем. Забрудненість, температура і вогкість в приміщеннях знаходяться в допустимих нормах. Літцекрутильна машина по характеру технологічного процесу відноситься до механізмів безперервної дії, що визначає і тривалий режим роботи її електроприводу. При зміні характеру кроку скручування необхідна зміна напрямку обертання крутильної рамки, очевидно, що і привід повинен мати таку нагоду.

У зв'язку з великим значенням постійності параметрів литці (таких як площа поперечного перетину і величина кроку скручування), що виготовляється, важливою вимогою до електроприводу є забезпечення плавності пуску і гальмування з надійним обмеженням прискорення і ривка. За даними підприємства «ВАТ завод Укркабель», таке максимально допустиме кутове прискорення складає  $0,356 \text{ 1/c}^2$ .

Технологічний процес скручування не передбачає різких змін навантаження. Машина пускається вже із заздалегідь запроваденим дротом. При пуску повинне бути обмежено прискорення в допустимих межах. У зв'язку з постійним збільшенням радіусу намотуваної на приймальну катушку литці, навантаження змінюється практично по лінійній залежності. Для збереження постійності кроку і площі поперечного перетину литці необхідно стабілізація швидкості приводного двигуна на одному рівні. Ця вимога, по суті, є основною вимогою до електроприводу.

В цілях управління і контролю система електроприводу повинна забезпечувати безпеку обслуговування, постійний контроль ходу технологічного процесу і справності електричного устаткування. Зокрема, при виникненні аварійних режимів або при виникненні небезпеки для обслуговуючого персоналу необхідно зупинити установку за мінімально можливий проміжок часу.

На підставі вищевикладеного, а також враховуючи свідоцтва про машини подвійного скручування, одержані на підприємстві «ВАТ завод Укркабель», можна сформулювати наступні технічні вимоги до електроприводу:

Робоча частота обертання рами, що обертається:	11,5...33,3 1/с
Характер перехідного процесу по швидкості:	аперіодичний
Відхилення швидкості при зміні навантаження на $\pm 20\%$ :	0,5%
Відхилення швидкості при зміні напруги мережі на $\pm 10\%$ :	0,2%
Час відновлення швидкості:	0,25с
Статична помилка по швидкості:	0,2%
Максимально допустиме прискорення:	0,356 1/с <sup>2</sup>

## 2. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МАШИН ПОДВІЙНОГО СКРУЧУВАННЯ

Область вживання машин подвійного скручування, до яких відноситься і літцекрутильна машина, довго обмежувалася скручуванням стренг і міських телефонних кабелів. Після досягнення значного підвищення швидкості цих машин, розширилася і область їх вживання. Підвищення швидкості машин стало можливим завдяки ряду конструктивних змін, найважливішими з яких були:

- 1) заміна жорстких прямих або зігнутих трубок, що зв'язують диски крутильного пристрою, гнучкими зв'язками, що не передають моменту, що крутить, або короткими консольно закріпленими трубками, між якими скручувана заготовка проходить без направляючих. В цьому випадку синхронне обертання дисків забезпечується за рахунок приводу кожного з них за допомогою ремінної зубчатої передачі;
- 2) заміна важких направляючих роликів великого діаметра рольгангами в машинах, призначених для скручування силових кабелів. При цьому не тільки знизилася маса крутильного пристрою але і покращали його аеродинамічні властивості.

Розглянемо декілька типів машин подвійного скручування. Машини марки DSÖ фірми «Дігеп» (Угорщина) призначені для скручування дроту, машини марки DSÖE – для скручування ізольованих жил. Технічні характеристики цих машин приведені в табл. 2.1.

Ці машини комплектуються різного роду пристроями з кількістю катушок 24... 100, мають діаметр щоки 125...400 мм Тяговий пристрій машини DSÖ-63A складається з двох встановлених в горизонтальній площині коліс. Направляючий пристрій у вигляді фігурного рольганга забезпечує подачу скрученої заготовки, що сходить з тягового пристрою у вилку розкладальника. Така конструкція тягового пристрою дозволила дещо укоротити люльку і крутильну рамку.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики

Характеристика	Марка машини				
	DSÖ-20A	DSÖ-40A	DSÖ-63A	DSÖE-63	DSÖE-100
Частота обертання крутильної рамки, об/хв	1085..3250	800... 2400	670... 2000	400... 1200	200...600
Число скручувань в 1 хв	2170..6500	1600... 4800	1340 ..4000	800... 2400	400... 1200
Діаметр скручуваних дротів, мм	0,06... 0,3	0,1..0,65	0,2...1,0	1,8...3,36	1,8...8,0
Максимальний діаметр скручуваної жили, мм	1,8	3,0	5,0	8,0	17,3

Представляє інтерес машина фірми «Селтік» (Франція), призначена для скручування ізольованих жил. Конструкція її спрощена і крутильна рамка укорочена завдяки скасуванню тягового колеса і зміні системи розкладки. Тяга в цій машині здійснюється самою прийнятною котушкою, а розкладка – періодичним коливальним поворотом цієї котушки навкруги своєї осі, що забезпечує не рядову, як завжди, а хрестове намотування, при якому намотувана на приймальну котушку скручена заготовка не може виявитися затисненою між вже укладеними рядами.

Необхідне узгодження між кутовою частотою обертання прийальної котушки і її периферійною лінійною швидкістю, яка повинна залишатися постійною при збільшенні радіусу намотування, здійснюється схемою електричного регулювання.

Фірма «Крупп» (Німеччина) розробила машину подвійного скручування типу ХДК-400 для скручування жил кабелів зв'язку в четвірки. Для симетричного розташування жил машина забезпечена коректуючим пристроєм. Віддаючий пристрій сконструйований під котушки із зніманням жили через щоку за допомогою фільера (повідця, що вільно або примусово обертається). Рівномірне натягнення скручуваних жил забезпечується чотирма гальмівними шайбами. Натягнення може регулюватися і контролюється динамометрами. В цьому випадку коректуюче пристосування є розподільною

розеткою встановленою перед тяговим пристроєм. Жили скрученої четвірки пропускаються через направляючі отвори коректуючої розетки, яка обертається з подвоєною кутовою швидкістю в тому ж напрямі, що і крутильна рамка. При цьому четвірка повністю розкручується на ділянці до розетки і впорядкований скручується у зворотному напрямі у встановленому між розеткою і тяговим пристроєм.

Машини подвійний скрутки по схемі з віссю приймальної котушки, суміщеної з віссю крутильної рамки, виготовляються фірмами «Ніхоф» (Німеччина) і «Синхро» (США) для скручування тонких і найтонших дротів. Поєднання осі приймальної котушки з віссю обертання крутильної рамки дозволило зменшити розміри крутильного пристрою і збільшити частоту його обертання. Співвісне розташування приймальної котушки в даній машині, дозволяє автоматизувати процес знімання повної котушки і установки порожньої. В цьому випадку оператору слід тільки заправити жилу і закріпити її на катушці.

Для скручування силових кабелів і інших видів кабельних виробів з 3 – 4 жил перетином до 35 мм<sup>2</sup> з пластмасовою або гумовою ізоляцією застосовуються машина марки СД-1250, що виготовляється Машинобудівним комбінатом (Німеччина).

Крутильна частина машини СД-1250 є кліттю, що складається з двох дисків, зв'язаних між собою двома зігнутими трубами зміщеними щодо один одного на кут 180 гр. Привід кліті здійснюється з одного боку. Частота обертання її рівна 450 об/хв.

Машина цього типорозміру фірми «Кортіновіс» (Італія) призначена для скручування гнучких струмопровідних і ізольованих жил в кабель з максимальним діаметром по скручуванню 20 мм. В цій машині у відмінності від машини СД-1250 диски створює крутильну кліть, сполучені між собою двома зігнутими направляючими, виконаними з гнучких сталевих смуг, уздовж яких розташовані направляюче втулки. Привод крутильного пристрою

проводиться з двох сторін за допомогою зубчатих ременів. Частота обертання цієї машини досягає 750 об/хв.

Ще більш крупна машина з приймальним барабаном більше 1650 мм, призначена для скручування 4-5 жил з гумовою або пластмасовою ізоляцією перетином до 70 мм<sup>2</sup>, виготовляється фірмою «Годдерідж» (Франція). Частота обертання рівна 300 об/хв.

На відміну від машин СД-1250 і «Кортіновнс» ця машина має крутильну частину, що складається з двох підковоподібних рольгангів, що обертаються, є розімкненою крутильною рамкою. Привід їх здійснюється зубчатими ременями. Частина шляху, на ділянці між рольгангами, скручуваний кабель проходить без направляючих.

Порівняно з швидкохідними крутильними машинами сигарного типу, які виконують скручування жил одного і того ж перетину з одним і тим же кроком, що і рамкові машини подвійного скручування, фактична продуктивність останніх в 1,5-2 рази більше.

На жаль гідних вітчизняних аналогів вищерозглянутих машин немає. Рамкові машини подвійного скручування за часів Радянського Союзу закуплялися за кордоном. Ці машини використовують і в даний час на кабельних підприємствах України. Оскільки потреби в кабельній продукції в Україні, в порівнянні з потребами в Радянському Союзі, значно знизилися, то продуктивність таких рамкових машин подвійного скручування можна вважати цілком прийнятною.

Зокрема, підприємство «ВАТ Завод Укркабель» оснащений рамковими машинами подвійного скручування марки DSÖ фірми «Дігеп» (Угорщина). Слід зазначити, що машина марки DSÖ-63A є прототипом літцекрутильної машини розробляється в даній роботі.

Аналізуючи представлені в огляді машини можна відзначити наступні особливості, які можуть зробити вплив на вимоги до системи електроприводу. Діаметр продукції, що виготовляється, може складати 0,5 мм і менше, якість продукції такого малого діаметра залежить від постійності частоти обертання

крутильної рамки машини. Очевидно, що на частоту обертання рами не повинні впливати різного роду збурення, наприклад збільшення радіусу намотування на приймальному барабані, зміна величини втрат в кінематичних парах, зміна температури або зміна напруги живлячої мережі. Слід також відзначити тенденцію на зменшення масогабаритних показників і простоту в обслуговуванні. Не варто, також, забувати і про величину капітальних витрат на придбання, і величині експлуатаційних витрат на обслуговування системи електроприводу.

Відповідно до вищесказаного можна сформулювати допоміжні вимоги до системи електроприводу:

- допустиме відхилення швидкості від номінальної при різного роду обуреннях, діючих на систему електроприводу в межах 0,5%;
- оптимальні масогабаритні показники;
- надійність і довговічність системи електроприводу;
- простота і доступність в обслуговуванні;
- можливість вживання уніфікованих і стандартних блоків.

### **3. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ І ЇЇ ХАРАКТЕРИСТИК**

#### **3.1. Обґрунтування вибору системи електроприводу**

Автоматичне управління швидкістю якнайповніше виявляється при регулюванні напруги електричного двигуна в системі керований перетворювач-двигун [4].

В електроприводах постійного струму живлення електричного двигуна здійснюється від керованих перетворювачів (випрямлячів) і продовжують застосовуються електромашинні перетворювачі-генератори з вентильними збудниками. Використовування генераторів постійного струму пов'язано з незадовільними енергетичними показниками мереж, на які указують великий вплив процеси комутації вентилів при використуванні вентильних перетворювачів. При необхідності регулювання швидкості зміною магнітного потоку двигуна його обмотка збудження живиться також від керованого перетворювача.

В електроприводах змінного струму використовуються також статичні вентильні керовані перетворювачі напруги і частоти, дозволяючи забезпечити управління швидкістю двигуна шляхом зміни частоти і напруги живлення.

Системи керований перетворювач-двигун здійснюють завдання і автоматичну підтримку постійності швидкості або моменту двигуна в сталих і перехідних режимах. Такі системи виконуються замкнутими із зворотними зв'язками по швидкості, напрузі і струму з живленням двигуна від керованого перетворювача напруги струму або частоти. Це дозволяє забезпечити великі діапазони регулювання швидкості (10000 і вище), високі статичні і динамічні показники точності, при яких відхилення моменту і швидкості двигуна від заданих значень складає менш 0,01%.

Розглянемо переваги і недоліки найпоширеніших керованих перетворювачів.

Електромашинний перетворювач напруги призначений для живлення електродвигуна постійного струму. Він складається з генераторів постійного струму або електромашинних підсилювачів з приводом від асинхронних двигунів [10]. В електромашинному перетворювачі напруги здійснюється подвійне перетворення енергії: електричної енергії змінного струму мережі живлення в механічну в приводному двигуні; і механічної енергії в електричну з новими показниками — в генераторі постійного струму або електромашинному підсилювачі.

Подвійне перетворення енергії в електромашинних перетворювачах напруги обумовлює їх невисокий ККД за рахунок втрат в приводному двигуні і генераторі або електромашинному підсилювачі. До недоліків цих перетворювачів слід також віднести наявність частин, шуму і вібрації, що обертаються, низьких масогабаритних показників, низька швидкодія по каналу керування.

До позитивних якостей електромашинних перетворювачів напруги слід віднести: лінійність характеристик в значному діапазоні зміни сигналу управління; відсутність спотворень напруги мережі живлення; простота і надійність в експлуатації; можливість отримання великих коефіцієнтів посилення потужності.

Для живлення двигунів постійного струму використовуються також некеровані і керовані вентильні перетворювачі. В керованих вентильних перетворювачах застосовуються тиристори або транзистори, вони дають можливість змінювати напругу перетворювача з боку постійного струму по значенню і полярності. В тиристорних перетворювачах напруги потік енергії може бути спрямований як з мережі змінного струму в мережу постійного струму, так і в зворотному напрямі.

До основних переваг керованих вентильних перетворювачів відноситься високий коефіцієнт посилення, мала потужність управління і висока швидкодія. До недоліків можна віднести низький коефіцієнт потужності при глибокому регулюванні напруги, високу чутливість до перенапруження,

спотворення створювані в мережі живлення, підвищений рівень випромінювання радіоперешкод.

Перетворювачем для електроприводів постійного струму малої потужності (до 10 кВт) може служити широтно-імпульсний перетворювач, який одержує живлення через випрямляч від мережі змінного струму.

Регулювання напруги з допомогою широтно-імпульсного перетворювача засновано на періодичному підключенні джерела живлення до навантаження. Струм в навантаженні має пульсуючий характер, а середнє значення напруги при постійній амплітуді імпульсів можна регулювати зміною шпаруватості імпульсної напруги.

Порівняно з керованими перетворювачами широтно-імпульсний перетворювач відрізняється більш високими динамічними показниками, особливо помітними при використуванні їх в електроприводах з діапазоном регулювання більше 2000 і малоінерційними двигунами, меншим впливом на мережу живлення. До позитивних якостей такого перетворювача можна також віднести їх високий ККД, малу чутливість до змін температури навколишнього середовища, малі массогабаритні показники.

До недоліків широтно – імпульсного перетворювача можна віднести те, що імпульсний режим регулюючого елемента приводить до необхідності включення на його вихід фільтру, який знижує швидкодію системи в цілому; підвищений рівень випромінювання радіоперешкод; висока вартість.

Найгнучкіші в управлінні і надійні в регулюванні електроприводи мають в своєму складі асинхронні двигуни. Кутова швидкість цього двигуна регулюється при зміні частоти напруги живлення. При регулюванні частоти з'являється необхідність регулювання амплітуди напруги джерела живлення. Частотне регулювання найбільш вигідне з економічної точки зору в приводі з повторно-короткочасним режимом, коли часто змінюється напрям обертання з інтенсивним гальмуванням.

Для частотного регулювання кутової швидкості використовуються перетворювачі, у яких на виході відповідно до вимог змінюється

співвідношення або незалежно змінюється як частота, так і амплітуда напруги. Перетворювачі частоти можна розділити на вентильні і електромашинні. Останні мають ряд недоліків, тому в даний час застосовуються в основному вентильні перетворювачі частоти.

Перевагами вентильних перетворювачів частоти, крім вищезгаданих, відносяться високий ККД і висока точність підтримки швидкості. Проте даним перевагам можна протиставити істотне ускладнення самої системи перетворювача, а, значить і підвищенню експлуатаційних витрат.

Відповідно до умов технологічного процесу, вимогами до електроприводу, а також на підставі техніко-економічного розрахунку вибираємо систему електроприводу з вентильним (тиристорним) перетворювачем і електродвигуном постійного струму.

По технологічних вимогах привід повинен бути виконаний реверсивним. Але зміна напрямку обертання здійснюється при попередній установці, тобто перед процесом пуску. Це обумовлює вибір нереверсивного керованого перетворювача.

### 3.2. Вибір електродвигуна

Дана установка відноситься до механізмів безперервної дії. Мінімальний час намотування литці з максимальною площею поперечного перетину на приймальну котушку складає більше 90 хв. Це обумовлює використання електродвигуна для даної установки з режимом роботи S1.

Відповідно до технології скручування і намотування представленої в [1] момент на валу приводного електродвигуна включає наступне становляче:

$$M = M_{\text{пол}} + M_{\text{пот}} + M_{\text{деф}} + M_{\text{дин}},$$

де  $M_{\text{пол}}$  – корисний момент, тобто момент необхідний для створення окружного зусилля після чого поступальний рух литці через машину і момент для створення заданого натягнення на збігаючій гілці литці з обвідного колеса.

$M_{\text{пот}}$  – момент необхідний для подолання втрат в системі «двигун-механізм», включаючи і втрати на взаємодію рами (відповідно до [4]) машини, що обертається, з навколишнім середовищем.

$M_{\text{деф}}$  – момент, затрачуваний на деформацію вигину литці при проходженні її через машину, зокрема через тяговий пристрій і при намотуванні на приймальну котушку.

$M_{\text{дин}}$  – динамічний момент, який обумовлений прискоренням приводного електродвигуна при розгоні і гальмуванні, а також при зміні кутової швидкості приймальної котушки, пов'язаного із зміною радіусу намотування литці на приймальну котушку.

Залежно від умов роботи співвідношення між цими моментами можуть бути різні. Корисний момент визначається, в основному, значенням окружного зусилля забезпечуючого поступальний рух литці через машину. Момент для створення натягнення на збігаючій гілці литці і момент втрат складають досить велику частину загальної потужності, значенням якої не можна нехтувати. Момент, затрачуваний на деформацію литці за практичними даними дуже малий і тому, в подальших розрахунках враховуватися не буде.

Динамічний момент на валу двигуна включає дві складові [8], перша з них обумовлена необхідністю створення кутового прискорення при даному радіусі намотування литці. В цьому випадку приведений момент інерції залежить від радіусу намотування литці. Очевидно, що мінімальний момент інерції буде, коли приймальна котушка не заповнена і максимальним момент буде, коли вона повністю заповнена.

Друга складова, зобов'язана своїм існуванням зміні радіусу намотування литці на приймальний барабан. Приведений момент інерції механізму включає незмінний момент інерції частин механізму і двигуна, що обертаються, і змінний із зміною радіусу намотування литці момент інерції приймальної котушки. По суті під дією другої складової відбувається зменшення швидкості обертання із збільшенням радіусу намотування литці на приймальну котушку.

За практичними даними значення динамічного моменту, порівняно з корисним моментом і моментом, що витрачається на втрати, незначні. Це пов'язано з досить великим часом розгону машини і, як наслідок, низьким значенням кутового прискорення. Значенням другої складової в подальших розрахунках нехтуватимемо.

Виходячи з вищезгаданого, проведемо розрахунок потужності і моменту необхідних для функціонування літцекрутильної машини за умови, що вона запускається з максимальним радіусом намотування литці на приймальну котушку. Далі по набутих значеннях потужності і моменту, а також по необхідній частоті обертання здійснимо вибір електродвигуна.

### ***3.2.2. Розрахунок потужності і моменту в статичному режимі***

Окружне зусилля, що забезпечує поступальний рух литці через машину, виникає завдяки силі тертя між литцею і робочою поверхнею (ободом), що обертається навкруги своєї осі, тягового колеса (кінематична схема машини зображена на рис.3.1[1]). Для створення тертя, що забезпечує зусилля, достатнє для простягання виробу через машину декілька витків виробу накладаються на обід колеса.

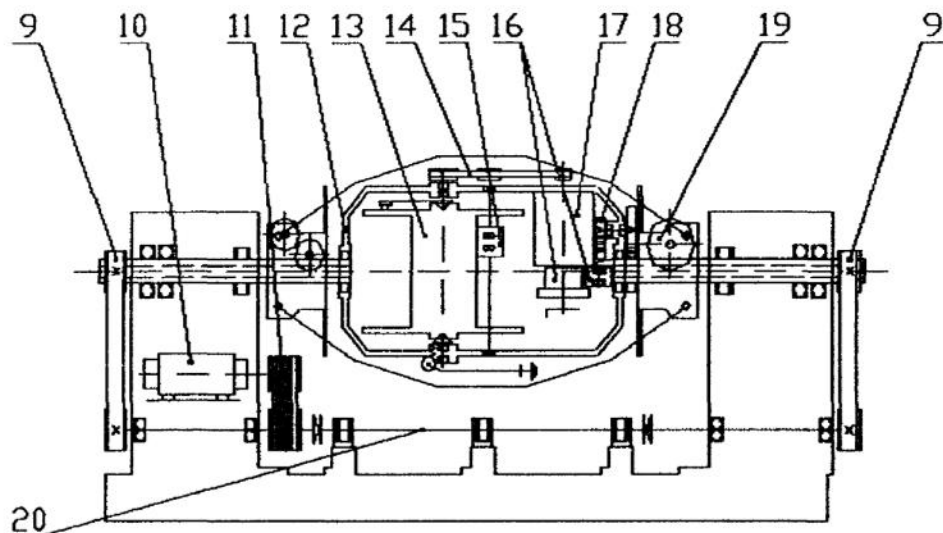


Рисунок 3.1 – Кінематична схема

- 1 Електрична шафа
- 2 Пульти керування
- 3 Кожух
- 4 Лічильник метражу
- 5 Тримач калібру
- 6 Станина
- 7 Сигналізатор обриву
- 8 Крутильна розетка
- 9 Перша зубчата ремінна передача
- 10 Електродвигун
- 11 Кліноремінна передача
- 12 Ярмо
- 13 Приймальна катушка
- 14 Друга зубчата ремінна передача
- 15 Розкладач
- 16 Витяжний механізм
- 17 Редуктор
- 18 Змінна пара шестерень
- 19 Ротор
- 20 Трансмісійний вал

Периферійна швидкість на ободі колеса, відповідна лінійній швидкості литці, кінематично злагоджена з крутильною частиною машини і задана відповідно до технологічного процесу. Ця швидкість відповідно до [1] знаходиться по наступній формулі.

$$V = 2Hn,$$

де  $H$  – максимальний крок скручування,  $H = 0,0794$  м;

$n$  — число оборотів рами, що обертається, визначається по формулі:

$$n = \frac{30 \times \Omega_p}{\Pi} = \frac{30 \times 33,3}{\Pi} = 318 \text{ об/хв.} \quad (3.1)$$

де  $\Omega_p$  — максимальна кутова швидкість рами, що обертається, 1/с

Тепер по формулі (1.1) визначимо максимальне значення лінійної швидкості литці:

$$V = 2 \times 0,0794 \times 318 = 50 \text{ м/хв.} \quad (V = 0,84 \text{ м/с.})$$

Необхідне зусилля тяги, яке потрібне для простягання литці крізь машину, створюється на набігаючій гілці литці при порівняно невеликому натягненні збігаючої гілки на ділянці «тяга – приймальний пристрій». Натягнення виробу на збігаючій ділянці не повинне падати нижче за критичну

прибудову, оскільки при цьому порушується зчеплення литці з ободом витягаючого колеса у витках, що ослабіли, і як наслідок відбувається спотворення геометричних параметрів конструкції литці – кроку скручування, площі поперечного перетину.

Таким чином від величини натягнення виробу на збігаючій ділянці залежить тягова здатність витяжного механізму. Необхідно, щоб сила тертя, що виникає між поверхнею тягових коліс і литцею, була більше суми всіх зусиль опору. Сила тертя пасма на тяговому колесі може бути визначена по формулі Ейлера [2]:

$$F_{\text{тр}} = T_{\text{сб}} \times (e^{2 \times \pi \times \mu \times m} - 1) = 27,5 \times (e^{2 \times \pi \times 0,12 \times 6} - 1) = 2507,8 \text{ Н}$$

де  $T_{\text{сб}}$  – натягнення збігаючої гілки литці з обвідного колеса, Н;

$\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання литці;

$m$  – число витків литці на тяговому колесі.

Розглянемо яке максимальне натягнення можливо на набігаючий гілці приймального пристрою [1]. Ділянка «тяга — приймальний барабан» складається з трьох частин:

- 1) знаходиться між обвідним колесом і натягуючим роликком;
- 2) знаходиться між натягуючим роликком і розкладальником;
- 3) знаходиться між розкладальником і приймальним пристроєм.

Сила натягнення в набігаючих точках відповідних частинах ділянки знаходяться по формулах:

$$T_{\text{нб1}} = T_{\text{сб}} + \Delta F_{\text{п1}} \quad (3.2)$$

$$T_{\text{нб2}} = T_{\text{нб1}} \times k_{\text{и1}} + \Delta F_{\text{п2}} \quad (3.3)$$

$$T_{\text{нб3}} = T_{\text{нб2}} \times k_{\text{и2}} + \Delta F_{\text{п3}} \quad (3.4)$$

де  $k_{\text{и1}}$  – коефіцієнт збільшення натягнення на другій частині ділянки,

$$k_{\text{и1}} = 1,03$$

$k_{\text{и2}}$  – коефіцієнт збільшення натягнення на третій частині ділянки,

$$k_{\text{и2}} = 1,02$$

$\Delta F_{n1}$ ,  $\Delta F_{n2}$ ,  $\Delta F_{n3}$  сила опору руху на відповідних прямолінійних частинах діляниць визначаються за формулами:

$$\Delta F_{n1} = q \times l_1 \times (C_n \times \cos \beta_1 + \sin \beta_1) = 1,4 \times 0,5 \times (0,006 \times \cos 90^\circ + \sin 90^\circ) = 0,7 \text{ Н};$$

$$\Delta F_{n2} = q \times l_2 \times (C_n \times \cos \beta_2 + \sin \beta_2) = 1,4 \times 0,5 \times (0,006 \times \cos 20^\circ + \sin 20^\circ) = 0,15 \text{ Н};$$

$$\Delta F_{n3} = q \times l_3 \times (C_n \times \cos \beta_3 + \sin \beta_3) = 1,4 \times 0,5 \times (0,006 \times \cos 35^\circ + \sin 35^\circ) = -0,56 \text{ Н};$$

де  $q$  – вісове навантаження на 1 м литці, Н;

$l_n$  – довжина  $n$  – частини ділянки збігання;

$C_n$  – коефіцієнт опору руху на прямолінійній ділянці;

$\beta_n$  – кут нахилу до горизонтальної  $n$  – ої частини ділянки збігання .

Значення

$\sin \beta > 0$  при руху литці на піднімання і  $\sin \beta < 0$  при спуску.

Тепер за формулами (3.2), (3.3), (3.4) визначемо чисельні значення натягнення.

$$T_{нб1} = 32,54 + 0,7 = 28,2 \text{ Н}$$

$$T_{нб2} = 28,2 \times 1,03 + 0,15 = 29,2 \text{ Н}$$

$$T_{нб3} = 29,2 \times 1,02 + 0,56 = 27,49 \text{ Н}$$

Визначаємо міцність і статистичний момент на приймальному барабані. При умові, що натягнення на приймальному барабані зберігається постійним на весь період намотки литці на барабан. Значення моменту визначаємо при максимальній намотці литці на приймальний барабан, тобто максимальний момент на барабані.

$$P_1 = T_{нб3} \times V = 27,49 \times 0,84 = 23,1 \text{ Вт},$$

$$M_1 = P_1 \times r_{щ} / V = 23,1 \times 0,315 / 0,84 = 8,65 \text{ Нм},$$

де  $r_{щ}$  – радіус щітки приймального барабана, тобто максимальний радіус приймального барабана, м;

$V$  – максимальне значення лінійної швидкості литці, м/с.

Визначимо статичний момент на розкладальнику, при максимальному намотуванні на приймальному барабані:

$$M_2 = \frac{P_2 \times I_6 \times r_6}{V \times I_5} = \frac{12 \times 1,4 \times 0,315}{0,84 \times 1,7} = 3,7 \text{ Нм},$$

де  $P_2$  – величина потужності затрачуваної на розкладальнику, Вт (1.2.4);

$I_5$  - передавальне число зубчатої ремінної передачі приймального барабана.

$I_6$  - передавальне число зубчатої ремінної передачі розкладальника.

Визначимо потужність і статичний момент на вихідному валу фрикційної муфти:

$$P_3 = P_1 \times \frac{1}{\eta_1} + P_2 \times \frac{1}{\eta_2} = 23,1 \times \frac{1}{0,91} + 12 \times \frac{1}{0,94} = 38,15 \text{ Вт},$$

$$M_3 = M_1 \times \frac{1}{\eta_1 \times I_5} + M_2 \times \frac{1}{\eta_2 \times I_6} = 8,65 \times \frac{1}{0,91 \times 1,7} + 3,7 \times \frac{1}{0,94 \times 1,4} = 8,4 \text{ Нм},$$

де  $\eta_1$ , — ККД зубчатої ремінної передачі між вихідним валом муфти і приймальним барабаном з урахуванням ККД підшипників і пінолей;

$\eta_2$  – ККД зубчатої ремінної передачі між вихідним валом муфти і розкладальником з урахуванням ККД підшипників.

Визначимо потужність і статичний момент на тяговому колесі, значення яких визначаються з виразів:

$$P_4 = P_3 \times \frac{1}{\eta_3} \times F_{mp} \times V = 38,2 \times \frac{1}{0,68} + 2507,8 \times 0,84 = 2162,7 \text{ Вт},$$

$$M_4 = \frac{M_3}{\eta_3 \times I_7} + F_{mp} \times r_1, \quad (3.5)$$

де  $\eta_3$ - ККД фрикційної муфти з урахуванням ККД підшипників;

$r_1$  – радіус тягового колеса, м;

$I_7$  — передавальне число фрикційної муфти при мінімальній кутовій швидкості на її вихідному валу визначається з наступного виразу:

$$I_7 = \frac{r_{ш}}{r_1 \times I_5} = \frac{0,315}{0,075 \times 1,7} = 2,5$$

Тоді відповідно до формули (3.5) величина статичного моменту на тяговому колесі:

$$M_4 = \frac{M_3}{\eta_3 \times I_7} + F_{mp} \times r_1 = \frac{8,4}{0,68 \times 2,5} = 2507,8 \times 0,075 = 193 \text{ Нм}$$

Потужність і статичний момент на рамі (роторі), що обертається, визначаються з виразів:

$$P_5 = P_4 \times \frac{1}{\eta_4} + P_p,$$

$$M_5 = \frac{M_4}{\eta_4 \times I_3 \times I_{ш} \times I_4} + M_p,$$

$\eta_4$  – ККД редуктора, що складається із зубчатої циліндричної і зубчатої конічної передачі, а також змінної пари шестерен з урахуванням ККД підшипників;

$I_3$  – передавальне число зубчатої циліндричної передачі,  $I_3 = 2,8$ ;

$I_{ш}$  — передавальне число змінних шестерен що відповідає максимальному кроку скрутки,  $I_{ш} = 0,34$ ;

$I_4$  – передавальне число зубчатої конічної передачі,  $I_4 = 3,13$ ;

$P_p$ ,  $M_4$  – Потужність і момент що втрачаються на обертання обертаючої рамки визначається з виразів [4]:

$$P_p = 4 \times \Pi \times r_p^2 \times h_p \times \gamma \times \Omega_p^2 = 4 \times \Pi \times 0,457^2 \times 0,016 \times 3,33^2 = 100,6 \text{ Вт},$$

$$M_p = 47 \times r_p \times h_p \times n^2 \times 10^{-6} = 47 \times 0,475 \times 2 \times 318^2 \times 10^{-6} = 4,5 \text{ Нм},$$

де  $r_p$  – радіус обертаючої рами (ротора), м;

$h_p$  – довжина крутильної рами (ротора), м;

$\gamma$  – в'язкість повітря, Па с.

Підставивши чисельні значення в формули (1.17) і (1.18) визначимо величину значення, відповідно, сумарній потужності і моменту на валу обертаючої рамки:

$$P_5 = P_4 \times \frac{1}{\eta_4} + P_p = 2962,7 \times \frac{1}{0,74} + 100,6 = 3023,2 \text{ Вт},$$

$$M_4 = \frac{M_4}{\eta_4 \times I_3 \times I_{ш} \times I_4} + M_p = \frac{1}{0,74 \times 2,8 \times 0,34 \times 3,13} + 4,5 = 92 \text{ Нм}$$

Потужність і статистичний момент на валу електродвигуна визначається з виразу

$$P_6 = P_5 \times \frac{1}{\eta_5} = 3023,2 \times \frac{1}{0,83} = 3642,4 \text{ Вт},$$

$$M_6 = \frac{M_5}{\eta_5 \times I_1 \times I_2} = \frac{92}{0,83 \times 1,18 \times 0,91} = 103,2 \text{ Нм},$$

де  $\eta_5$  – ККД редуктора, що складається із зубчатої ремінної і клинорімної передачі з урахуванням ККД підшипників;

$I_1$  – передавальне число клинорімної передачі;

$I_2$  — передавальне число зубчатої ремінної передачі.

Необхідну кутову швидкість двигуна визначаємо з виразу:

$$\omega_3 = \Omega_p \times I_1 \times I_2 = 33,3 \times 1,18 \times 0,91 = 35,76 \text{ 1/с}$$

Замінивши у (3.1)  $\Omega_p$  на  $\omega_3$  визначаємо необхідну кількість обертів двигуна

$$n_1 = \frac{30 \times 35,76}{\Pi} = 341 \text{ об/хв}$$

### 3.2.3. Розрахунок динамічного моменту

Визначимо момент інерції заповненого приймального барабана, значення якого можна визначити з виразу:

$$J_1 = 2 \cdot J_{щ} + J_{ш} + J_{л} \quad (3.6)$$

де  $J_{щ}$  і  $J_{ш}$  – моменти інерції відповідно щоки і шийки приймального барабана;

$J_{л}$  – момент інерції литці намотаної на приймальний барабан визначаються з наступних виразів [3]:

$$j_{щ} = \frac{\rho \times h_1 \times \Pi}{2} \times (r_{щ}^4 - r_0^4) = \frac{2700 \times 0,01 \times \Pi}{2} \times (0,315^4 - 0,028^4) = 0,4175 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$j_{ш} = \frac{\rho \times h_2 \times \Pi}{2} \times (r_{ш}^4 - r_0^4) = \frac{2700 \times 0,475 \times \Pi}{2} \times (0,125^4 - 0,028^4) = 0,4906 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$j_{л} = \frac{k_3 \times \rho_{л} \times h_7 \times \Pi}{2} \times (r_{л}^4 - r_0^4) = \frac{0,078 \times 8900 \times 0,4 \times \Pi}{2} \times (0,315^4 - 0,125^4) = 41,8795 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де  $\rho$  – густина алюмінію, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_m$  – густина міді, кг/м<sup>3</sup>;

$h_1$  – ширина щоки приймального барабана, м;

$h_2$  – ширина шийки приймального барабана, м;

$h_7$  – внутрішня ширина приймального барабана, м;

$r_{ш}$  – радіус щоки приймального барабана, м;

$r_{ш}$  – радіус шийки приймального барабана, м;

$r_0$  – радіус отвору приймального барабана, м;

$k_3$  – максимальний коефіцієнт заповнення приймального барабана

Тоді відповідно до виразу (3.6) момент інерції заповненого приймального барабана:

$$J_1 = 2 \times J_{ш} + J_{ш} + J_{п} = 2 \times 0,4175 + 0,4906 + 41,8795 = 43,2051 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Сумарний момент інерції на валу витягаючого колеса визначається з виразу:

$$J_1 = J_2 + J_3 + J_4, \quad (3.7)$$

де  $J_2$  – приведені до кутової швидкості витягаючого колеса моменти інерції приймального барабана і розкладальника;

$J_3$  – момент інерції витягаючих коліс;

$J_4$  – момент інерції литці, що витягається, визначаються з наступних виразів:

$$J_2 = \frac{J_1}{I_5^2} + \frac{J_6}{I_6^2} = \frac{41,8795}{1,7^2} + \frac{0,0003}{1,4^2} = 14,95 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_3 = 2 \left[ \frac{h_3 \times (r_1^4 - r_B^4)}{2} + h_4 \times r_1^4 \right] \Pi \rho = \left[ \frac{0,1 \times (0,075^4 - 0,064^4)}{2} + 0,01 \times 0,075^4 \right] \Pi \times 2700 = 0,017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$J_4 = m_1 \times I_5 \times r_1^2 = 0,142 \times 5 \times 0,075^2 = 0,004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де  $I_5$  – передавальне число зубчатої ремінної передачі приймача;

$I_6$  – передавальне число зубчатої ремінної передачі розкладальника;

$h_3$  – ширина витягаючого колеса, м;

$h_4$  – ширина щоки витягаючого колеса, м;

$r_1$  – радіус витягаючого колеса, м;

$r_B$  – внутрішній радіус витягаючого колеса, м;

$I_5$  – довжина литці на ділянці «калібр – тяга», м;

$J_6$  – момент інерції розкладальника,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$  (§ 1.2.4);

$m_1$  – максимальна маса одного метра литці

Тоді відповідно до виразу (3.7) момент інерції на валу витягаючого колеса:

$$J_1 = J_2 + J_3 + J_4 = 14,95 + 0,017 + 0,004 = 14,971 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Сумарний момент інерції на валу рами (ротора), що обертається, визначається з виразу:

$$J_p = 2 \times (J_7 + J_8 + J_9) + J_{10} + J_{11} \quad (3.8)$$

де  $J_7$  — момент інерції лопаті ротора;

$J_8$  – момент інерції валу ротора;

$J_9$  – момент інерції стренги ротора;

$J_{10}$  – момент інерції литці що знаходиться на стренге;

$J_{11}$  - приведений до кутової швидкості рами, що обертається, момент інерції витягаючого колеса визначаються з наступних виразів:

$$J_7 = \frac{\rho \times h_6 \times \Pi \times r_3^4}{2} = \frac{2700 \times 0,01 \times \Pi \times 0,31^4}{2} = 0,392 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$J_8 = \frac{\rho \times h_5 \times \Pi \times r_2^4}{2} = \frac{2700 \times 0,026 \times \Pi \times 0,165^4}{2} = 0,843 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$J_9 = m_2 \times r_p^2 = 1,3 \times 0,475^2 = 0,293 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$J_{10} = m_1 \times I_6 \times r_p^2 = 0,142 \times 1,664 \times 0,475^2 = 0,053 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$J_{11} = \frac{J_5}{(I_{13} \times I_{ш} \times I_4)^2} = \frac{14,971}{(2,8 \times 0,34 \times 3,13)^2} = 1,686 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де  $I_3$  — передавальне число зубчатої циліндрової передачі;

$I_{ш}$  – передавальне число змінних шестерень відповідне максимальному кроку скручування;

$I_4$  – передавальне число зубчатої конічної передачі;

$h_5$  – ширина валу ротора, м;

$h_6$  – ширина лопаті ротора, м;

$I_6$  – довжина стренги ротора, м;

$r_p$  – радіус рами (ротора), м, що обертається;

$r_2$  – радіус валу ротора, м;

$r_3$  – радіус лопаті ротора, м;

$m_2$  – маса стренги рами (ротора), кг, що обертається.

Тоді відповідно до виразом (3.8) момент інерції на валу рами, що обертається (ротора):

$$J_p = 2 \times (J_7 + J_8 + J_9) + J_{10} + J_{11} = 2 \times (0,392 + 0,843 + 0,293) + 0,053 + 1,686 = 4,795 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Момент інерції на валу двигуна визначиться з наступного виразу:

$$J_{12} = \frac{J_p}{(I_1 \times I_2)^2} = \frac{4,795}{(1,18 \times 0,91)^2} = 4,158 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

де  $I_1$  – передавальне число клиноременної передачі;

$I_2$  – передавальне число зубчатої ремінної передачі.

Тоді вираз для динамічного моменту матиме вигляд:

$$M_7 = (J_{12} + J'_d) \times \varepsilon = (4,158 + 0,3) \times 0,356 = 1,58 \text{ Нм}, \quad (3.9)$$

де  $\varepsilon$  — кутове прискорення,  $1/c2$  (§ 1.4);

$J'_d$  — попереднє значення моменту інерції двигуна

#### 3.2.4. Вибір електродвигуна

Момент на валу двигуна визначиться з наступного виразу:

$$M_d = M_6 + M_7 = 103,2 + 1,58 = 104,78 \text{ Н м} \quad (3.10)$$

де  $M_6$  і  $M_7$ , відповідно, статичний і динамічний моменти на валу двигуна.

Значення основних характеристик, одержаних в розрахунку, по яких буде проведений вибір електродвигуна зведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення основних характеристик

Найменування характеристики	Значення
Необхідна механічна потужність на валу двигуна в статичному режимі ( $P_6$ ), Вт	3642,4
Необхідна кількість оборотів двигуна ( $n_1$ ), об/хв	341
Необхідне значення моменту на валу двигуна ( $M_d$ ), Н м	104,78

За вище приведеними даними проведемо вибір електродвигуна для режиму S1, пріоритетною величиною при цьому (відповідно до [4]) буде величина моменту на валу двигуна.

Вибираємо двигун типу 2ПФ225МГУХЛ4 [6]. Двигун даної серії є реверсивним двигуном постійного струму з незалежним збудженням.

Умови експлуатації даної серії машин дозволяють експлуатувати машину при температурі навколишнього повітря від 5 до 40°C , відносної вологості повітря 80% при температурі 25°C і при більш низьких температурах без конденсації вологи. Навколишнє середовище повинне бути вибухонебезпечним, не містити струмопровідного пилу, агресивних газів і пари в концентраціях, що руйнують метали і ізоляцію.

Двигун даної серії має ступінь захисту від дії навколишнього середовища IP22 і спосіб охолодження IC07. Двигун з таким ступенем захисту має відцентровий реверсивний вентилятор (тобто двигун з незалежною вентиляцією), що дозволяє використовувати двигун тривало на низьких частотах обертання.

При живленні двигуна від тиристорного перетворювача допустимий струм якоря зменшується залежно від схеми випрямлення і електромагнітного постійного часу якірного ланцюга. Вірогідність безвідмовної роботи ДПТ при довірчій вірогідності 0,8 і напрацюванню 2000 год. Складає 0,9.

Двигун даного типу виконаний з тахогенератором типу ТС1. Тахогенератор має закрите вбудоване виконання (якір генератора жорстко закріплений на валу якоря ДПТ). Крутизна напруги тахогенератора 0,033 В/(об/хв), опір навантаження складає не менше 2 кОм.

Рівень шуму відповідає класу 1 по ГОСТ 16372-84. Перевищення температури обмоток при сталому тепловому режимі відповідає класу В.

Іскріння на колекторі при будь-якому сталому навантаженні в межах до номінальної в режимі S1 і в діапазоні робочих частот обертання відповідає ступеню 1.

Допустимі короточасні перевантаження по струму при номінальному потоці збудження:  $3 I_{\text{ном}}$  на протязі 10 с. Допустима тривала робота при номінальній напрузі збудження і із зниженою частотою обертання до 1 об/хв при струмах якоря, не перевищуючих номінальних.

Технічні дані вибраного двигуна представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Технічні дані електродвигуна

Найменування характеристики	Позначення	Значення
Потужність двигуна, кВт	$P_n$	10,000
Напруга на якорі двигуна, В	$U_n$	220,000
Частота обертання двигуна, об/хв	$n_n$	500,0
Максимальна частота обертання, об/хв	$n_{\text{max}}$	1800
Номінальний струм якоря двигуна	$I_n$	52,000
ККД двигуна, %	$\eta_n$	74,500
Момент інерції двигуна, $\text{кг}\times\text{м}^2$	$J_d$	0,470
Опір якорного кола при 15 °С, Ом	$r_y$	0,350
Опір додаткових полюсів при 15 °С, Ом	$r_{\text{дп}}$	0,101
Опір обмотки збудження при 15 °С, Ом	$r_B$	62,250
Індуктивність якорного кола, Гн	$L_{\text{яд}}$	0,011

Всі вище перераховані характеристики вибраного двигуна повною мірою задовольняють вимогам до двигуна, що розглядається в цій роботі, літцекрутильної машини.

Визначимо дійсне сумарного моменту інерції і уточнимо значення динамічного моменту з урахуванням дійсного значення моменту інерції двигуна.

$$J_{\Sigma} = J_{12} + J_d = 4,158 + 0,47 = 4,628$$

Де  $J_{12}$  – приведений до вала момент інерції механізму;

$J_d$  – момент інерції вибраного електродвигуна

За формулою (3.9) визначаймо дійсне значення динамічного моменту :

$$M_{\text{ДЕ}} = (J_{12} + J_d) \times \varepsilon = (4,158 + 0,47) \times 0,356 = 1,65 \text{ Нм}$$

Тепер визначимо дійсне значення сумарного моменту на валу двигуна і перевіряємо його за умовою (3.11).

Дійсне значення сумарного моменту визначемо за формулою (3.10).

$$M_{\text{ДД}} = M_6 + M_{\text{ДЕ}} = 103,2 + 1,65 = 104,85 \text{ Нм}$$

Вибраний електродвигун повинен відповідати умовам (3.11) і (3.12):

$$M_H \geq M_{дд} \quad (3.11)$$

$$n_H \geq n_1 \quad (3.12)$$

де  $M_H$  – момент що відповідає номінальному режиму двигуна визначається з виразу [7]:

$$M_H = 9,55 \times \frac{P_H}{n_H} = 9,55 \times \frac{10000}{500} = 191 \text{ Нм}$$

В відповідності з виразами (3.11) і (3.12) вибраний електродвигун відповідає пред'явленим до нього вимогам

$$M_H = 191 \geq M_{дд} = 104,85$$

$$n_H = 500 \geq n_1 = 341.$$

### 3.3. Керований перетворювач

#### 3.3.1. Загальне

Як керований перетворювач застосовуємо тиристорний випрямляч з регулюючим пристроєм «Thyrtsch» типового ряду EGP 310/30, німецької фірми VEM. Даний пристрій є перетворювачем переважно для живлення якоря і обмоток збудження машин постійного струму, які можуть бути підключені прямо в мережу. Також даний пристрій використовується для плавної зміни стабільної постійної напруги. В пристрій входить напівкерована однофазна мостова схема з вихідним струмом 30 А при напрузі мережі 380 В.

Типовий ряд EGGh 310/30 перетворюючого пристрою містить всі електричні функціональні вузли, необхідні для побудови двоконтурної системи регулювання:

- перетворювач із захисними пристроями
- система фазового управління перетворювачем
- регулюючий підсилювач для основної регульованої величини
- регулюючий підсилювач для допоміжної регульованої величини
- джерело заданої величини (як задаюча напруга використовується стабілізована напруга живлення регулюючих підсилювачів)

- датчик фактичної величини струму.

Можливості основних вузлів типового ряду можуть бути розширені за рахунок використання додаткових вузлів. Типовий ряд EGGh 310/30 перетворюючого пристрою може бути доповнений наступними вузлами:

- датчик постійного струму для вимірювання фактичної величини струму з гальванічною розв'язкою (датчик постійного струму трансформаторного типу);
- джерело заданої величини SNC 241 для поліпшення стабільності основної регульованої величини.

### 3.3.2. Технічні характеристики перетворювача

Таблиця 3.1

Найменування характеристики	Величина
Вхідна напруга (змінного струму), В	380
Допустиме відхилення вхідної напруги, %	-15 ...+10
Частота вхідної напруги, Гц	50 ... 60
Номінальний споживаний струм, А	37
Номінальна постійна напруга, В	270
Максимальна постійна напруга, В	310
Номінальний постійний струм, А	30
Стабільність частоти обертання при відносній швидкості рівної 1	
- стрибок навантаження (0,1 ... 0,9 номінальні струми), %	-0,3
- зміна температури навколишнього середовища на $\pm 10^{\circ}\text{C}$ , %	$\pm 1,5$
- зміни вхідної напруги на $\pm 10\%$ , %	$\pm 1,5$

### 3.3.3. Схема електрична принципова

Тиристорний випрямляч з регулюючими пристроями складається з:

- безпосередньо тиристорний випрямляч (несиметрична напівкерована однофазна мостова схема) з:
  - RC – колами;
  - селеновими обмежувачами напруг;

- RC - фільтром на виході постійного струму;
- комутуючим дроселем;
- випрямлячем для обмотки збудження;
- регулюючого пристрою IRK 241.

Запускаючий каскад дозволяє одночасне включення регулюючого пристрою і тиристорного перетворювача.

### 3.4. Захисні функції в системі управління

До складу електроустаткування установки, крім вищезгаданих вузлів, входять: блоки захисту, управління, блокувань, сигналізації, вимірювання, електропостачання і освітлення. Окремо слід зазначити блок управління і регулювання розгону марки FSZV, який виконує функції блокувань, управління, а також є датчиком інтенсивності. Далі буде розглянута робота всіх цих блоків в сукупності у складі електроприводу.

Електроустаткування установки одержує живлення від заводської мережі після включення головного вимикача, за допомогою трансформаторів T1, T3 і T7. За наявності мережної напруги спалахує лампа сигналізації H1.

Автоматичними вимикачами SF6, SF16, SF20, QF4, QF5, QF14 і QF15 і запобіжниками FU10, FU11 здійснюється максимальний струмовий захист. Реле F12 здійснює захист від перевантажень електродвигуна (тепловий захист); Електронним блоком GFE здійснюється мінімально — струмовий захист обмотки збудження.

По вимогах технологічного процесу передбачений спеціальний захист. При обриві дроту вона замикає контакт В3 з масою і, тим самим, приводить в дію тиристорний блок сигналізації обриву дроту. Цей блок входить в блок управління і регулювання розгону. Тиристор VS8 відкривається і контакт реле K17 розмикає ланцюг реле збору помилок K5. Відключити реле K17 можливо тільки при натисненні на кнопку S3. Обрив повілоки сигналізується включенням сигнальної лампи H8.

Відкриття захисного кожуха можливе при натисненні на кнопку S1, за умови, що ротор не обертається (контакти реле K5 і K23 не розімкнені). При натисненні на кнопку S1, коли ротор обертається, електромагнітні замки Y1, Y2 не дають можливості відкрити захисний кожух. Відкритий стан захисних кожухів сигналізується загорянням сигнальної червоної лампи H7. Після закриття захисних кожухів, кінцеві вимикачі SQ20, SQ21 замикають ланцюг реле K19. Вимикачем S15, включаються освітлювальні лампи робочої зони H2, H3.

На лічильнику метражу готової продукції необхідно виставити необхідну кількість метрів, тим самим замикається контакт U3.

Перед пуском установки необхідно висунути кнопку аварійної зупинки S4 (замкнути контакти) і вибрати напрям обертання. Вибір напрямку обертання проводиться за допомогою ключа напрямку S2. Замикаючі контакти реле KM2 або KM3 (відповідно до вибору напрямку обертання) включають ланцюг якоря приводного електродвигуна M4 на вихід тиристорного регулятора Z1. Перемикання напрямку обертання можливе тільки, коли тиристорний перетворювач знеструмлений.

У випадку спрацьовування одного з вище вказаних захистів або при досягненні лічильником метражу встановленого значення приводний двигун зупиняється електродинамічним гальмуванням. Окрім випадків нульового захисту і максимально-струмового захисту, в цьому випадку установка знеструмлюється.

### **3.5. Алгоритм пуску і останову машини**

Перед пуском літцекрутильної машини повинні бути виконані наступні умови:

- Напрями обертання вибрано;
- Немає обриву дроту;
- Кожух закритий;
- Механічний лічильник метражу знаходиться в передпусковому стані;
- Аварійна кнопка знаходиться у висунутому положенні.

При закритому кожусі не горить сигнальна лампа Н7. Ланцюг реле часу КТ21 замкнутий. При натисненні на пускову кнопку S3 замикається ланцюг реле збору помилок К5, а контакт реле КТ21 з витримкою часу замикає ланцюг реле К7. Контакт реле К5 розмикає ланцюг імпульсного замка управляючого пристрою ІРК 241 тиристорного перетворювача. Спалахує лампа робочого стану Н4.

Після замикання ланцюга реле К7 його замикаючі контакти підключають до мережі клеми 1,3 регулювальні блоки Z1. Витримка часу, забезпечувана реле КТ21 дозволяє першим розімкнути імпульсний замок, а потім подати живлення на регулювальний блок Z1. Слід зазначити, що при замкнутому стані імпульсного замка, напруга на виході регулювального блоку Z1 (клеми 5,6) буде відсутня при будь-якому стані входів.

При роботі регулювального блоку Z1 спрацьовує реле контролю збудження К1, внаслідок чого реле К5 буде знаходитися в режимі самопідхоплення, а також замикається ланцюг реле основного сигналу К8. Контакти реле К8 забезпечують, в блоці управління і регулювання розгону, подачу основного сигналу на відповідний вхід (клеми 11 14, 16) регулювального блоку Z1. Контакт реле К8 також забезпечує запуск лічильника робочого часу Р5.

Після спрацьовування реле К8 залежно від встановленого значення на блоці управління і регулювання розгону включається приводний двигун М4, тахогенератор В2. При роботі тахогенератора спрацьовує реле датчика обертання К23. Контакт реле К23 замикає ланцюг реле К4. Після замикання контактів реле К4 реле К7 і К8 переходять в режим самопідхоплення.

При останові машини (натискує кнопка S5) замикається ланцюг реле повільної зупинки К22 його контакти замикаються і реле переходить в режим самопідхоплення.

Контакти реле К22 в ланцюзі блоку управління і регулювання розгону приводять його в дію і залежно від встановленого значення приводний двигун М4 зупиняється вільним ходом.

Коли зупиниться М4 (відповідно, В2 також) ланцюг реле датчика обертання К23 розімкнеться. У свою чергу контакти реле К23 розімкнуть ланцюг реле К4. Після відключення реле К4 відключаються також реле К7 і К8. Після того, як відключається реле К7 регулювальний блок Z1 знеструмлюється і реле стеження за збудженням К1 відключається і, тим самим, розмикає своїм контактом ланцюг реле збору помилок К5. Замикається ланцюг реле часу КТ21, лампа сигналізації робочого стану Н4 гасне. При відключенні реле основного сигналу К8 зупиняється і лічильник робочого часу Р5. Установа переходить в початковий стан.

У разі аварійного останову (при натисненні на кнопку S4) реле К5 і К8 зразу ж відключаються. Основний сигнал, видаваний блоком управління і регулювання розгону, припиняється. Замикається ланцюг імпульсного замка управляючого пристрою ІРК 241 тиристорного перетворювача. Спрацьовує контактор електродинамічного гальмування КМ6, контакти якого підключають гальмівний опір R0 до клем якоря приводного двигуна М4. В слідстві цього двигун зупиняється електродинамічним гальмуванням. При спрацьовуванні реле КМ6 спалахує лампа Н13, що сигналізує про останов через несправність. Досягши повної зупинки реле датчика обертання К23 розімкнеться. У свою чергу контакти реле К23 розімкнуть ланцюг реле К4, а його контакти, у свою чергу, розімкнуть ланцюг реле К6. Контакти кнопки аварійної зупинки необхідно повернути в колишній стан (висунути кнопку вгору). Установа переходить в початковий стан.

Для роботи установки в кроковому режимі необхідно натискувати кнопку S23, спрацьовує реле К25. До відпуску кнопки приводний двигун М4 залежно від встановленого, на блоці управління і регулювання розгону, значення обертається з одним постійним числом оборотів. При відпуску кнопки крокового режиму ланцюг реле К25 розмикається і двигун зупиняється електродинамічним гальмуванням як і у випадки аварійної зупинки.

## 4. РОЗРОБКА ФУНКЦІОНАЛЬНИХ І СТРУКТУРНИХ СХЕМ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ

### 4.1 Загальні

В відповідності з вимогами до технологічного процесу, а як наслідок, і до електропривода (§1, §2), найбільш сприятливим системою керування буде замкнута система регулювання за відхиленням. Завданням такої системи електропривода є стабілізація постійності швидкості витягаючого механізму літцекрутильної машини.

Систему регулювання побудуємо за принципом послідууючої корекції або так названого підлеглого регулювання [4]. До переваг підлеглого регулювання відносяться: спрощення обмеження координат; простота розрахунку і настроювання, а також слідство; скорочення строків пуску об'єкта; широкі можливості уніфікації вузлів керування. До недоліків можливо віднести деякий програтш по швидкодії, що зв'язаний з послідовним впливом на систему через внутрішній контур, а не вхідну ланку об'єкта керування.

В нашому випадку в системі передбачені два контури регулювання з своїми регуляторами РС і РШ, при цьому вхідна напруга регулятора зовнішнього контура являється передписаним значенням для внутрішнього контура.

Застосовуючи в даній схемі ПІ-регулятор, можна реалізувати стандартну настройку внутрішнього контура, швидкодія якого буде визначатися його малій постійній часу  $T_{\mu 1}$ . Внутрішній контур настроюється на технічний оптимум або оптимум по модулю [8] (при ступінчастому вхідному сигналі в такому контурі перерегулювання складає 4,3%, досягнення сталої величини вперше через  $4,7 T_{\mu 1}$  після початку перехідного процесу).

Зовнішній контур замикається через регулятор РС, розглядаючи замкнутий внутрішній контур як ланку з еквівалентною малою постійною часу, параметри регулятора потрібно вибрати так, щоб виключити вплив на динаміку зовнішнього контуру еквівалентної постійної часу  $T_{1c}$ . При

розрахунку параметрів регулятора зовнішнього контуру внутрішній замкнений контур відповідно до [8] можна замінити аперіодичною ланкою з постійною часу  $T_{1e}$ . При настройці внутрішнього контуру на оптимум по модулю приймають  $T_{1e} = 2T_{\mu 1}$ .

Нижче буде представлена структурна і функціональна схеми системи і більш детально розглянуті настройки контурів.

Таким чином, можна стверджувати, що розробляється САУ електроприводу буде оптимізована. При заданій структурі і функціональних діях на систему потрібно визначити такі значення її параметрів, при яких найкращим чином задовольняються задані показники якості, тим самим буде виконана параметрична оптимізація системи [8].

При проектуванні САУ електроприводу, від нас потрібно одержати задані показники якості регулювання в сталих і перехідних режимах. Очевидно, що немає сенсу проводити оцінку стійкості системи, оскільки правильно скоректована система методами синтезу систем автоматизованого електроприводу, що володіє необхідними показниками якості регулювання, природно, стійка [4].

#### **4.2. Функціональна схема електроприводу літцекрутильної машини**

Функціональна схема системи регулювання частоти обертання з однофазною напівкерованою мостовою схемою тиристорного випрямляча і підлеглим контуром регулювання струму зображена на рис 4.1. Виявлення фактичної величини частоти обертання проводиться за допомогою тахогенератора, а величини струму якоря за допомогою трансформатора струму. Блок випрямляча датчика швидкості (БВДС) призначений для придушення низькочастотної змінної складової в сигналі (оборотні, зубцеві, колекторні і полюсні пульсації). Блок датчика струму містить: трансформатор струму, випрямний діодний міст і резистор, з якого знімається напруга, пропорційна струму якоря двигуна. Випрямний діодний міст виконує аналогічні функції з БВДС.

Задана величина частоти обертання, встановлена потенціометром завдання, подається на вхід задатчика інтенсивності. Із задатчика інтенсивності, безперервно наростаючий по лінійній залежності, сигнал завдання подається на вхід регулятора швидкості (РШ). Тут і далі регулятор виконаний а базі операційного підсилювача з необхідними зворотними зв'язками.

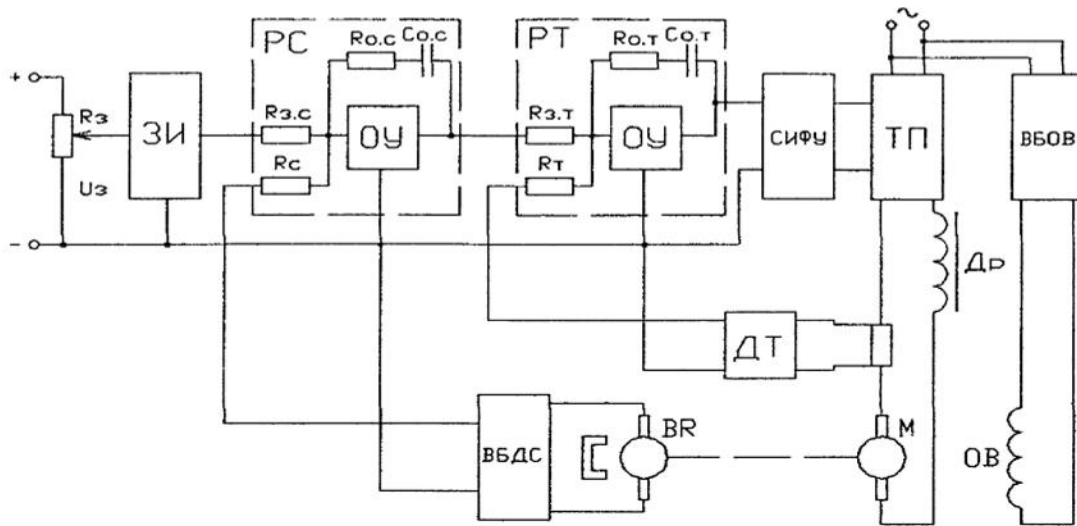


Рисунок 4.1 – Функціональна схема системи електропривода

На регуляторі швидкості величина подається із задатчика інтенсивності порівнюється з фактичною величиною швидкості. Різниця між заданою і фактичною величинами посилюється регулятором швидкості. Вихідна напруга регулятора швидкості є задаючою величиною для підлеглої допоміжної величини - струму якоря. За допомогою задатчика інтенсивності можливо плавна зміна заданої величини струму від нуля до величини, відповідної номінальному струму тиристорного випрямляча.

Задана величина струму порівнюється з фактичною величиною на регуляторі струму (РС). Вихідна напруга регулятора струму є напругою управління для системи імпульсний - фазового управління (СІФУ).

У системі імпульсний - фазового управління створюється синхронна з мережею пилкоподібна напруга. Ця пилкоподібна напруга порівнюється з вихідною напругою регулятора струму. Якщо напруга в точці порівняння стає

позитивною, то блокінг - генератором генеруються пачки імпульсів запалення. Ці пачки імпульсів запалення розподіляються по двох каналах, посилюються і через імпульсний трансформатор підводяться до запалюючих електродів тиристорів.

За допомогою ключа електронної заборони (на рис.4.1 не показаний) можливо в незалежності від встановленої заданої величини для регулятора швидкості звести до нуля вихідна напруга тиристорного випрямляча.

При включенні тиристорного випрямляча з регулюючим пристроєм вступає в дію пускова схема (що запускає каскад). Пускова схема (на рис. 4.1 не показана) видає обмежений в часі додатковий сигнал, який пригнічує дію всієї решти сигналів контура регулювання. Додатковий сигнал зрушує імпульси запалення у напрямі  $\alpha_{max}$ .

Тим самим забезпечується те, що у момент включення до нерухомого двигуна прикладається не повна вихідна напруга тиристорного випрямляча. Після закінчення необхідної по тривалості витримки часу дія додаткового сигналу знімається.

### 4.3. Складання структурної схеми САУ і визначення її параметрів

Структурна схема тиристорного електроприводу із зовнішнім контуром швидкості і внутрішнім контуром струму якоря при незмінному потоці збудження представлена на рис. 4.2. Об'єкт управління складається з трьох послідовно сполучених ланок: тиристорного перетворювача з СІФУ; якірного ланцюга двигуна; механічної частини приводу.

Внутрішній контур утворений регулятором струму РС, тиристорним перетворювачем з СІФУ, якірним ланцюгом і замикається зворотним зв'язком по струму за допомогою трансформатора струму. На увазі щодо повільної зміни ЕРС в порівнянні з швидкістю зміни струму, можна нехтувати впливом ЕРС двигуна на роботу внутрішнього контуру [8].

У випадку не обліку впливу ЕРС передавальна функція розімкненого контуру струму запишеться у вигляді:

$$W_{1(p)} = W_{P.T.} \times \frac{k_{T.П.}}{1 + T_{T.П.P} p} \times \frac{k_{ДП}}{R_{Я} \times (1 + T_{Я} p)}, \quad (4.1)$$

де  $T_{T.П.}$ - еквівалентна постійна часу, що характеризує тиристорний перетворювач з СІФУ, приймається рівною постійною, що не компенсується, часу  $T_{\mu 1}$ . Прирівнюємо вираз (4.1) до оптимальної передавальної функції розімкненого контура (4.2), при замиканні якого виходить контур налаштований на модульний оптимум [4].

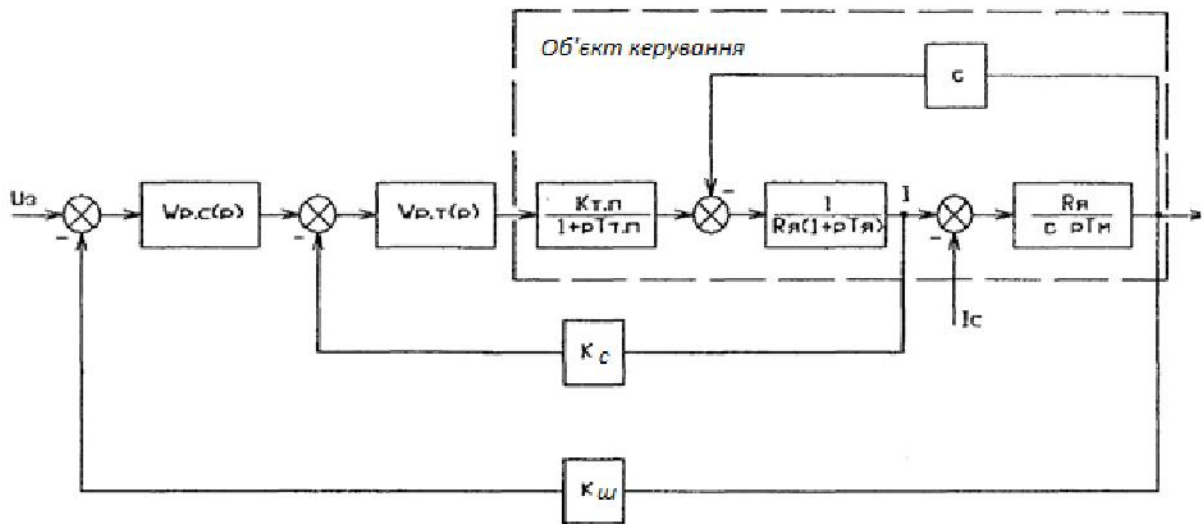


Рисунок 4.2 – Структурна схема електропривода

$$W(p) = \frac{1}{2 \times T_{\mu 1 P} \times (1 + T_{\mu 1 P} p)} \quad (4.2)$$

З одержаної рівності знайдемо передавальну функцію регулятора струму, яка матиме вигляд:

$$W_{P.T.}(p) = \frac{R_{Я} \times (1 + T_{Я} p)}{2 \times k_{T.П.} \times k_{ДП} \times T_{\mu 1} p} \quad (4.3)$$

Таким чином, контур струму, як і мовилося вище, оптимізується пропорційно -інтегруючим регулятором (ПІ - регулятором) і настроюється на модульний оптимум.

Розімкнений контур швидкості рис.4.2 включає регулятор швидкості  $P_{ш}$ , оптимізований внутрішній контур струму, інтегруючу ланку об'єкту управління (механічну частину приводу), датчик швидкості.

Передавальну функцію розімкненого контура можна представити в наступному вигляді:

$$W_2(p) = W_{p.T}(p) \times \frac{1}{k_{дт}(1 + 2 \times T_{\mu 1} p)} \times \frac{R_{я} \times k_{тг}}{c \times T_{м} p} \quad (4.4)$$

У цьому виразі внутрішній контур струму апроксимується ланкою першого порядку з постійною часу  $2T_{\mu 1}$ . Помилка апроксимації відповідно до [8] незначна.

Приймаючи постійну, що не компенсується, часу контура швидкості  $T_{\mu 2}$  рівної  $2T_{\mu 1}$ , і прирівнюючи вираз (4.4) до виразу (4.2), де  $T_{\mu 1}$  замінюється на  $T_{\mu 2}$ , визначимо передавальну функцію регулятора швидкості:

$$W_{p.c}(p) = \frac{c \times T_{м} \times k_{дт}}{2 \times T_{\mu 2} \times R_{я} \times k_{тг}} \quad (4.5)$$

Таким чином, контур швидкості оптимізується пропорційним регулятором (ПІ -регулятором) і також, як і контур струму, настроюється на модульний оптимум.

Коливальна ланка (4.2) може не забезпечити точного відтворення завдання в статиці за наявності сторонніх обурень. Тому в системах-стабілізації швидкості застосовується настройка контура швидкості на симетричний оптимум [4]. У нашому випадку вираз (4.4) прирівнюється до виразу оптимальної передавальної функції розімкненого контура (4.6), при замиканні якого виходить контур налаштований на симетричний оптимум.

$$W(p) = \frac{1 + 4 \times T_{\mu 3} p}{4 \times T_{\mu 3} p \times 2 \times T_{\mu 3} p \times (1 + T_{\mu 3} p)} \quad (4.6)$$

Враховуючи, що  $T_{\mu 3} = T_{\mu 2} = 2 T_{\mu 1}$  з рівності виразів (4.4) і (4.6) визначимо передавальну функцію регулятора швидкості:

$$W_{p.c}(p) = \frac{(1 + 4 \times T_{\mu 3} p) \times k_{дг} \times T_M \times c}{8 \times T_{\mu 3}^2 p \times R_{я} \times k_{тг}} \quad (4.7)$$

Таким чином, контур швидкості оптимізується пропорційно-інтегруючим регулятором (ПІ - регулятором) і настроюється на симетричний оптимум.

Слід зазначити, що вищенаведені співвідношення справедливі при незмінних параметрах об'єкту управління. Насправді більшість цих параметрів змінюються з часом або залежно від режиму роботи приводу: коефіцієнт посилення вентиляного перетворювача залежить від кута регулювання; опір якорного ланцюга змінюється залежно від нагріву якоря; індуктивність змінюється залежно від насичення магнітного ланцюга. Оскільки вентиляний електропривод працює в режимі безперервного струму якоря, то відхилення перерахованих параметрів досягають 50% середнього значення і відхилення від оптимальної настройки в цьому випадку незначні [4].

У розглянутих вище контурах забезпечення їх стандартних настройок здійснювалося за рахунок додання необхідних динамічних властивостей регуляторам. У аналогових системах управління ці регулятори є операційними підсилювачами, які працюють в режимі підсумовування струмів [8]. Це забезпечує можливість мати різні передавальні функції регулятора по різних каналах за рахунок різних зовнішніх входних опорів. Для регулятора що має  $n$  входних сигналів, при дуже великому коефіцієнті посилення можна записати вираз зв'язуюча вихідна напруга зі всіма  $n$  входними сигналами:

$$U_p \approx - \sum_{i=1}^n \frac{Z_{o.c}(p)}{Z_i(p)} \times U_i,$$

де  $Z_i$  — зовнішнє входні R - або RC – коло регулятора, на які подаються входні сигнали. Ці R - або RC — ланцюги включені на інвертуючий вхід операційного підсилювача. На цей же вхід включається і зворотний зв'язок  $Z_{o.c}$ , який також є R — або RC — ланцюги.

Розглянемо тиристорний перетворювач і систему імпульсний - фазового зрушення як єдина динамічна ланка з передавальною функцією вигляду [8]:

$$W_{T.П}(p) = \frac{k_{T.П}}{T_{T.П} \times p + 1}, \quad (4.8)$$

де  $T_{T.П} = T_{\Phi} + 1/(2 \times m \times f)$  - постійна часу тиристорного перетворювача;  $1/(2 \times m \times f)$  - середньостатистичне запізнювання перетворювача, пов'язане з частотою напруги мережі  $f$  і кратністю пульсацій випрямленої  $m$  напруги;  $T_{\Phi}$  - постійна часу фільтру на вході СІФУ;  $k_{T.П}$  - коефіцієнт передачі ланки того, що складається з системи імпульсного - фазового управління і тиристорного перетворювача.

У нашому випадку на вході СІФУ фільтр відсутній, відповідно до [8] використовуватимемо формулу (4.8) для системи, що розглядається в нашому випадку, поклавши постійну часу фільтру  $T_{\Phi} = 0$ . Тоді при частоті напруги мережі  $f = 50$  Гц і кратності пульсацій випрямленої напруги  $m = 2$  постійна часу тиристорного перетворювача  $T_{T.П} = 0,005$  с.

Коефіцієнт  $k_{T.П}$  (відповідно до [8]) може бути визначений безпосередньо по регульовальній характеристиці  $E_{d\alpha} = f(U_{C.Y})$  як:

$$k_{T.П} = \frac{\Delta E_{d\alpha}}{\Delta U_{C.Y}}, \quad (4.9)$$

Регульовальну характеристику представимо у вигляді двох взаємозв'язаних характеристик [9], де функція першій є аргументом для другої. Першою є регульовальна характеристика СІФУ  $a = f(U_{C.Y})$ , де  $U_{C.Y}$  - напруга управління що подається на вхід СІФУ;  $\alpha$  - електричний кут управління що подається з виходу системи імпульсний - фазового управління на те, що управляє вентилі тиристорного перетворювача. Другою є регульовальна характеристика тиристорного перетворювача  $E_{d\alpha} = \frac{\cos \alpha + 1}{2}$ , де  $E_{d\alpha}$  - напруга на виході перетворювача при умовному холостому ході і куті регулювання  $\alpha = 0$ .

У тій, що розглядається в цьому проєкті СІФУ використовується вертикальний принцип управління з пилкоподібною опорною напругою. Регулювальна характеристика  $a = f(U_{C.Y})$ , у такому разі, має лінійний характер де напруга управління  $U_{C.Y} = 10$  В відповідає кут управління  $\alpha = 0$ , а напрузі управління  $U_{C.Y} = 0$  відповідає кут управління  $\alpha = 180$  ел град. Очевидно, що коефіцієнт посилення СІФУ по такій регулювальній характеристиці  $k_y - 18$  ел град/В, а сама характеристика описується рівнянням таким:

$$\alpha = -k_y \cdot U_{C.Y} + 180$$

Тепер на підставі регулювальних характеристик СІФУ і тиристорного перетворювача побудуємо регулювальну характеристику  $E_{d\alpha} = f(U_{C.Y})$  ланки представлену на рис. 4.3:

$$E_{d\alpha} = E_{do} \times \frac{\cos(-k_y \times U_{C.Y} + 180) + 1}{2}$$

де напруга на виході перетворювача при умовному холостому ході і куті регулювання  $\alpha = 0$  ( $U_{C.Y} = 10$  В) в нашому випадку  $E_{do} = 320$  В.

На регулювальній характеристиці представлені два режими роботи перетворювача, відмічені відповідними точками на характеристиці. Перший режим відповідає роботі приводного двигуна з числом оборотів  $n_1 = 341$  об/хв, в відповідності з вимогами технологічного процесу (число оборотів приводного двигуна, при якому забезпечується максимальна продуктивність установки). Другий режим відповідає номінальному режиму приводного двигуна з номінальним числом оборотів  $n_n = 500$  об/хв.

Для роботи перетворювача в першому режимі, по регулювальній характеристиці графічно, визначимо величини приростів

$\Delta E_{d\alpha} = 60$  В і  $\Delta U_{C.Y} = 1,42$  В. По формулі (4.9) визначимо коефіцієнт передачі  $k_{T.П}$  ланки для першого режиму.

$$k_{T.П} = \frac{\Delta E_{d\alpha}}{\Delta U_{C.Y}} = \frac{60}{1,42} = 42,3$$

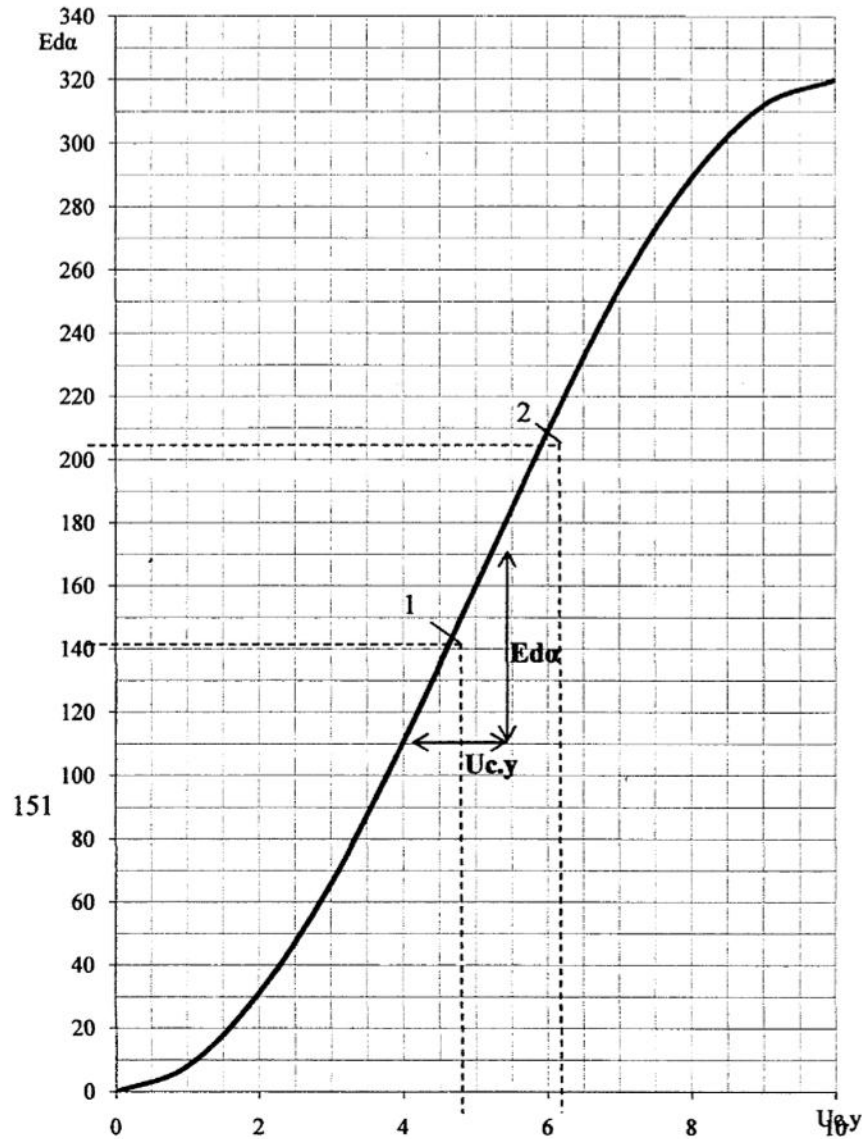


Рисунок 4.3 – Регулююча характеристика ланки

Слід зазначити, що насправді точніше коефіцієнт передачі  $k_{Т.П}$  визначається по залежності  $U_{d\alpha} = f(U_{C,y})$ . Відмінність  $U_{d\alpha}$  от  $E_{d\alpha}$  (відповідно до [8]) в режимі безперервного струму залежить від: падіння напруги на обмотках анодних дроселів; падіння напруги на тиристорах, яке складається з незалежної від струму порогової напруги і напруги на динамічному опорі тиристора; падіння напруги на опорі згладжуючого дроселя. Але так, як для першого режиму характеристика  $U_{d\alpha} = f(U_{C,y})$  практично паралельна характеристиці  $E_{d\alpha} = f(U_{C,y})$  [4], то очевидно, що при знаходженні  $k_{Т.П}$  графічно набудемо теж самого значення.

Складемо динамічну модель електродвигуна постійного струму з незалежним збудженням, за умови, що живлення обмотки збудження здійснюється від некерованого перетворювача. Відповідно вважатимемо, що магнітний потік в робочому режимі постійний і рівний номінальному значенню потоку. Механічна частина установки і приводний двигун розглядаються як одна ланка системи, еквівалентна об'єкту управління.

Представимо двигун [4] у вигляді двох ланок: аперіодичного і інтегруючого. Аперіодичною ланкою представлена якірня частина електродвигуна:

$$W_{я}(p) = \frac{1/R_{я}}{T_{я} \times p + 1},$$

де  $R_{я}$  - сумарний активний опір ланцюга якоря двигуна, активного опору згладжуючого дроселя і активного опору ланцюга тиристорного перетворювача;  $T_{я}$  - постійна часу якірнього ланцюга. Інтегруючою ланкою представлена механічна частина електродвигуна:

$$W_{м}(p) = \frac{R_{я}}{T_{м} \times c \times p},$$

де  $T_{м}$  - постійна часу механічної частини;

$c$  - добуток конструктивного коефіцієнт двигуна і номінального магнітного потоку.

Сумарний активний опір ланцюга якоря двигуна можна знайти з наступного виразу:

$$R_{я} = (r_{я} + r_{дп} + r_{др} + r_{т.п}) \times k_{75} = (0,35 + 0,101 + 0,004 + 0,049) \times 1,2 = 0,6085 \text{ Ом} \quad (4.10)$$

де  $r_{я}$  і  $r_{дп}$  опори, відповідно, обмотки якоря і обмотки додаткових полюсів вибраного електродвигуна;  $r_{др}$  і  $r_{т.п}$  опори, відповідно обмотки згладжуючого дроселя і тиристорного перетворювача (за даними одержаним на підприємстві «ВАТ завод Укркабель»);  $k_{75}$ - коефіцієнт враховує зміна опору при нагріві [9].

Постійну часу якірнього ланцюга можна визначити з виразу [7]:

$$T_{я} = \frac{L_{я}}{R_{я}}, \quad (4.11)$$

де  $R_{я}$ - сумарного активного опору ланцюга якоря (по виразу (4.10));

$L_{я}$  - сумарна індуктивність якріного ланцюга системи ТП — Д визначається з виразу:

$$L_{я} = L_{яд} + L_{др} + 2 \times L_{т.п} = 0,011 + 0,025 + 2 \times 0,005 = 0,046 \text{ Гн}$$

де  $L_{яд}$  — сумарна індуктивність обмотки якоря і додаткових полюсів вибраного електродвигуна;  $L_{др}$  і  $L_{т.п}$  індуктивності, відповідно, згладжуючого дроселя і дроселів тиристорного перетворювача (за даними одержаним на підприємстві «ВАТ завод Укркабель»). Тоді величина постійного часу якріного ланцюга, визначувана по виразу (4.11) складає:

$$T_{я} = \frac{L_{я}}{R_{я}} = \frac{0,046}{0,6085} = 0,00756 \text{ с}$$

Постійна часу механічної частини визначається з виразу [7]:

$$T_{м} = \frac{J_{\Sigma} \times R_{я}}{c^2} = \frac{4,628 \times 0,6085}{3,67^2} = 0,2091 \text{ с},$$

де,  $J_{\Sigma}$ - сумарний момент інерції (§ 3.3.4);

$R_{я}$  - сумарний активний опір ланцюга якоря;

$c$  - добуток конструктивного коефіцієнта двигуна і номінального магнітного потоку (визначено за паспортними даними вибраного електродвигуна).

Згідно функціональній схемі (рис. 4.1) зворотний зв'язок за швидкістю в системі забезпечується за допомогою тахогенератора постійного струму. Динамічні властивості тахогенератора [10] описуються його передавальною функцією:

$$W_{тг}(p) = \frac{\Delta U(p)}{\Delta \omega(p)} = \frac{k_{тг}}{T_{тг} \times p + 1},$$

де  $k_{тг}$ - коефіцієнт передачі тахогенератора, залежний від конструктивного коефіцієнта тахогенераторі, номінального магнітного потоку і активного опору навантаження і обмотки якоря.

$T_{ТГ}$ — постійна часу тахогенератора визначається з виразу:

$$T_{ТГ} = \frac{R_{Я.ТГ}}{R_{Я.ТГ} + R_H} \quad (4.12)$$

Величина індуктивності  $L_{Я.ТГ}$  і  $Я_{Я.ТГ}$  активного опору обмотки якоря вельми незначні, величина ж опору, навантаження тахогенератора, складає близько 2 кОм. Тоді у відповідності (4.12) очевидно, що постійна часу  $T_{ТГ}$  незначна, тому надалі вважатимемо її рівною нулю. Тоді тахогенератор в динамічному режимі буде пропорційною ланкою, з коефіцієнтом передачі  $k_{ТГ}$ . При номінальному магнітному потоці і незмінному опори навантаження можна затверджувати, що коефіцієнтом передачі тахогенератора практично співпадає з крутизною вихідної характеристики тахогенератора  $U$  такому разі у відповідності технічними характеристиками вибраного тахогенератора  $k_{ТГ}=0,033$  В/(об/хв). Падінням напруги на діодах випрямного моста БВДС можна нехтувати. Коефіцієнт передачі БВДС в такому випадки можна вважати рівними одиниці. Тоді коефіцієнт передачі зворотного зв'язку за швидкістю буде рівний коефіцієнту передачі тахогенератора.

Зворотний зв'язок по струму в системі, згідно функціональній схемі (рис.4.1), забезпечується за допомогою трансформатора струму Даний трансформатор струму входить в блок датчика струму В який, також, входять випрямний діодний міст і резистор, з якого знімається напруга, пропорційна струму якоря двигуна. Оскільки постійні часу трансформатора струму незначні, то датчик струму також можна представити як лінійну ланку. Коефіцієнтом передачі датчика струму є відношення вихідної напруги блоку до струму якоря електродвигуна  $k_{ДГ} = 0,022$  В/А (за даними одержаним на підприємстві «ВАТ завод Укркабель»).

#### 4.4. Моделювання і дослідження динаміки системи автоматизованого управління

Під математичним моделюванням автоматичних систем управління електроприводом мається на увазі процес вивчення динамічних властивостей систем управління електроприводами на основі рішення диференціальних рівнянь, адекватно реальних систем, що описують властивості, за допомогою ЕОМ [18].

Будь-яка лінійна автоматична система управління електроприводом, поведінка якої описується рівнянням диференціальним звичайним порядку  $n$ , завжди може бути представлена математичним описом у векторно-матричній формі:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t), \quad (4.13)$$

де  $x$  -  $n$ -вектор стани системи;  $u$  -  $m$ -вектор зовнішній дій;  $A$  - матриця системи розміром  $n \times n$ ,  $B$  - матриця входу розміром  $n \times m$ .

Застосування перетворення Лапласа до рівняння (4.13) дозволяє його записати в операторному вигляді:

$$x(t) - x(0) = Ax + Bu, \quad (4.14)$$

де  $n$ -вектор  $x(0)$ , задаючий початкові умови.

На практиці, як і в нашому випадку, автоматична система управління електроприводом характеризується одною керівною  $u_y$  і одною збурюючою  $M_C$  діями, а початкові умови -  $x(0) = 0$ . У цих випадках матрицю входу  $B$  доцільно розділити на два  $n$ -вектори:  $B_U$  і  $B_M$ , а рівняння (4.14) переписати як [18]:

$$x = Ax + B_U u_y + B_M M_C$$

Векторний - матричний опис АСУ ЕП має велике практичне значення. Такий опис по суті, представляє систему нормальних диференціальних рівнянь. Завдяки цьому досить просто формалізувати рішення багатьох задач, що безумовно є гідністю при роботі з ЕОМ.

При проектуванні САУ ЕП векторно-матрична форма опису поєднується з описом у вигляді деталізованої структурної схеми [8]. Така форма математичного опису, по суті, є докладною графічною інтерпретацією опису САУ ЕП у векторно-матричній формі [18]. Отже по деталізованій структурній схемі можна скласти опис САУ ЕП у векторно-матричній формі.

Програма SIMULINK пакету Matlab дозволяє вирішити завдання складання опису САУ ЕП у векторно-матричній формі по деталізованій структурній схемі. Після цього програма вирішує диференціальні рівняння, що описують автоматизовану систему управління електроприводом у векторно-матричній формі.

Крім того, слід зазначити, що програма SIMULINK дозволяє скласти опис САУ ЕП векторно-матричній формі і по звичайній структурній схемі в абсолютних одиницях [19]. Таким чином для дослідження статички і динаміки систем управління електроприводами досить знати структурну схему системи, значення параметрів схеми, величину завдання і обурення або закони їх зміни.

У нашому випадку по структурній схемі САУ ЕП представленою на рис.4.2 складена структурна схема в середовищі SIMULINK (рис.4.4). У цій схемі додані ланки Gain і Gainб з коефіцієнтами, відповідно  $R_C/R_{3,C}$  і  $R_T/R_{3,T}$ , які враховують відмінність коефіцієнтів передачі регулятора по каналу завдання і по каналу зворотного зв'язку відповідно в контурі швидкості і контурі струму.

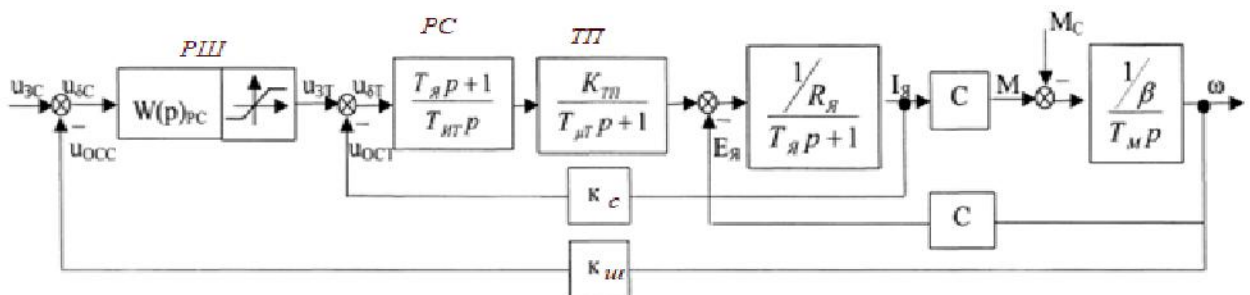


Рисунок 4.4 – Структурна схема моделі двоконтурної системи регулювання швидкості

Для контура швидкості в сталому режимі для вхідних ланцюгів регулятора швидкості можна записати [8]:

$$\frac{U_{\nu}}{R_{3.C}} - \frac{U_{д.с}}{R_C} \approx 0$$

З цього виразу для максимальної швидкості обертання двигуна (відповідно до максимально допустимої швидкості рамки, що обертається)  $\omega_3 = 36$  об/хв, якій відповідає вхідний сигнал  $U_{\nu.H} = 12$  В визначимо величину коефіцієнта  $R_C/R_{3.C}$ :

$$\frac{R_C}{R_{3.C}} \approx \frac{k_{ТГ} \times \omega_3}{U_{\nu.H}} = \frac{0,033 \times 36}{12} = 0,099$$

де  $k_{ТГ} = U_{д.с}/\omega$  - передавальний коефіцієнт датчика швидкості.

Для контуру струму в сталому режимі для вхідних ланцюгів регулятора струму, по аналогії з контуром швидкості, можна записати:

$$\frac{U_{P.C}}{R_{3.T}} - \frac{U_{ДТ}}{R_N} \approx 0$$

З цього виразу для струму приводного двигуна  $I_{H.MAX} = 156$  А, який відповідає максимально допустимому струму в перехідних режимах і для максимального вихідного сигналу регулятора швидкості  $U_{P.C} = 10$  В, який є керівником для контуру струму визначимо величину коефіцієнта  $R_T/R_{3.T}$ :

$$\frac{R_T}{R_{3.T}} \approx \frac{k_{ДТ} \times I_{H.MAX}}{U_{P.C}} = \frac{0,022 \times 156}{10} = 0,34,$$

де  $k_{ДТ} = U_{ДТ}/I_{H.MAX}$  - передавальний коефіцієнт датчика струму.

Значення і позначення коефіцієнтів цієї структурної схеми представленої на рис. 4.13. представлені в таблиці 4.1. Величина вхідного сигналу складає 12 а.е., відповідна йому величина вихідного сигналу швидкості повинна складати 36 а.е., при цьому величина збурення складає 28,1 а.е.

Таблиця 4.1 – Значення і позначення коефіцієнтів

Назва і позначення коефіцієнтів структурної схеми	Значення коефіцієнтів в а.е.
Постійна часу ТП з СИФУ ( $T_{ТП}$ )	0,005
Коефіцієнт передачі ТП з СИФУ ( $k_{ТП}$ )	42,3
Постійна часу якірного ланцюга ЕД ( $T_я$ )	0,0756
Сумарний опір якірного ланцюга ЕД ( $R_я$ )	0,6085
Постійна часу механічної частини ЕД ( $T_м$ )	0,2091
Коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю ( $k_{ТГ}$ )	0,033
Коефіцієнт зворотного зв'язку по струму ( $k_{ДТ}$ )	0,022
Коефіцієнт узгодження сигналів в контурі швидкості ( $R_с/R_{з.с}$ )	0,099
Коефіцієнт узгодження сигналів в контурі струму ( $R_т/R_{з.т}$ )	0,063
Зворотна величина коефіцієнта передачі ЕД ( $c$ )	3,67

У структурній схемі представленої на рис.4.4 ПІ - регулятор в контурі струму представлений як паралельне з'єднання інтегруючої і пропорційної ланок. Передавальна функція такого з'єднання ланок матиме вигляд:

$$W(p) = \frac{k_1}{p} + k_2 = \frac{k_1 + k_2 \times p}{p}$$

Прирівнюємо до виразу (4.14) передавальну функцію одержане ПІ - регулятора в контурі струму (4.3).

$$\frac{R_я \times (1 + T_я p)}{2 \times k_{Т.П} \times k_{ДП} \times T_{\mu 1} p} = \frac{k_1 + k_2 \times p}{p}$$

З цього виразу набуваємо значення коефіцієнтів передачі "відповідно інтегруючої і пропорційної ланки.

$$\frac{R_я}{2 \times k_{Т.П} \times k_{ДП} \times T_{\mu 1}} = \frac{0,6085}{2 \times 42,3 \times 0,022 \times 0,005} = 65,4 \text{ а.е.,}$$

де  $T_{\mu 1}$  приймається рівною  $T_{Т.П}$

$$k_2 = k_1 \times T_я = 65,4 \times 0,0756 = 4,94 \text{ а.е.}$$

Аналогічно для ІІІ - регулятора в контурі швидкості, прирівнюючи до виразу (4.14) передавальну функцію одержане ІІІ - регулятора в контурі швидкості (4.7) замінивши до,  $k_1$  і  $k_2$  на відповідно  $k_3$  і  $k_4$ , і враховуючи в контурі швидкості пропорційна ланка з коефіцієнтом  $R_T/R_{3,T}$ .

$$\frac{(1 + 4 \times T_{\mu 3} p) \times k_{DT} \times T_M \times c}{8 \times T_{\mu 3}^2 p \times R_Y \times k_{TT} \times R_T / R_{3,T}} = \frac{k_3 + k_4 \times p}{p}$$

Набудемо значення коефіцієнтів передачі відповідно інтегруючої і пропорційної ланки.

$$k_3 = \frac{k_{DT} \times T_M \times c}{8 \times T_{\mu 3}^2 R_Y \times k_{TT}} = \frac{0,022 \times 0,2091 \times 3,67}{8 \times (2 \times 0,005)^2 \times 0,6085 \times 0,033 \times 0,34} = 3091 \text{ а.е.},$$

де  $T_{\mu 3}$  приймається рівною  $2 T_{T.П}$ .

$$k_4 = k_3 \times 4 T_{\mu 3} = 3091 \times 4 \times 0,005 = 123,64 \text{ а.е.}$$

У випадки застосування в контурі швидкості ІІ - регулятора його коефіцієнт посилення буде рівний, відповідно до (4.5):

$$k_5 = \frac{c \times T_M \times k_{DT}}{2 \times T_{\mu 2} \times R_Y \times k_{TT} \times R_T / R_{3,T}} = \frac{3,67 \times 0,2091 \times 0,022}{2 \times 2 \times 0,005 \times 0,6085 \times 0,033 \times 0,34} = 123,64 \text{ а.е.},$$

Де  $T_{\mu 2}$  приймається рівною  $2 T_{T.П}$ . Тобто пропорційна складова ІІ - регулятора співпадає з пропорційною складовою ІІІ - регулятора контура швидкості, налаштованого на симетричний оптимум.

Перехідний процес за швидкістю при подачі на вхід системи ступінчастого сигналу має вигляд, зображений на рис.4.5. Моделювання зміни навантаження здійснюється через 0,5с після пуску.

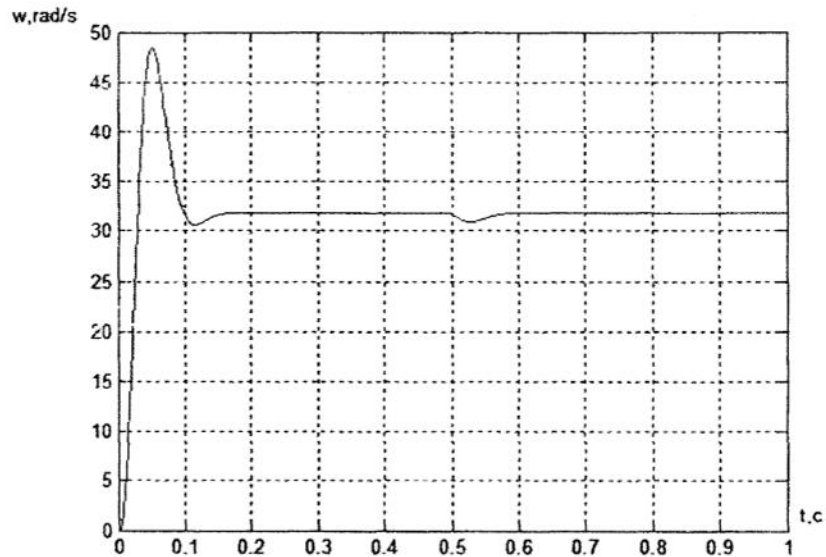


Рисунок 4.5 – Перехідний процес швидкості при подачі на вхід системи ступінчастого сигналу

Очевидно, що в системі спостерігається значне перерегулювання, що є неприпустимим для установки. Тому, виникає необхідність використання задатчика інтенсивності.

Задатчик інтенсивності в середовищі SIMULINK моделюємо за допомогою ланок Ramp і Saturation, де необхідне прискорення електродвигуна моделюємо за допомогою нахилу вихідного сигналу ланки Ramp. Структурна схема в середовищі MATLAB перетвориться до вигляду, зображеного на рис.4.6.

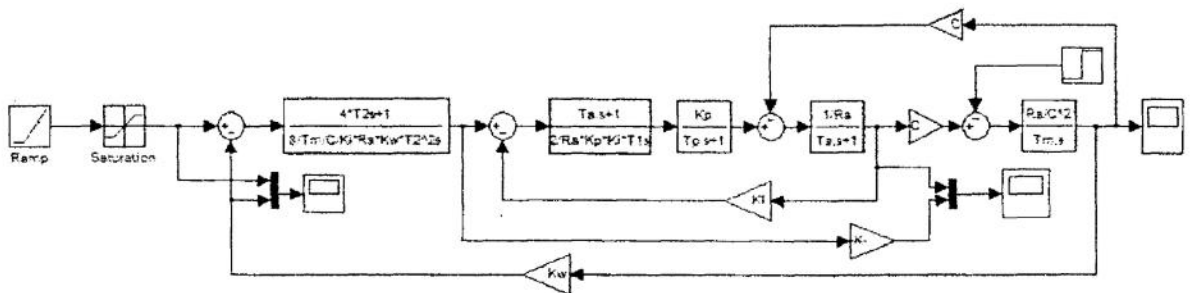


Рисунок 4.6 – Структурна схема системи при використанні задатчика інтенсивності

Перехідні характеристики швидкості представлені за допомогою ланки Score (рис. 4.7), перехідні характеристики струму якоря двигуна представлені за допомогою ланки Score 1 (рис. 4.8).

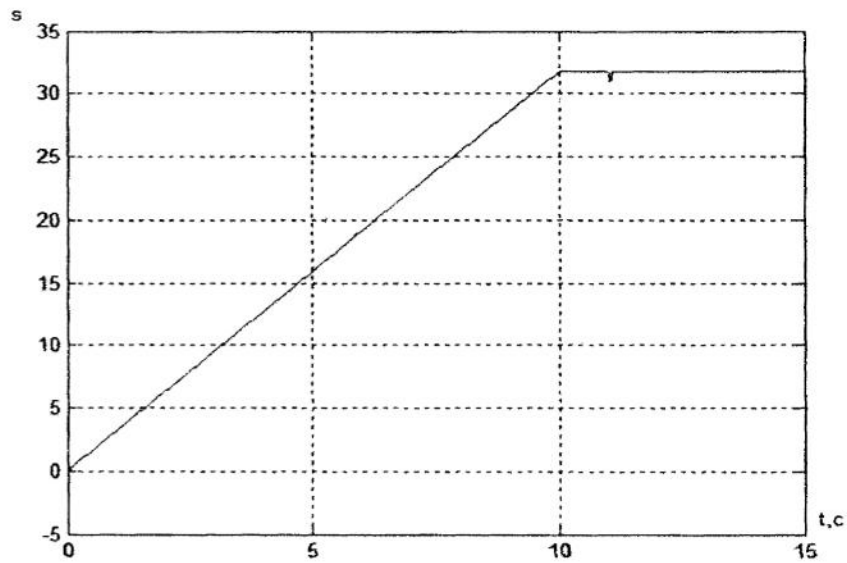


Рисунок 4.7 – Перехідний процес швидкості при використанні задатчика інтенсивності

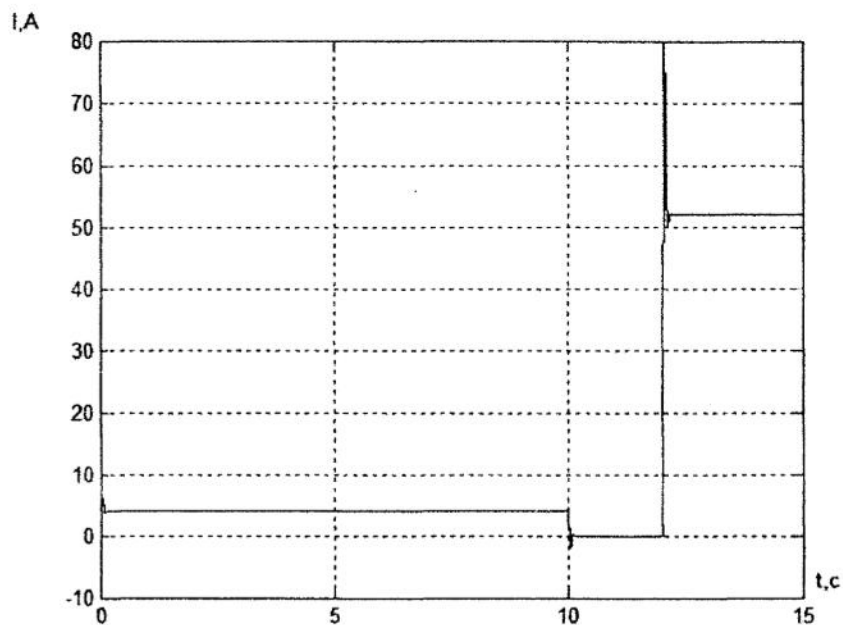


Рисунок 4.8 - Перехідної процес по струму якоря при використанні задатчика інтенсивності.

Проведемо аналіз отриманих результатів: Максимальні значення струмів двигуна знаходяться в межах 1,6-1Н. Двигун досягає сталого значення кутової швидкості (детальніше представлено на рис.4.9) через 10 з після пуску, тобто з максимально допустимим прискоренням. Перерегулювання за швидкістю при виході на стале значення складає 0,03%, що також задовольняє технічним вимогам до САУ ЕП

#### 4.5. Синтез і дослідження цифрового управління швидкістю

Необхідно з'ясувати, чи забезпечуватиметься якість перехідних процесів, що відповідає вимогам, що надаються до проектованої установки в системі з цифровим прототипом ПІ-регулятор

Здійснимо синтез цифрового регулятора швидкості методом аналогового прототипу. При цьому за початковий коректуючий пристрій візьмемо ПІ - регулятор.

Передавальна функція регулятора швидкості в загальному вигляді:

$$W_{pc}(p) = \frac{K_n p + K_u}{p}$$

де  $K_n$  - коефіцієнт посилення пропорційного каналу управління;  $K_u$  - коефіцієнт посилення інтегруючого каналу управління.

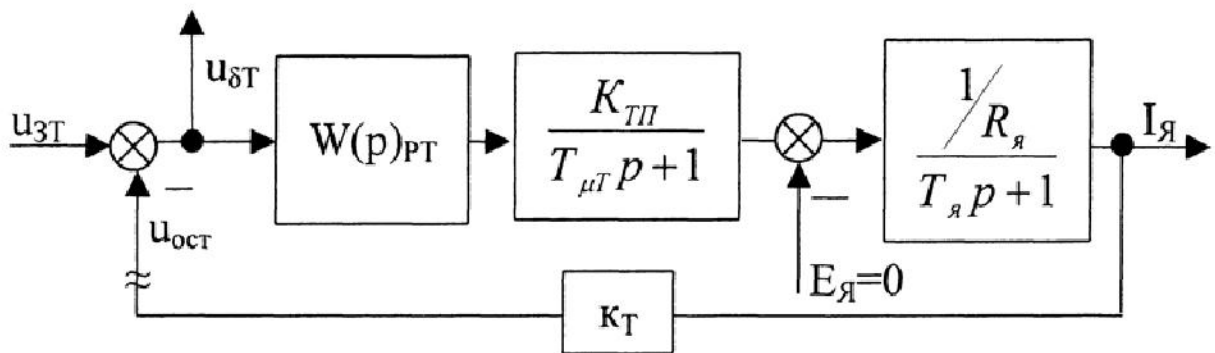


Рисунок 4.9 – Розрахункова структурна схема контуру струму

Структурна схема електроприводу з цифровим регулятором, реалізована MATLAB має вигляд, зображений на рис.4.10.

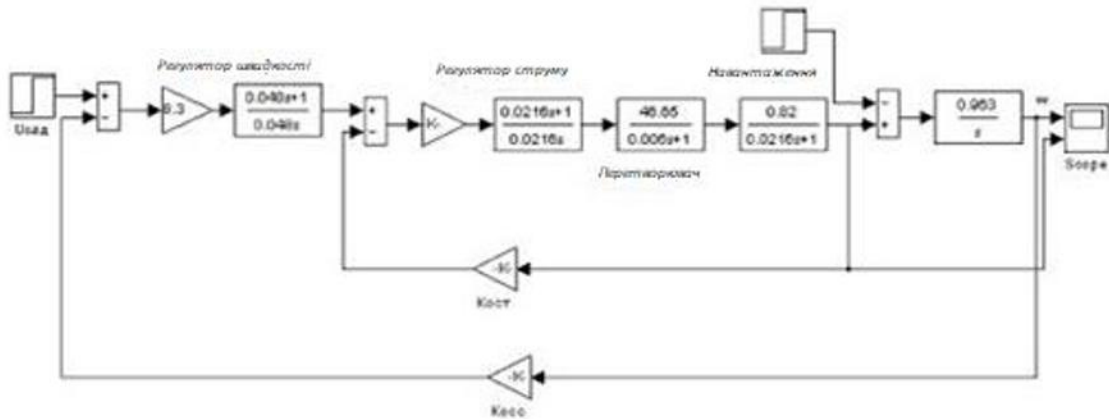


Рисунок 4.10 – Структурна схема електроприводу з цифровим регулятором

Таким чином, для визначення цифрового регулятора швидкості методом аналогового прототипу необхідно знайти дискретну передавальну функцію цифрового регулятора з урахуванням екстраполятора нульового порядку. Здійснимо цю процедуру за допомогою пакету MATLAB. Програма знаходження передавальної функції регулятора має вигляд:

```
% Синтез цифрового регулятора швидкості num_n=[4*T2 1];
den_n=[8/Tm/C/Ki*Ra*Kw*T2^2 0];
reg_n=tf(num_n,den_n); % ПФ аналогового регулятора
reg_d=c2d(reg_n,T0,'zoh'); % ПФ цифрового регулятора
[num_d,den_d]=tfdata(reg_d,'V'); % Поліноми числівника та
знаменника ПФ ЦРШ
```

Тут  $num\_d$  і  $den\_d$  - чисельник і знаменник, відповідно, для передавальної функції

$$D(z) = \frac{num\_d(z)}{den\_d(z)}.$$

Коефіцієнти дискретного регулятора швидкості мінятимуться, в залежності від вибраного такту квантування. Отже, мінятиметься і якість перехідних процесів в системі. Таким чином, на підставі основних показників якості регулювання в системі можна вибрати якнайкращий такт квантування.

При цьому повинні забезпечуватися наступні показники якості:

- перерегулювання по вихідній координаті не повинне перевищувати значення  $a < 66\%$ ;
- просідання швидкості при набросі навантаження, рівного  $M_c = 0,2M_H = 38,168\text{Н}$  не повинно перевищувати  $0,33$  рад/с.

Для оцінки вибору такту квантування використовуємо наступні показники якості перехідних процесів:

- перерегулювання за швидкістю;
- час відновлення швидкості;
- відхилення швидкості при набросі навантаження, що становить  $20\%$  від номінальної.

Величину перерегулювання визначимо за допомогою формули:

$$\sigma = \frac{\omega_{max} - \omega_{уст}}{\omega_{уст}} \times 100\%$$

Час відновлення розраховуватиметься, виходячи з умови, що перехідний процес при набросі навантаження вважається завершеним, коли помилка за швидкістю стає менше  $1\%$  від сталого значення. Одержані дані зведемо в таблицю і побудуємо графік залежності вищезгаданих показників від такту квантування.

$T_0$	0,0001	0,0005	0,002	0,005	0,01
$\sigma, \%$	52,85	54,13	59,31	69,4	87,07
$T_v, \text{с}$	0,134	0,136	0,14	0,192	0,32
$\Delta\omega (1,2 M_H), \text{рад/с}$	0,93	0,97	1,01	1,05	1,2

Програма виведення графіків, реалізована в MATLAB, має вигляд:

```
To=[0.0001 0.0005 0.002 0.005 0.01]
```

```
Sigma=[52.85 54.13 59.31 69.4 87.07]
```

```
Tvos=[0.134 0.136 0.14 0.192 0.32]
```

```
deltaW=[0.93 0.97 1.01 1.05 1.2]
```

```
plot(Sigma,To,Tvos*100,To,deltaW*100,To)
```

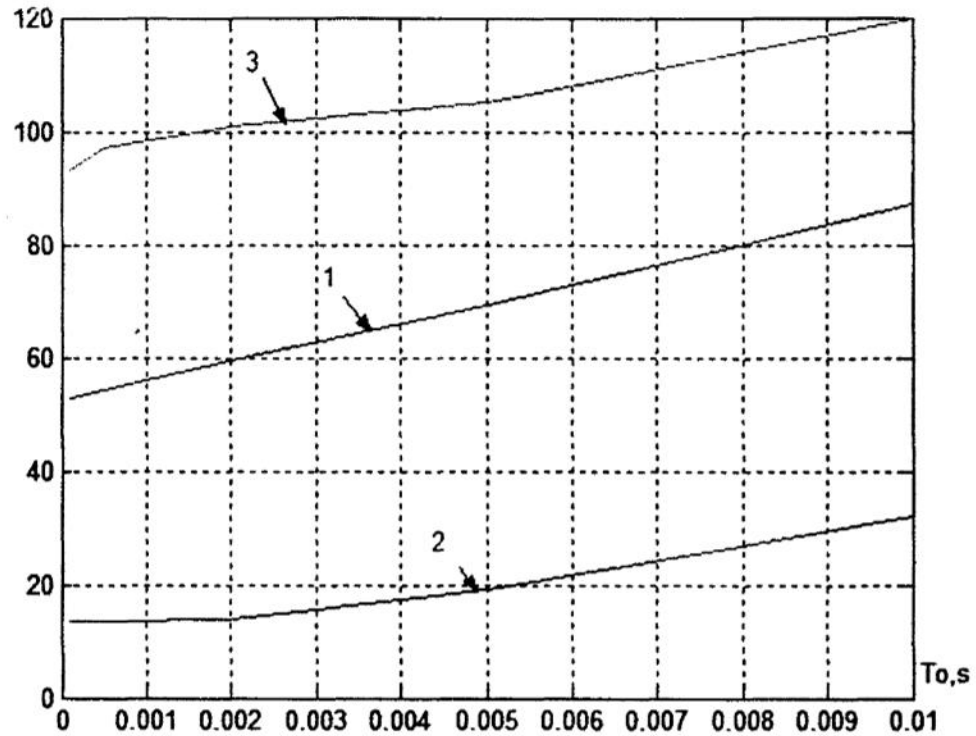


Рисунок 4.11 – Залежність показників якості перехідного процесу, залежно від такту квантування.

На рис.4.11 показана залежність перерегулювання від такту квантування (крива 1), часу відновлення (крива 2) і просідання швидкості (крива 3).

З метою отримання відповідних значень величини  $t_v$  і  $\Delta\omega$  на графіку помножені на масштабуючий коефіцієнт 100.

Очевидно, що із збільшенням такту квантування динамічні характеристики системи погіршуються. Отже, необхідне застосування в системі пристроїв, що забезпечують мінімально можливий такт квантування. Графіки перехідних процесів за швидкістю при різних тактах квантування приведені на рис.4.12-4.16.

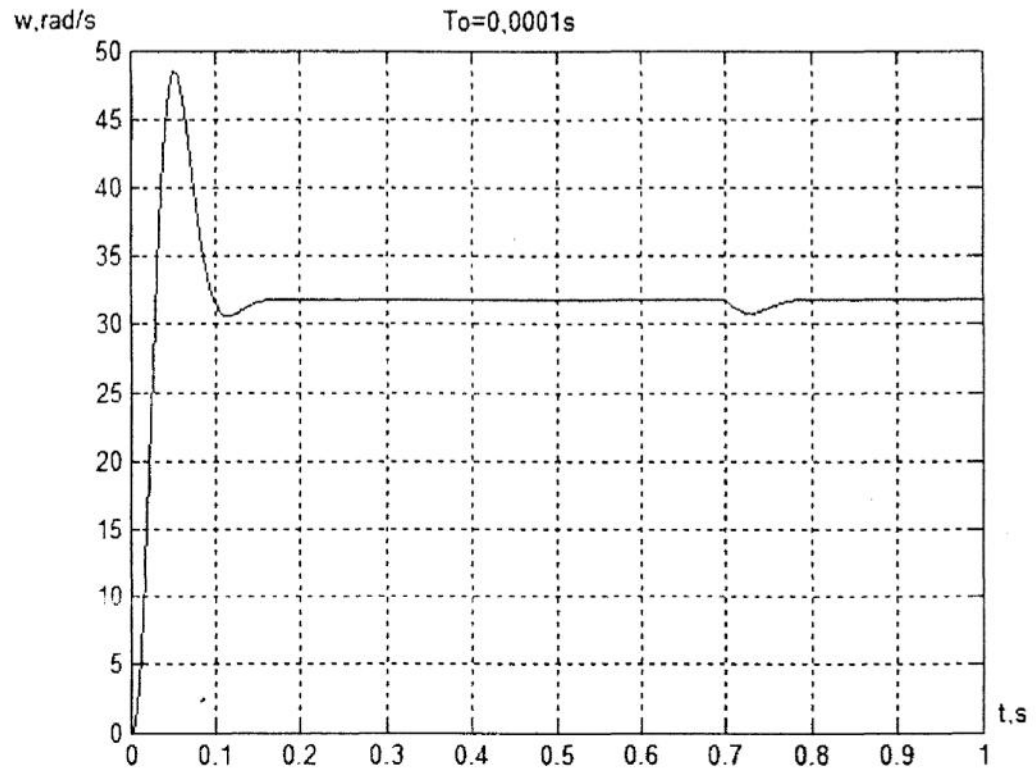


Рисунок 4.12 – Перехідний процес при  $T_0 - 0,0001c$ .

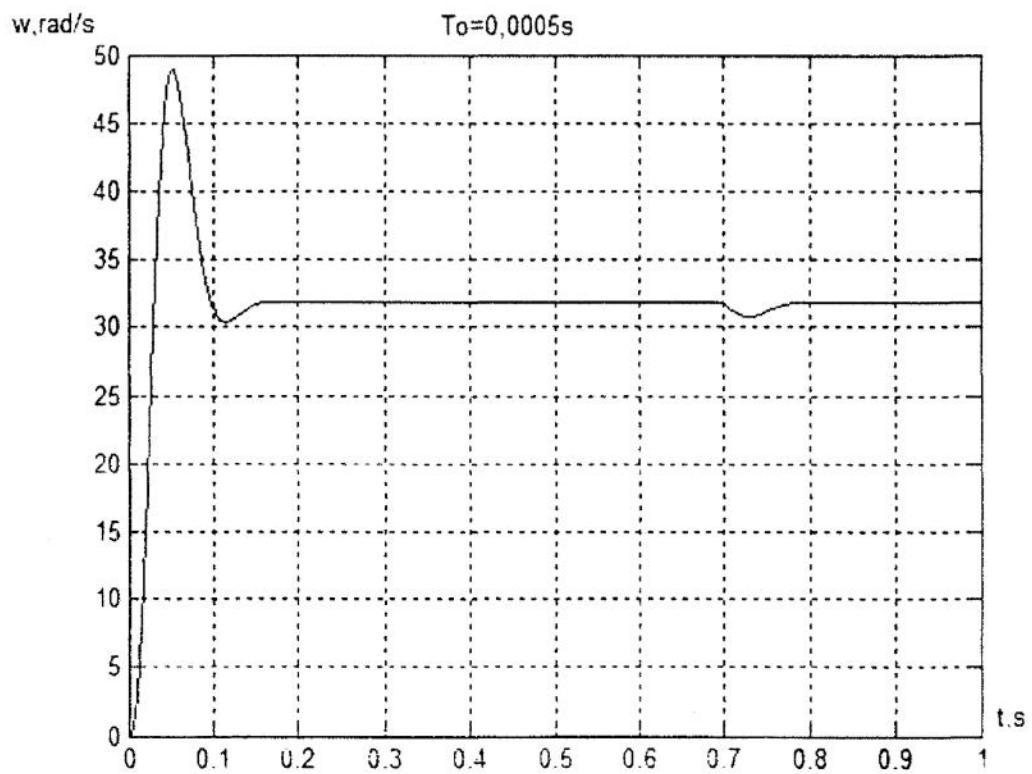


Рисунок 4.13 – Перехідний процес при  $T_0 - 0,0005c$ .

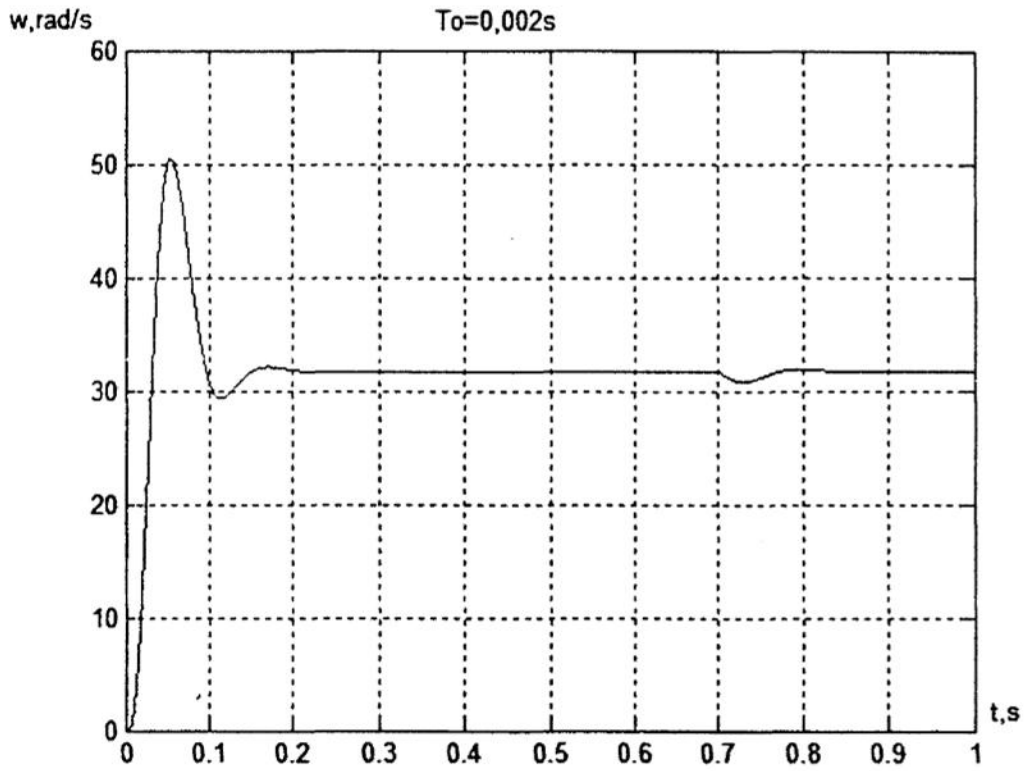


Рисунок 4.14 – Перехідний процес при  $T_0 - 0,002c$ .

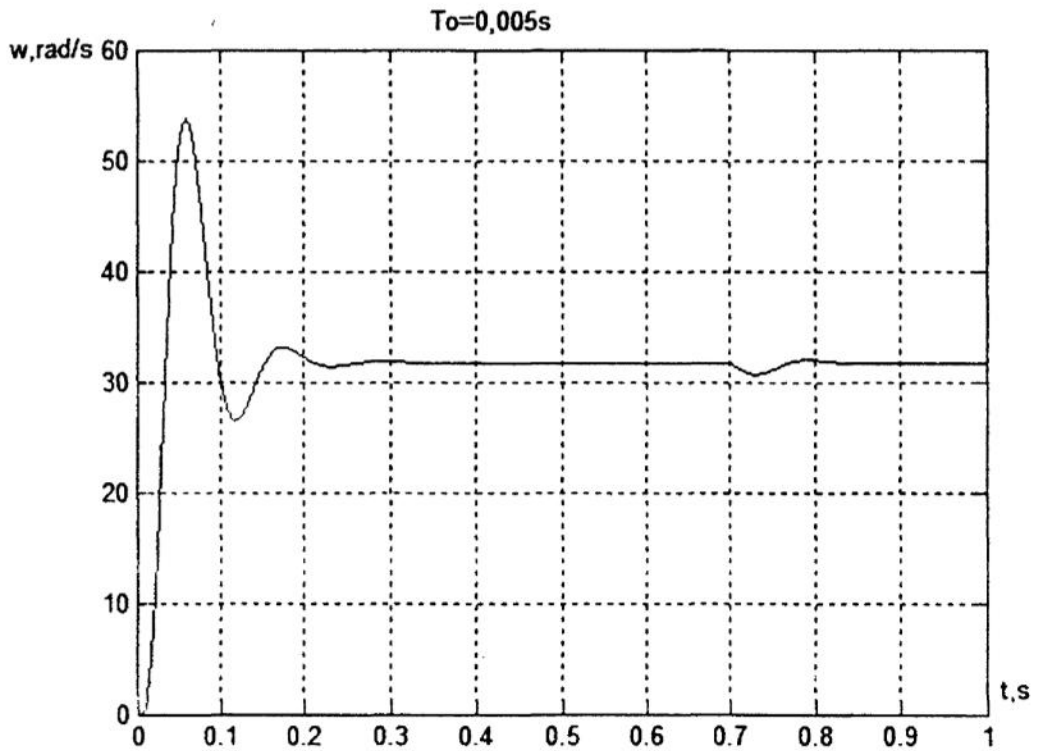


Рисунок 4.15 – Перехідний процес при  $T_0 - 0,005c$ .

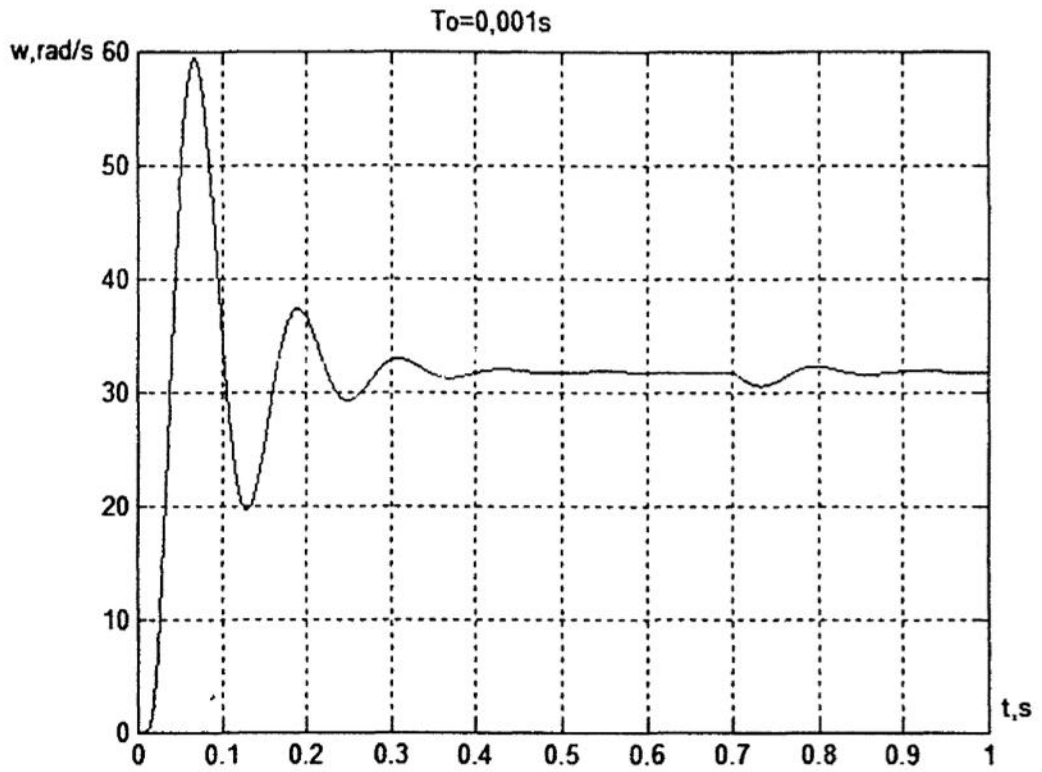


Рисунок 4.16 – Перехідний процес при  $T_0 = 0,01$ с.

Приймаємо такт квантування рівним  $T_0 = 0,005$ с.

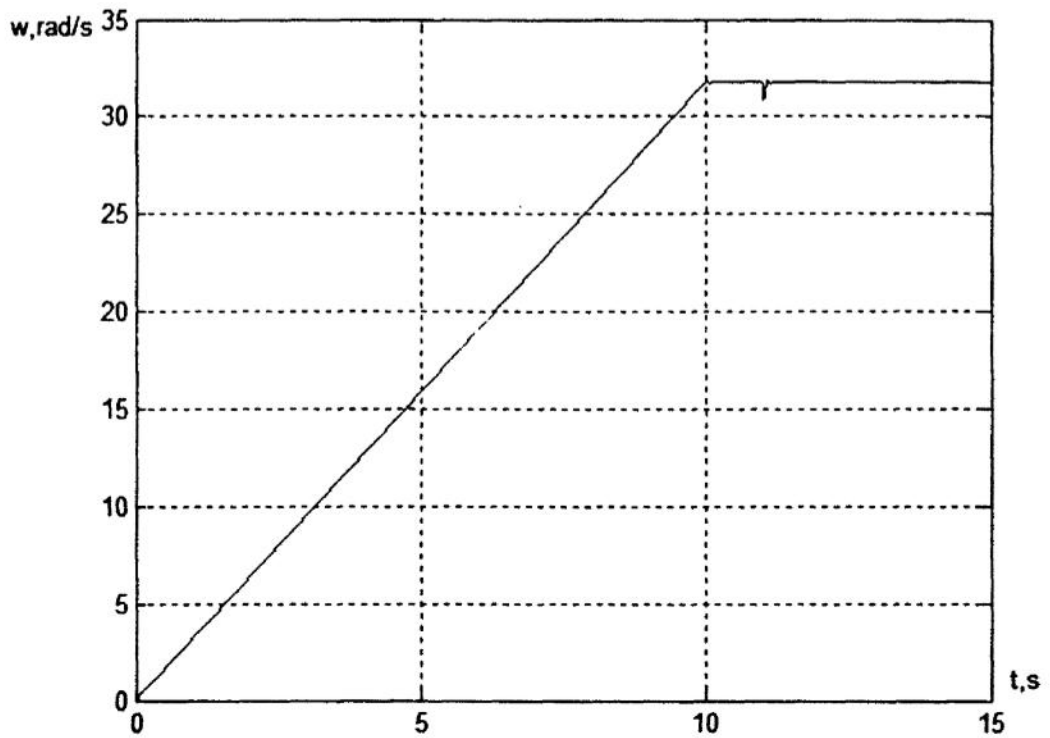


Рисунок 4.17 – Перехідний процес по швидкості в системі з цифровим регулятором

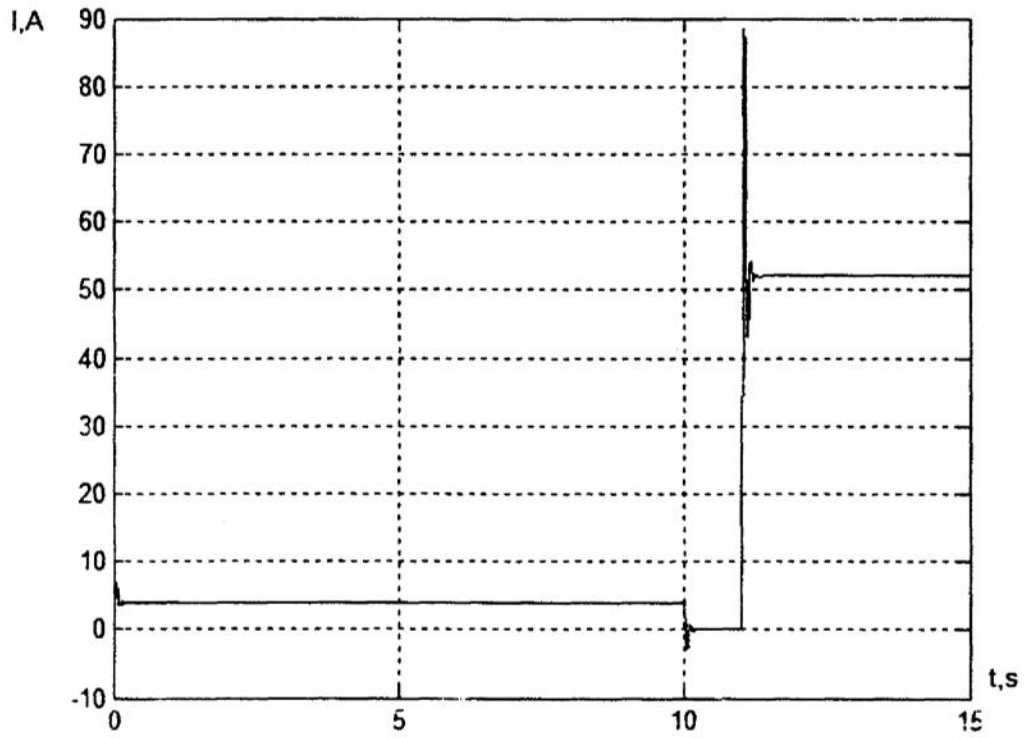


Рисунок 4.18 – Перехідний процес по струму якоря в системі з цифровим регулятором

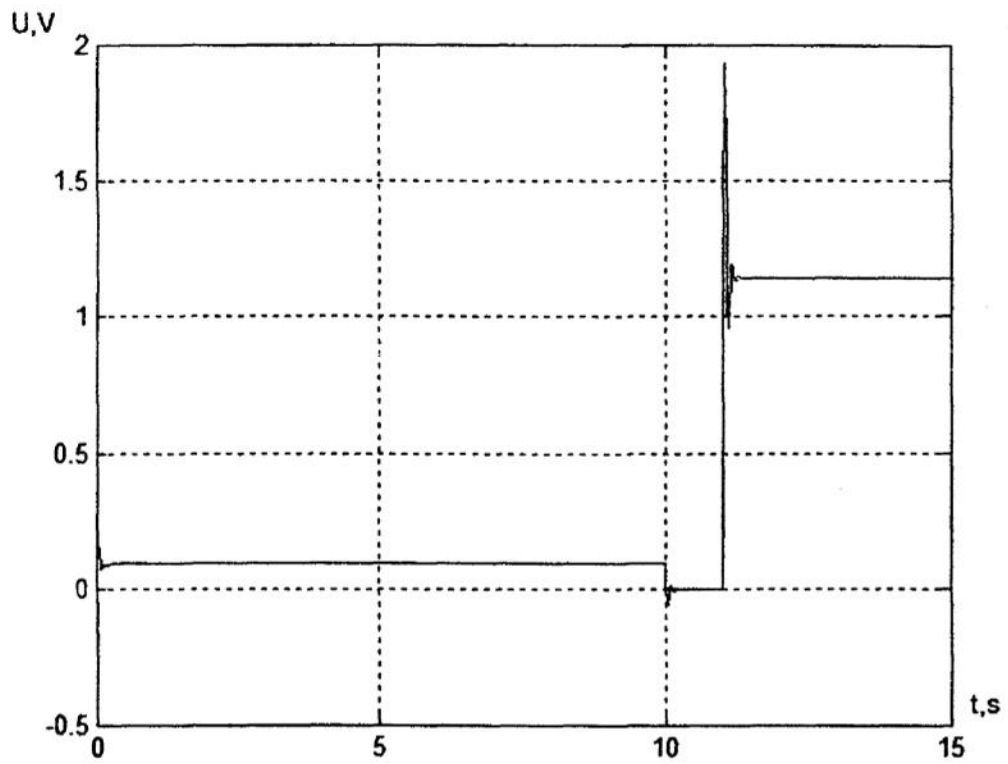


Рисунок 4.19 – Перехідний процес по напрузі, що управляє, в системі з цифровим регулятором

Графіки перехідних процесів для швидкості, струму якоря і напруги, що управляє, при вибраному такті квантування зображені на рис.4.17-4.19 відповідно. Моделювання проводилося при використанні задатчика інтенсивності.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що в системі з цифровим прототипом ПІ-регулятор забезпечується якість перехідних процесів, що відповідає вимогам, що надаються до проектованої установки.

## ВИСНОВКИ

У магістерській роботі приведено опис технологічного процесу, детально розглянуті технічні характеристики літцекрутильної машини, проведений аналітичний огляд крутильних машин. На підставі техніко-економічного порівняння проведений вибір оптимального варіанту системи електроприводу. Проведений розрахунок необхідних потужності і моменту приводного двигуна, здійснений його вибір і вибір силового устаткування. Розроблена і настроєна система автоматичного управління, що задовольняє поставленим вимогам, розраховані параметри її регуляторів.

Проведено детальне дослідження динаміки і статички системи електроприводу за допомогою її математичних моделей. Саме в цьому розділі було обґрунтоване застосування ПІ-регулятор в контурі швидкості САК. На підставі вище перелічених розділів можна стверджувати, що розроблений електропривод задовольняє вимогам що пред'являється до електроприводу літцекрутильної машини, а значить цілі досягнуті.

## Література

1. Правила улаштування електроустановок. ПУЕ Міненерговугілля, Київ. 2017. 617 с.
2. Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1143-06#Text>;
3. Куценко Ю. М., Яковлев В. Ф. Монтаж електрообладнання і системи керування. К.: Аграрна освіта, 2009. 348 с.
4. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. ДНАОП 0.00-1.21-98.
5. Сучасні перетворювачі частоти в системах електропривода : навч. посібник / М. В. Загірняк, Т. В. Коренькова, А. П. Калінов, А. І. Гладир, В. Г. Ковальчук. – 2-ге вид., переробл. і доповн. – Харків: Видавництво «Точка», 2017. – 206 с.
6. Бабіченко А.К., Тушинський В.І., Михайлов В.С. Промислові засоби автоматизації. Ч. 1. Вимірювальні пристрої / За заг. ред. Бабіченка А.К.: Навч. посібник. - Харків: НТУ "ХПГ", 2001 р. - 470 с.
7. Галай М. В. Імпульсні, цифрові та релейні системи автоматичного керування: навчальний посібник: – Полтава: ПолтНТУ, 2002. – 222 с.
8. Галай М. В. Лінійні неперервні системи автоматичного керування: навчальний посібник: – Полтава: ПолтНТУ, 2001. – 140 с.
9. Іванов А.О. Теорія автоматичного керування: Підручник. - Дніпропетровськ: Національний гірничий університет. - 2003. - 250 с.
- 10.Проць Я.І., Ляшук О.Л. Савків В.Б., Шкодзінський О.К. Автоматизація виробничих процесів. Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. — Тернопіль: ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. — 344с.
- 11.Пушкар, М.С. Проектування систем автоматизації [Текст]: навч. посібник / М.С. Пушкар, С.М. Проценко –Д.: Національний гірничий університет, 2013. – 268 с.

- 12.Шпіт С.В. Системи автоматичного керування з еталоном – спостерігачем / Шпіт С.В., Янцеловський С.Г., Ткаченко О.І. // Адаптивні системи автоматичного управління. – 2008 – №12(32). – С. 145– 151.
- 13.Любін М.В. Конвеєри з гнучким тяговим елементом: навчальний посібник / М.В. Любін, І.В. Гунько. – К. : Хай-Тек Прес, 2012. – 272 с.
- 14.Маліновський А.А. Основи електропостачання/ А.А. Маліновський, Б.К. Хохулін. – Львів : Львівська політехніка, 2005. – 324 с.
- 15.Белікова Л.Я. Електричні машини: навчальний посібник / Л.Я. Белікова, В.П. Шевченко. – Одеса : Наука і Техніка, 2011. – 480 с.
- 16.Попович М.Г. Теорія автоматичного керування : підручник / Попович М.Г. – 2-е вид., перероб. і доп. / М.Г. Попович, О.В. Ковальчуки. – К. : Либідь, 2007. – 656 с.
- 17.Любін М.В. Впровадження енергоощадних технологій на підприємствах АПК / М.В. Любін, О.А. Токарчук, О.О. Рубаненко // Енергетика і електротехнічні системи в агропромисловому комплексі: матер. II Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, 22-23 березня 2016. – Вінниця: ВНАУ 2016. – С. 79–82.
- 18.Гаєв Є.О., Нестеренко Б.М. Універсальний математичний пакет MATLAB і типові задачі обчислювальної математики. Навчальний посібник.– К.: НАУ, 2004. – 176 с.

# Додатки

# 1 BASIC INFORMATION ABOUT THE LITZEKRUTYL MACHINE AND THE TASK OF ITS AUTOMATION

## 1.1 Scheme and flow of the technological process

The ingot twisting machine is designed for twisting a bundle (ingot) of a disordered structure (diameter from 0,6 mm to 4,5 mm) of uninsulated copper or aluminum wire (diameter from 0,2 mm to 1 mm), as well as for wrap -around-bundle twisting. Twisting occurs as a result of the action on a certain section of the twisted product of a pair of forces acting in a plane perpendicular to its axis.

Table 1.1 – Technical requirements

Operating speed of the rotating frame:	11.5... 33.3 1/s
The nature of the transition process in terms of speed:	aperiodic
Speed deviation when changing load by $\pm 20\%$ :	0.5%
Speed deviation when changing the mains voltage by $\pm 10\%$ :	0.2%
Speed recovery time:	0.25 s
Static speed error:	0.2%
Maximum permissible acceleration:	0.356 1/s <sup>2</sup>

The main parametric relationship of twisting machines is the relationship between the rotational speed of the twisting device and the linear speed of the twisted product. For a given torsional machine, this relationship has the form:

$$v=2Hn \quad (1.1)$$

where  $v$  is the linear velocity of the twisted product;

$H$  – product twisting step;

$n$  - rotational speed of the torsion frame, rpm.

This litz twisting machine belongs to the beam twisting machines. It is a double twisting twisting machine with a twisting (rotating) frame that rotates around a receiving drum, with fixed container-type delivery devices. That is, with one rotation of the rotating frame, a litz with a length corresponding to two twisting steps

is produced. For this reason, the number of twists always corresponds to twice the number of revolutions of the rotating frame.

Fig. 1.1. shows the technological scheme of the double twisting machine. The wires and cores 1, coming from the output devices, enter the nipple A, located on the axis of rotation of the torsion frame, and in the AB section are twisted into a bundle ( litzu ) 3, which, passing along the torsion frame, in the VG section is additionally twisted and through the traction device 2 and the layout mechanism enters the receiving drum 4, located inside the torsion frame. Depending on the direction of rotation of the torsion frame, the nature of the twisting step can be either "s" or "z".

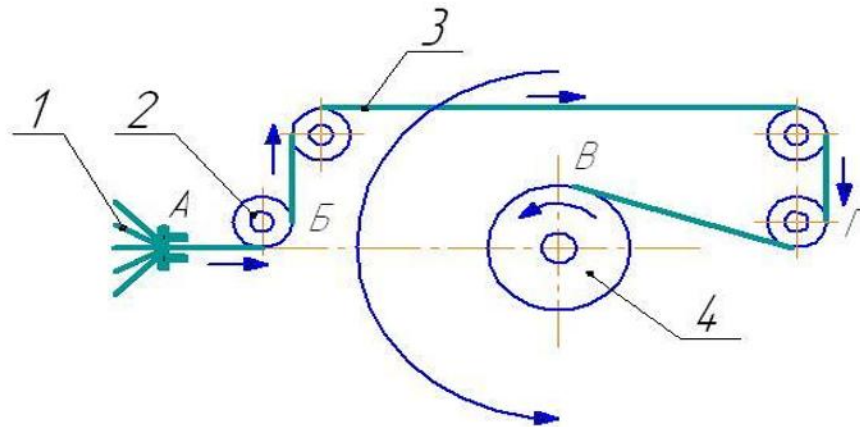


Figure 1.1 – Technological diagram of a double twisting machine.

The operating limit of the torsion frame at maximum speed is determined by the rupture of the ingot in the free area between the two nipples located in the torsion frame. The rupture occurs under the action of centrifugal force created during rotation. Based on a certain permissible value of this force, the maximum permissible value of the number of revolutions of the torsion frame is determined, at which the processing of an ingot with the corresponding diameter is ensured.

From the above, it follows that for maximum productivity, the machine should be operated at the maximum permissible rotation speed of the torsion frame.

## 1.2 Design of the installation

This wire twisting machine has a right-hand design. This means that when viewed from the service side, the feed device that supplies the wire to the machine is located to the left of the machine, i.e. the wire enters the machine from left to right. Structurally, the machine consists of the following components:

- drive motor and transmission shaft unit;
- rotor part;
- yoke with a pulling mechanism and winding equipment;
- folding table ;
- -meter meter;
- distributor;
- beds;
- casing;

### *1.2.1 Drive motor unit and transmission shaft*

The drive of the spinning machine is carried out by an electric motor. From the shaft of the drive motor, rotation is transmitted to the transmission shaft through a V-belt transmission. The transmission shaft consists of three parts: the two extreme sections of the shaft, the bearing units of which are located in the racks of the frame, and the intermediate part, the bearing units of which are installed in the base frame. All three parts of the shaft are interconnected by Oldheim couplings . Toothed belt drives are installed at both ends of the transmission shaft, with the help of which rotation from the transmission shaft is transmitted to the halves of the rotor part.

The transmission shaft serves to ensure synchronous rotation of the halves of the rotor part (and thereby prevents skewing of the rotating frame) by creating a rigid kinematic connection through toothed belt transmissions, since the frame is not suitable for transmitting the rotating torque.

Technical data of the drive motor and transmission shaft block, according to the company "JSC Ukrkabel Plant " are presented in Table 1.1.

Table 1.1 – Technical data of the drive motor and transmission shaft unit

Characteristic name	Marking	Size
Gear ratio of V-belt transmission	$I_1$	1.18
Gear ratio of toothed belt transmission	$I_2$	0.91
Efficiency of the gearbox, which consists of a toothed belt and V-belt transmission, taking into account the efficiency of the bearings	$\eta_5$	0.83

### 1.2.2. Rotor part

The rotor part has: two main shafts, made in the form of tubular shafts, rotating in rolling bearings located in housings mounted on the machine racks ; heads of the rotor part at the ends of the main shafts; a lightweight elastic rotating frame connecting the heads of the rotor part and made of drawn spring steel wire.

The rotor part is driven by a double-sided toothed belt transmission. This solution (the rotating frame cannot transmit torque) eliminates the risk of the rotating frame skewing during equipment operation.

Technical data of the rotor part, according to the enterprise "OJSC Plant Ukrkabel " are presented in Table 1.2.

Table 1.2 – Technical data of the rotor part

Characteristic name	Marking	Size
Maximum angular velocity of the rotating frame, 1/s	$\Omega_p$	33,300
Radius of the torsion frame (rotor), m	$r_p$	0.475
Length of the torsion frame (rotor), m	$h_p$	2,000
Rotor shaft width, m	$h_5$	0.268
Rotor blade width, m	$h_6$	0.010
Rotor strand length, m	$I_6$	1,664
Rotor shaft radius, m	$r_2$	0.475
Rotor blade radius, m	$r_3$	0.310
Weight of the rotor strand, kg	$m_2$	1,300

### ***1.2.3. Yoke with extraction mechanism and winding equipment***

The yoke is a welded frame, which is suspended by bearings at the ends of the rotor shafts. The center of gravity of the yoke is located below the centerline of the suspension, which ensures a "standing" position of the yoke relative to the frame.

The following nodes are located in the yoke:

1) The pulling mechanism, which consists of a drive and a double system of pulling wheels. The purpose of this mechanism is to ensure a constant certain speed of stretching the twist through the rotating frame;

2) A winding device, the purpose of which is to wind the ingot, as a finished product, onto a reel.

The traction mechanism is a two-wheeled traction device consisting of one cylindrical (traction) and one trough (bypass) wheel arranged in series like a pulley block, with a small transverse displacement.

The twisting pitch is determined by the ratio of the number of revolutions of the frame and the speed of the rotating pull, according to formula (1.1).

The constancy of this ratio, and thus the constancy of the twisting step, is ensured by a rigid kinematic connection between these two nodes.

Structurally, this is solved so that the exhaust wheel receives its drive (via a gearbox) from one of the main shafts of the rotor part using a gear transmission.

The extraction wheel continues to rotate in the same direction even if the direction of rotation of the rotor part changes. In other words, if the direction of rotation of the rotor part changes, the extraction wheel continues to perform extraction. This is ensured by the fact that the drive kinematic chain of the drive has a built-in freewheel reverse on bevel gears.

In order to provide the possibility of changing the ratio, and thus the value of the twist pitch, a variable pair of gears is used as one of the gears of the kinematic drive chain. By changing this gear ratio (by changing the gear pair), the twist pitch can be set, in accordance with the technology.

Another main unit of the yoke is the winding device, consisting of a mechanism for attaching and rotating the spool, as well as a spreader . The spool is

installed and secured between the quills installed in the bearings. The bearing housings, one of the quills can (together with the center) slide in the axial direction to enable the spool replacement operation. In the closed state, the bearing housing is locked.

The reel is rotated by a leash lever, which receives drive from the shaft of the extraction wheel using a friction clutch and a toothed belt drive. The friction clutch serves to equalize the difference between the number of revolutions of the extraction wheel operating at a constant number of revolutions, and the number of revolutions of the reel, which decreases as the reel is filled (this is achieved by the clutch due to slipping).

Technical data of the yoke with the pulling mechanism and winding equipment, according to the enterprise "OJSC Plant Ukrkabel " are presented in Table 1.3.

Table 1.3 – Technical data of the yoke

Characteristic name	Markingn	Greatne sson
sliding friction of the face	$\mu$	0.120
Maximum twisting pitch, m	N	
Number of turns of the litz on the traction wheel	m	6,000
Tension of the converging branch of the litz from the bypass wheel, N	$T_{Sat}$	27,500
Tension increase factor on the second part of the section	$k_{and 1}$	1,030
Tension increase factor on the third part of the section	$k_{and 2}$	1,020
Weight load on 1 m litzs , N	Q	1,405
Length of the first part of the convergence section, m	$I_1$	0.500
Length of the second part of the convergence section, m	$I_2$	0.300
Length of the third part of the convergence section, m	$I_3$	0.700
Coefficient of resistance to movement on a straight section	$S_p$	0.006
The angle of inclination to the horizon of the first part of the convergence section, gr	$\beta_1$	90,000

The angle of inclination to the horizon of the second part of the convergence section, gr	$\beta_2$	20,000
The angle of inclination to the horizon of the third part of the convergence section, gr	$\beta_3$	35,000
Radius of the receiving drum cheek, m	$r_u$	0.315
Radius of the neck of the receiving drum, m	$r_w$	0.125
Radius of the receiving drum opening, m	$r_o$	0.028
Width of the receiving drum cheek, m	$h_1$	0.010
Width of the neck of the receiving drum, m	$h_2$	0.475
Internal width of the receiving drum, m	$h_7$	0.400
Maximum filling ratio of the receiving drum	$k_3$	0.780
Receiver toothed belt transmission ratio	$I_5$	1,700
Efficiency of the toothed belt transmission between the clutch output shaft and the receiving drum, taking into account the efficiency of the bearings and bushings	$\eta_1$	0.910
Friction clutch efficiency taking into account bearing	$\eta_3$	0.680
Radius of the traction wheel, m	$r_1$	0.075
Width of the pulling wheel, m	$h_3$	0.100
Width of the extraction wheel cheek, m	$h_4$	0.010
Length of the litsa in the "caliber - thrust" section, m	$I_5$	5,000
Efficiency of the gearbox, consisting of a cylindrical gear and a bevel gear, as well as a variable pair of gears, taking into account the efficiency of the bearings	$\eta_4$	0.740
Gear ratio of cylindrical gear	$I_3$	2,800
Variable gear ratio corresponding to the maximum twist pitch	$I_w$	0.340
Gear ratio of bevel gear	$I_4$	3,130

#### ***1.2.4. Folding table***

The spreader ensures uniformity of winding and twisting, in the longitudinal direction of the coil axis. The spreader creates a rotational -reciprocal movement corresponding to the width of the coil, parallel to its axis.

Synchronization of the rotation of the reel and the movement of the spreader is ensured by a toothed belt drive common to the reel and the spreader . The litza is guided in the required direction by guide rollers installed on the spreader .

The operation of the spreader is based on the principle of friction drive, which is carried out between the running-in spindle , which creates a rotating movement, and the drive rollers, located at an angle to the spindle . The speed of the spreader carriage , as well as the twisting step, is regulated by a lever located on the spreader carriage . Limitation of the spreader path during rotational and translational movement according to the width of the coil is carried out by adjustable stop screws.

Technical data of the expander , according to the enterprise "OJSC Plant Ukrkabel " are presented in Table. 1.4:

Table 1.4 – Technical data of the decomposer

Characteristic name	Marking	Size
Power consumption of the spreader , W	P <sub>2</sub>	12.0000
Gear ratio of the toothed belt transmission of the spreader	And <sub>6</sub>	1.4000
Efficiency of the toothed belt transmission between the clutch output shaft and the spreader, taking into account the efficiency of the bearings	$\eta$ <sub>2</sub>	0.9400
Moment of inertia of the spreader , kg m <sup>2</sup>	J <sub>6</sub>	0.0003

### ***1.2.5. Meter counter***

The meter counter is used to accurately measure the length of the twist as a finished product. The display shows the measured value and also ensures automatic stopping of the litzier twisting machine when the preset length of the finished product is reached.

The meter counter is driven by the winding itself. The meter counter indicator has a four-digit digital designation, the last digit of which is shown as 10 м. The count goes from the set value to zero in reverse order.

### ***1.2. 6. Distributor***

The distributor includes (in the order of wire entry into the machine): a wire break indicator, a twisting socket, and a twisting caliper.

The wire break detector is used to automatically stop the machine when the twisted wires break. When the wire breaks, the formed end comes into contact with the contact pin of the wire break detector, thereby closing a certain current loop, which stops the machine by rapid braking.

The twist socket and twist gauge (these two devices are also called nipples) are used to organize and grip the wire coming from the output device. They can be moved and fixed at the optimal twisting point.

### ***1.2.7. Machine bed***

The machine frame consists of a base frame and two uprights. In terms of design, these units are box-shaped welded structures made of profile or sheet steel.

The components are fixed on the machine frame: drive motor, transmission shaft bearing housings . In addition, the rack parts of the frame include bearing assemblies of the extreme sections of the transmission shaft and the rotor part.

### ***1.2.8. Casing***

The covers installed on the machine are divided into two groups: fixed and movable. The fixed covers include covers fixed to the risers, covers of toothed belt drives, and side covers. The movable covers cover the space of the rotor part. Thus, the noise power transmitted to the surrounding space is significantly reduced. Two movable covers can be moved to the sides, thereby providing the possibility of replacing the spool and charging the wire.

The casing is equipped with a safety lock for safety reasons. When the casing is open, the machine cannot be started or continued to work on it. The locking function is performed electrically (position switches). Until the rotor part has completely stopped, the opening of the casing is prevented by an electromagnetic lock.

### **1.3. Purpose of electrical equipment, its features and placement**

The electrical equipment of a rotary-rotor installation can be divided into equipment performing the following functions: control, transformation, protection, measurement and signaling. The electrical equipment also includes a drive electric motor and a tachogenerator.

In terms of design, electrical equipment is a protected complete control device consisting of a floor-standing cabinet and an operating panel (control panel).

The electrical equipment receives power from the factory network with the following parameters:

Mains voltage:  $3 \times 380\text{V}$  (+10%-15%)

Mains frequency: 50 Hz

### **1.4. Problems of selecting an electric drive and machine automation**

This machine is operated in closed rooms (workshops) with a non-aggressive and non-explosive environment. Pollution, temperature and humidity in the rooms are within the permissible limits. The torsion machine, by the nature of the technological process, refers to the mechanisms of continuous action, which also determines the long-term operation of its electric drive. When changing the nature of the twisting step, it is necessary to change the direction of rotation of the torsion frame, it is obvious that the drive must also have such an opportunity.

Due to the high value of the constancy of the parameters of the ingot being manufactured (such as the cross-sectional area and the value of the twist pitch), an important requirement for the electric drive is to ensure smooth start-up and braking with reliable acceleration and jerk limitation. According to the company "JSC Plant Ukrkabel", such a maximum permissible angular acceleration is  $0.356 \text{ 1/s}^2$ .

The technological process of twisting does not involve sudden changes in the load. The machine starts with the wire already loaded in advance. When starting, acceleration must be limited within permissible limits. Due to the constant increase in the radius of the ingot wound on the receiving coil, the load changes almost linearly. To maintain the constancy of the pitch and cross-sectional area of the ingot,

it is necessary to stabilize the speed of the drive motor at the same level. This requirement, in fact, is the main requirement for the electric drive.

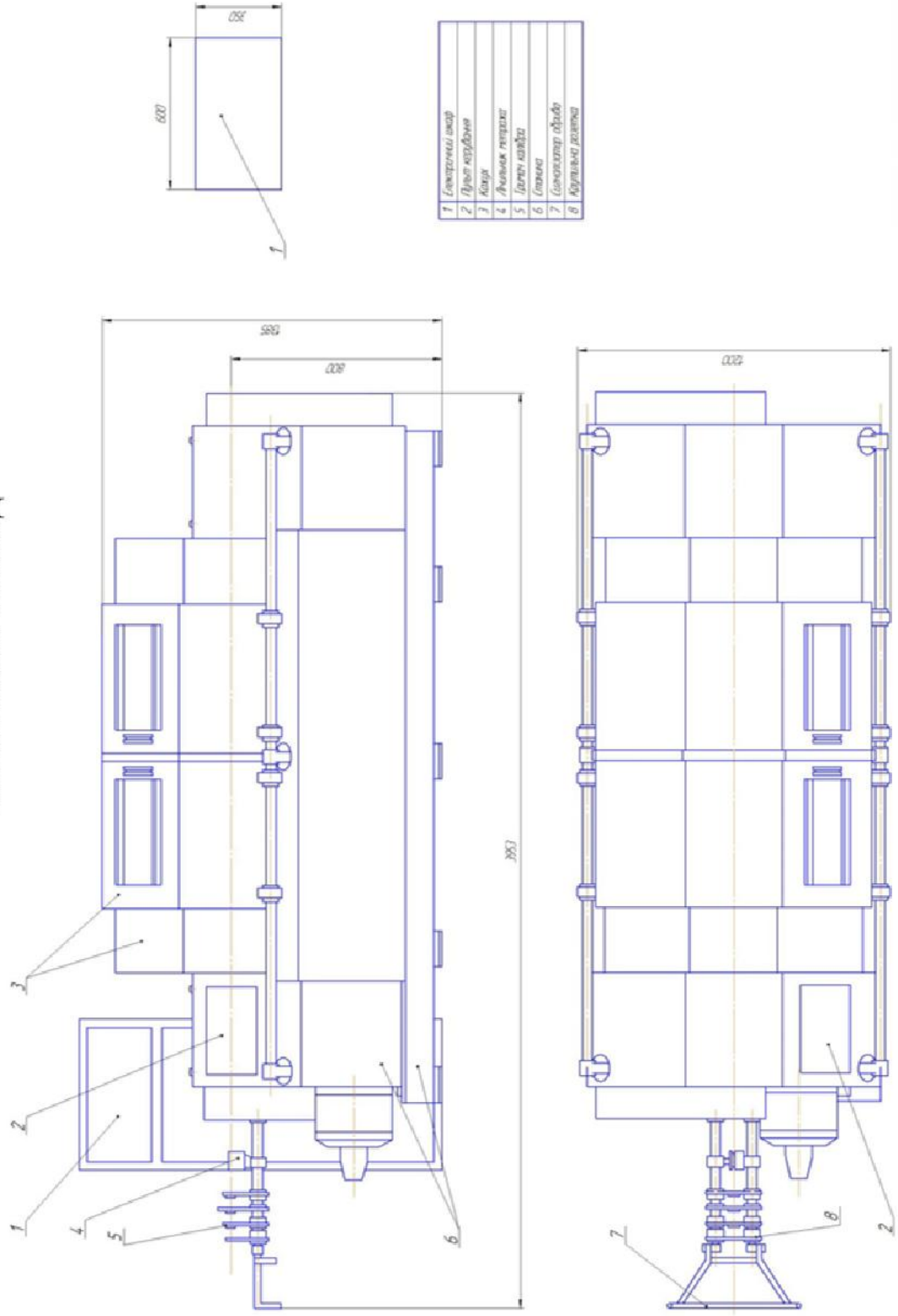
For control and monitoring purposes, the electric drive system must ensure service safety, constant monitoring of the technological process and the health of the electrical equipment. In particular, in the event of emergency conditions or when there is a danger to the operating personnel, it is necessary to stop the installation in the shortest possible time.

Based on the above, as well as taking into account the certificates for double-twisting machines obtained at the enterprise "JSC Ukrkabel Plant ", the following technical requirements for the electric drive can be formulated:

Operating speed of the rotating frame:	11.5...33.3 1/s
The nature of the transition process in terms of speed:	aperiodic
Speed deviation when changing load by $\pm 20\%$ :	0.5%
Speed deviation when changing the mains voltage by $\pm 10\%$ :	0.2%
Speed recovery time:	0.25s
Static speed error:	0.2%
Maximum permissible acceleration:	0.356 1/s <sup>2</sup>

# Автоматизованый электропривод літцекрутильної машини. Загальний вигляд

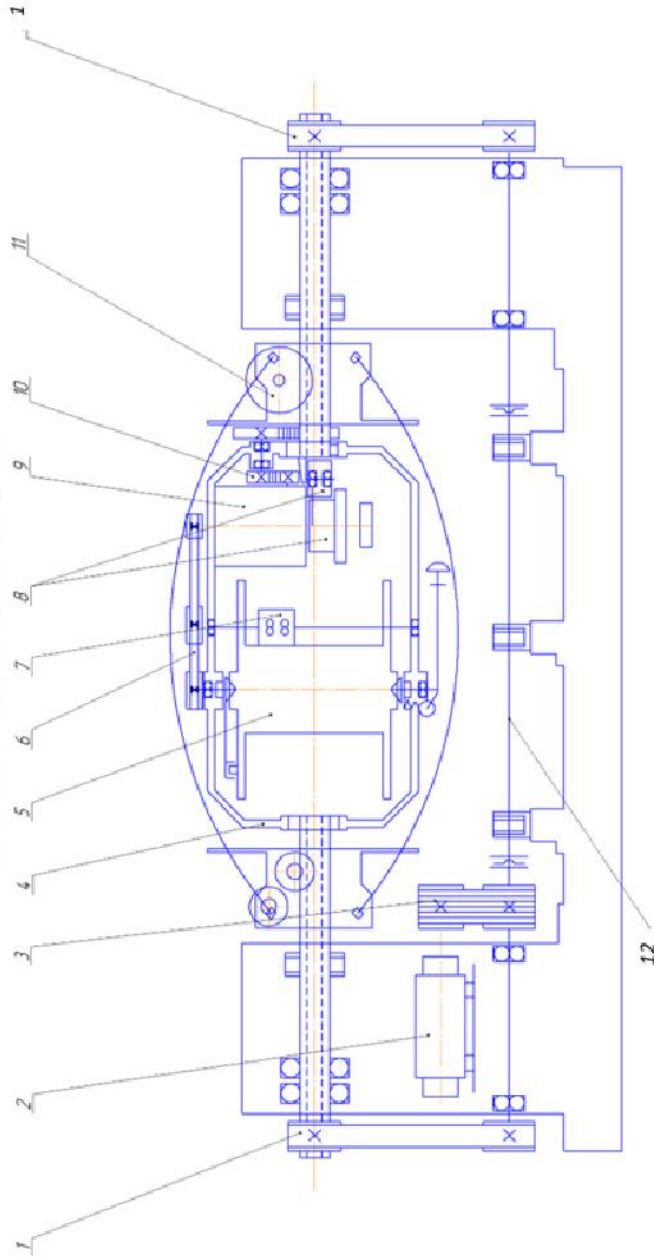
2



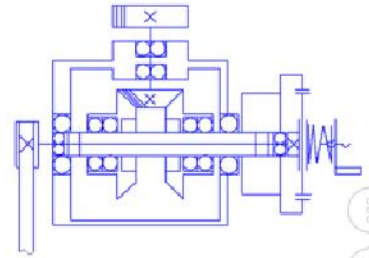
# Автоматизований електропривод літцекутильної машини.

3

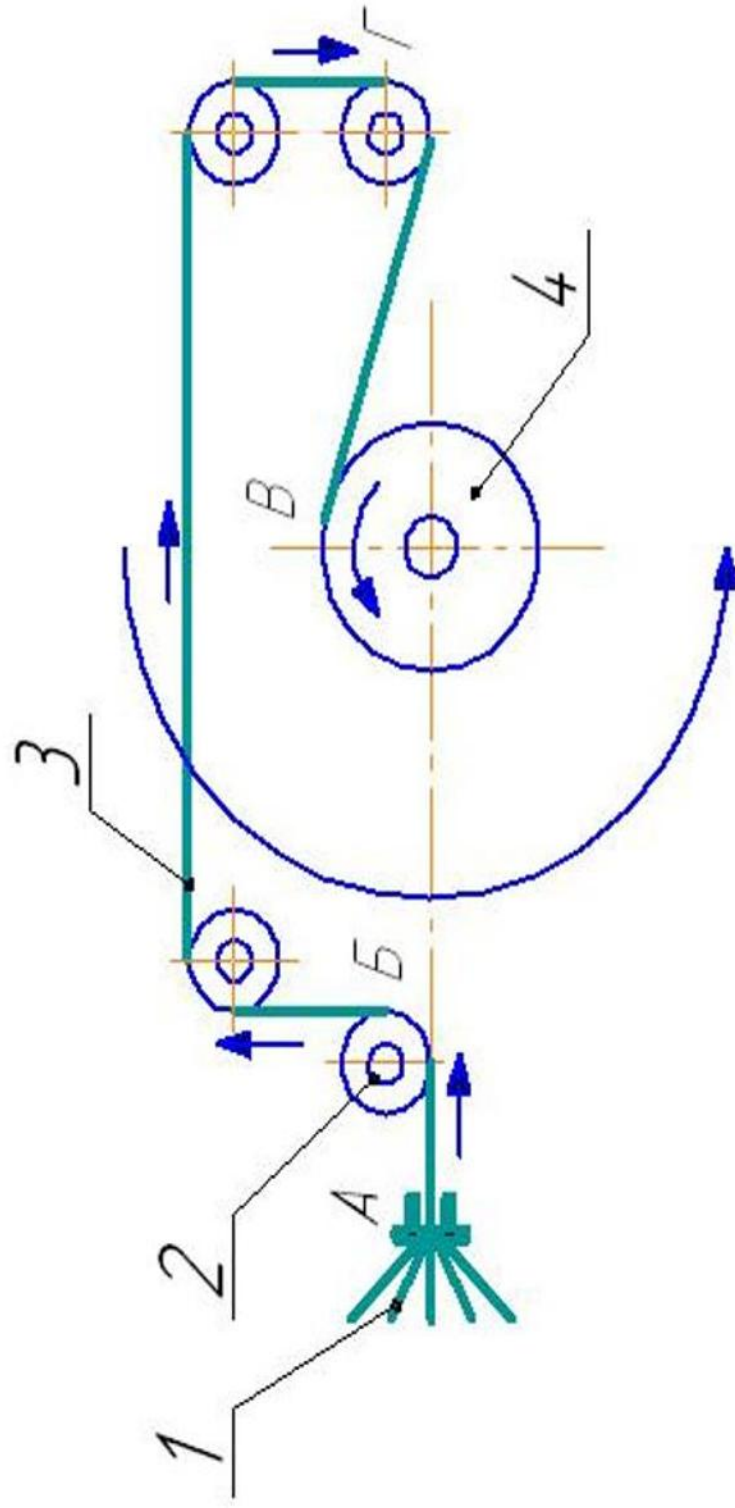
Схема кінематична



1	Перша зубчата ременя передача
2	Електродинмометр
3	Клиновидна передача
4	Ядро
5	Примігальна катушка
6	Друга зубчата ременя передача
7	Разкладальник
8	Витяжний механізм
9	Редуктор
10	Змінна пара шестерен
11	Ротор
12	Трансмісійний вал



## Технологічна схема машини подвійного скручування 4

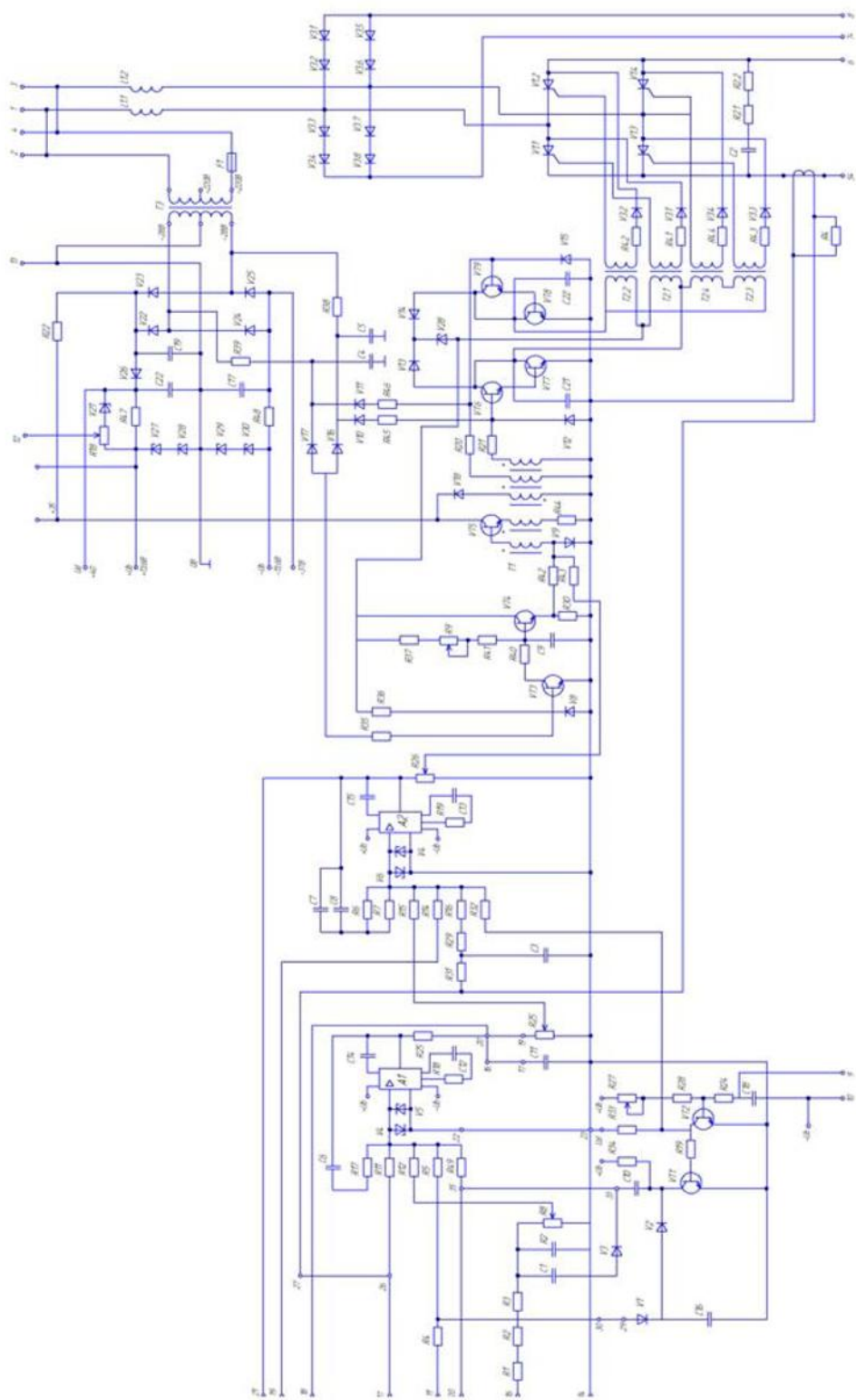


1 - жила; 2 - тяговий пристрій; 3 - литця (пучок); 4 - приймальний барабан

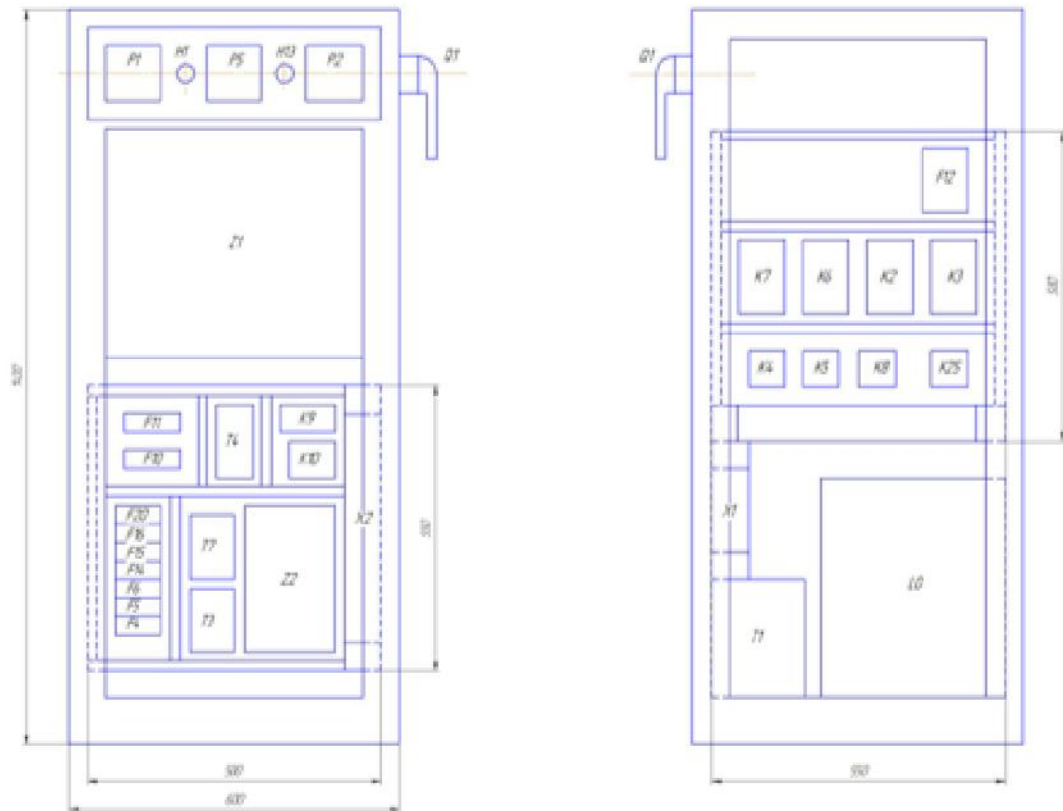


САК електропривода літцекутильної машини. Схема  
електрична принципова

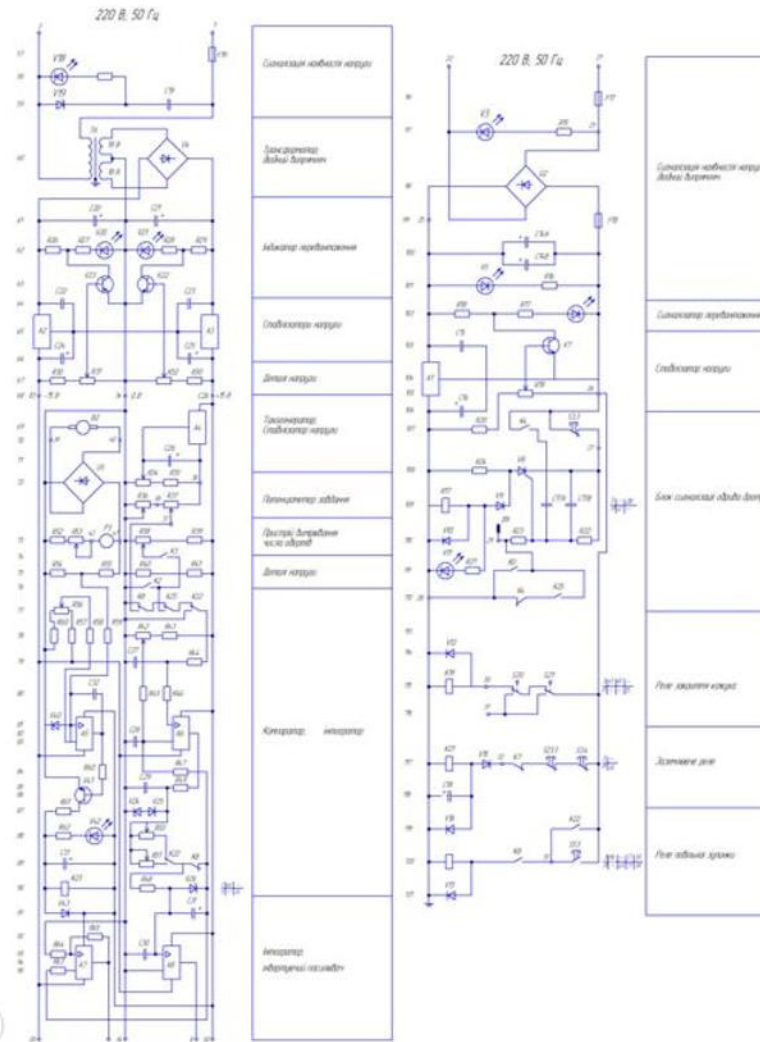
6



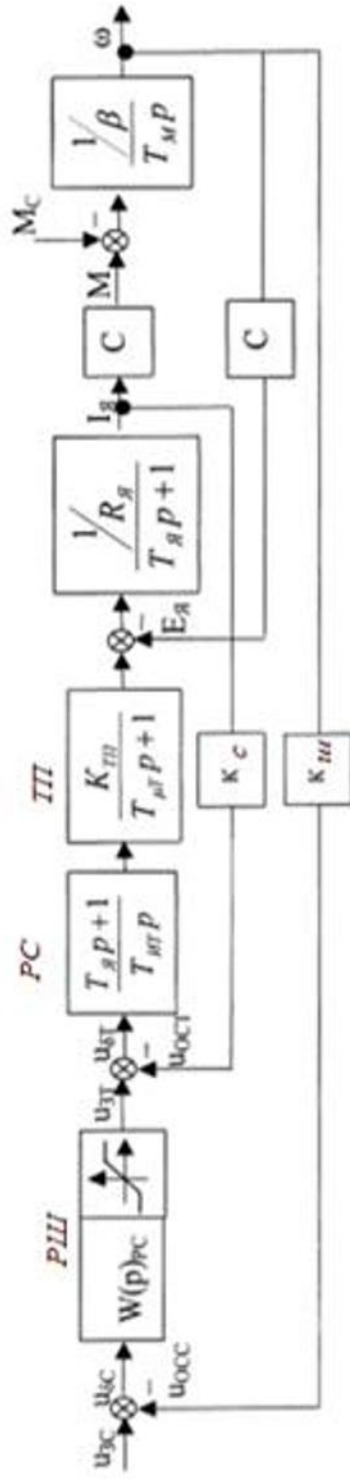
## Автоматизований електропривод літцекрутильної машини. Шафа керування



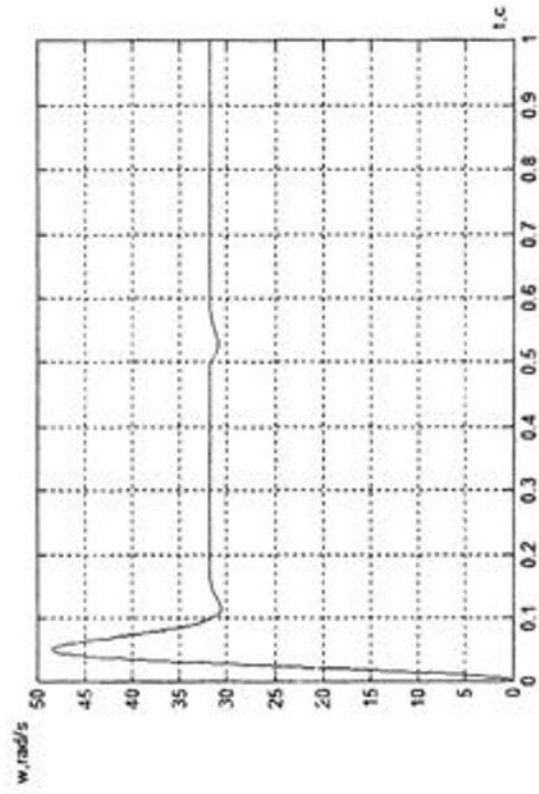
# Система захисту електропривода літцекрутильної машини. Схема електрична принципова



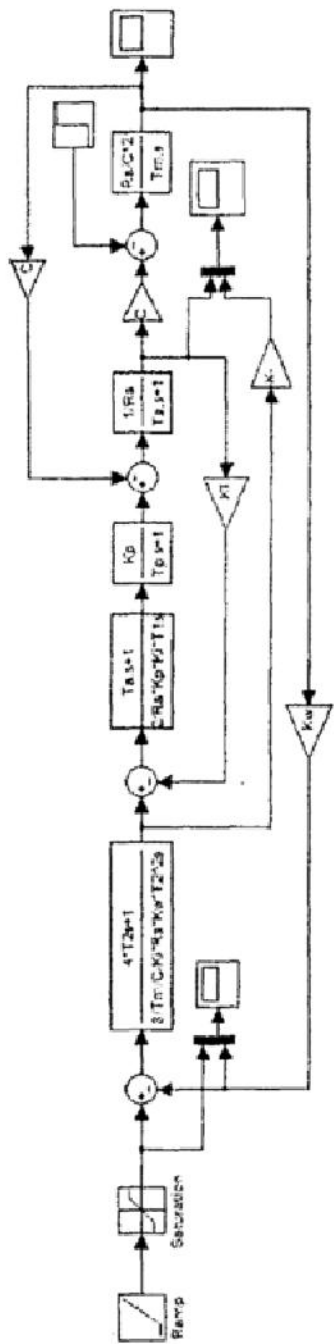
Структурна схема моделі двоконтурної системи регулювання швидкості 9



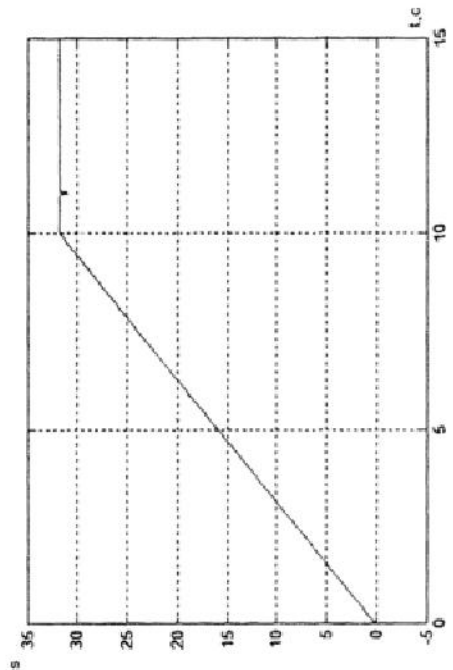
Перехідний процес швидкості при подачі на вхід системи ступінчастого сигналу



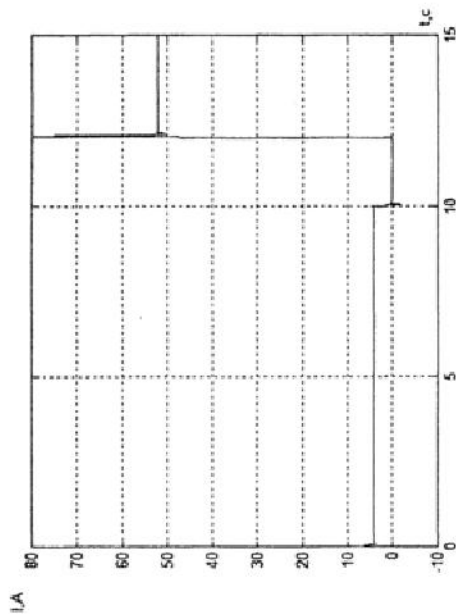
Структурна схема системи при використанні датчика інтенсивності



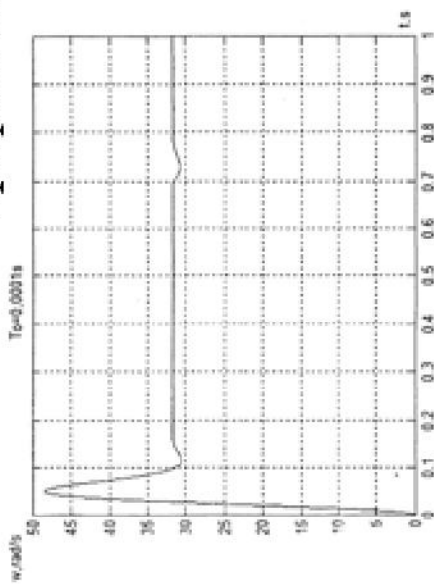
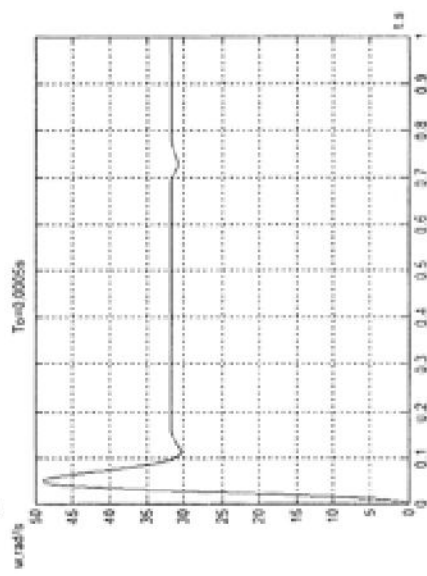
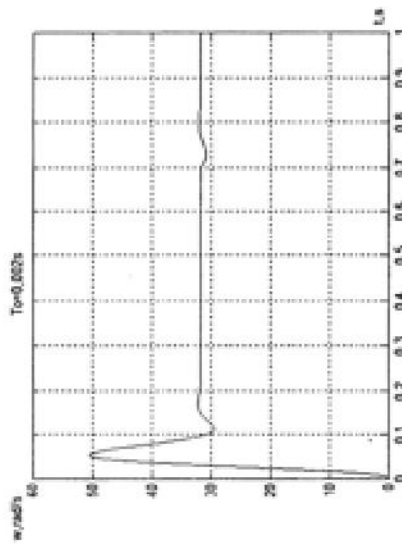
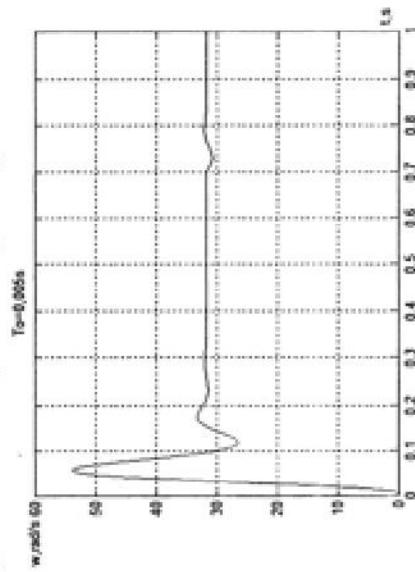
Перехідний процес швидкості при використанні датчика інтенсивності



Перехідний процес по струму якоря при використанні датчика інтенсивності



## Графіки перехідних процесів

Перехідний процес при  $T_0 = 0,0001\text{с}$ .Перехідний процес при  $T_0 = 0,0005\text{с}$ .Перехідний процес при  $T_0 = 0,002\text{с}$ .Перехідний процес при  $T_0 = 0,005\text{с}$ .