

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій, автоматизації
(повне найменування інституту, назва факультету)
та радіоелектроніки

Кафедра Автоматики та телекомунікацій
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

завідувач кафедри

_____ В.В. Поцєпаєв
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2024 р.

Випускна кваліфікаційна робота

магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Розробка та дослідження системи автоматичного керування
винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими
приводами»

Виконав : студент 2 курсу, групи

СУАм-23
(шифр групи)

напряму спеціальності

174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані
технології та робототехніка

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Сисєнко Є.К.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник

зав. каф., к.т.н., доцент Поцєпаєв В. В.

(посада, науковий ступінь, вченє звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензєнт

зав. каф., к.т.н., доц. Колларов О.Ю.

(посада, науковий ступінь, вченє звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензєнт

доц., к.т.н., доц. Штепа О.А.

(посада, науковий ступінь, вченє звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

Дар'я Жуковська

16.12.2024 р

*Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній
роботі немає запозичєнь з праць інших авторів
без відповідних посилань.*

Студєнт _____

(підпис)

Дрогобич – 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій та автоматизації
(назва)
Кафедра Автоматики та телекомунікацій
(назва)

Захист відбувся _____
(дата)
з оцінкою _____
секретар ДЕК

(підпис)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
магістра

на тему «Розробка та дослідження системи автоматичного керування
винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими
приводами»

Виконавець, студент
гр. СУАм-23

(підпис, дата, Євгеній СИСЕНКО
Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник

(підпис, дата, Валерій ПОЦЕПАЄВ
Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Консультанти:

(підпис, дата, Ганна ТЕЛИЧКО
Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

(підпис, дата, Вікторія ВОРОПАЄВА
Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

(підпис, дата, Ярослав ЛЯШОК
Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Нормоконтроль

(підпис, дата, Дар'я ЖУКОВСЬКА
Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Дрогобич – 2024 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Факультет Комп'ютерно-інформаційних технологій та автоматизації

Кафедра Автоматика та телекомунікації

Освітньо-кваліфікаційний рівень _____ магістр

Галузі знань 17 Електроніка, автоматизація та електронні комунікації

(шифр і назва)

Спеціальність 174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та
робототехніка

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

/ Поцпеаєв В.В./

“ ” 2024 p.

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Сисенку Євгенію Костянтиновичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка та дослідження системи автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими приводами

керівник роботи: Поцєпаєв В.В., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 20.09.2024 року № 449

2. Строк подання студентом роботи

3. Вихідні дані до роботи: Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1) Проаналізувати існуючі системи керування комбайнами з винесеною системою подачі.

2) Розробити математичну модель винесеної системи подачі комбайна з двома керованими приводами.

3) Виконати синтез САК винесеною системою подачі комбайна з двома керованими приводами.

4) Виконати дослідження САК винесеною системою подачі комбайна з двома керованими приводами.

5) Виконати заходи з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

Визначається змістом презентації

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Воропаєва В.Я., проректор		
2	Теличко Г.О., доцент		
додаток	Ляшок Я.О., професор		
Нормо-контроль	Жуковська Д.О., асистент	-	14.12.2024 р.

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Проаналізувати існуючі системи керування комбайнами з винесеною системою подачі.	25.10.24	
2	Розробити математичну модель винесеної системи подачі комбайна з двома керованими приводами.	10.11.24	
3	Виконати синтез САК винесеною системою подачі комбайна з двома керованими приводами.	30.11.24	
4	Розробка заходів з охорони праці.	05.12.24	
5	Оформлення магістерської роботи.	15.12.24	
6	Підготовка до захисту магістерської роботи.	20.12.24	
7	Захист магістерської роботи	27.12.24	

Студент

(підпис)

Євгеній СИСЕНКО

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Валерій ПОЦЕПАСВ

(прізвище та ініціали)

Лист зауважень

Посада П.І.Б.	Суть зауваження, оцінка та підпис

АНОТАЦІЯ

Сисенко Є.К. Розробка та дослідження системи автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими приводами / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка». ДВНЗ ДонНТУ, Дрогобич, 2024.

Пояснювальна записка має: 96 сторінок, 50 рисунків, 22 посилання на використану літературу.

Об'єкт розробки – система автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна.

Мета роботи – розробка та дослідження системи автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими приводами

Методи дослідження. Методи дослідження та синтезу нелінійних систем автоматичного керування; методи математичного моделювання в середовищі Simulink системи MATLAB, програмування на m мові.

Результат розробки – система автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Публікації. Сисенко Є.К. Розробка та дослідження системи автоматичного керування приводом підтягування в винесеній системі подачі видобувного комбайна [Текст] / Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв, Є.К. Сисенко // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 12 грудня 2024 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Дрогобич, 2024.

Ключові слова: СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, СИНТЕЗ, ВИНЕСЕНА СИСТЕМА ПОДАЧІ, ВИДОБУВНИЙ КОМБАЙН.

ABSTRACT

Sysenko E.K. Development and research of an automatic control system for a remote feed system of a mining combine with two controlled drives / Final qualification work for the degree of "Master" in specialty 174 "Automation, computer-integrated technologies and robotics". State Higher Educational Institution of Donetsk National Technical University, Drohobych, 2024.

The explanatory note has: 96 pages, 50 figures, 22 references to the literature used.

The object of development is an automatic control system for a remote feed system of a mining combine.

The purpose of the work is the development and research of an automatic control system for a remote feed system of a mining combine with two controlled drives

Research methods. Methods of research and synthesis of nonlinear automatic control systems; methods of mathematical modeling in the Simulink environment of the MATLAB system, programming in the m language.

The result of the development is an automatic control system for a combine with a remote feed system with two controlled drives.

Publications. Sysenko E.K. Development and research of an automatic control system for the pull-up drive in a remote feed system of a mining combine [Text] / D.A. Monogarov, V.V. Potsepaev, E.K. Sysenko // All-Ukrainian Scientific and Practical Forum "TAK2024": telecommunications, automation, computer and information technologies, December 12, 2024: collection of reports. – State Higher Educational Institution "DonNTU", Drohobych, 2024.

Keywords: AUTOMATIC CONTROL SYSTEM, MATHEMATICAL MODEL, SYNTHESIS, REMOTE FEED SYSTEM, MINING COMBINE.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 ОГЛЯД ТА КРИТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ВИДОБУВНОГО КОМБАЙНА.....	13
1.1 Конструкція та робота промислової винесеної системи подачі видобувних комбайнів.....	13
1.1.1 Робота системи автоматичного керування винесеною системою подачі	15
1.1.2 Робота привода підтягування.....	19
1.1.3 Винесений привод подачі з електромагнітним гальмом ковзання	23
1.1.4 Переваги та недоліки винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання.....	25
1.2 Огляд математичних моделей винесеної системи подачі.....	26
1.3 Аналіз наукових робіт з вдосконалення приводів винесеної системи подачі.....	36
1.4 Мета та завдання роботи	41
Висновки до розділу 1.....	41
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З ДВОМА КЕРОВАНИМИ ПРИВОДАМИ.....	43
2.1 Еквівалентна схема САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами	43
2.2 Математична модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами подачі.....	45
2.3 Імітаційна Simulink модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.....	48
Висновки до розділу 2.....	58

3 СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З ДВОМА КЕРОВАНИМИ ПРИВОДАМИ	59
3.1 Попередня перевірка адекватності імітаційної моделі модернізованої САК комбайном з ВСП	59
3.2 Синтез системи синхронізації кута повороту тягнучого привода та привода підтягування.....	65
3.3 Дослідження режимів роботи САК комбайном з ВСП з синтезованою системою синхронізації кута повороту тягнучого привода та привода підтягування.....	66
3.3.1 Розгляд синтезу системи синхронізації кутів приводів за завданням швидкості приводу підтягування від регулятора навантаження	74
Висновки до розділу 3.....	79
ВИСНОВКИ.....	80
Список використаних джерел.....	81
Додаток А. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	85

ВСТУП

Актуальність роботи. Вкрай важливою характеристикою видобувного комбайна для виїмки тонких пологих пластів, яких більш ніж 90% відсотків в Україні, є його довжина. Саме цей параметр визначає як легко проходить комбайн порушення у профілі пласта та витрати часу на кінцеві операції, що в підсумку суттєво позначається на продуктивності лави.

В зв'язку з цим видобувні комбайни для виїмки тонких пологих пластів потужністю від 0,8 до 1,3 м мають винесену систему подачі, приводи якої винесені на вентиляційний та відкаточний штрек. Відсутність привода подачі в корпусі комбайна дозволяє скоротити його довжину майже на третину в порівнянні з комбайнами з вбудованою системою подачі.

Промислова апаратура керування швидкістю винесеної системи подачі і, отже, швидкістю комбайна передбачає такий її режим роботи, в якому автоматично регульованим є тільки один привод, в напрямку котрого рухається комбайн. Зусилля на протилежному приводі виставляється вручну шляхом завдання струму збудження електромагнітного гальма ковзання, яке є органом регулювання швидкості та зусилля в нижній холостій гілці контуру тягового ланцюга. Величина названого зусилля має бути такою, що з одного боку воно має бути достатнім для переміщення нижньої холостої гілки тягового ланцюга так, щоб не допускати суттєвого провисання ланцюга на зірці привода, що регулює (стабілізує) швидкість комбайна, інакше буде проковзування ланцюга, з іншого боку вказане зусилля має бути не з великим, щоб не втручатись в роботу автоматично регульованого привода. Дослідження свідчать, що зазначене ручне налаштування зусилля витягування нижньої холостої гілки тягового ланцюга виконується 5...8 разів за зміну через мінливість сил опору переміщенню нижньої холостої гілки ланцюгового контуру. В зв'язку з цим розробка та дослідження системи автоматичного керування винесеною системою подачі, в якій обидва приводи

мають автоматичне регулювання, є актуальним науковим та інженерним завданням.

Об'єкт розробки – система автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна.

Мета роботи – розробка та дослідження системи автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими приводами

Методи дослідження. Методи дослідження та синтезу нелінійних систем автоматичного керування; методи математичного моделювання в середовищі Simulink системи MATLAB, програмування на m мові.

Результат розробки – система автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз систем автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна.

Розробити математичну модель системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Виконати синтез системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Виконати дослідження розробленої системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Розробити заходи з охорони праці.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблена система автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами може бути запропонована для створення нової апаратури автоматизації видобувних комбайнів для тонких пластів.

Апробація роботи. Основні результати магістерської роботи доповідалися на Всеукраїнському науково-практичному форумі «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6

грудня 2024 року, ДонНТУ, м. Дрогобич та на семінарі кафедри Автоматики та телекомунікацій.

Публікації. Результати досліджень, виконаних в магістерській роботі, опубліковані в збірці доповідей науково-практичного форуму «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 12 грудня 2024 року, ДонНТУ, м. Дрогобич:

Сисенко Є.К. Розробка та дослідження системи автоматичного керування приводом підтягування в винесеній системі подачі видобувного комбайна [Текст] / Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв, Є.К. Сисенко // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2024 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Дрогобич, 2024. – С. 161 – 166.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Структура магістерської кваліфікаційної роботи визначена її метою та запланованими в роботі завданнями. Робота складається з анотації на українській та англійській, вступу, трьох розділів, висновків з роботи, переліку посилань та додатка. Робота має 98 сторінок тексту, 50 рисунків, 22 посилання на використану літературу та додаток із заходів з охорони праці.

1 ОГЛЯД ТА КРИТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ ВИДОБУВНОГО КОМБАЙНА

1.1 Конструкція та робота промислової винесеної системи подачі видобувних комбайнів

Винесена система подачі (ВСП) складається з двох винесених приводів подачі, з яких один знаходиться на вентиляційному штреку, а другий – на відкаточному штреку лави. Винесені приводи закріплені на спеціальних рамах, що розташовані на головках конвеєра лави. Рами рухливі відносно головок конвеєра для можливості натягування контуру тягового ланцюга, що здійснюється гідродомкратами. Хід гідродомкрата складає 2,5 м, тобто регулювання довжини ланцюгового контуру лежить у межах 0...5 м, що компенсує його витягування під час роботи.

Тяговий ланцюг повністю прихований у спеціальних напрямних, закріплених на рештках конвеєра, що робить його абсолютно безпечним для обслуговуючого персоналу. Слід зауважити, що наявність напрямних суттєво збільшує силу спротиву переміщенню тягового ланцюга за рахунок його тертя об напрямні та його підвищений знос.

Комбайн закріплений у верхній частині тягового ланцюга з забійного або з завального боку конвеєра в залежності від конструкції комбайна.

Винесена система подачі виробляється Харківським заводом гірничого обладнання «Світло шахтаря». Її остання відома модифікація ВСПК2, котра може застосовуватися як для переміщення комбайнів, так і для забойних конвеєрів з регульованою швидкістю. Зовнішній вид ВСПК2 наведено на рис. 1.1 [1].

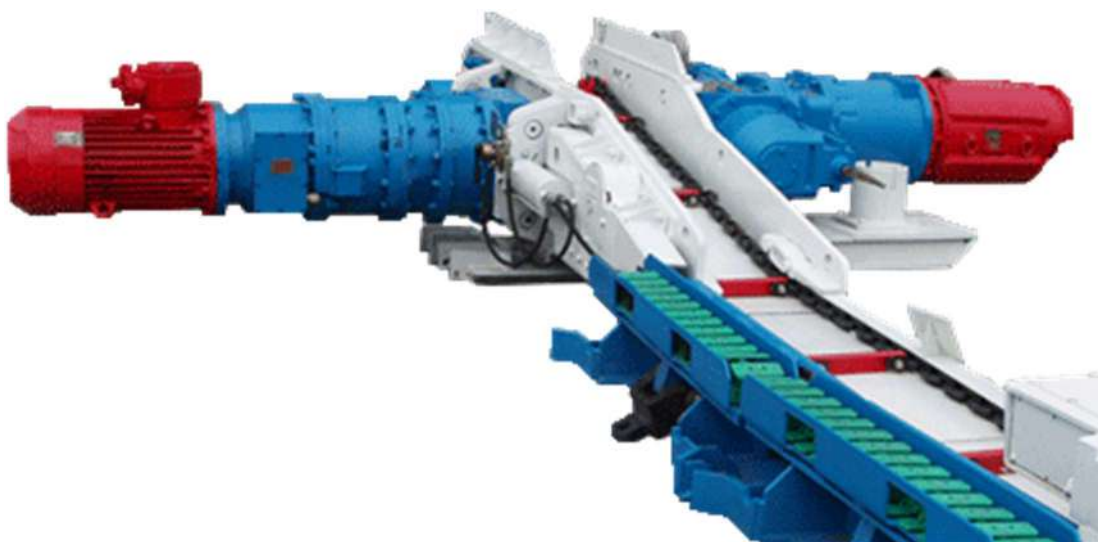


Рисунок 1.1 – Винесена система подачі ВСПК2 виробництва заводу
«Світло шахтаря»

На рис. 1.2 показано комбайн УКД250 з сучасною промисловою
винесеною системою подачі ВСПК2



Рисунок 1.2 – комбайн УКД250 з сучасною винесеною системою
подачі ВСПК2

1.1.1 Робота системи автоматичного керування винесеною системою подачі

Роботу винесеної системи подачі пояснює функціональна схема САК ВСП, що наведена на рис. 1.3

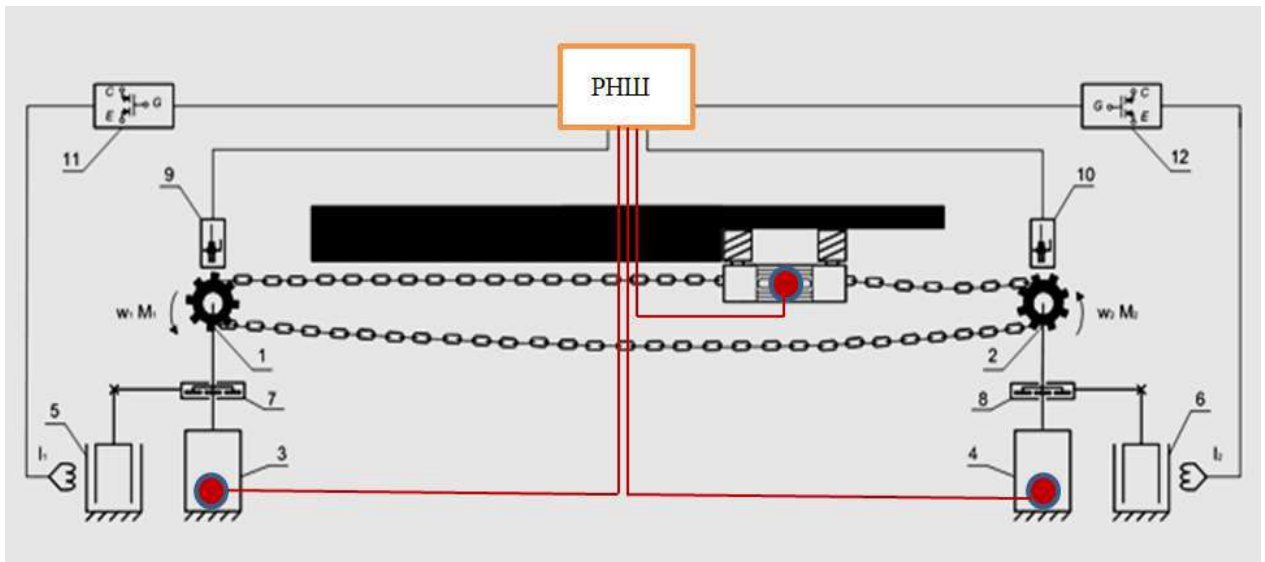


Рисунок 1.3 – Функціональна схема промислової системи автоматичного керування винесеною системою подачі

Контур тягового ланцюга приводиться в рух приводними зірками приводів подачі (1,2 на схемі). Цей контур розглядається таким, що складається з трьох частин, оскільки кожна з них має свої особливості переміщення. В залежності від напрямку руху комбайна (на рис. 1.2 комбайн рухається у лівий бік) привод, до якого рухається комбайн називається тягнучим, а ділянка тягового ланцюга між комбайном та зіркою привода називається робочою гілкою. Привод, від якого рухається комбайн називається привод підтягування, а ділянка тягового ланцюга між комбайном та зіркою привода підтягування називається верхньою холостою гілкою. Вона переміщується комбайном. Нижня ділянка ланцюгового контуру між зірками двох приводів називається нижньою холостою гілкою.

Робоча гілка переміщується тягнучим приводом і передає зусилля подачі комбайну. Таким чином, швидкість подачі комбайна визначається швидкістю обертання приводної зірки тягнучого привода. Цей привод має жорсткі механічні характеристики, які створюються системою стабілізації швидкості регулятора навантаження та швидкості (РНШ на схемі).

Контур стабілізації швидкості тягнучого привода [2] складається з пропорційно-диференціального (ПД) регулятора (в складі РНШ), який керує вихідною напругою керованого випрямляча на IGBT транзисторах (11,12 на схемі), обмотки збудження електромагнітного гальма ковзання (ЕГК) (5,6 на схемі), яке є варіатором швидкості привода та передає через понижуючий планетарний диференціальний редуктор (7,8 на схемі) крутний момент від асинхронного електродвигуна (3,4 на схемі) на зірку привода в залежності від струму збудження в обмотці збудження ЕГК (I_1 , I_2 на схемі) та датчика зворотного зв'язку по швидкості привода (9,10 на схемі).

Зовнішній вигляд датчика швидкості привода наведений на рис. 1.4. Датчик швидкості представляє собою індуктивний імпульсний датчик на наближення, частота імпульсів якого пропорційна частоті обертання одного з коліс редуктора привода подачі, напроти зубців якого встановлюється цей датчик.



а)



б)

Рисунок 1.4 – Датчик кутової швидкості привода подачі фірми KLACHKA:

а) - конструкція, б) – установка в редукторі напроти зубців колеса [3]

Частота вихідних імпульсів складає 40...400 Гц у діапазоні швидкостей подачі від 1 до 10 м/хв. Імпульсний вихідний сигнал датчика перетворюється в аналоговий сигнал який подається на суматор контуру стабілізації швидкості, де обчислюється розузгодження по швидкості, яке обробляється ПД регулятором.

Обидва приводи ідентичні. При зміні напрямку руху комбайна приводи міняються місцями, тобто, тягнучий привод стає приводом підтягування, а останній – тягнучим приводом. За паспортними вимогами винесений привод розвиває крутний момент 45000 Нм або 300000 Н тягового зусилля подачі при швидкості комбайна до 5 м/хв включно.

Вплив завдання для контуру стабілізації швидкості може бути заданий від пульта машиніста комбайна або від регулятора навантаження, який стабілізує навантаження на виконавчих органах і знаходиться в блоці РНШ.

При завданні швидкості подачі з пульта машиніста комбайна або зі штрекового пульта, який використовується у випадку небезпеки викиду вугілля та дублює пульт на комбайні, має місце ручний режим керування при якому швидкість подачі комбайна постійна за рахунок роботи тільки контуру стабілізації швидкості тягнучого привода, а навантаження на виконавчих органах не стабілізується. Такий режим є допоміжним і в основному має використовуватись при виконанні кінцевих та маневрових операцій з комбайном.

Основним режимом роботи ВСП і відповідно комбайна є автоматичний режим роботи, в якому швидкість подачі для контуру стабілізації швидкості тягнучого привода задається регулятором навантаження в залежності від навантаження асинхронного електродвигуна привода виконавчих органів. Вимірювання навантаження привода виконавчих органів здійснюється датчиком струму, який споживає електродвигун цього привода. Таким чином, завдяки регулятору навантаження швидкість тягнучого привода і, отже, швидкість подачі комбайна вибирається такою, щоб навантаження привода виконавчих органів завжди знаходилося на номінальному рівні.

З технологічних причин швидкість подачі в розглянутому автоматичному режимі може бути обмежена з пульта машиніста комбайна. При цьому виконується стабілізація навантаження привода виконавчих органів, але рівень навантаження може бути менший за номінальний.

Іншим чинником, що може обмежувати швидкість подачі в автоматичному режимі роботи під керуванням регулятора навантаження є можливе перевантаження електродвигунів приводів подачі, яке також контролюється за допомогою датчиків струму. На функціональній схемі всі датчики струму всіх приводів позначені червоними колами, а креслення датчика струму наведено на рис. 1.5 [4]. Датчики струму монтуються надіванням на одну з трьох жил силового кабелю, що живить відповідний трифазний асинхронний електродвигун.

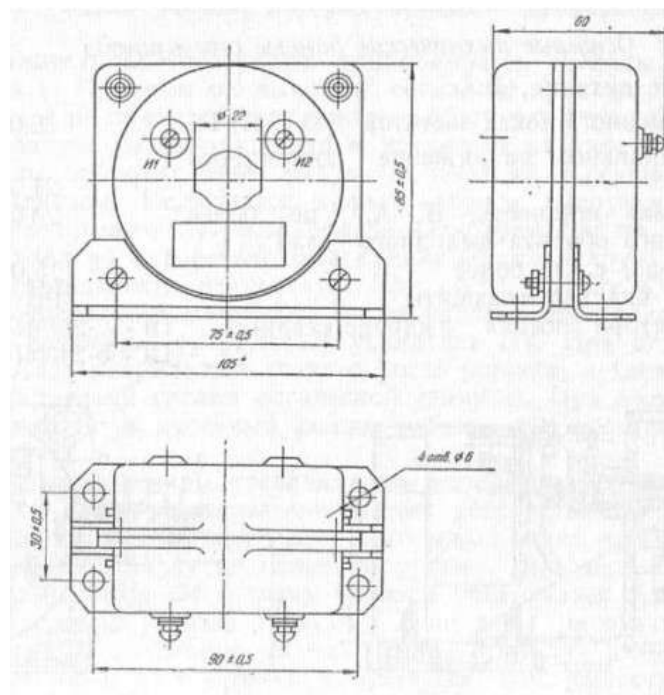


Рисунок 1.5 – Конструкція датчика струму

Датчик струму являє собою трансформатор струму з іскробезбечним виходом та залитою спеціальним компаундом вторинною обмоткою.

Усі три датчики відкалібровані так, що при номінальному струмі відповідних електродвигунів їх вихідна напруга однакова і дорівнює 10 В. Датчики підключені до амплітудного селектору регулятора навантаження, де обирається найбільший з трьох сигналів. У підсумку регулювання швидкості здійснюється за найбільш перевантаженим приводом. Зазвичай це привод виконавчих органів, оскільки електродвигуни приводів подачі перевантажуються дуже в рідких випадках.

1.1.2 Робота привода підтягування

Привод підтягування, на відміну від тягнучого привода, працює на природніх механічних характеристиках електромагнітного гальма ковзання, які зображені на рис. 1.6. Це сімейство механічних характеристик отримано експериментально на навантажувальному стенді харківського заводу «Світло шахтаря» [5].

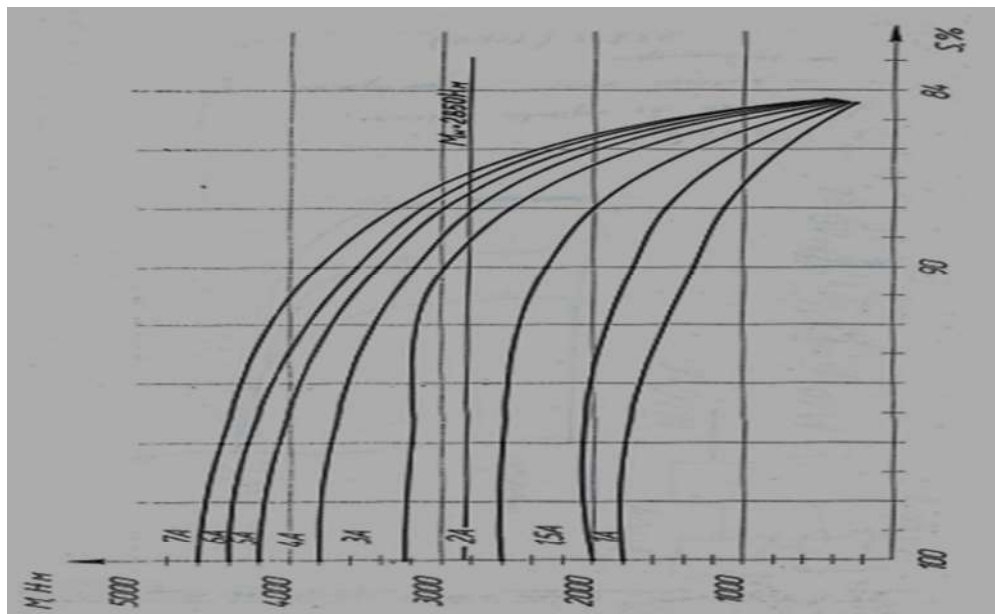


Рисунок 1.6 – Сімейство експериментальних механічних характеристик електромагнітного гальма ковзання

Слід взяти до уваги, що крутний момент вимірювався на виході першої ступені редуктора при її передаточному відношенні 6,353.

З виду механічних характеристик випливає, що кутова швидкість та крутний момент на зірці привода в основному визначаються величиною струму в обмотці збудження ЕГК та слабо залежать від значення ковзання між нерухомим якорем гальма та індуктором, що обертається. Діапазон регулювання струму в обмотці збудження ЕГК 0...8 А.

У приводі підтягування струм збудження електромагнітного гальма ковзання виставляється вручну так, щоб зусилля в нижній холостій гілці тягового ланцюга з одного боку було достатнім для протягування ланцюга через напрямні та видалення слабину нижньої гілки на тягнучому приводі, з іншого боку таке зусилля не має бути надмірним, щоб не створювати додатковий крутний момент на зірці тягнучого привода, створюючи збурення в САК стабілізації швидкості тягнучого привода. Вказане налаштування крутного моменту діє не довго через зміну сили спротиву переміщенню нижньої холостої гілки внаслідок зміни викривлення конвеєра, ступеня вологості вугільного штибу, зміни слабину ланцюга на тягнучому приводі в залежності від довжини робочої гілки тягового ланцюга. Через це струм збудження в обмотці збудження ЕГК переналаштовується 5...8 раз за зміну роботи комбайна. Таке переналаштування робиться «на око» за ознакою відсутності слабину ланцюга на зірці тягнучого привода. У підсумку має місце режим втручання руху привода підтягування у роботу тягнучого привода. Ручне налаштування тягового зусилля привода підтягування прийнятне лише при малій зміні сил опору переміщенню нижньої холостої гілки ланцюга.

В першій ґрунтовній науковій роботі [6] вказується, що при надмірному тяговому зусиллі привода підтягування виникає негативні режим, що характеризується наступним чином:

- порушується робота системи стабілізації навантаження привода виконавчих органів, тому що погіршується керованість тягнучого приво-ду;

- збільшується сила опору переміщенню нижньої холостої гілки ланцюга через збільшення реакцій в опорах тертя нижньої холостої гілки об напрямні, що приводить до збільшення потужності, споживаної ВСП;
- внаслідок збільшення тертя збільшується зношування тягового ланцюга;
- виникають автоколивання кутової швидкості приводу підтягування, і, отже, різкого зростання динамічності його навантажень.

До перерахованого можна додати, що тягнучий привод піддається впливу досить потужних коливань від приводу підтягування. На рис. 1.7 показано коливання кутової швидкості приводу підтягування [6].

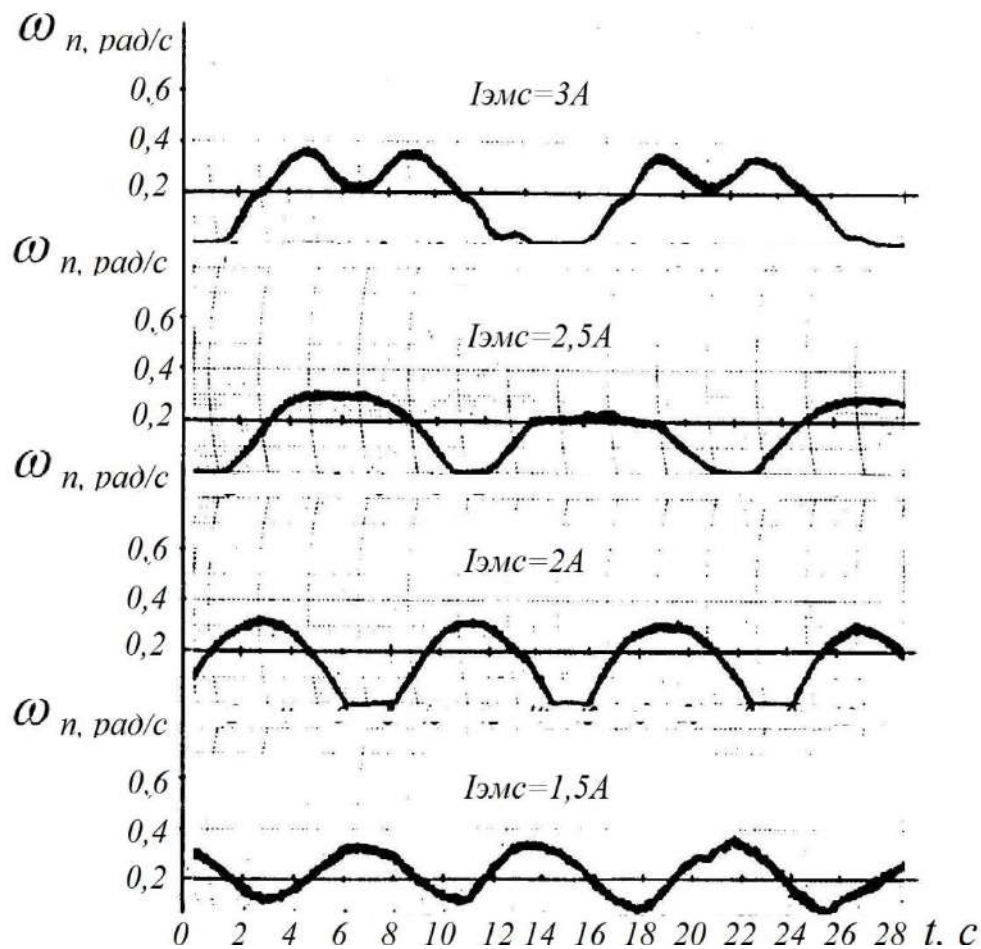


Рисунок 1.7 – Автоколивання кутової швидкості приводу підтягування, при різних струмах збудження ЕГК [6]

Зниження зусилля приводу підтягування, до величини меншої, чим необхідно для витягування нижньої холостої гілки, приводить до наступних наслідків [6]:

- не забезпечується надійне зачеплення тягового ланцюга та зірки тягнучого приводу;
- тягнучий привод перевантажується, тому що виконує частину функцій приводу підтягування
- збільшується сила опору переміщенню верхньої холостої гілки ланцюга через збільшення реакцій в опорах тертя верхньої холостої гілки об напрямні, що приводить до збільшення потужності, споживаної ВСП і підвищеному зношуванню ланцюга.

Нераціональним є також режим, при якому гідродомкрати одного або обох приводів, що натягують контур тягового ланцюга, постійно включені в напірну магістраль маслостанції [6]. У цьому випадку в гілках ланцюгового контуру створюється нерегульоване зусилля, що приводить до більших втрат потужності на переміщення ланцюга в напрямних і підвищеному зношуванню ланцюга, а також погіршенню умов роботи опор вихідних валів приводів [6]. При випробуваннях дослідних зразків винесеної системи подачі були випадки руйнування підшипників вихідних валів приводів, коли шарики проколювали зовнішнє кільце обойми підшипника.

Для усунення перерахованих вище недоліків ручного налаштування зусилля привода підтягування необхідно забезпечити синхронне обертання приводних зірок тягнучого привода та привода підтягування, тобто їх обертання з однаковою кутовою швидкістю. Це можливо лише застосуванням системи стабілізації швидкості для привода підтягування. Завданням за швидкістю для такої системи має бути кутова швидкість тягнучого привода, що забезпечить однакову кутову швидкість двох приводів винесеної системи подачі

1.1.3 Винесений привод подачі з електромагнітним гальмом ковзання

Для розуміння устрою та принципу роботи винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання в якості пристрою регулювання швидкості доцільно розглянути його функціонально-кінематичну схему, що зображена на рис. 1.8 [7].

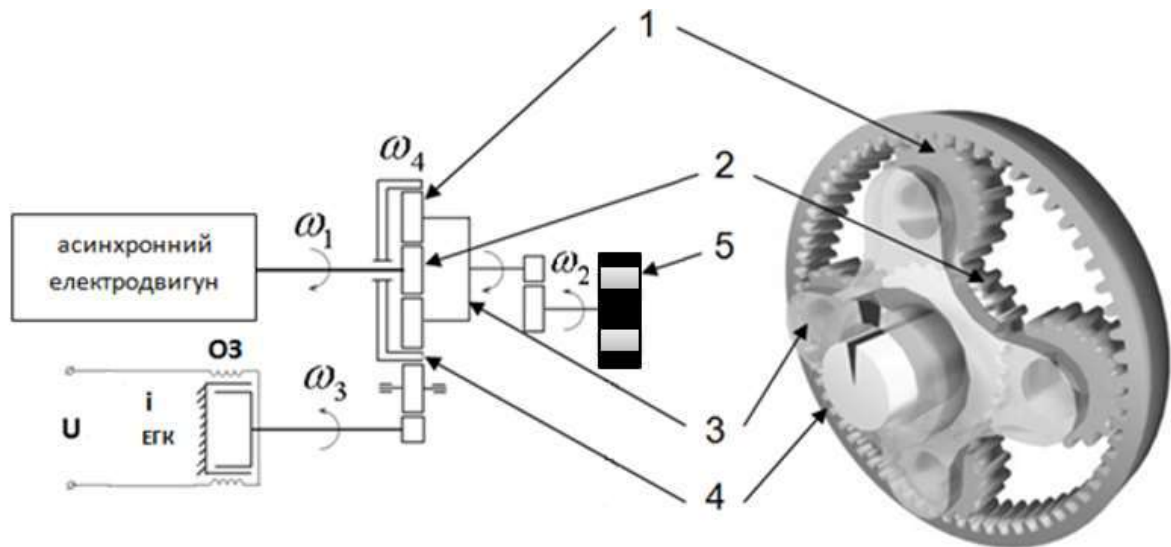


Рисунок 1.8 – Функціонально-кінематична схема привода з електромагнітним гальмом ковзання [7]

Джерелом крутного моменту привода є асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором. Його потужність в залежності від варіанту виконання ВСП може бути 37, 45 або 55 кВт. Між електродвигуном та планетарним диференціальним редуктором є ще понижуючий проміжний редуктор з передаточним відношенням 6,353 та позначеною кутовою швидкістю ω_1 , який не показано на схемі. Вихідний вал проміжного редуктора безпосередньо з'єднаний з входним планетарним диференціальним редуктором. Застосування саме планетарного редуктора визначається необхідністю забезпечення великого передаточного відношення в малих габаритах. Його передаточне відношення в залежності від варіанту виконання ВСП може бути 191, 193 або 194.

Відповідно до рис 1.8 до конструкції планетарного диференціального редуктора входять чотири планетарні шестерні (інша назва - сателіти) 1, що обертаються навколо центральної сонячної шестерні 2, а також знаходяться у внутрішньому зачепленні з епіциклом 4. Позначення та назви частин планетарного диференціального редуктора запозичені в статті [7]. Там же наведені більш докладні особливості привода з ЕГК.

Також на схемі позначено:

ω_2 – кутова швидкість приводної зірки;

ω_3 – кутова швидкість індуктора гальма ковзання;

ω_4 – кутова швидкість епіциклу.

Вали планетарних шестерень закріплені на водилі 3, яке через проміжну пару передає крутний момент на зірку привода з кутовою швидкістю $\omega_2 = \omega_1 - \omega_3$. Тобто, чим менша швидкість обертання ЕГК ω_3 при його гальмуванні струмом збудження, тим більше швидкість обертання зірки привода ω_2 .

Якщо зірка привода загальмована, обертання з валу електродвигуна, через проміжний редуктор, через сонячну шестерню 2 передається планетарним шестерням 1, епіциклу 4 і через диференціальну пару передається валу електромагнітного гальма ковзання. При загальмованому валі гальма ковзання обертання з валу електродвигуна через проміжний редуктор, через сонячну шестерню 2 передається планетарним шестерням 1 з водилом 3 на приводну зірку 5.

На рис. 1.8 позначено:

- ОЗ – обмотка збудження гальма,
- U – напруга на обмотці збудження, що подається від керованого випрямляча на IGBT транзисторах,
- i – струм збудження.

1.1.4 Переваги та недоліки винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання

Переваги привода з ЕГК:

Глибоке регулювання кутової швидкості.

Незрівнянно мала потужність керування приводом (максимальна 1,6 кВт) у порівнянні з потужністю, що передається 55 кВт.

Висока надійність привода.

Відносно мала ціна.

Іскробезбечність через відсутність рухомих контактів.

Відсутність спотворень мережевої напруги, оскільки керований випрямляч, що керує струмом збудження має малу вихідну напругу та максимальний струм 8 А.

Відсутність необхідності контролю витоків на землю та наявності спеціальних фільтрів, як це потрібно в потужних частотних перетворювачах асинхронного керованого привода.

Недоліки привода з ЕГК:

Низький коефіцієнт корисної дії (близько 50%) через теплові втрати ковзання. Теплові втрати потужності, пропорційні ковзанню, виділяються у активному шарі нерухомого якоря від протікання у ньому вихрових струмів. Вихрові струми якоря створюють електромагнітне поле, завдяки якому якір взаємодіє з рухомих індуктором, створюючи гальмівний момент на індукторі при наявності струму збудження.

Через вказане ЕГК має водяну систему охолодження, в якій вода пропускається через нерухомий якір. Ця додаткова комунікація ускладнює експлуатацію привода і є його недоліком.

Інерційність обмотки збудження гальма, яка без додаткових заходів не дозволяє забезпечити достатню швидкодію системі автоматичного керування швидкістю привода.

1.2 Огляд математичних моделей винесеної системи подачі

Основним методом цієї роботи є математичне імітаційне моделювання в середовищі Simulink, через це є необхідність визначитись з математичною моделлю винесеної системи подачі.

У попередні роки багато уваги та зусиль моделюванню та дослідженню винесеної системи подачі було приділено вченими Донецького Національного Технічного університету, зокрема, кафедри автоматики та телекомунікацій. Так, автором першої дисертаційної роботи на цю тему був завідувач вказаної кафедри та науковий керівник цієї роботи В.В. Поцєпаєв, завдяки якому опубліковано багато статей та виконано багато випускних кваліфікаційних робіт, де реалізовано низку дієвих пропозицій з покращення динамічних характеристик ВСП.

Еквівалентна схема системи ВСП – комбайн – вибій, запропонована в дисертаційній роботі [6], зображена на рис.1.9.

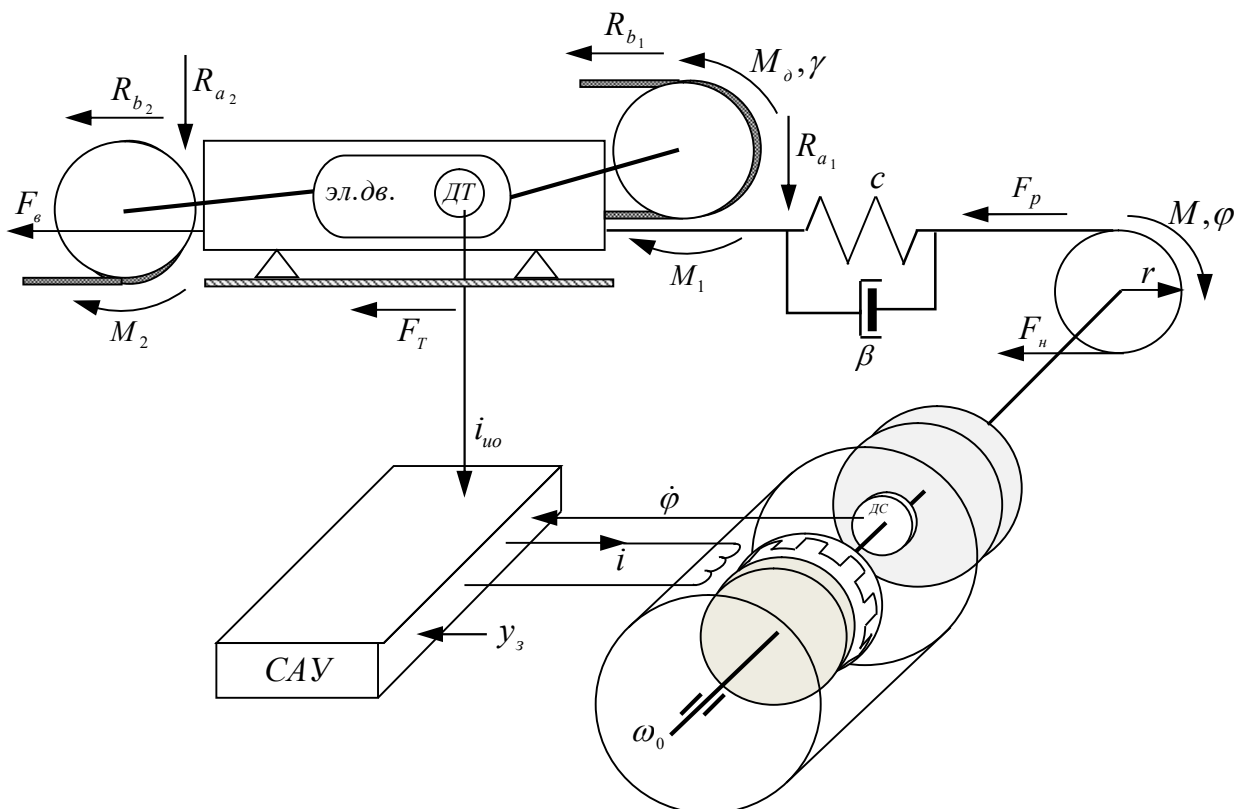


Рисунок 1.9 – Еквівалентна схема системи ВСП – комбайн – вибій [6]

Математична модель системи має наступний зміст [6]

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_y + F_\partial - F_T - F_\varepsilon - R_{\varepsilon_1} - R_{\varepsilon_2}; \\ J\ddot{\varphi} = M - (F_y + F_\partial + F_p - F_H)r; \\ J_T\ddot{\gamma} = M_\partial - M_1 - M_2; \\ \dot{M}_\partial = 2M_k\omega_c(1 - \dot{\gamma}/\omega_{o\partial}) - S_k\omega_cM_\partial. \end{cases} \quad (3.1)$$

Тут:

m – маса комбайна, кг;

x – узагальнена координата переміщення центру мас корпусу комбайна, м;

F_y – пружне зусилля в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_y = c(\varphi r - x), \quad c = \begin{cases} E/L_p, & \varphi r - x > 0; \\ 0, & \varphi r - x \leq 0; \end{cases}$$

c – жорсткість робочої гілки тягового ланцюга, Н/м;

r – радіус приводної зірки, м;

φ – узагальнена координата вихідного валу приводу подачі, рад;

E – погонна жорсткість тягового ланцюга, Н;

L_p – довжина робочої гілки тягового ланцюга, м;

F_∂ – дисипативна сила в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

$$F_\partial = \beta(\dot{\varphi}r - \dot{x}), \quad \beta = \begin{cases} \chi\sqrt{cm_u}, & \dot{\varphi}r - \dot{x} > 0, \\ 0, & \dot{\varphi}r - \dot{x} \leq 0; \end{cases}$$

β – коефіцієнт дисипативних втрат, кг/с;

χ – коефіцієнт внутрішнього тертя;

m_u – маса робочої гілки тягового ланцюга, кг;

F_T – сила тертя опор комбайна об напрямні, Н;

$$F_T = (Q + R_{a_1} - R_{a_2})\mu(\dot{x}), \quad \mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})a_1e^{-a_2\dot{x}^2=a_3|\dot{x}|};$$

Q – вага комбайна, Н;

R_{a_1}, R_{a_2} сили вертикальних реакцій вибою на випереджаючому й відстаючому шнеках, Н;

$\mu(\dot{x})$ - коефіцієнт тертя опор комбайну об напрямні;

a_1, a_2, a_3 - позитивні константи;

a_2, a_3 - мають розмірності відповідно $\text{с}^2/\text{м}^2$ і $\text{с}/\text{м}$;

$F_{\text{в}}$ - сила опору переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н;

$$F_{\text{с}} = L_{\text{с}} \kappa_{\text{с}};$$

$\kappa_{\text{с}}$ - коефіцієнт питомих втрат, що залежить від зігнутості конвеєра, Н /м;

$L_{\text{с}}$ - довжина верхньої холостої гілки тягового ланцюга, м;

$R_{\text{с}1}, R_{\text{с}2}$ - сили горизонтальних реакцій вибію на відстаючому й випереджаючому шнеках, Н;

J - сумарний момент інерції ведених частин приводу подачі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

M - обертаючий момент приводу подачі, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$$M = M(i, S) = M_{\text{м}} \arctg^2 ai(\sqrt{S} - bS^3);$$

i - струм в обмотці збудження гальма ковзання;

a, b - позитивні константи, S - ковзання;

$$u = iR_{\text{у}} + \frac{L_0}{1 + (ai)^2} \frac{di}{dt} - \text{рівняння обмотки збудження гальма ковзання};$$

u - напруга на виході керованого випрямляча;

L_0 - початкова індуктивність обмотки збудження;

$R_{\text{у}}$ - активний опір обмотки збудження;

$F_{\text{р}}$ - сила опору переміщенню робочої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н; $F_{\text{р}} = F_0 \kappa_{\text{р}};$

F_0 - зусилля, необхідне для протягання незакріпленого ланцюга в напрямних, Н, визначається експериментально ;

κ_p - коефіцієнт, що враховує вигини конвеєра;

F_n - зусилля в нижній гілці тягового ланцюга, Н;

J_T - сумарний момент інерції приводу виконавчих органів, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

γ - узагальнена координата приводу виконавчих органів, рад;

M_∂ - сумарний обертаючий момент двигунів приводу виконавчих органів, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

M_1, M_2 - моменти опору на випереджаючому й відстаючому шнеках, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

M_k - сумарний момент критичний двигунів приводу виконавчих органів, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

ω_c - частота живильної мережі, рад/с;

$\omega_{o\partial}$ - синхронна кутова швидкість двигунів приводу виконавчих органів, рад/с;

S_k - критичне ковзання двигунів приводу виконавчих органів.

Значення J , M приведені до вихідного валу приводу подачі. Значення $J_T, M_\partial, M_k, \omega_{o\partial}$ приведені до виконавчого органу. Сили реакцій вибію $R_{a_1}, R_{a_2}, R_{e_1}, R_{e_2}$ та моменти навантаження на виконавчих органах M_1, M_2 визначаються як сума сил та моменту, що діють на кожен окремий різець наступним чином

$$M = R \sum_{i=1}^N z_i; \quad R_a = \sum_{i=1}^N a_i; \quad R_b = \sum_{i=1}^N b_i; \quad R_c = \sum_{i=1}^N c_i;$$

$$a_i = -y_i \cos \gamma_i + z_i \sin \gamma_i; \quad b_i = -y_i \sin \gamma_i - z_i \cos \gamma_i; \quad c_i = x_i;$$

де z_i, y_i, x_i відповідно сила різання, сила подачі й бічна сила, діюча на i -тий різець, γ_i - кутове положення i -того різця; $\gamma_i = \gamma_{0i} + \gamma$, де γ - координата виконавчого органу, одержувана з розв'язку рівнянь динаміки приводу

виконавчих органів, γ_{0i} - початковий кут установки i -того різця на виконавчому органі. значення z_i, y_i, x_i визначаються залежно від товщини стружки на кожному i -тому різці [6].

Товщина стружки i -того різця h_i при його заданих кутових переміщенні γ_i визначається за виразом [6]

$$h_i = R - \sqrt{R^2 - ((\Delta x)^2 + (\Delta y)^2) \sin^2 \alpha_i} + (\text{sign}(\Delta y)) \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2} \cos \alpha_i, \text{ де}$$

$$\alpha_i = \gamma_i - \arctg \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad [6].$$

У формулі значення прирощень Δx , Δy , γ_i є функціями просторових координат виконавчого органу x, y, γ , отриманих з розв'язку рівнянь руху комбайна в просторі лави й рівнянь динаміки приводу виконавчих органів:

$$\Delta x = x - x_n, \Delta y = y - y_n, \gamma_i = \gamma + \gamma_{0i}, [6]$$

де x , y та x_n , y_n - відповідно абсциса й ордината виконавчого органу в даний момент часу t й у момент часу t_n , коли різець, що йде спереду та перебуває в одній лінії різання з розглянутим i -тим різцем, перетинає радіус, що має кут нахилу γ_i ; γ - кутова координата виконавчого органу в момент часу t [6].

Більш детальна інформація про моделювання навантажень на виконавчих органах комбайна наведена в наукових роботах [8,9].

Аналіз наведеної математичної моделі показує:

Тяговий ланцюг моделюється невагомою пружною ниткою з внутрішнім дисипативним тертям для всіх трьох розглянутих гілок тягового ланцюга.

Сила спротиву переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга визначається виразом $F_g = L_g \kappa_g$, що є цілком раціональним, оскільки ланцюг цієї гілки не має бути у пружному стані. Але його маса, особливо при довгій

лаві до 300 м, при наближенні комбайна до тягучого привода може сягати 6000 кг при масі комбайна 15000 кг. Тобто, для коректності моделі потрібно масу ланцюга верхньої холостої гілки приєднувати до маси комбайна.

Сила опору переміщенню робочої гілки тягового ланцюга в моделі визначається виразом $F_p = F_0 k_p$ (див. модель). Це коректно, якщо здійснюється моделювання без змін навантажень на комбайн для заданої довжини тягового ланцюга. Іншими словами, коли пружне зусилля в робочій гілці залишається незмінним. Здебільше буває саме так, оскільки найбільше викривлення конвеєра знаходиться позаду комбайна при засуванні секцій кріпи після проходу комбайна.

В розглянутій моделі відсутній вираз для визначення зусилля спротиву переміщенню нижньої холостої гілки тягового ланцюга. Воно може бути подібним двом розглянутим вище, якщо коефіцієнт k є добутком двох множників – коефіцієнта, що враховує вигин конвеєра та пружної сили для заданої довжини нижньої холостої гілки.

В математичній моделі привода виконавчих органів для точнішого відтворення його навантаження використовується математична модель асинхронного електродвигуна Пінчука. Подальші дослідження показали, що використання моделі Пінчука не є доцільним, оскільки в результатах моделювання навантажень з цією моделлю та без неї, тобто, з постійною кутовою швидкістю виконавчих органів, різниці немає.

В розглянутій моделі використовується найбільш точна та адекватна модель формування навантажень. Це доведено у статті [10]. Така модель навантажень дозволяє коректно обчислити моменти навантаження на виконавчих органах та сили реакцій вибію, врахувати зворотний зв'язок між рухом комбайна та дією вибію на нього, вібраційну лінеаризацію нелінійної характеристики тертя в опорах комбайна, а також синхронізацію миттєвої швидкості комбайна періодичними складовими збурень з виконавчих органів [11].

Слід уточнити, що наведене в описі моделі рівняння динамічного моменту $M = M(i, S) = M_M \arctg^2 ai(\sqrt{S} - bS^3)$ привода подачі є рівнянням привода з електромагнітною муфтою ковзання, яка на початку розробки винесеної системи подачі та протягом кількох років її промислового випуску використовувалась в приводах ВСП. Конструкція муфти аналогічна конструкції гальма за виключенням того, що якор є рухомих і обертається асинхронним двигуном з постійною кутовою швидкістю. Окрім того муфта в приводі мала повітряне охолодження. Перехід від муфти ковзання до гальма ковзання спричинений вимогами більшої потужності привода через вуглевидобуток довгими лавами довжиною до 300 м. Важливо зазначити, що після включення електродвигуна привода подачі рівняння динамічного моменту муфти не відрізняється від рівняння гальма. Хіба що механічні характеристики гальма несуттєво відрізняються від характеристик муфти за формою та більшим моментом, що передається на приводну зірку за допомогою гальма. Платою за підвищену потужність привода з гальмом ковзання стала водяна система охолодження гальма.

На рис. 1.10 наведена структурна схема системи автоматичного керування швидкістю привода з ЕГК, яка була в промисловій апаратурі автоматизації комбайнів з винесеною системою подачі КД-А.

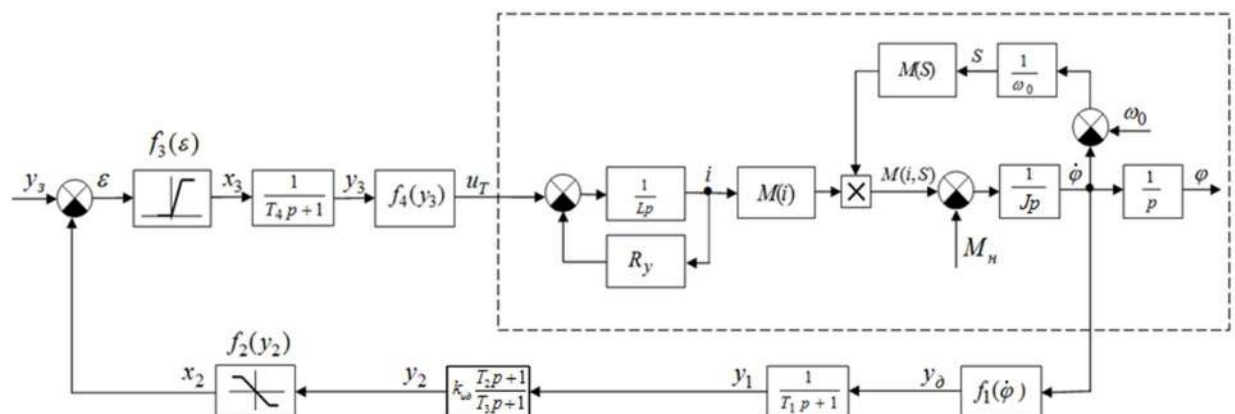


Рисунок 1.10 – Структурна схема системи автоматичного керування приводом з електромагнітним гальмом (муфтою) ковзання

В зображеній структурній схемі пунктиром охоплено структуру винесеного привода без регулятора швидкості. Наведена структура привода, що охоплена пунктиром відповідає рівнянню обмотки збудження привода та рівнянню динамічного моменту електромагнітного гальма ковзання після включення електродвигуна привода.

Зворотний зв'язок відповідає конструкції, в якій в якості датчика кутової швидкості використовувався тахогенератор з дванадцятьма парами полюсів, частота вихідної напруги якого подається на широтно-імпульсний модулятор з вихідним сигналом y_d і згладжується інерційною ланкою з вихідним сигналом y_l .

Згодом тахогенератор був замінений на розглянутий вище індуктивний датчик на наближення і відповідно перетворювач його імпульсного вихідного сигналу. У підсумку характеристика кутова швидкість – вихідна напруга перетворювача стала близькою до ідеального датчика в діапазоні частот зміни кутової швидкості привода.

Далі йде коригуюча ланка з вихідним сигналом y_2 на кшталт ПД регулятора. Ланка $f_4(y_3)$ відтворює нелінійну характеристику керованого випрямляча. Слід зауважити, що відтворення нелінійності керованого випрямляча, як показало моделювання, зовсім не є обов'язковим. В цьому плані достатньо моделювати нелінійний керований випрямляч пропорційною ланкою. До того ж можна додати, що імпульси вихідної напруги керованого випрямляча добре фільтруються обмоткою збудження електромагнітного гальма з постійною часу $0,7 \dots 0,2$ с.

Інерційна ланка з вихідним сигналом y_3 моделює затримку у фазозсувному пристрої, що керує відкриванням транзисторів у мосту керованого випрямляча.

Зазначимо, що індуктивність обмотки збудження у розглянутій моделі є функцією струму збудження. Так враховується процес насичення магнітної системи гальма ковзання.

Заслуговує на повагу та увагу активна наукова діяльність колективу науковців ДонНТУ з моделювання та аналізу винесеної системи подачі комбайнів, пошуки альтернативи винесеному приводу подачі з електромагнітним гальмом ковзання у вигляді асинхронного частотно керованого привода.

В наукових статтях збірок ДонНТУ [12,13] розроблено обґрунтовано [12] та побудовано [13] математичну модель комбайна з винесеною системою подачі, яка використовується при моделюванні навантажень в гілках ланцюгового контуру ВСП викладених у статті [14]. Новизною цієї моделі ВСП є представлення гілок ланцюгового контуру, котрі були розглянуті у вище, зосередженими масами та пружно-дисипативними елементами. Кожна з зосереджених мас визначається множенням маси погонного метру тягового ланцюга відповідного калібру на його довжину. Сили спротиву переміщенню гілок тягового ланцюга діють на ці зосереджені маси, як це показано на рис. 1.11.

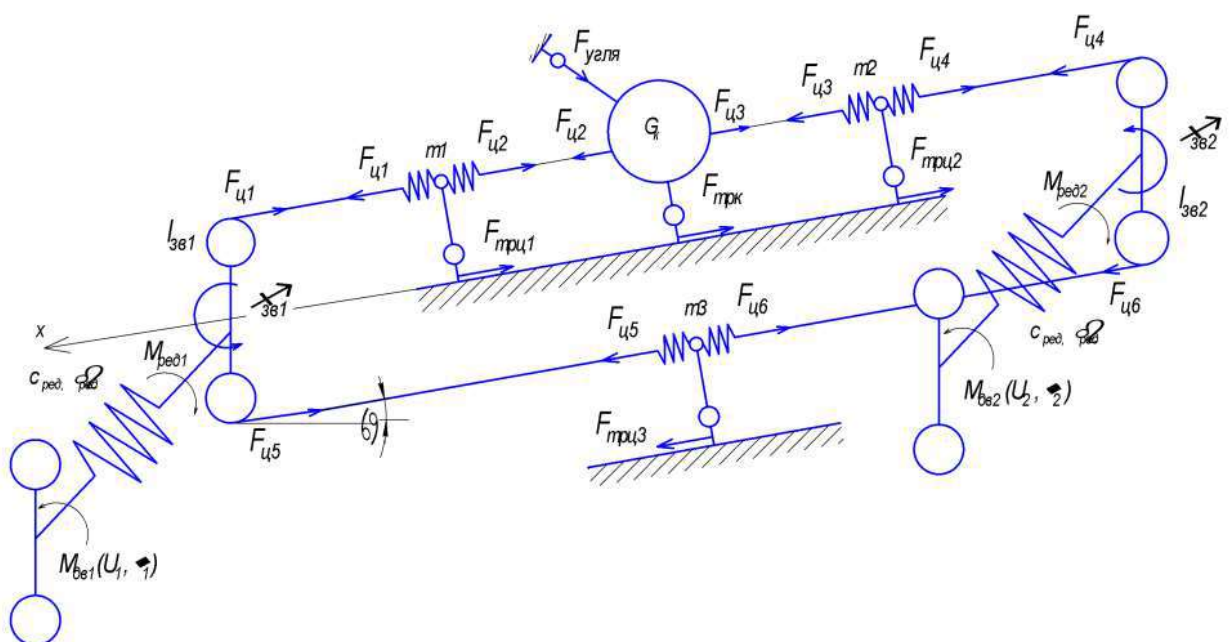


Рисунок 1.11 – Еквівалентна схема кінцево-елементної моделі винесеної системи подачі

Сила тертя зосередженої маси кожної гілки тягового ланцюга складається з двох складових – одна з яких є тертям від дії ваги відрізка ланцюга, друга є тертям об напрямні від скривлень конвеєра. Для кращого розуміння моделі цитуємо статтю у вигляді скріншоту [14].

«Тяговий орган відповідно з [6] представлений у вигляді сукупності кінцевих елементів, що складаються з маси m та пружно-дисипативної ланки. Сили спротиву руху тягового органу визначаються з урахуванням двох особливостей: 1) сила спротиву при відсутності руху приймає будь-які значення з діапазону $0 \dots F_{пред}$ ($F_{пред} = F_{mp1} + F_{mp2}$), врівноважуючи сили, що рухають; 2) сила спротиву має дві складових, одна з яких (F_{mp1}) обумовлена тертям від дії ваги відрізка ланцюга, а друга (F_{mp2}) – тертям об напрямні на криволінійних ділянках траси забійного конвеєра.»

«Сили спротиву руху маси m i -того кінцевого елемента визначається за наступним алгоритмом:» [14]

$$\Sigma F_{cu} = mg \sin \alpha + F_{mpu}, \quad (1)$$

$$\text{где } F_{mpu} = F_i - F_{i+1} - mg \sin \alpha \text{ при } \dot{x}_i = 0 \text{ и } F_{mpu} \leq F_{mp1} + F_{mp2}; \quad (2)$$

$$\text{в решті випадків } F_{mpu} = (F_{mp1} + F_{mp2}) \operatorname{sign} \dot{x}; \quad (3)$$

$$F_{mp1} = k_m (\dot{x}_i) mg \cos \alpha; \quad (4)$$

$$F_{mp2} = k F_{i+1} l_{кз}; \quad (5)$$

Рисунок 1.12 – скріншот для пояснення моделі ВСП в статті [14]

Така модель використовується для урахування згаданих втрат зусилля на навантаження приводів подачі, які на думку авторів мають бути асинхронним частотно-регульованим приводом. Для завдань синтезу САК винесеною системою подачі та керування навантаженням приводу виконавчих органів за допомогою системи автоматичного керування цілком достатньо моделювання тягового ланцюга пружною невагомою ниткою, а масу ланцюга достатньо урахувати її розподілом навпіл між масою комбайна

та додаванням з приведенням до моменту інерції привода подачі. До того ж не зрозуміло і у статті не вказано де взяти значення багатьох коефіцієнтів, які потрібні для практичної реалізації моделі. Незрозуміло також як моделюються навантаження на виконавчих органах комбайна.

В роботі [15] модель робочої гілки тягового ланцюга представлена тримасовою системою подібно тому, як це робиться в роботах [12, 13, 14], де модель одномасова. Виконані порівняльні дослідження тримасової системи робочої гілки ланцюга та моделі, де той же ланцюг моделюється пружною невагомою ниткою. В результаті доведено їх практичну ідентичність.

1.3 Аналіз наукових робіт з вдосконалення приводів винесеної системи подачі

Однією з найбільш результативних робіт з вдосконалення приводів винесеної системи подачі є наукова стаття [16]. В роботі реалізовано та перевірено ідею зменшення тривалості перехідного процесу зниження швидкості привода подачі, що є найбільш важливим при регулювання навантаження в приводі виконавчих органів при його зростанні. Зменшення тривалості перехідного процесу зниження швидкості привода подачі досягається скороченням тривалості перехідного процесу зменшення струму збудження електромагнітного гальма ковзання прикладанням напруги зворотної полярності від біполярного керованого випрямляча. Таким чином, проблема підвищення швидкодії привода подачі вирішується застосуванням біполярного керованого випрямляча. Таке рішення потребує встановлення датчика струму збудження для контролю за тим, щоб струм збудження не зменшувався нижче нуля. Таке рішення є ефективним і не потребує суттєвих витрат. Математична модель САК швидкістю привода подачі, в якій реалізовано викладений спосіб, наведена нижче [16].

$$J\dot{\omega} = M - M_n,$$

$$M(i, S) = M_M \arctg^2(ai) \sqrt[4]{S},$$

$$U_T(u) = Ri + \frac{L_0}{1 + (ai)^2} \frac{di}{dt}$$

$$U_T(u) = \begin{cases} k_1 u, & u \geq 0 \\ k_2 u, & u < 0 \end{cases}$$

де

J – приведений до вихідного валу момент інерції веденої частини привода;

ω – кутова швидкість приводної зірки;

$M(i, S)$ – крутний момент на вихідному валу привода;

i – струм збудження в обмотці гальма;

S – ковзання гальма;

M_n – момент навантаження на вихідному валу привода;

M_M та a – позитивні константи;

$U_T(u)$ – напруга на виході керованого випрямляча, прикладена до обмотки збудження;

u – сигнал управління від регулятора швидкості на вході керованого випрямляча;

R – активний опір обмотки збудження гальма;

L_0 – індуктивність при ненасиченому магнітопроводі;

k_1, k_2 – коефіцієнти, що визначають рівень напруги на обмотці збудження гальма при різних знаках сигналу на вході, тобто, біполярний керований випрямляч може бути несиметричним. Зауважимо, що в існуючій САК швидкістю привода $k_2 = 0$ [16].

Математична модель регулятора швидкості як для існуючої системи, так і для синтезованої має вигляд [16]:

$$\varepsilon = \omega_z - k_{zz} \omega$$

$$u_{PD} = k_r(\varepsilon + k_d \dot{\varepsilon})$$

$$u = \begin{cases} u_{PD}, & u_n < u_{PD} < u_m \\ u_m, & u_{PD} \geq u_m \\ u_n, & u_{PD} \leq u_n \end{cases}$$

де позначено [16]:

ε - сигнал розузгодження по кутовій швидкості;

ω_z - задана швидкість привода;

k_{zz} - коефіцієнт передачі зворотного зв'язку по кутовій швидкості;

ω - кутова швидкість привода;

u_{PD} - сигнал на виході ПД регулятора;

k_r - коефіцієнт передачі ПД регулятора;

k_d - коефіцієнт при похідній від помилки;

u_n - нижній рівень обмеження сигналу u_{PD} ;

u_m - верхній рівень обмеження сигналу u_{PD} ;

В існуючій САК $u_n = 0$, $u_m = 10$, в синтезованій САК $u_n = -10$, $u_m = 10$, $k_2 \geq k_1$ [16].

Виконано порівняльне моделювання існуючої та синтезованої системи, результати якого наведені на рис. 1.13

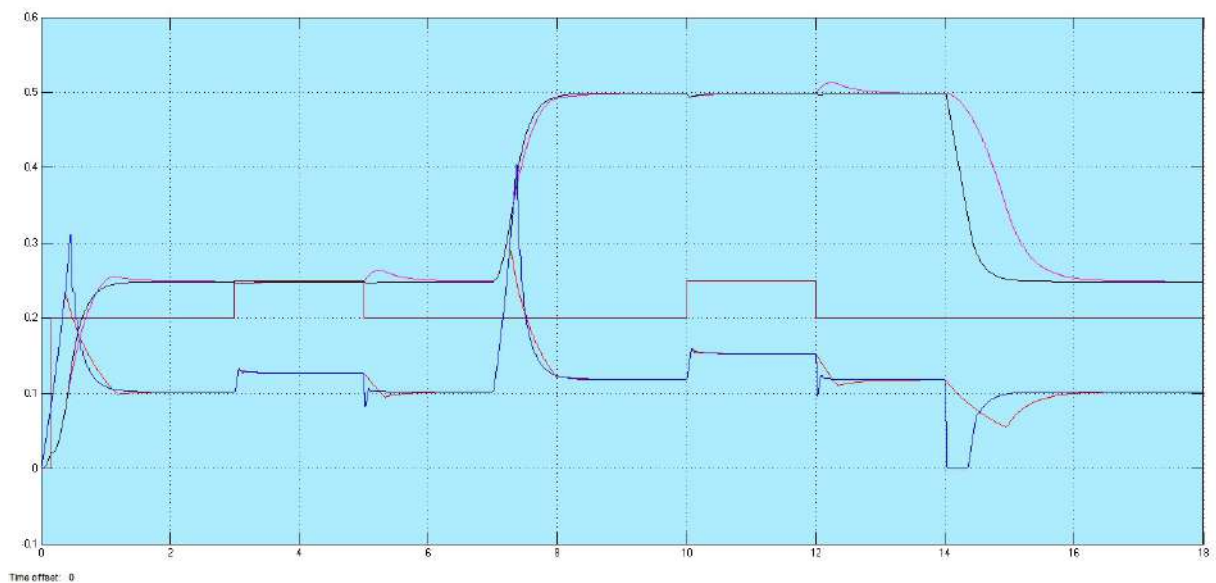


Рисунок 1.13 – Результати порівняльного моделювання існуючої та синтезованої системи

На рис. 1.13 позначено [16]: пурпурова лінія – кутова швидкість привода в існуючій САК, рад/с, масштаб 1:1; чорна лінія – кутова швидкість привода в синтезованій САК, рад/с, масштаб 1:1; червона лінія – струм збудження ЕГК в існуючій САК, А, масштаб 1:10; синя лінія – струм збудження ЕГК в синтезованій САК, А, масштаб 1:10; коричнева лінія – момент навантаження для обох систем, Нм, масштаб 1:105.

Використані при моделюванні значення моменту навантаження відповідають середнім тяговим зусиллям привода подачі в робочому режимі комбайна 130...170 кН [16].

Іншою ефективною ідеєю підвищення швидкодії привода подачі з ЕГК є застосування класичної корекції інерційної ланки першого порядку, що з себе і представляє обмотка збудження гальма, яка полягає в охопленні обмотки збудження негативним зворотним зв'язком. Цей спосіб використано та перевірено моделюванням в роботах [17,18].

Математична модель, привода та ж сама, що і в статті [16], але додано згаданий зворотний зв'язок, що охоплює обмотку збудження. В роботі [18] обгрунтовано значення коефіцієнта зворотного зв'язку 1. Автор [18] порівнює моделюванням швидкодію привода подачі, де використовується біполярний випрямляч та корекція обмотки негативним зворотним зв'язком. Результати порівняльного моделюванні наведені на рис. 1.14, де пурпурова лінія – кутова швидкість привода з корекцією зворотним зв'язком по струму, чорна лінія – керування з використанням біполярного керованого випрямляча, і відповідно коричнева – струм в обмотці зі зворотним зв'язком у масштабі 0,1 А, Синя – струм в обмотці з біполярним керованим випрямлячем у тому ж масштабі.

Наведені результати демонструють приблизно однакову ефективність обох способів скорочення тривалості перехідних процесів швидкості. Тож доцільно використовувати зразу обидва способи для досягнення максимальної швидкодії привода подачі.

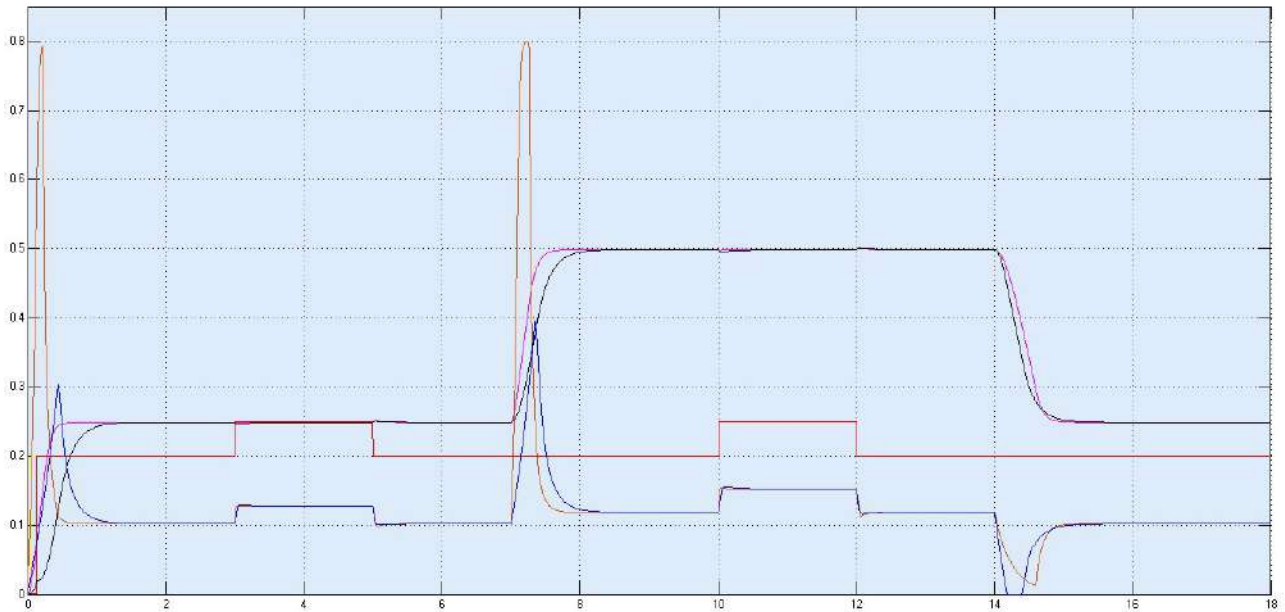


Рисунок 1.14 – Результати порівняльного моделювання двох способів підвищення швидкодії перехідних процесів швидкості привода подачі

Авторським свідченням [19] зафіксовано винахід способу керування винесеною системою подачі, який безпосередньо стосується цієї роботи. В цьому свідченні запропоновано керування приводом підтягування так, щоб приводні зірки тягнучого привода та привода підтягування оберталися синхронно. Для цього регулятор швидкості привода підтягування має слідкувати щоб кут повороту обох приводів був однаковим. Для контролю кута повороту приводів використовуються їх датчики кутової швидкості. Через війну наразі нема доступу до авторського свідчення на винахід № 1461919, опублікованого в 1989 р. Б.В. №8.

В дисертаційній роботі [15] також вказано на необхідність автоматичного керування двома приводами винесеної системи подачі, зроблено пропозиції по структурі САК винесеною системою подачі з двома автоматично керованими приводами. Але недоступність роботи у відкритому доступу в Україні та перебування її автора закордоном унеможливило отримання вказаної інформації.

1.4 Мета та завдання магістерської роботи

Мета роботи – розробка та дослідження системи автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна з двома керованими приводами

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз систем автоматичного керування винесеною системою подачі видобувного комбайна.

Розробити математичну модель системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Виконати синтез системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Виконати дослідження розробленої системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

Розробити заходи з охорони праці.

Висновки до розділу 1

- 1) Промислова винесена система подачі працює в режимі ручного налаштування тягового зусилля привода підтягування. Автоматично керується тільки тягнучий привод.
- 2) Неточність ручного налаштування спричиняє або надмірне або недостатнє зусилля підтягування і в наслідку створює втручання привода підтягування в роботу тягнучого привода, підвищені втрати потужності приводів та знос тягового ланцюга.
- 3) Через мінливість сили спротиву переміщенню нижньої холостої гілки тягового ланцюга виникає необхідність багатократного переналаштування зусилля привода підтягування за зміну роботи комбайна.

- 4) Вказані вище недоліки можуть бути усунені розробкою системи автоматичного керування винесеною системою подачі з двома керованими приводами подачі, яка забезпечує синхронне обертання приводів.
- 5) Новітні розробки, що суттєво покращають динамічні характеристики систем автоматичного керування швидкістю приводів подачі мають бути використані в розробці системи автоматичного керування винесеною системою подачі.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З ДВОМА КЕРОВАНИМИ ПРИВОДАМИ

2.1 Еквівалентна схема САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами

Еквівалентна схема САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами наведена на рис. 3.1

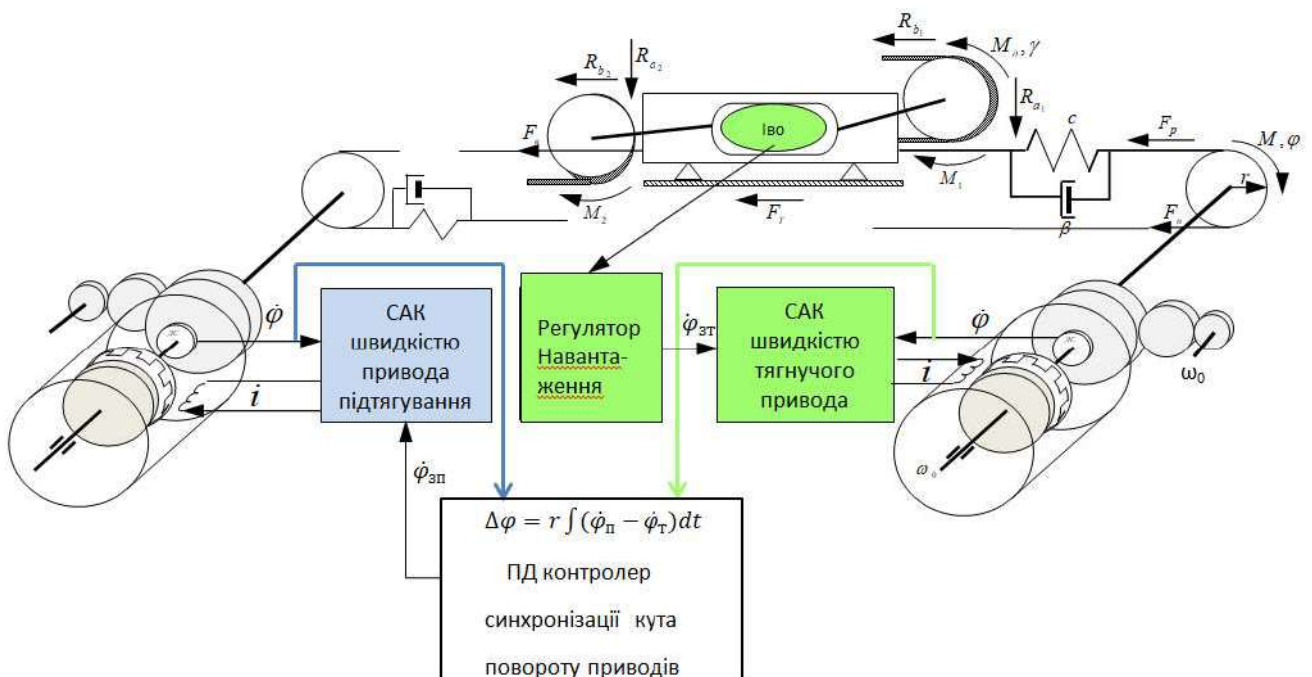


Рисунок 2.1 – Еквівалентна схема САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами

Наведена еквівалентна схема показує, що в синтезованій САК є дві двоконтурні системи автоматичного керування. Перша з них, що виділена зеленим кольором, є традиційною САК стабілізації навантаження на виконавчих органах. Вхідним сигналом для неї є поточне значення струму

електродвигуна привода виконавчих органів i_{60} , а регульованою координатою є швидкість тягнучого привода подачі.

Підлеглим контуром в ній є система стабілізації швидкості тягнучого привода подачі, призначенням якої є забезпечення жорсткої механічної характеристики тягнучого привода для завданої впливом завдання швидкості подачі. Вплив завдання цього контуру $\dot{\varphi}_{\text{эт}}$ може задаватись зовнішнім контуром стабілізації навантаження привода виконавчих органів від регулятора навантаження (основний режим), як це показано на схемі, або з пульта машиніста комбайна в режимі роботи комбайна з постійною швидкістю подачі.

Другою двоконтурною системою автоматичного керування, що синтезована в цій магістерській роботі, є система синхронізації кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування. Призначенням цієї системи є усунення всіх вказаних вище недоліків, пов'язаних з ручним налаштуванням зусилля привода підтягування. Вхідними сигналами для цієї системи є кутові швидкості обох приводів подачі, за значеннями яких обчислюється розбіжність в кутах повороту приводів, а регульованою координатою є швидкість привода підтягування.

Внутрішнім підлеглим контуром системи синхронізації кутів повороту приводів є система стабілізації швидкості привода підтягування. Цей контур ідентичний внутрішньому контуру системи стабілізації навантаження на виконавчих органах. Вплив завдання за швидкістю для цього контуру $\dot{\varphi}_{\text{зп}}$ задається від регулятора зовнішнього контуру синхронізації кута повороту приводів.

Слід зазначити, що системи стабілізації швидкості приводів, тобто підлегли контури розглянутих систем, враховують всі найкращі відомі способи покращення їх динамічних характеристик.

Реалізація системи не потребує встановлення нових датчиків.

2.2 Математична модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами подачі

Аналіз математичних моделей, виконаний у першому розділі, показав, що найбільш довершеною та відповідною завданням цієї роботи є математична модель САК комбайном з ВСП з наукової роботи [6]. Враховуючи її та відповідно до розглянутої еквівалентної схеми, наведеної на рис. 2.1, математична модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами подачі складається з наступних рівнянь.

Рівняння робочого режиму комбайна:

$$m\ddot{x} = F_y + F_\partial - F_T - F_\epsilon - R_{\epsilon_1} - R_{\epsilon_2}; \quad (2.1)$$

Пояснення складових цього рівняння дивитись у (3.1) першого розділу.

Важливо зазначити, що ВСП з двома керованими приводами має ідентичну САК швидкістю привода подачі з ЕГК для обох приводів. Рівняння САК швидкістю привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання:

$$J\dot{\omega} = M - M_n$$

$$M(i, S) = M_M \arctg^2(ai) \sqrt[4]{S}$$

$$M_n = (F_y + F_\partial + F_p - F_n)r$$

$$U_T(u) = Ri + \frac{L_0}{1 + (ai)^2} \frac{di}{dt} \quad (2.2)$$

$$U_T(u) = \begin{cases} k_1 u, & u \geq 0 \\ k_2 u, & u < 0 \end{cases}$$

$$\varepsilon = \omega_z - k_{zz}\omega$$

$$u_{PD} = k_r(\varepsilon + k_d \dot{\varepsilon})$$

$$u = \begin{cases} u_{PD}, u_n < u_{PD} < u_m \\ u_m, u_{PD} \geq u_m \\ u_n, u_{PD} \leq u_n \end{cases} \quad (2.2)$$

де

J – приведений до вихідного валу момент інерції веденої частини привода;

ω – кутова швидкість приводної зірки;

$M(i, S)$ – крутний момент на вихідному валу привода;

i – струм збудження в обмотці гальма;

S – ковзання гальма;

M_n – момент навантаження на вихідному валу привода;

M_M та a – позитивні константи;

$U_T(u)$ – напруга на виході керованого випрямляча, прикладена до обмотки збудження;

u – сигнал управління від регулятора швидкості на вході керованого випрямляча;

R – активний опір обмотки збудження гальма;

L_0 – індуктивність при ненасиченому магнітопроводі;

k_1, k_2 – коефіцієнти, що визначають рівень напруги на обмотці збудження гальма при різних знаках сигналу на вході, тобто, біполярний керований випрямляч може мати різні рівні напруги при її різних знаках;

ε – сигнал розузгодження по кутовій швидкості;

ω_z – задана швидкість привода;

k_{zz} – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку по кутовій швидкості;

u_{PD} – сигнал на виході ПД регулятора;

k_r – коефіцієнт передачі ПД регулятора;

k_d – коефіцієнт при похідній від помилки;

u_n, u_m – відповідно нижній та верхній рівень обмеження сигналу u_{PD} ;

В модернізованій САК $u_n = -10$, $u_m = 10$, $k_2 \geq k_1$ [16,17,18].

Математична модель І регулятора навантаження привода виконавчих органів

$$\omega_{\text{ЗТ}} = k_i \int (i_{\text{НОМ}} - i_{\text{ВО}}) dt, \quad (2.3)$$

де

$\omega_{\text{ЗТ}}$ - завдання за швидкістю САК швидкістю подачі тягнучого привода; k_i

k_i – коефіцієнт передачі І регулятора;

$i_{\text{НОМ}}$ – номінальний струм електродвигуна привода виконавчих органів;

$i_{\text{ВО}}$ – миттєве значення струму електродвигуна привода виконавчих органів;

Таким чином, вхідним сигналом для регулятора навантаження привода виконавчих органів є сигнал розузгодження між номінальним струмом електродвигуна привода виконавчих органів та поточним миттєвим значенням струму цього електродвигуна, а вихідним – завдання за швидкістю тягнучому приводу.

Математична модель ПД регулятора контуру синхронізації кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування, отримана в результаті синтезу

$$\begin{aligned} \varphi &= \int (\dot{\varphi}_{\text{П}} - \dot{\varphi}_{\text{Т}}) dt \\ \omega_{\text{ЗП}} &= k_{\varphi} (\varphi + k_{d\varphi} \dot{\varphi}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

де

φ – розузгодження в кутах повороту привода підтягування та тягнучого привода;

$\dot{\varphi}_{\text{П}}$ - кутова швидкість привода підтягування;

$\dot{\varphi}_{\text{Т}}$ - кутова швидкість тягнучого привода;

$\omega_{\text{ЗП}}$ – завдання за швидкістю САК швидкістю привода підтягування;

k_{φ} - коефіцієнт передачі ПД регулятора контуру синхронізації кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування;

$k_{d\varphi}$ - коефіцієнт при похідній;

Таким чином, вхідним сигналом для контролера синхронізації кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування є розузгодження в кутах повороту привода підтягування та тягнучого привода, а вихідним – завдання за швидкістю для системи стабілізації кутової швидкості привода підтягування.

2.3 Імітаційна Simulink модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами

Імітаційна Simulink модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами наведена на рис. 2.2. Модель відповідає математичній моделі САК комбайном з ВСП, котра розглянута у попередньому підрозділі. Модель представлена у кінцевому вигляді після виконання синтезу та досліджень розробленої системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі з двома керованими приводами.

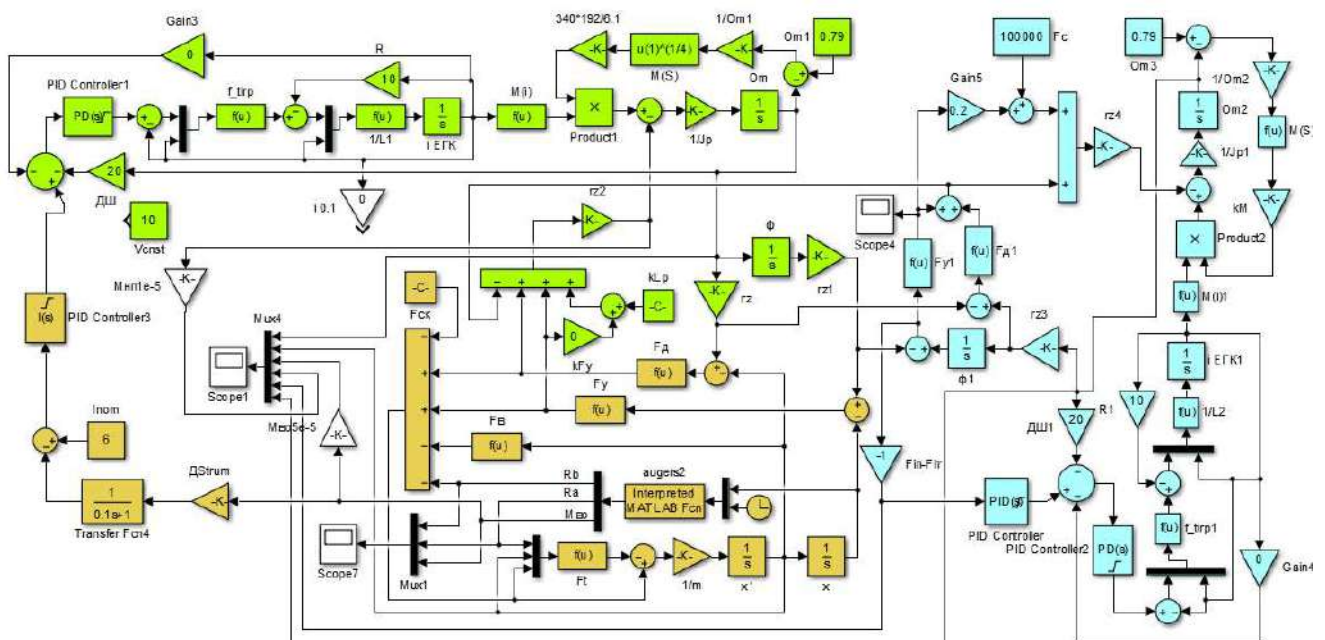


Рисунок 2.2 – Імітаційна Simulink модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами

В наведеній блок-діаграмі зелений фон мають блоки, які відносяться до моделі системи стабілізації швидкості тягнучого привода подачі або іншими словами – до підлеглого контуру системи стабілізації навантаження привода виконавчих органів.

Жовтим кольором виділено імітаційну модель комбайна та зовнішній контур системи стабілізації навантаження на виконавчих органах. Зовнішній контур регулювання навантаження починається блоком DStrum (датчик струму електродвигуна привода виконавчих органів i_{B0}) і закінчується блоком PID Controller 3, який є І регулятором навантаження привода виконавчих органів. Його вихідний сигнал є завданням за швидкістю САК тягнучого привода. Налаштування блоку наведені на рис. 2.3 та рис. 2.4.

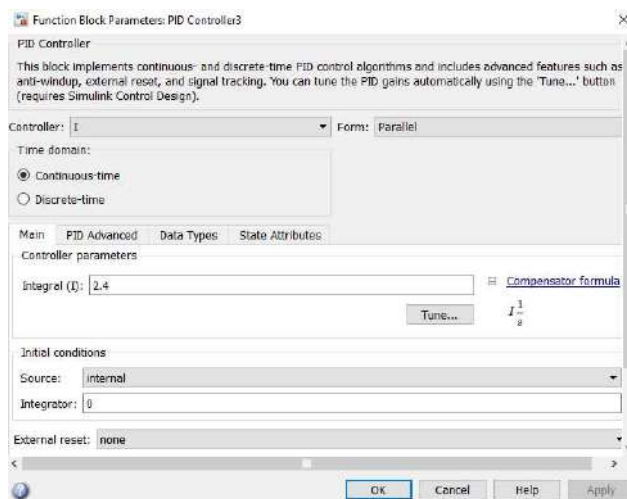


Рисунок 2.3 – Налаштування І регулятора навантаження

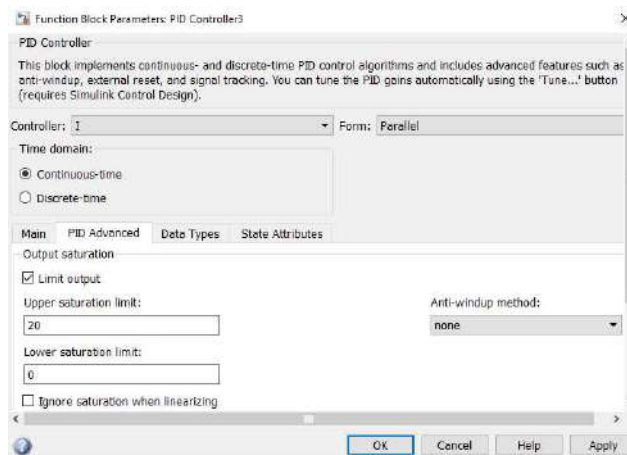


Рисунок 2.4 – Налаштування І регулятора навантаження

Блок Inom є завданням номінального струму електродвигуна привода виконавчих органів.

Налаштування блоків моделі контуру стабілізації швидкості тягнучого привода наведені на рис. 2.5...2.12.

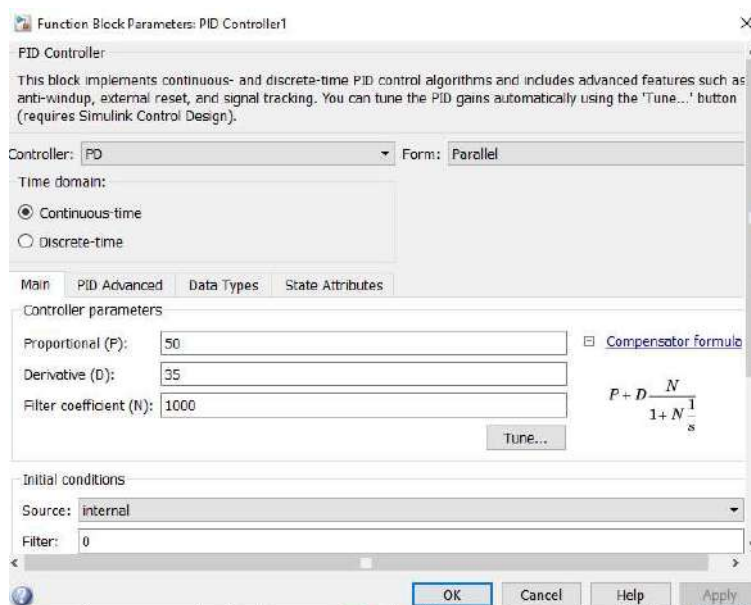


Рисунок 2.5 – Блок PID Controller1 – ПД регулятор швидкості привода

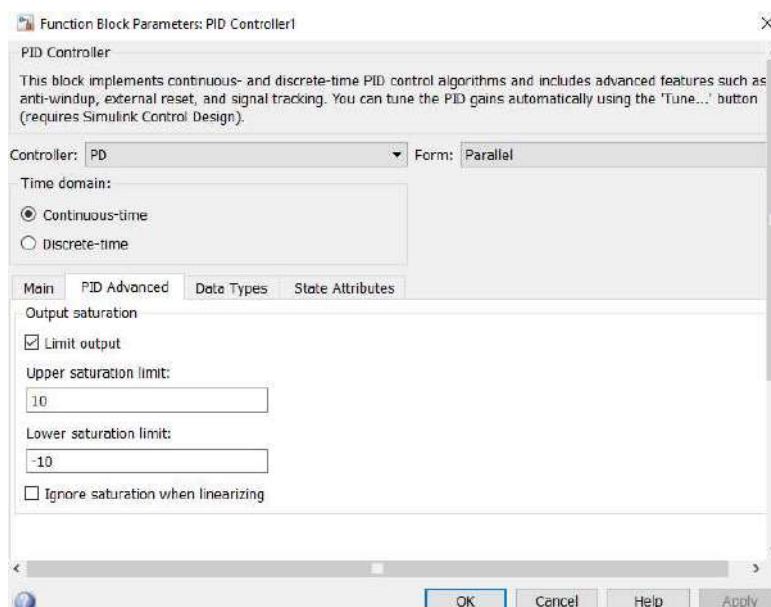


Рисунок 2.6 – Блок PID Controller1 – ПД регулятор швидкості привода

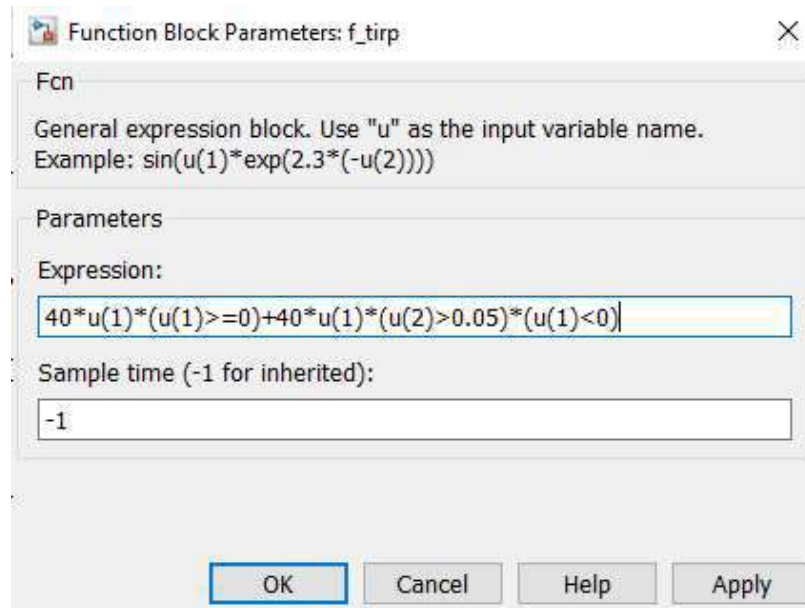


Рисунок 2.7 – Налаштування блоку f_tirp – моделі біполярного керованого випрямляча з охопленням зворотним зв'язком за струмом збудження

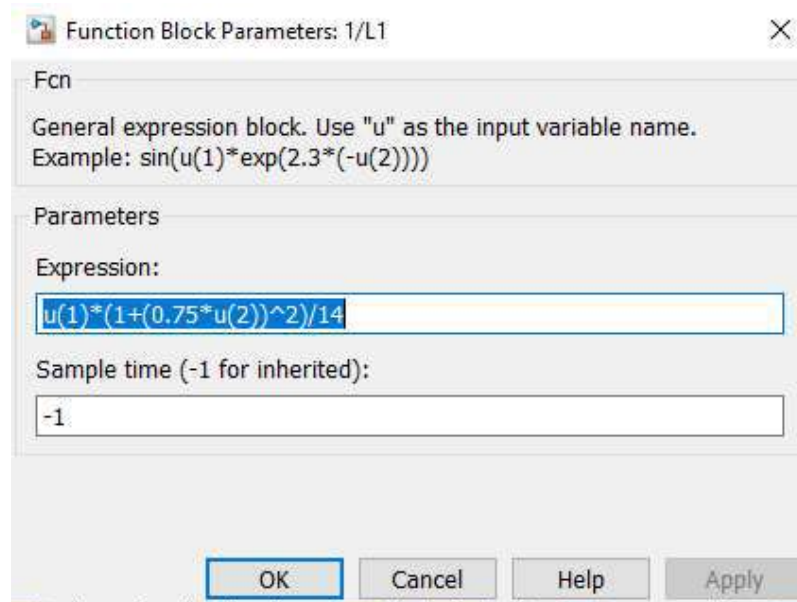


Рисунок 2.8 – Блок 1/L1 – модель залежності індуктивності обмотки збудження ЕГК від струму

На виході інтегратора іЕГК формується струм збудження електромагнітного гальма ковзання.

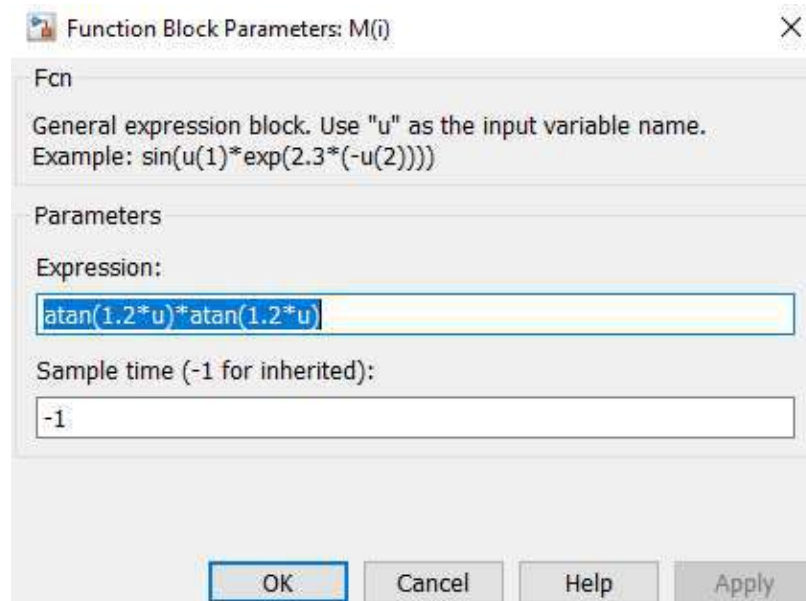


Рисунок 2.9 – Блок $M(i)$ обчислює залежність крутного моменту гальма ковзання від струму в обмотці збудження

Блок Product1 обчислює обертовий момент тягнучого привода подачі $M(i,S)$ за відповідним виразом у математичній моделі 2.2.

На виході блоку rz2 (радіус приводної зірки тягнучого привода) обчислюється момент навантаження тягнучого привода подачі, входним сигналом цього блоку є сума сил від верхньої робочої та нижньої гілок. Вихідним сигналом інтегратора Om є кутова швидкість тягнучого привода подачі. Всі механічні змінні та параметри привода подачі приведені до приводної зірки.

Вихідним сигналом блоку Om1 є кутова швидкість електродвигуна тягнучого привода подачі що позначена на еквівалентній схемі ω_0 .

На виході блоку $1/Om1$ визначається ковзання електромагнітного гальма.

Функціональний блок $M(S)$ обчислює залежність крутного моменту гальма від ковзання S .

Блок $340 \cdot 192 / 6.1$ – коефіцієнт у виразі для крутного моменту привода, що позначений в математичній моделі як Мм. Його значення 22000.

На виході блоку rz обчислюється лінійна швидкість тягнучого привода, що потрібно для обчислення дисипативної сили в робочій гілці тягового ланцюга, на виході блоку rz1 обчислюється лінійне переміщення робочої гілки тягового ланцюга на зірці тягнучого привода, яке потрібно для обчислення пружної сили в робочій гілці.

Блоки kLp kFu формують силу спротиву переміщенню робочої гілки тягового ланцюга. Коефіцієнт kFu визначає частку вказаної сили від тертя ланцюга в опорах напрямних при натягнутому ланцюзі, константа kLp залежить від довжини ненатягнутого тягового ланцюга.

Вхідним сигналом для зовнішнього контуру системи синхронізації кута повороту приводів є різниця у куті повороту привода підтягування та тягнучого привода. Кут повороту тягнучого привода є вихідним сигналом інтегратора ϕ , а кут повороту тягнучого привода є вихідним сигналом інтегратора ϕ_1 . Різниця кутів, а точніше різниця лінійних переміщень тягового ланцюга на зірках приводів, через коефіцієнт блоку Fip-Fit, котрий рівний -1, надходить на контролер синхронізації PID Controller, який представляє собою ПД регулятор. Його налаштування наведені на рис. 2.10 та рис. 2.11.

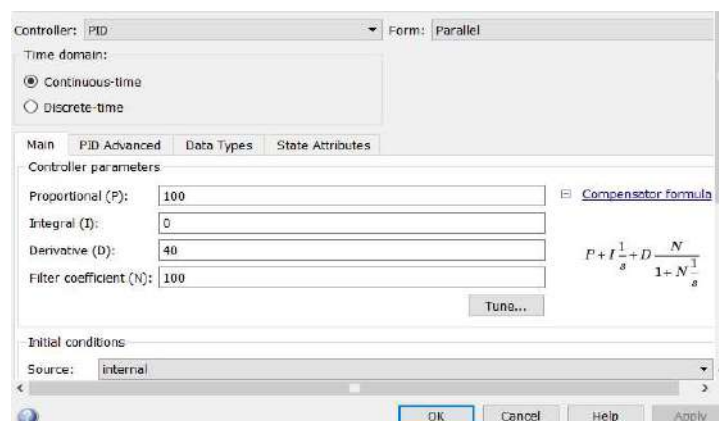


Рисунок 2.10 – Налаштування регулятора синхронізації кута повороту приводів

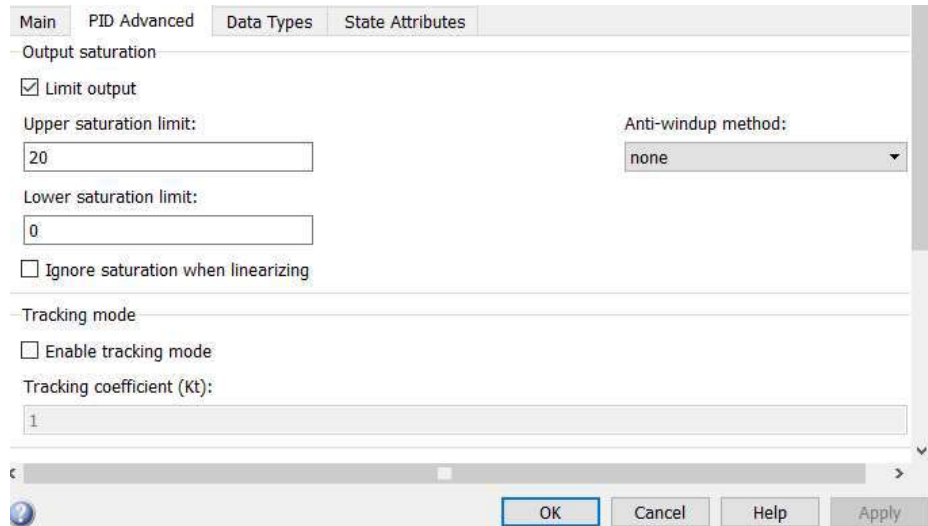


Рисунок 2.11 – Налаштування регулятора синхронізації кута повороту приводів

Момент навантаження привода підтягування формується на виході блоку rz4 (радіус приводної зірки привода підтягування). Він визначається сумою трьох сил. Перша з них є пружна сила в нижній холостій гілці тягового ланцюга, яка обчислюється функціональним блоком Fy1 за виразом, що показаний у налаштуванні цього блоку на рис. 2.12.

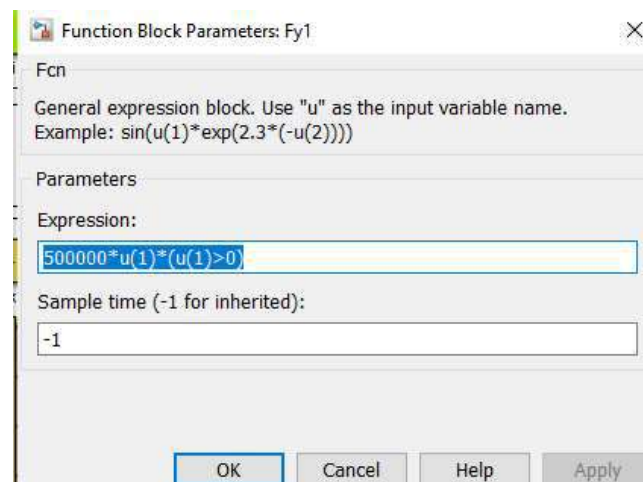


Рисунок 2.12 – Вираз для обчислення пружної сили в нижній холостій гілці тягового ланцюга

Тут 500000 – коефіцієнт жорсткості тягового ланцюга при його довжині 200 м, $u(1)$ – різниця у лінійних переміщеннях тягового ланцюга на приводних зірках привода підтягування та тягнучого привода.

Другою силою, що створює момент навантаження на приводі підтягування, є дисипативна сила в нижній холостій гілці. Вона обчислюється функціональним блоком Fd1 в залежності від різності лінійних швидкостей переміщення нижньої холостої гілки на приводі підтягування та тягнучому приводі за виразом, що показаний у налаштуваннях вказаного блоку на рис. 2.13.

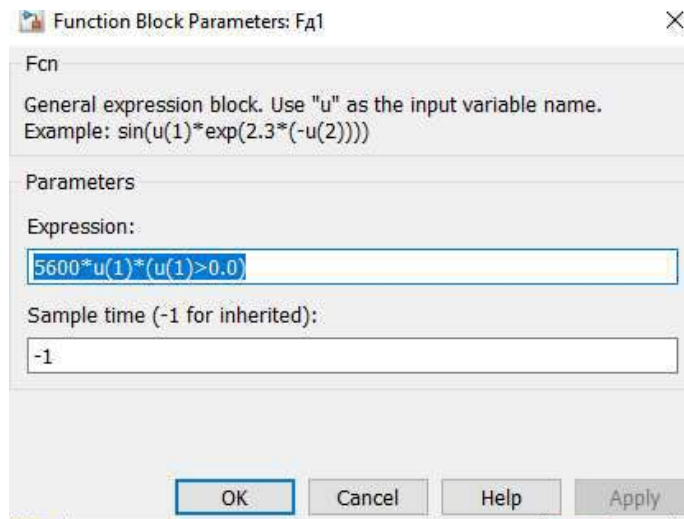


Рисунок 2.13 – Аираз для обчислення дисипативної сили в нижній холостій гілці тягового ланцюга

Тут 5600 – коефіцієнт дисипативних втрат у т тяговому ланцюзі при його довжині 200 м.

Блоки Fc та Gain5 формують силу спротиву переміщенню нижньої холостої гілки тягового ланцюга. Коефіцієнт Gain5 визначає частку вказаної сили від тертя ланцюга в опорах напрямних при натягнутому ланцюзі, константа Fc залежить від довжини ненатягнутого тягового ланцюга.

Функціональні блоки F_d , F_y обчислюють відповідно дисипативну та пружну сили, блок F_v обчислює силу спротиву переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга. Вирази для обчислення вказаних сил наведені в математичній моделі САК комбайном з ВСП, що розглянута у попередньому розділі та подібні вже розглянутим вище для нижньої холостої гілки ланцюгового контуру.

Сила тертя в опорах комбайна обчислюється за виразом

$$(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))*(u(2)>0.002)-$$

$$(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-$$

$$30*u(2))+0.12*u(2))*(u(2)<0.002)+u(3)*(abs(u(2)<0.002)\&\&$$

$$u(3)<=(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2))),$$

де 12000 – маса комбайна;

$u(1)$ – сума вертикальних реакцій вибію на виконавчих органах;

$u(2)$ – миттєва швидкість корпусу комбайна;

$u(3)$ – сума сил, що діють на комбайн в напрямку подачі;

$0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2)$ – залежність коефіцієнта тертя від миттєвої швидкості комбайна.

Функція MATLAB `augers` задає умови проведення модельного експерименту щодо зміни опірності вугілля різанню у часі, товщину вугільного пласта, кут повороту виконавчих органів та їх лінійне переміщення, початкову швидкість комбайна до контакту з руйнованим пластом.

Функція `augers` викликає функцію `K103хсpp`, яка є функцією-обгорткою для виклику одноіменної функції, написаної на мові C++. Остання відкомпільована, що суттєво прискорює обчислення навантажень на виконавчих органах. яка і обчислює момент навантаження та сили реакцій вибію на виконавчих органах.

Лістинг функції `augers` наведено нижче.


```

function [dat] = augers(x,t)
% Фрмування навантажень на шнеках для ВСП
% Detailed explanation goes here

ap=300;

if t>=20
    ap=250;
end
if t>=40
    ap=200;
end
if t>=60
    ap=250;
end
if t>=80
    ap=300;
end

% -----

vp=-3/60;
gs(1)=-98/60*2*pi*t;
gs(2)=98/60*2*pi*t;

[res]= k103xcpp(x,gs,0.8,18,vp,ap);

dat(1)=-res(5)+res(6);
dat(2)=res(3)-res(4);
dat(3)=res(1)+res(2);
end

```

В програмі позначено:

x- координата переміщення комбайна;

t- модельний час;

ap – опірність вугілля різанню;

vp – швидкість подачі комбайна до контакту з пластом;

gs(1)- кут повороту випереджаючого шнека;

gs(2)- кут повороту відстаючого шнека;

98 об/хв – кутова швидкість обертання виконавчих органів;

0,8 – потужність пласта;

18 – кількість положень виконавчого органу, в яких розраховуються момент навантаження та реакції вибію на виконавчому органі;

res(1)- момент навантаження на випереджаючому шнеку;

res(2) - момент навантаження на відстаючому шнеку;

res(3)- вертикальна реакція на випереджаючому шнеку;

res(4)- вертикальна реакція на відстаючому шнеку;

res(5)- горизонтальна реакція на випереджаючому шнеку;

res(4)- горизонтальна реакція на відстаючому шнеку;

dat – масив вихідних даних, що використовується в Simulink моделі.

Перевірка працездатності розробленої Simulink моделі виконувалась під час синтезу та досліджень САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

Висновки до розділу 2

1) Розроблено еквівалентну схему САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

2) Розроблено математичну модель САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

3) Розроблено імітаційну модель в середовищі Simulink САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

З СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ З ДВОМА КЕРОВАНИМИ ПРИВОДАМИ

3.1 Попередня перевірка адекватності імітаційної моделі модернізованої САК комбайном з ВСП

Обов'язковою процедурою, що передуює виконанню синтезу, має бути перевірка адекватної роботи імітаційної моделі модернізованої САК комбайном з ВСП для проведених раніше модельних експериментів. Вказана процедура необхідна через те, що по перше – необхідно впевненість у адекватності моделі, по друге – це дає можливість відділяти вплив нових структурних та параметричних змін на роботу системи.

Для виконання означеної перевірки доцільно скористуватись результатами роботи [20], в якій розглядається САК комбайном з ВСП ідентична до взятої за основу в цій роботі перед виконанням завдань синтезу САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

На рис. 3.1 та рис. 3.2 наведено результати моделювання режиму холостого ходу комбайна при довжині тягового ланцюга відповідно 50 м та 300 м та швидкості подачі комбайна 5 м/хв, виконані на імітаційній моделі, розробленій в цій роботі. Вони ідентичні результатам такого ж моделювання в роботі [20],

На рис. 3.3 та рис. 3.4 наведено результати моделювання робочого режиму комбайна при довжині тягового ланцюга відповідно 50 м та 300 м, опірності вугілля різанню 250 Н/м та швидкості подачі комбайна 4 м/хв, виконані на імітаційній моделі, розробленій в цій роботі. Вони ідентичні результатам такого ж моделювання в роботі [20],

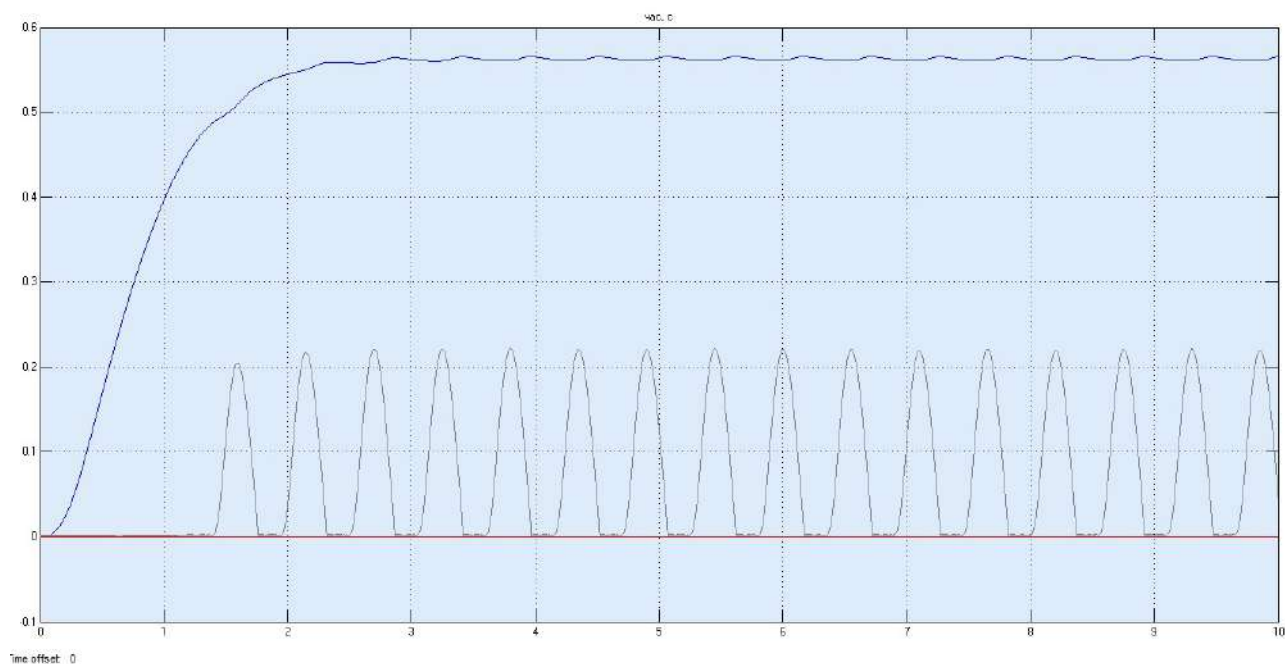


Рисунок 3.1 – Миттєва швидкість комбайна (зелена лінія) в режимі холостого ходу зі швидкості подачі (синя лінія) 5м/хв при довжині тягового ланцюга 50 м

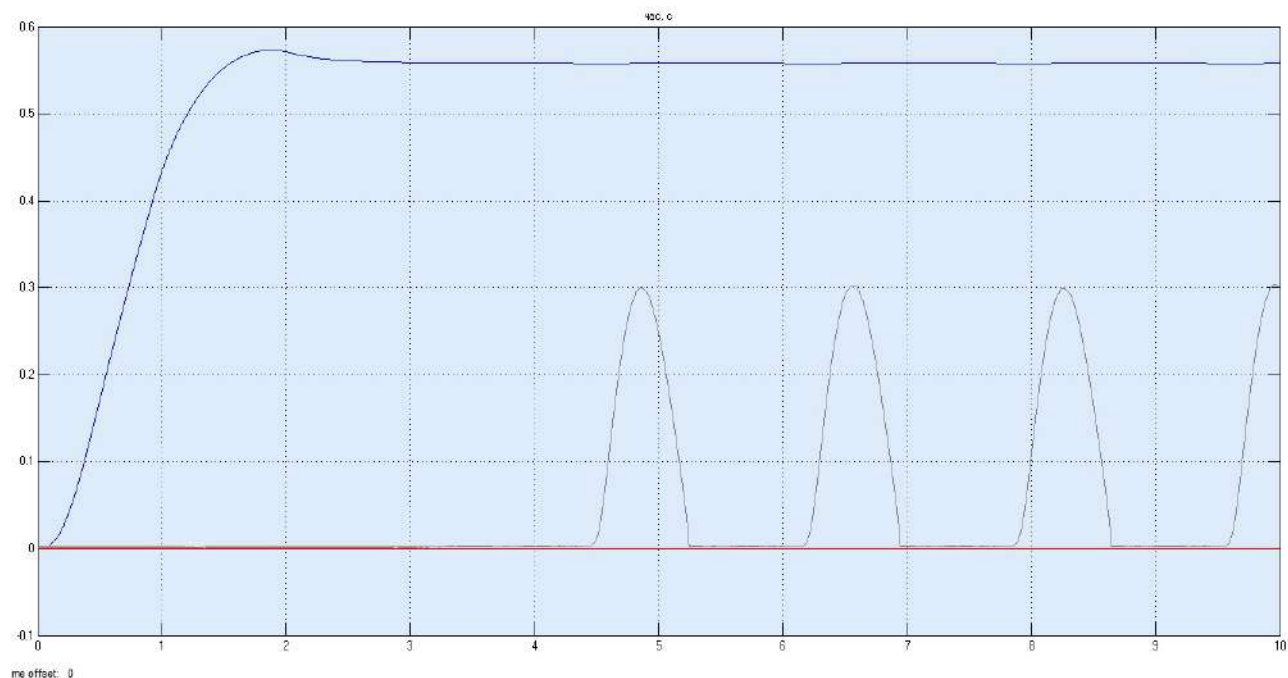


Рисунок 3.2 – Миттєва швидкість комбайна (зелена лінія) в режимі холостого ходу зі швидкості подачі (синя лінія) 5м/хв при довжині тягового ланцюга 300 м

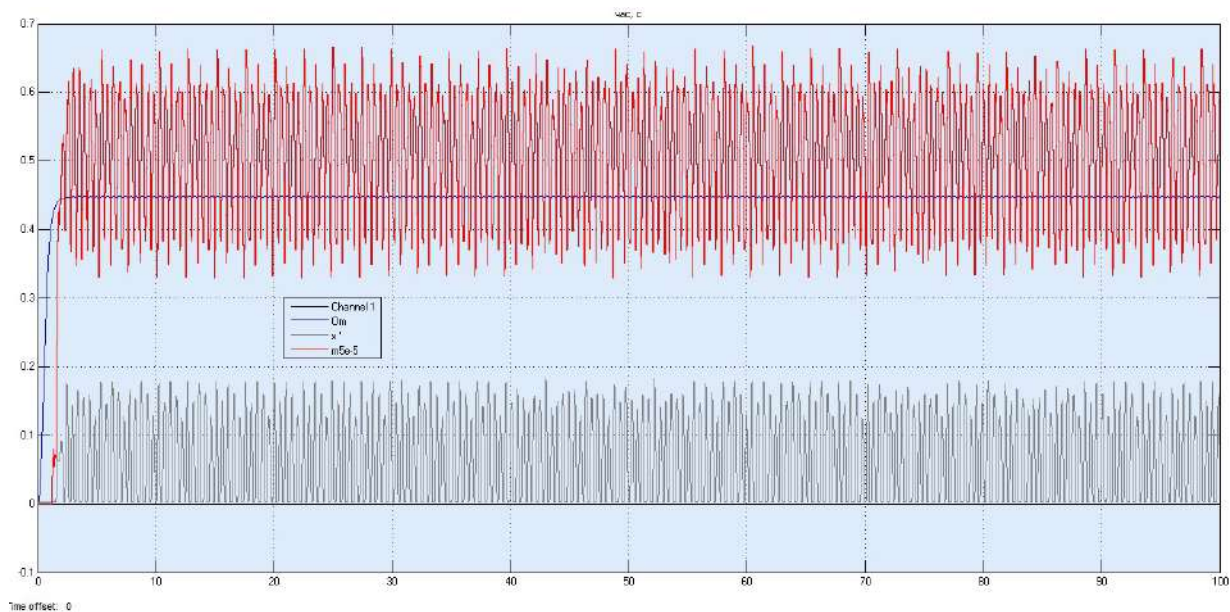


Рисунок 3.3 – Робочий режим комбайна при довжині ланцюга 50 м при швидкості подачі 4 м/хв та опірності вугілля різанню 250 Н/м

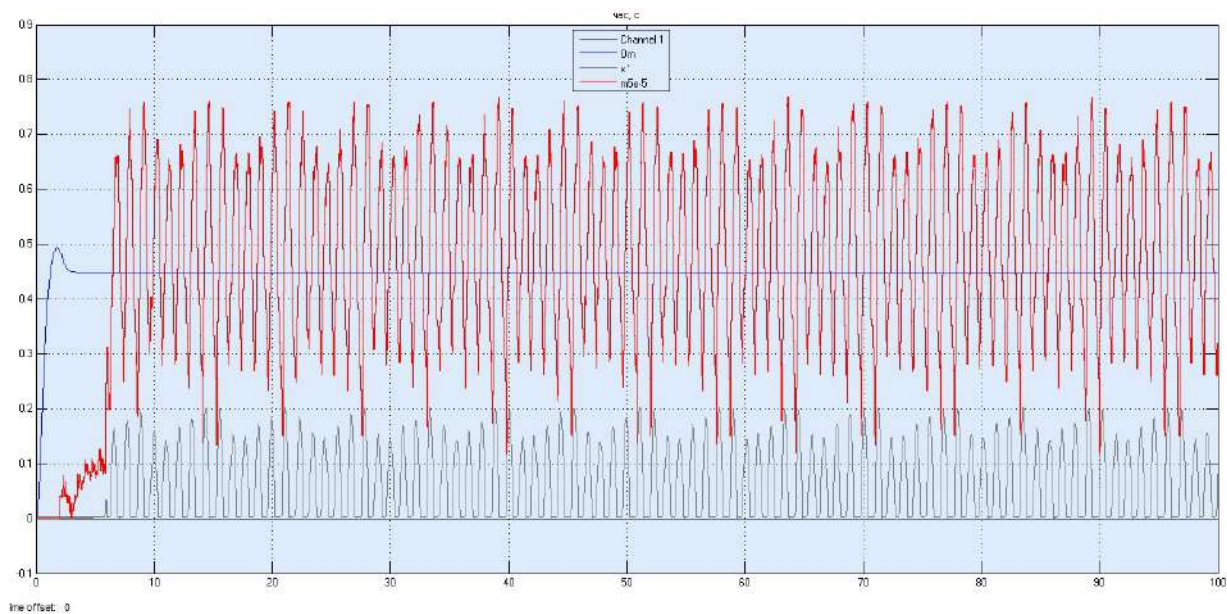


Рисунок 3.4 – Робочий режим комбайна при довжині ланцюга 300 м при швидкості подачі 4 м/хв та опірності вугілля різанню 250 Н/м

Тестування східчастої зміни опірності при постійній швидкості подачі 4 м/хв наведені на рис. 3.5 та рис. 3.6.

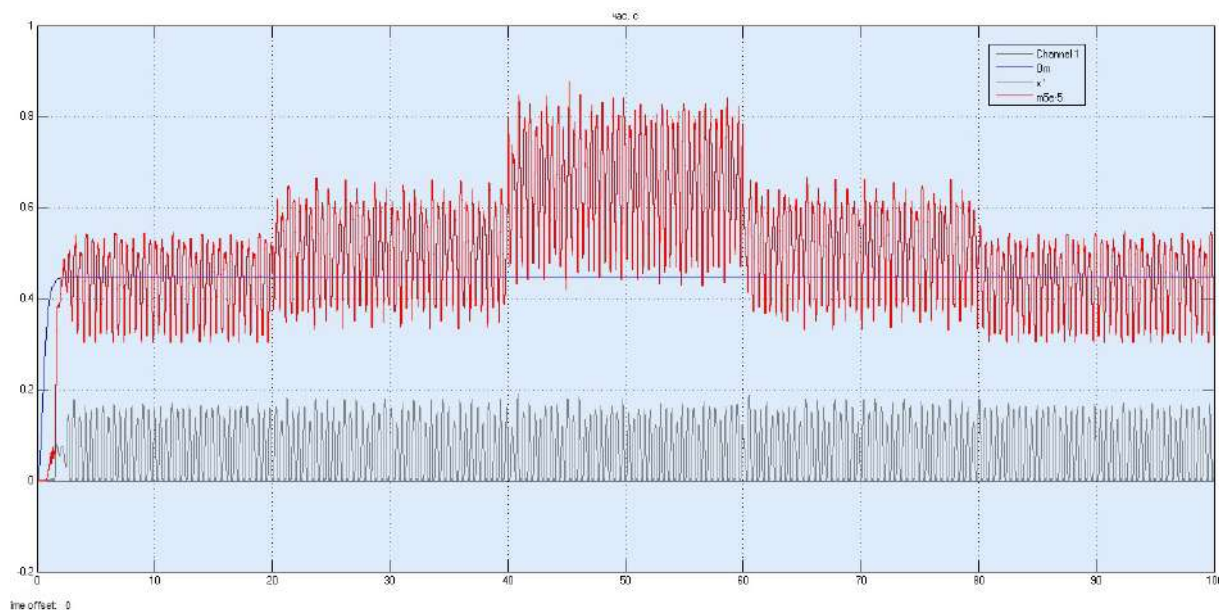


Рисунок 3.5 – Перехідні процеси зміни опірності при довжині ланцюга 50 м

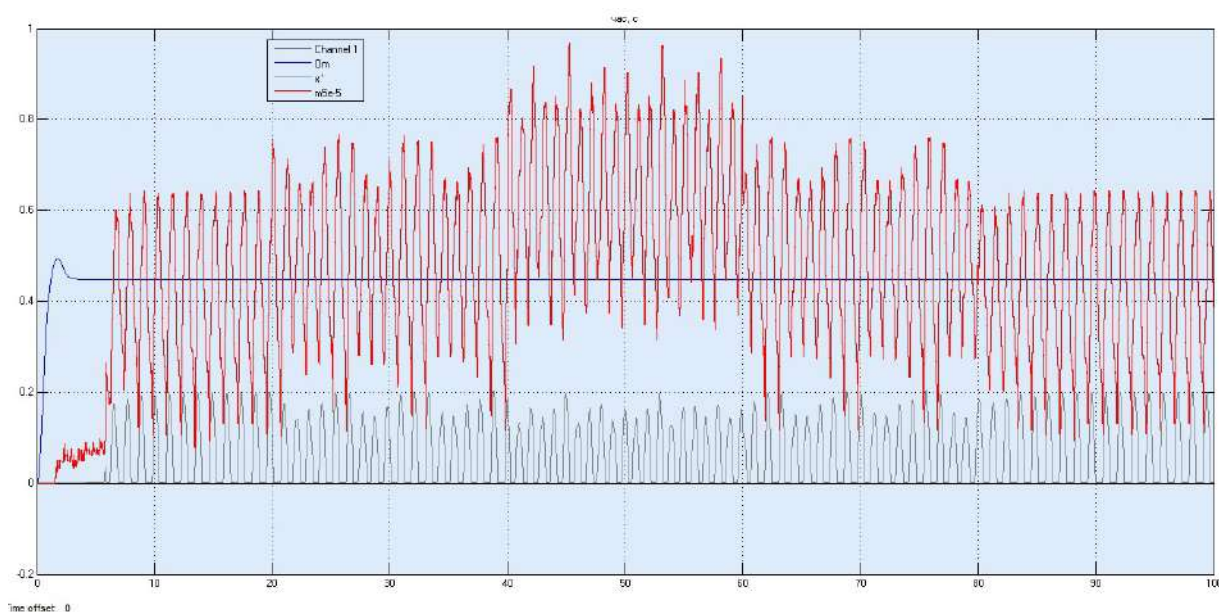


Рисунок 3.6 – Перехідні процеси зміни опірності при довжині ланцюга 300 м

Умови проведення цих експериментів наступні. На інтервалі часу 0-20 с опірність вугілля різанню задано 200 Н/м, на інтервалі часу 20-40 с опірність різанню стрибком збільшено до 250 Н/м, на інтервалі 40-60 с ще збільшення

до значення 350 Н/м. Далі у зворотному порядку зменшення опірності різанню на інтервалі 60-80 с до 250 Н/м, на інтервалі 80-100 с зменшення до 200 Н/м.

За результатами моделювання видно, що при обох довжинах тягового ланцюга відбуваються перехідні процеси збільшення та зменшення навантаження на виконавчих органах. При довгому ланцюгу 300 м тривалість вказаних перехідних процесів значно більша ніж при довжині 50 м. Це має місце в зв'язку з більш повільним встановленням синхронізації коливань корпусу комбайна збуреннями з виконавчих органів при менш жорсткому тяговому ланцюзі. Такі перехідні процеси повинні бути відокремлені від можливого впливу привода підтягування на тягнучий привод під час виконання синтезу САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

Також потрібно провести дослідження САК при малих швидкостях подачі через те, що при руйнуванні пласта з опірністю вугілля різанню близько 300 Н/м або при наявності в пласті породного прошарку чи при роботі з присічкою бокових порід, швидкість подачі комбайна знижується до 1,8 м/хв і нижче. При таких малих швидкостях подачі система стабілізації швидкості гірше підтримує швидкість привода подачі через те, що збільшується частка періодичної складової в сигналі завдання швидкості регулятора навантаження, що призводить до до коливань швидкості привода подачі з більшою амплітудою чим при більших швидкостях привода. Через це є необхідність досліджень робочого режиму при низькій швидкості подачі для короткого та довгого тягового ланцюга.

На рис. 3.7 та рис. 3.8. наведено результати дослідження робочого режиму при постійній завданій швидкості подачі близько 1.8 м/хв при довжині робочої гілки тягового ланцюга 50 м та 300 м при опірності вугілля різанню 300 Н/м.

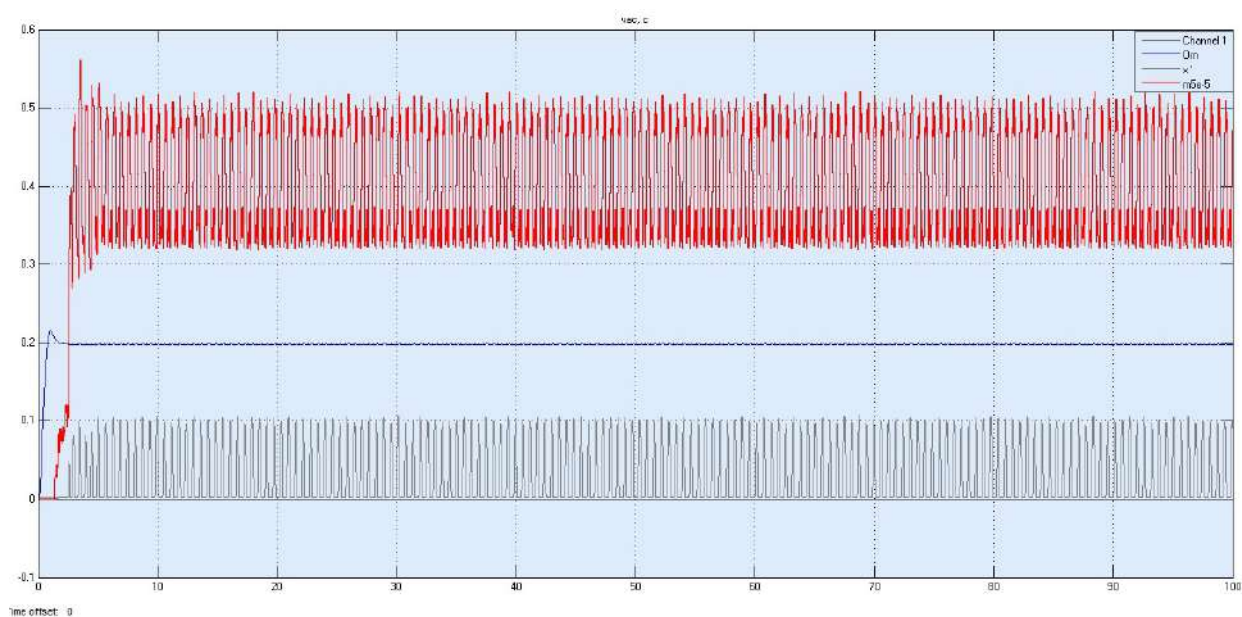


Рисунок 3.7 – Робочий режим комбайна при швидкості подачі 1,8 м/хв, опірності різанню 300 Н/м та довжині ланцюга 50 м

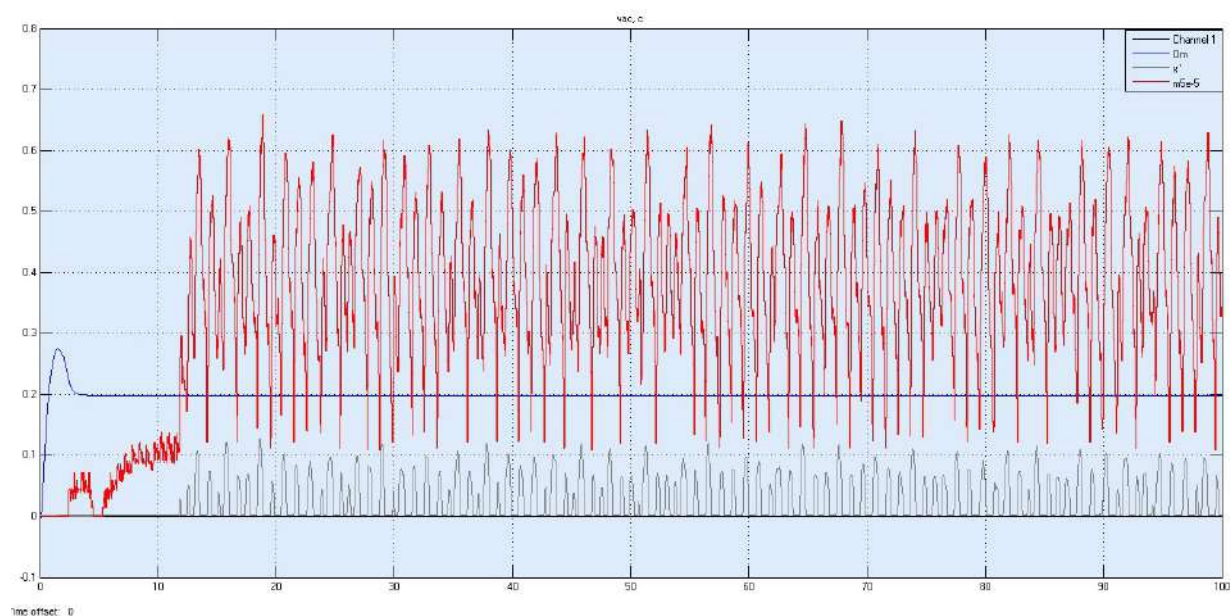


Рисунок 3.8 – Робочий режим комбайна при постійній швидкості подачі 1,8 м/хв, опірності різанню 300 Н/м та довжині тягового ланцюга 300 м

3.2 Синтез системи синхронізації кута повороту тягнучого привода та привода підтягування

Синхронізація кута повороту тягнучого привода та привода підтягування виконана шляхом вимірювання кутових швидкостей обох приводів з подальшим інтегруванням їх різниці. Значення інтегралу і буде різницею в кутах повороту приводів. Це відображує еквівалентна схема САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами на рис. 3.1. В математичні моделі знаходження різності кутів повороту має вид

$$\varphi = \int (\dot{\varphi}_n - \dot{\varphi}_t) dt \quad (2.4)$$

Важливим моментом в цьому виразі є те, що різниця (2.4) має бути від'ємною або нульовою, тобто кут повороту тягнучого привода має бути не меншим за кут привода підтягування інакше в нижній холостій гілці тягового ланцюга виникне пружне зусилля, яке буде втручатись в роботу тягнучого привода у вигляді збурення моменту на ньому.

Звичайно, для регулятора контуру синхронізації різниця кутів має бути додатною, оскільки завданні за швидкістю для внутрішнього контуру стабілізації швидкості привода підтягування має бути додатним. Для цього отримана від'ємна різниця має бути помножена на -1.

Початково, з огляду на повільну мінливість сили спротиву переміщенню ланцюга нижньої гілки, в якості регулятора контуру синхронізації кутів повороту приводів був випробуваний ПІ регулятор. Але через негативний фазовий зсув вхідного сигналу різності кутів в контурі синхронізації виникали знакозмінні низькочастотні коливання різності кутів малої амплітуди. Це означало наявність періодичного виникнення пружного зусилля в нижній холостій гілці і, отже, моменту збурення на тягнучому приводі, що неприпустимо.

У підсумку для контуру синхронізації було обрано ПД регулятор та визначені його налаштування: коефіцієнт передачі 100, коефіцієнт при похідній 0,4.

В якості підлеглого контуру системи стабілізації кутової швидкості привода підтягування для синтезованої САК синхронізації кутів повороту приводів було взято модернізовану САК внутрішнього контуру тягнучого привода. В ній для прискорення перехідних процесів струму збудження використовується біполярний керований випрямляч та охоплення обмотки збудження електромагнітного гальма ковзання негативним зворотним зв'язком за струмом.

3.3 Дослідження режимів роботи САК комбайном з ВСП з синтезованою системою синхронізації кута повороту тягнучого привода та привода підтягування

Результати дослідження різних режимів роботи САК комбайном з ВСП з синтезованою системою синхронізації кута повороту тягнучого привода та привода підтягування наведені на рис. 3.9... рис. 3.9. Загальним, що є в усіх модельних експериментах це спосіб, у який організовано мінливість кутової швидкості тягнучого привода подачі для перевірки відслідковування різності кута повороту САК синхронізації кутів. Швидкість тягнучого привода міняється регулятором навантаження внаслідок східчастої зміни опірності вугілля різанню.

На інтервалі часу 0-20 с опірність вугілля різанню задано 200 Н/м, на інтервалі часу 20-40 с опірність різанню стрибком збільшено до 250 Н/м, на інтервалі 40-60 с ще збільшення до значення 350 Н/м. Далі у зворотному порядку зменшення опірності різанню на інтервалі 60-80 с до 250 Н/м, на інтервалі 80-100 с зменшення до 200 Н/м.

На наведених осцилограмах зображено:

- чорною лінією – момент навантаження на виконавчих органах у масштабі $1:5e-5$;
- червоною – кутову швидкість тягнучого привода у масштабі $1:1$;
- синьою – кутову швидкість привода підтягування у масштабі $1:1$;
- фіолетовою – момент навантаження тягнучого привода, коричневою – різницю кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування у масштабі $1:1$;
- рожевою – миттєву швидкість комбайна у масштабі $1:1$.

Важливим чинником, що впливає на роботу САК комбайном з ВСП є довжина тягового ланцюга, оскільки його різна жорсткість по різному визначає взаємодію між тягнучим приводом та комбайном і, що є найбільш важливим у дослідженнях ефективності САК синхронізації, між тягнучим приводом та приводом підтягування.

На рисунках 3.9, 3.10 та 3.11 наведено результати моделювання синтезованої САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами для різних довжин тягового ланцюга.

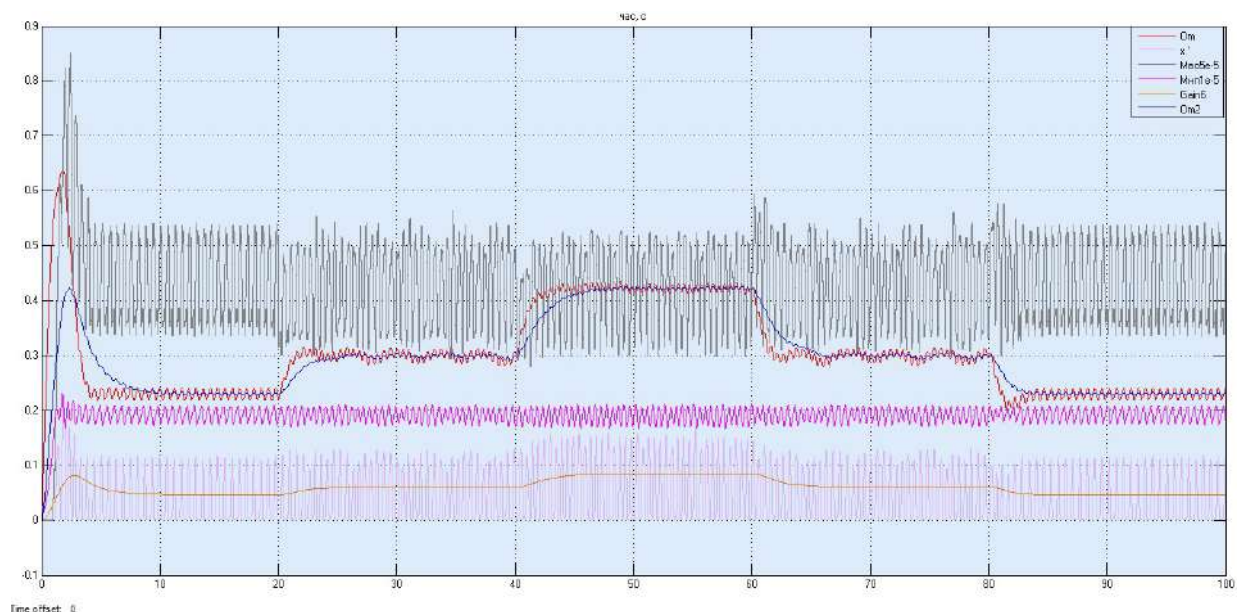


Рисунок 3.9 – Робочий режим синтезованої САК комбайном з ВСП при довжині ланцюга 50 м та навантаженні привода підтягування 100000 Н

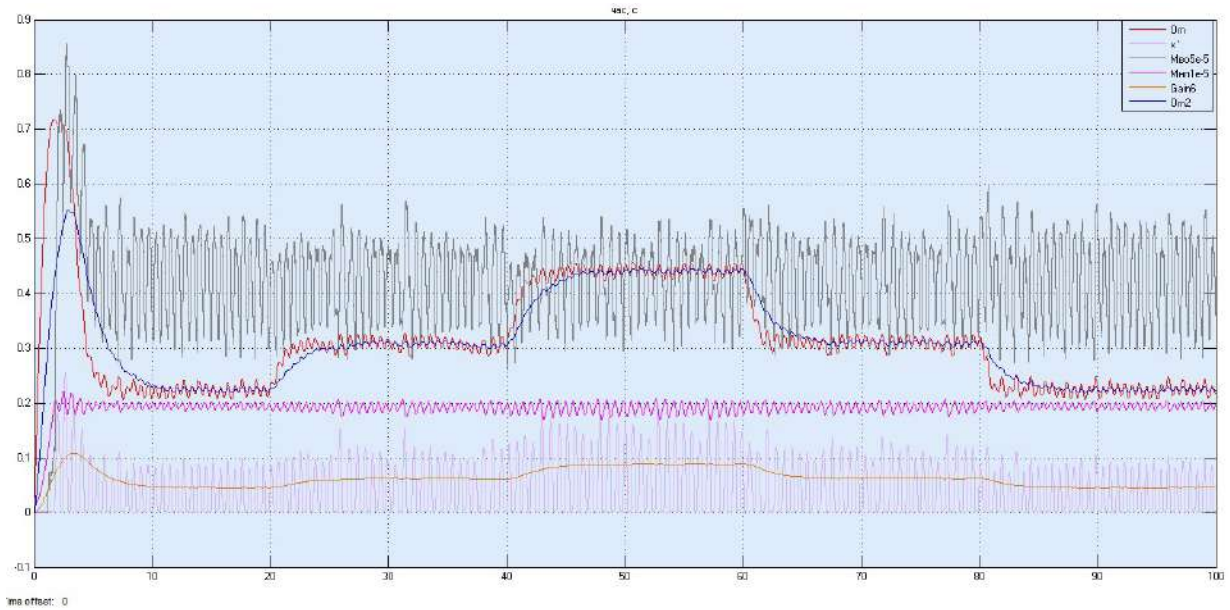


Рисунок 3.10 – Робочий режим синтезованої САК комбайном з ВСП при довжині ланцюга 100 м та навантаженні привода підтягування 100000 Н

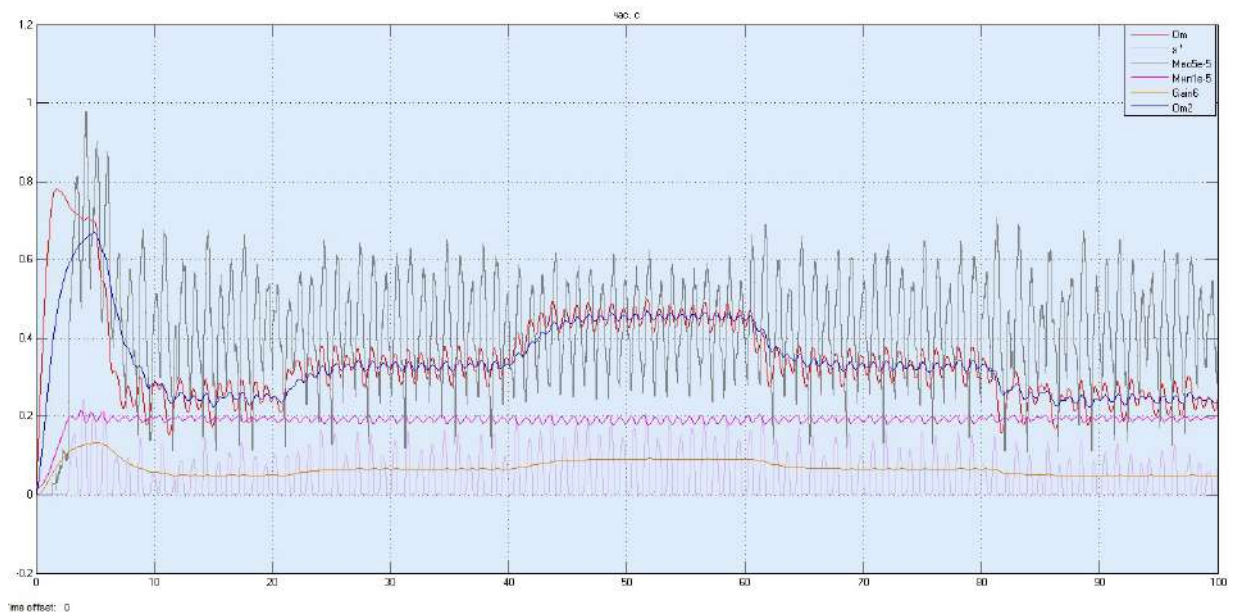


Рисунок 3.11 – Робочий режим синтезованої САК комбайном з ВСП при довжині ланцюга 200 м та навантаженні привода підтягування 100000 Н

Аналіз цих трьох рисунків показує, що після пуску приводів для всіх довжин тягового ланцюга та будь-якій мінливості швидкості тягнучого привода система синхронізації приводів підтримує різницю кутів повороту приводів не більше 0,09 рад. Позитивне значення різності означає

випередження кута тягнучого привода. Це важливо, оскільки з одного боку його малість у $0,09$ рад унеможливить прослизання ланцюга через зірку привода, з іншого – усуне виникнення пружного зусилля в нижній холостій гілці тягового ланцюга, а значить і втручання привода підтягування в роботу тягнучого привода у вигляді збурення за моментом навантаження для останнього. Таким чином, САК синхронізації інваріантна по відношенню до довжини тягового ланцюга.

Другим важливим чинником, що впливає на роботу системи синхронізації, є навантаження привода підтягування, що визначається силою спротиву переміщенню нижньої холостої гілки тягового ланцюга. При різних моментах навантаження привода підтягування тривалість перехідних процесів його кутової швидкості змінюється. Чим більше момент навантаження, тим більше тривалість перехідного процесу швидкості. В зв'язку з цим виконані дослідження САК синхронізації для різних моментів навантаження привода підтягування для найважчого режиму довжини тягового ланцюга 200 м. Результати моделювання вказаних режимів наведені на рис. 3.12 та рис. 3.13.

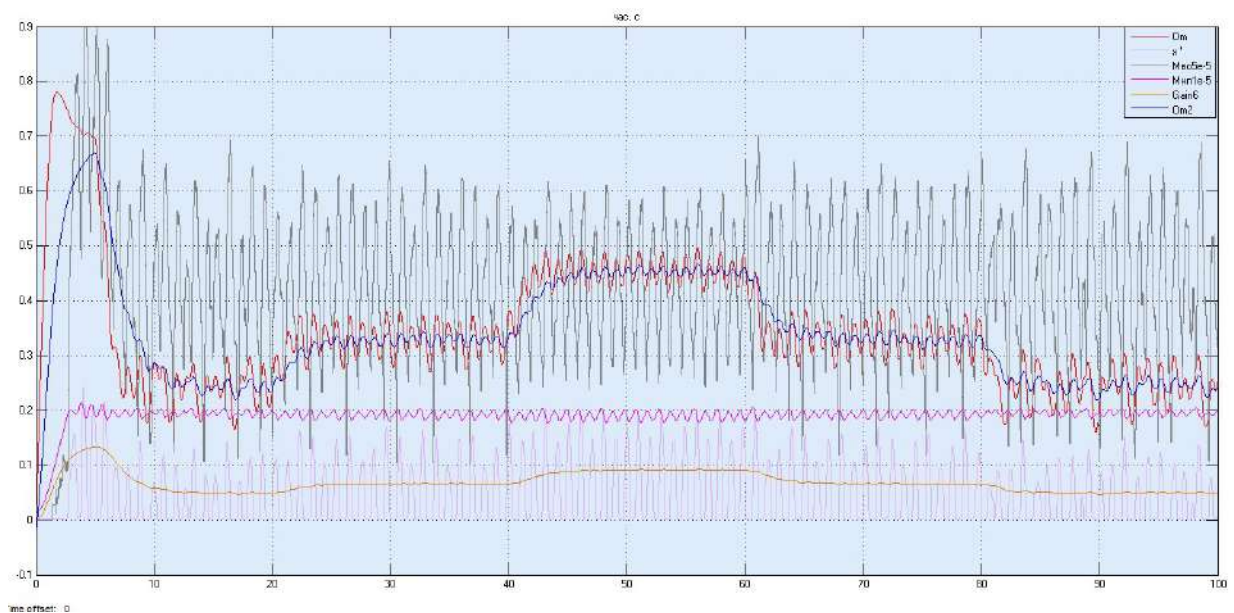


Рисунок 3.12 – Робочий режим синтезованої САК комбайном з ВСП при довжині ланцюга 200 м та навантаженні привода підтягування 200000 Н

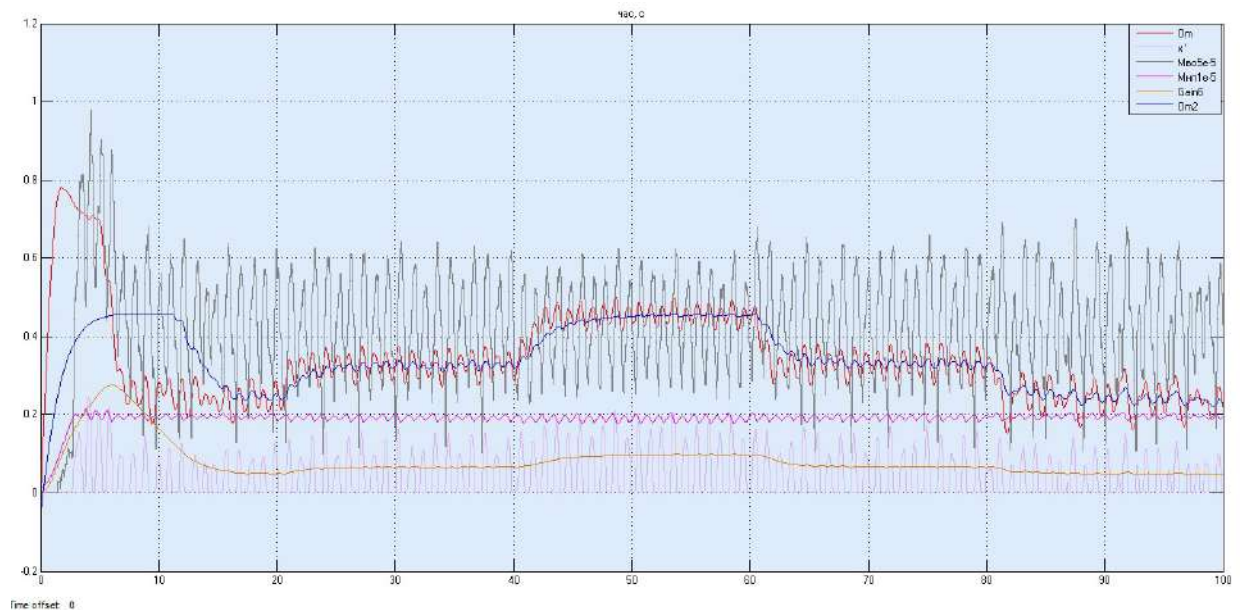


Рисунок 3.13 – Робочий режим синтезованої САК комбайном з ВСП при довжині ланцюга 200 м та навантаженні привода підтягування 300000 Н (максимальне паспортне значення)

Отримані результати моделювання для різних навантажень привода підтягування при довжині тягового ланцюга 200 м свідчать, що після пуску приводів подачі система синхронізації приводів підтримує вже вказане значення різності кутів повороту не гірше 0,09 рад. З чого можна стверджувати: система синхронізації кутів повороту приводів інваріантна до навантаження привода підтягування в усьому діапазоні навантажень, що вимагаються.

Ще одним фактором, який важливий для будь – якої системи автоматичного керування є її спроможність відпрацьовувати стрибки збурення. По відношенню до системи синхронізації кутів повороту це швидкі зміни навантаження привода підтягування, викликані досить швидким засуванням секцій кріпи вугледобувного комплексу під час роботи комбайна. Дослідження відпрацювання східчастої зміни навантаження привода підтягування системою синхронізації наведені на рис. 3.14 та 3.15.

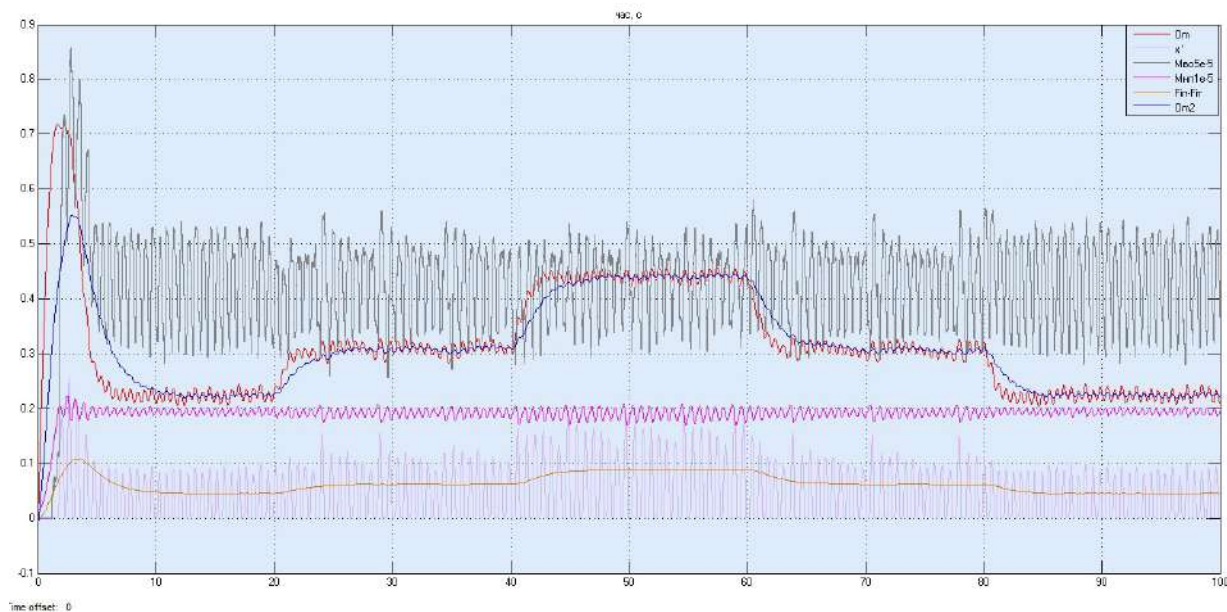


Рисунок 3.14 – Відпрацювання східчастих збурень зусилля переміщення нижньої гілки при довжині тягового ланцюга 100 м

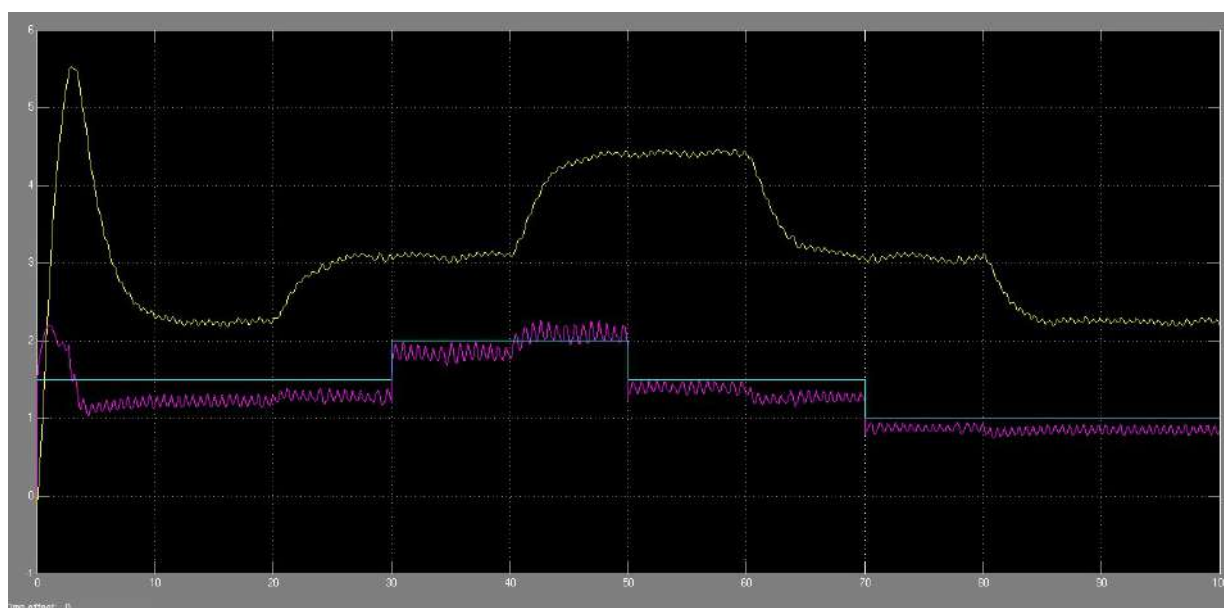


Рисунок 3.15 – Відпрацювання східчастих збурень зусилля переміщення нижньої гілки при довжині тягового ланцюга 100 м

На верхньому рисунку 3.14 потужні східчасті збурення ніяк не проявляються у кутовій різності. Нижній рисунок 3.15, на якому показано жовтим кутову швидкість привода підтягування у масштабі 1:1, фіолетовим

показано струм збудження в обмотці гальма ковзання у масштабі 1:10, блакитним показано східчасту зміну зусилля збурення масштабі 1:100000. Початкове зусилля у нижній холостій гілці 150000 Н, на 30 с стрибок підвищення до 200000 Н, на 50 с східчасте повернення до значення 150000 Н, на 70 с східчасте зниження до значення 100000 Н. Тільки реакція струму збудження на східчасті збурення показує як система синхронізації відпрацьовує їх так, що в різності кутів повороту це ніяк не проявляється.

Таким чином, доведено, що система синхронізації добре відпрацьовує збурення зусилля підтягування нижньої холостої гілки тягового ланцюга з тією ж різністю в кутах повороту приводів не більше 0,09 рад. Система інваріанта до збурень в нижній холостій гілці.

На показники роботи будь-якої технічної системи впливає розкид параметрів її складових, обумовлений допустимим відхиленням при їх виготовленні та зміною в процесі експлуатації. Через це виконані дослідження такого впливу на точність системи синхронізації кутів повороту приводів.

Експеримент проводився для найбільш динамічного режиму відпрацювання східчастих збурень в силі спротиву переміщенню нижньої холостої гілки тягового ланцюга, який розглянутий вище, а його результати наведені на рис. 3.14 та рис. 3.15.

В якості параметра, який має відхилення на 10% нижче за номінальний, було обрано найважливіший параметр електромагнітного гальма ковзання – крутний момент. Тобто, іншими словами механічні характеристики гальма ковзання по осі моменту (див. рис. 1.6) були помножені на 0,9. Результати модельного експерименту наведені на рис. 3.16 та рис. 3.17.

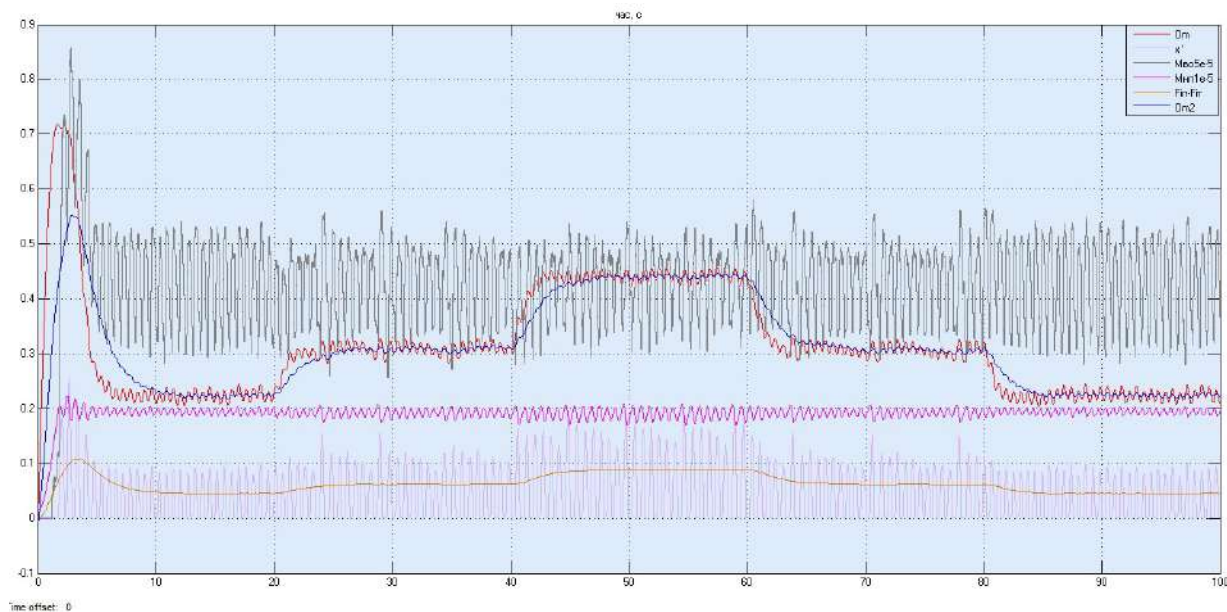


Рисунок 3.16 – Відпрацювання східчастих збурень зусилля переміщення нижньої гілки при довжині тягового ланцюга 100 м при зменшенні крутного моменту ЕГК на 10%

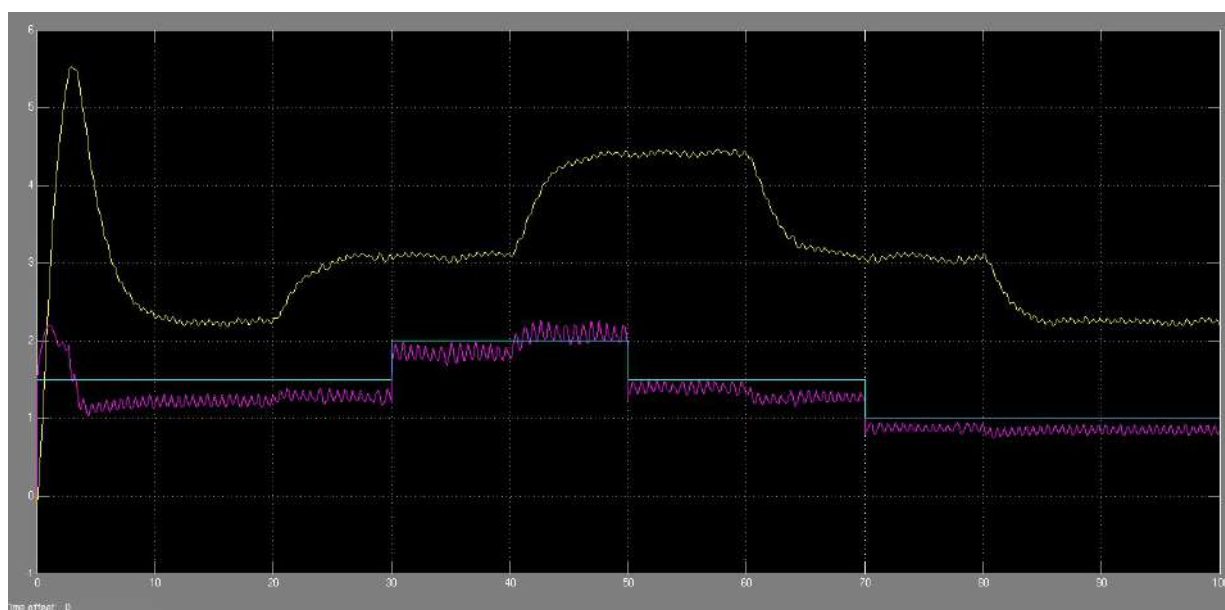


Рисунок 3.17 – Відпрацювання східчастих збурень зусилля переміщення нижньої гілки при довжині тягового ланцюга 100 м при зменшенні крутного моменту ЕГК на 10%

Як впливає з наведених результатів моделювання, де рис. 3.16 та рис. 3.17 зовні не відрізняються від 3.14 та рис. 3.15, Система синхронізації кутів приводів інваріантна до розкиду параметрів.

3.3.1 Розгляд синтезу системи синхронізації кутів приводів за завданням швидкості приводу підтягування від регулятора навантаження

Альтернативою структурного синтезу системи синхронізації кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування за різністю кутів була синхронізація швидкості приводів. За цим альтернативним способом завдання за швидкістю системі стабілізації швидкості привода підтягування задавалось від регулятора навантаження привода виконавчих органів як це робиться для тягнучого привода.

На рис. 3.18 наведено модельний експеримент, в якому через розкид параметрів, зокрема зниження крутного моменту ЕГК, показано як тягнучий привод випереджає за кутом повороту привод підтягування.

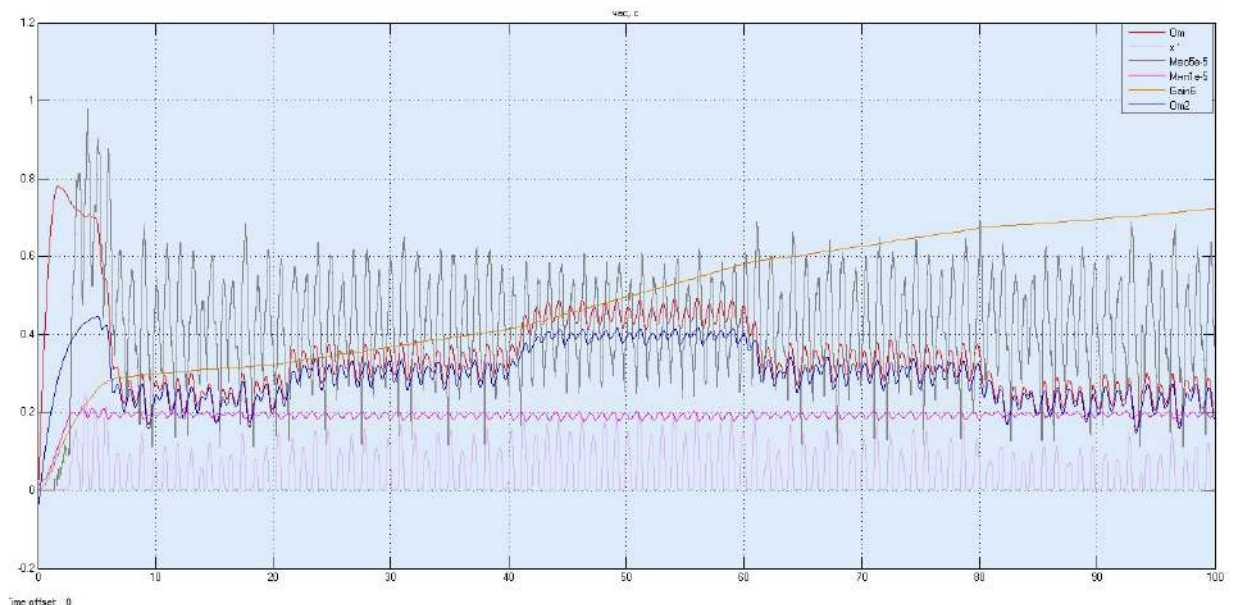


Рисунок 3.18 – Відставання привода підтягування при максимальному зусиллі навантаження в 300000 Н через зниження його моменту при довжині ланцюга 200 м

Тобто, приводу підтягування через максимальний за технічним паспортом момент навантаження, який відповідає тяговому зусиллю в нижньому холостому ланцюзі 300000 Н, не вистачає крутного моменту. Різність кутів повороту монотонно зростає за рахунок випередження тягнутого привода. Це означає провисання тягового ланцюга на тягнутому приводі і початок його прослизання.

Той же модельний експеримент, але при зниженні зусилля спротиву переміщенню нижнього холостого ланцюга до 100000 Н, показано на рис. 3.19.

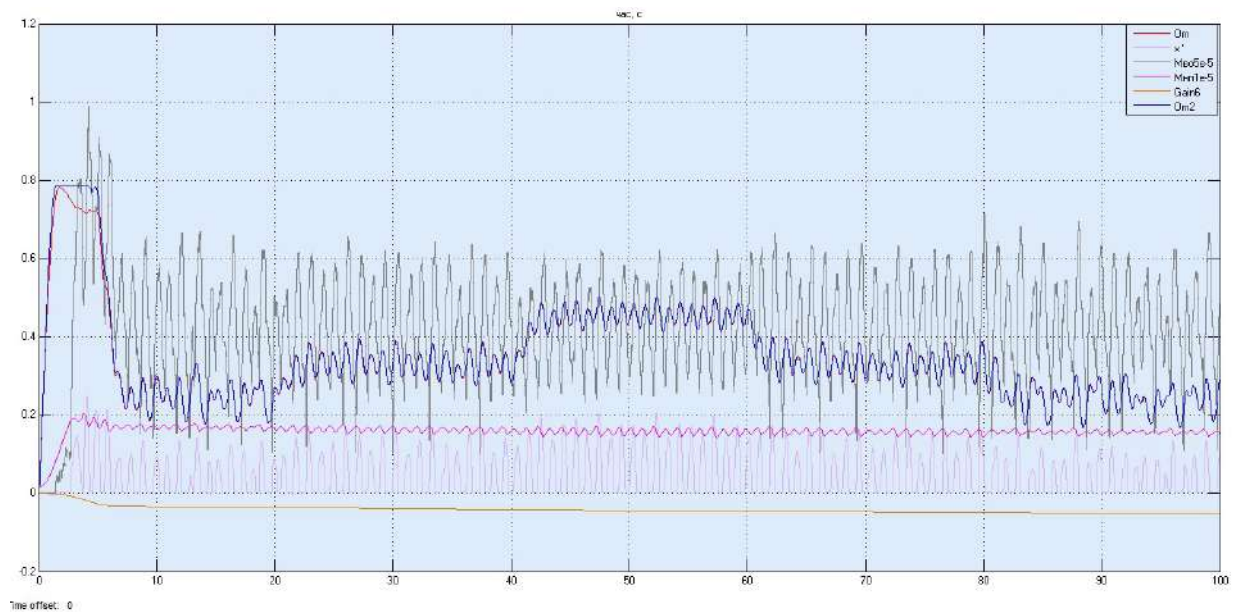


Рисунок 3.19 – Випередження привода підтягування при зусиллі навантаження в 100000 Н через зниження його моменту при довжині ланцюга 200 м

В цьому модельному експерименті привод підтягування навантажений менше ніж тягнучий привод. Через хоч і велику, але кінцеву жорсткість механічних характеристик, що створюються ідентичними підлеглими контурами стабілізації швидкості обох приводів, менше навантажений привод підтягування спричиняє його більшу кутову швидкість ніж у тягнутого привода. А це означає появу пружного зусилля між приводами,

яке, монотонно зростає. Це зростання буде до тих пір, поки навантаження обох приводів не вирівняються. Така ситуація буде повторюватись постійно при кожній зміні швидкості приводів від регулятора навантаження. Таким чином, має місце режим, при якому привод підтягування втручається в роботу тягнучого привода, через пружне зусилля в нижній гілці зростають енерговитрати та знос тягового ланцюга.

Важливо звернути увагу на те, що на рис. 3.19 швидкість привода підтягування нібито ідеально співпадає зі швидкістю тягнучого привода. Насправді це не так, що підтверджує рис. 3.20, де показано збільшений фрагмент рисунка 3.19. На цьому рисунку видно, що кутова швидкість привода підтягування хоч і на малу величину більше за швидкість тягнучого привода. Через це різниця кутів повороту приводів негативна, а пружне зусилля в нижній холостій гілці тягового ланцюга монотонно зростає, як це показано на рис. 3.21.

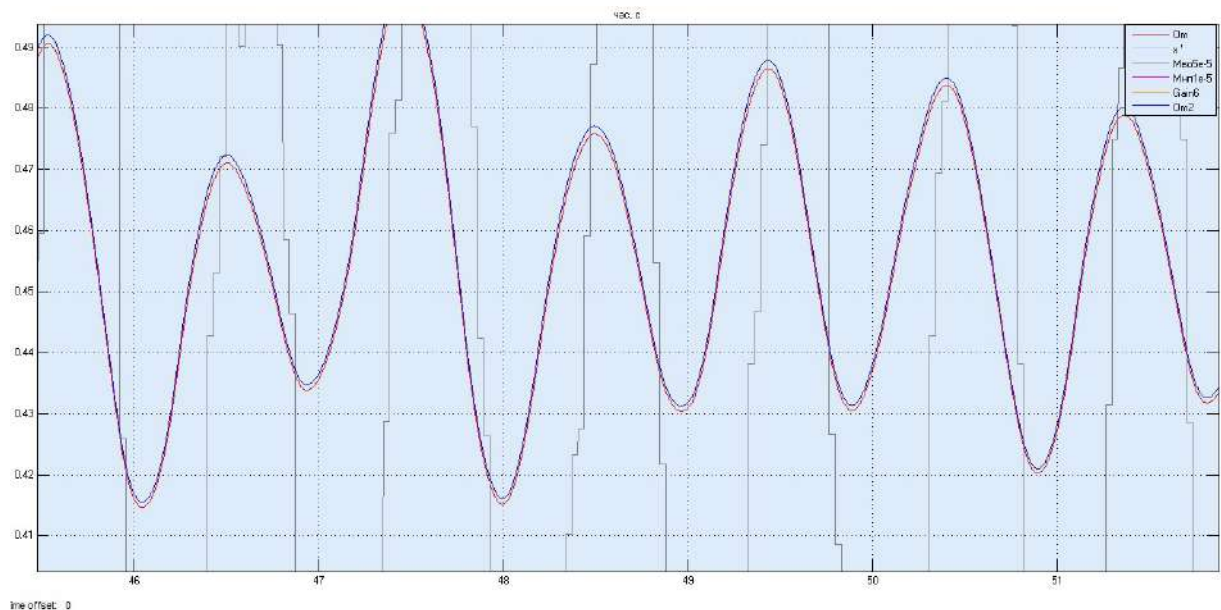


Рисунок 3.20 – Збільшений фрагмент рисунка 3.19, кутова швидкість привода підтягування більше за швидкість тягнучого привода

Зауважимо, що рис. 3.19, 3.20 та 3.21 відображують один процес.

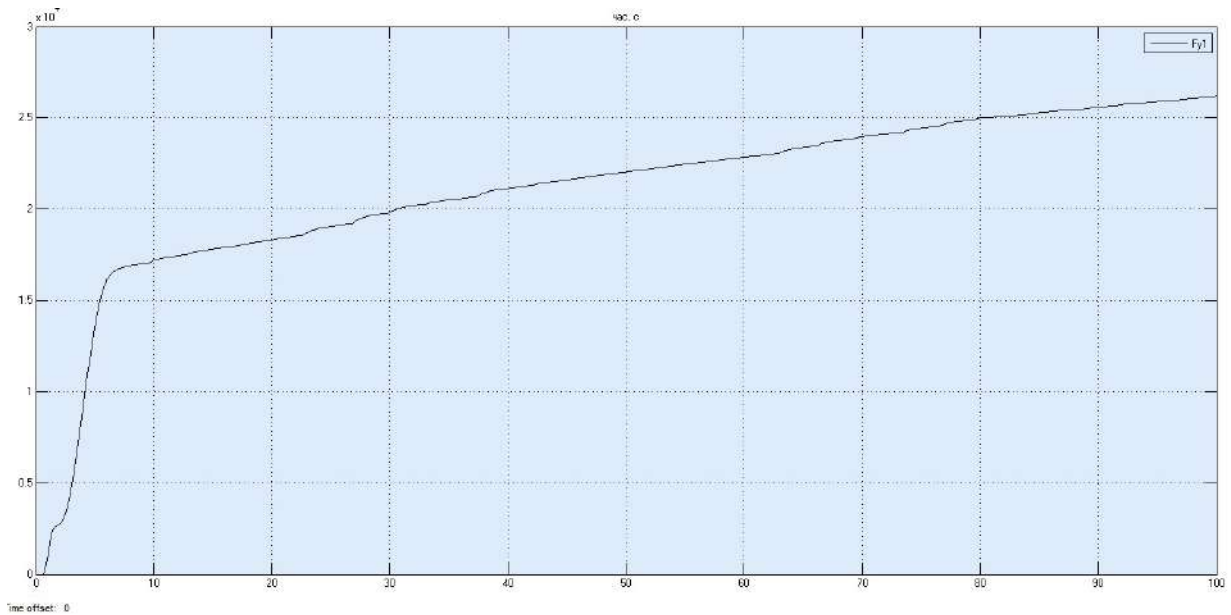


Рисунок 3.21 – Зростання пружного зусилля в нижній холостій гілці тягового ланцюга

Цікавим та корисним з точки зору побудови системи синхронізації є модельний експеримент, в якому внутрішні контури ідентичні, завдання за швидкістю їм задається від регулятора навантаження, але навантаження приводів різне.

Системи керування швидкістю є статичними системами, тобто, вони відпрацьовують регульовану величину з статичною помилкою, яка залежить від величини збурення. В даному випадку збуреннями для приводів подачі є моменти їх навантаження. Оскільки вони різні, то і статичні помилки за швидкістю різні. У підсумку приводи обертаються з різною кутовою швидкістю. Навіть коли така різниця мала з часом різниця в кутах повороту приводів накопичується, що спричиняє або провисання ланцюга на тягнучому приводі або виникнення пружного зусилля між приводами вказаними вище наслідками.

На рис. 3.22 та рис.3.23 показано як через зміну швидкості тягнучого привода та його навантаження змінюється кутова різниця між приводами. Спочатку вона позитивна, що і має бути, але часом різниця стає негативною і стає причиною виникнення пружного зусилля між приводами.

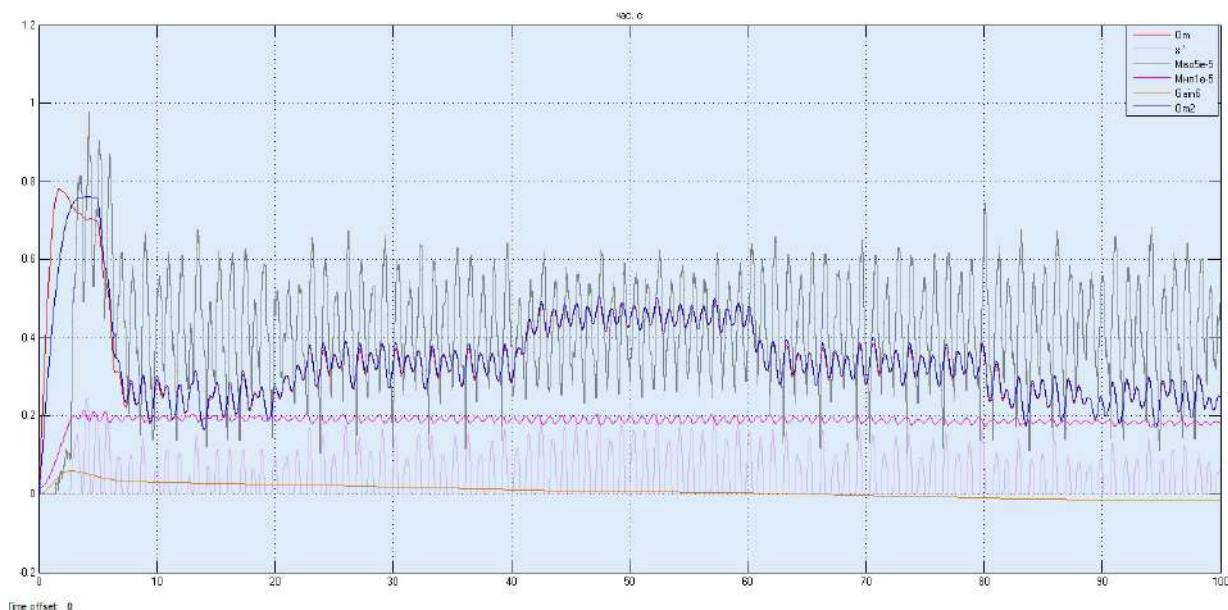


Рисунок 3.22 – Зміна знаку кутової різниці через зміну навантаження тягнучого привода при регулюванні його швидкості через статизм системи стабілізації швидкості приводів

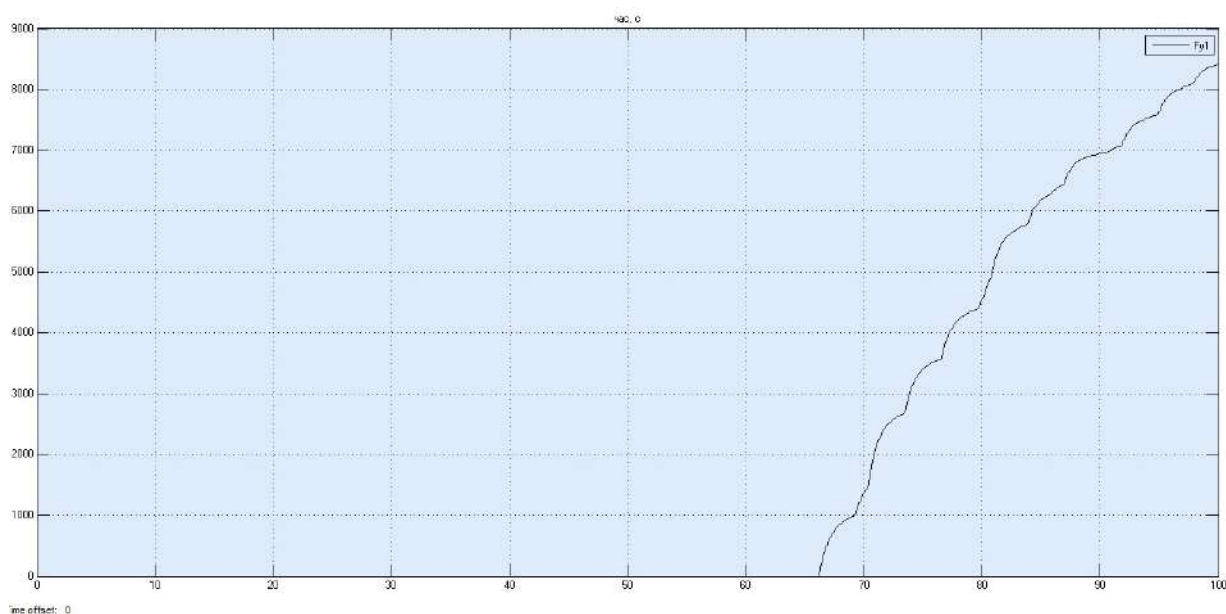


Рисунок 3.23 – Виникнення пружного зусилля між приводами та його зростання при зміні знаку кутової різності з позитивного на негативний

Вказаний недолік можливо усунути шляхом адаптації систем стабілізації швидкості приводів до зміни навантаження. Але така система

синхронізації буде суттєво складнішою в порівнянні з синхронізацією за кутовою різністю.

Висновки до розділу 3

1) Виконано структурний та параметричний синтез системи синхронізації кутів повороту тягнучого привода та привода підтягування за різністю кутів двох приводів. Зовнішній контур системи синхронізації має ПД закон регулювання. Коефіцієнт передачі ПД регулятора 100, коефіцієнт при похідній 0,4.

2) Максимальна похибка різності кутів складає не більше ніж 0,09 рад при випередженні кута тягнучого привода, що забезпечує усунення всіх розглянутих недоліків ручного налаштування привода підтягування.

3) Дослідженнями синтезованої системи синхронізації доведено, що вона є інваріантною до мінливості швидкості тягнучого привода, довжини тягового ланцюга, східчастих збурень зусилля спротиву переміщенню нижньої холостої гілки тягового ланцюга та розкиду параметрів САК привода підтягування.

4). Відповідно до завдання магістерської роботи створено САК комбайном з ВСП з двома керованими приводами.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз літератури з дослідження комбайнів з винесеною системою подачі свідчить, що режим роботи ВСП при якому тягнучий привод керується автоматично, а привод підтягування працює на м'якій характеристиці, що налаштовується вручну, спричиняє нераціональні режими роботи винесеної системи подачі, які можуть бути усунені САК ВСП з двома керованими приводами.

2. Для виконання синтезу САК комбайном ВСП з двома керованими приводами, в якій забезпечується синхронізація кутів повороту приводів, розроблена еквівалентна схема, математична модель та Simulink модель названої системи.

3. Синтезовано структуру та параметри двоконтурної системи синхронізації кутів повороту приводів, яка забезпечує різницю в кутах повороту приводів не більше 0,09 рад. Підлеглим контуром в ній є система стабілізації швидкості привода підтягування, котра ідентична системі стабілізації швидкості тягнучого привода. Зовнішнім контуром є ПД регулятор, який на основі різниці кутів повороту приводів виробляє завдання за швидкістю підлеглому контуру. Синтезовано параметри ПД регулятора: коефіцієнт передачі 100, коефіцієнт при похідній 0,4.

4. Синтезована САК комбайном з ВСП інваріантна до мінливості швидкості тягнучого привода, до довжини тягового ланцюга, збурень зусилля в нижній холостій гілці тягового ланцюга та розкиду параметрів САК привода підтягування. Завдання роботи виконані.

5. Розглянуто заходи з охорони праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вынесенная система подачи комбайна УКД200 – 250 типа ВСПК [Электронный ресурс] // ХМЗ «Свет шахтера». – 2008. – Режим доступа до статті: http://www.shaht.kharkov.ua/files/index_1.html.
2. Апаратура РЭТ УХЛ5 [Электронный ресурс]. – Режим доступа до статті: <http://elektro-mehanik.ru/files/file/45-apparatura-ret-ukhl5/>
3. KLASCHKA GMBH & CO . – Режим доступа до статті: <https://pe-ko.com.ua/uk/catalogue/klaschka-gmbh-n-co/?letter=K>.
4. Гуревич Л.С. Электрослесарю добычного и проходческого оборудования: Справочник\ под общ. ред. В.А. Антипова. – 2-е изд. перераб. и доп. – Донецк: Донбасс, 1989. – 159с.
5. Ковальчук А.Н. Протокол заводских испытаний блока вынесенной системы подачи БП ВСП за 24.08.2006 г., / А.Н. Ковальчук - ОАО «ХМЗ «Свет шахтера», г. Харьков. 2006. – 35с.
6. Поцепаев В.В. Исследование динамики и выбор рациональных параметров вынесенного привода подачи очистных комбайнов: дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Поцепаев В.В. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1985. – 197 с.
7. Дубинин С.В., Бурлака О.М. Исследование переходных процессов автоматизированного электропривода на основе электромагнитного тормоза скольжения // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: “Обчислювальна техніка та автоматизація”. – Донецьк, 2010 № 19(171) с.54-59.
8. Усовершенствованный метод имитации динамических нагрузок привода резания очистного комбайна / В.Е. Бурдин, Б.Д. Либерман, В.В. Поцепаев, В.Л. Советов. - Науч. тр. / ИГД им. А.А. Скочинского, 1984, вып. 228. Параметры и надежность машин для подземной добычи угля, с. 57 – 65.

9. Поцєпаєв В.В Математична модель навантажень на виконавчих органах видобувного комбайна / В.В. Поцєпаєв // Матеріали сьомої міжнародної науково-технічної конференції "Моделювання і комп'ютерна графіка" 18-24 вересня 2017 року, м. Покровськ, м. Київ . – м. Покровськ: ДонНТУ, 2017. – 285 с. С. 263-266.
10. Поцєпаєв В.В. Вибір моделі навантажень на виконавчих органах в завданнях аналізу та синтезу САК видобувним комбайном/ В.В. Поцєпаєв, О.І. Воропаєв // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: “Обчислювальна техніка та автоматизація”. – Покровськ, 2019 № 1(32)’2019 с.17-26.
<https://science.donntu.edu.ua/ota/arxiv-zbirniku/vipusk-1-32/>
11. Бойко Н.Г. Перемещение очистных комбайнов с гибким тяговым органом/ Бойко Н.Г.// Наукові праці ДонНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. - 2012. - № 23 (196). - С.11-18.
12. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа вынесенной системы перемещения очистного комбайна / Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 14 (127) , Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2007, С. 139 -147.
13. Математическая модель для исследования рабочих процессов частотно-регулируемой вынесенной системы перемещения очистного комбайна // Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. / Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования / Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш».- Донецк.-Астро, 2008.- С.351-369.
14. Кондрахин В.П., Мельник А.А., Косарев В.В., Стадник Н.И., Мезников А.В. Моделирование рабочих режимов вынесенной системы перемещения очистного комбайна, оснащенной частотно-регулируемым приводом// Наукові праці Донецького національного

- технічного університету. Серія: «Гірничо-електромеханічна». – 2008. – Вип. №16 (142), с.141 – 148.
15. Дубинин С.В. Снижение динамических нагрузок и повышение эффективности вынесенной системы подачи очистных комбайнов [Текст] дисс. канд. техн. наук/ С.В. Дубинин. – Донецк, 1991. – 209 с.
 16. Моногаров Д.А., Поцепаев В.В. Вдосконалення динамічних характеристик винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання видобувного комбайна // Науковий вісник ДонНТУ. – 2024. – Вип. №1 (12), с.121 – 128.
 17. Тараненко О.В. Розробка модернізованої системи автоматичного керування видобувним комбайном: кваліфікаційна робота бакалавра / О.В. Тараненко. – Луцьк: ДонНТУ, 2023. – 63 с.
 18. Денисенко В.Д. Модернізація системи автоматичного керування винесеним приводом подачі видобувного комбайна: кваліфікаційна робота бакалавра / О.В. Тараненко. – Луцьк: ДонНТУ, 2023. – 63 с.
 19. А.с. 1461919 (СССР). Способ управления вынесенной системой подачи очистного комбайна / Донавтоматгормаш. Авт. изобрет. С.В. Дубинин, В.В. Поцепаев, Л.Я. Красик, И.Т. Сидоренко Заявл. 04.03.87, № 4204123. опубл. в Б.И. 1989, № 8.
 20. Ткаченко О.І. Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології». ДВНЗ ДонНТУ, Луцьк, 2023.
 21. Н.О. Сімченко, Ю.В. Лазар Проблеми і пріоритети забезпечення охорони праці на підприємствах вугільної галузі // Актуальні проблеми економіки №7(133), НАУ – 2012

22.Костюченко М.П. “Основи охорони праці”, “Охорона праці в галузі”.

Ч.1. Загальні питання та менеджмент охорони праці: Навч.-методичний посібник. – Донецьк: Вид-во ДУІ і ШІ, 2012. – 158с.

ДОДАТОК А – Охорона праці

1. Потенційні небезпеки і шкідливості на об'єкті дослідження

В роботі досліджується і розробляється система автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі з двома керованим приводами.

Видобувні комбайни є основною і важливою вуглевидобувною технікою на шахтах України.

Вугільна шахта – це гірниче підприємство підвищеної небезпеки, під час виробничої діяльності в підземних виробках якої можуть виникнути небезпечні та шкідливі виробничі чинники (НШВЧ), від дії яких працівники мають бути захищені.

До НШВЧ на підприємстві відносяться:

- рухомі частини виробничого обладнання;
- підвищена температура поверхонь обладнання;
- підвищена температура повітря робочої зони (несприятливий мікроклімат);
- підвищений рівень шуму та вібрації від обладнання;
- підвищене значення напруги в електромережі;
- підвищений вміст метану, вугільного пилу;
- значна фізична напруга;
- відсутність або нестача природного освітлення.

Комбайн експлуатується згідно з вимогами «Правил техніки безпеки, що діють, для вугільних шахт», технічних стандартів для експлуатації електрообладнання у вугільних шахтах.

При виїмці пластів небезпечних по раптових викидах вугілля і газу застосовується дистанційне управління комбайном.

2. Основні шкідливі виробничі фактори, що впливають на умови праці робітників відділу АСУ ТП

До основних шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, пов'язаних з роботою на персональному комп'ютері належать: напруга зорових органів та перевтомлення очей; навантаження на кисті рук та пальці; тривале знаходження в статичному стані, що викликає застійні явища в організмі; випромінювання різного виду (рентгенівське, електромагнітне, інфрачервоне, статистичні поля); механічні шуми, пов'язані з роботою кулера, дискового приводу, оргтехніки; іонізація повітря; виділення в повітря робочого приміщення різних хімічних речовин (озон, триметілфосфат, біфеніли); небезпека статичної електрики.

До психологічно шкідливих факторів можна віднести розумову напругу та нервово-емоційне перевантаження, які виникають внаслідок підвищеної концентрації уваги. Усі ці фактори негативно впливають на здоров'я працівників відділу АСУ ТП та сприяють виникненню професійних захворювань: комп'ютерний зоровий синдром; радіохвильова хвороба; синдром висихання рогівки ока; кистьовий тунельний синдром; захворювання шкіри; захворювання кишкового тракту; серцево-судинні захворювання; комп'ютерна алергія.

3. Заходи щодо поліпшення умов праці робітників відділу АСУ ТП

Для зменшення шкідливого впливу негативних факторів виробничого середовища на працівників відділу АСУ ТП необхідно вжити заходів щодо поліпшення їх умов праці: при облаштуванні робочих місць з ПК не допускати розміщення комп'ютеру у підвальних приміщеннях; приміщення має бути обладнане системою опалення, кондиціонування повітря, вентиляцією; для боротьби зі статичним полем підтримувати відносну вологість повітря на рівні 50-60% за допомогою кондиціонування, для підлоги використовувати матеріали з антистатичного матеріалу; дотримуватися параметрів: площа на одного працюючого – 6 м², об'єм – 20 м³; відстань від робочого місця з ПК до стіни з вікном повинна становити не

менше ніж 1,5 м, від інших стін – на відстані 1 м, а відстань між столами – 1,5 м; не застосовувати для обробки приміщення полімерні матеріали, що виділяють шкідливі хімічні речовини; відстань від екрану комп'ютера до очей повинна складати 50-70 см; час праці за ПК не повинен перевищувати 20 годин на тиждень, при цьому робити перерву кожні 45 хвилин на 5 хвилин.

Для зменшення шкідливого впливу негативних факторів виробничого середовища робоче місце з ПК повинно відповідати наступним гігієнічним вимогам: екран та клавіатура повинні розташовуватись на оптимальній відстані від очей користувача, що становить 600...700 мм; висота робочої поверхні робочого столу має регулюватися в межах 680...800 мм; робочий стіл повинен мати простір для ніг заввишки не менше ніж 600 мм, завширшки не менше ніж 500 мм, завглибшки (на рівні колін) не менше ніж 450 мм, на рівні простягнутої ноги - ніж 650 мм.

Для зменшення негативного впливу мобільного апарату необхідно: скоротити до мінімуму час розмови по телефону; обирати мобільний телефон з мінімальним значенням SAR (Specific Absorbtion Rate). SAR – одиниця виміру питомої величини поглинання випромінювання організмом людини; максимальна потужність випромінювання телефону. Максимальне значення SAR у Європі складає 2 Вт/кг;[4] підносити термінал до вуха після з'єднання з абонентом. Під час здійснення з'єднання збільшується потужність випромінювання телефону.

Згідно з приведеними вимогами можемо розробити схему необхідного розташування робочих місць, яка приведена на рис. 1:

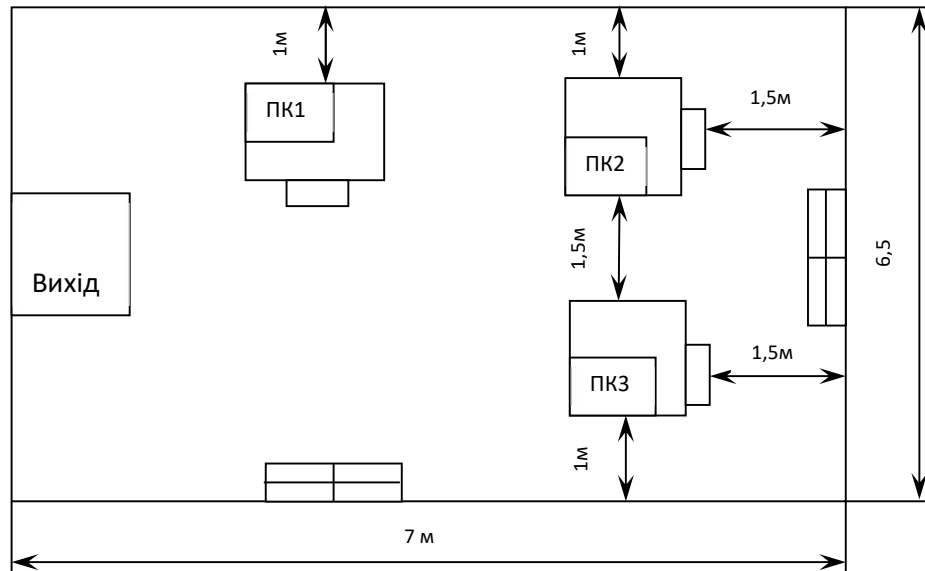


Рисунок А1 – Облаштованість робочих місць із ПК відділу

Таким чином, дотримано всіх вимог. При цьому працюючі не звернені обличчям до вікна при роботі за комп'ютером.

4. Розрахунок кондиціонування та вентиляції для відділу АСУ ТП

У відділі АСУ ТП є джерела екстремальних температур, тому необхідно визначити необхідні умови їх вентилявання. Витрату повітря у відділі з додатковим тепловиділенням визначаємо по формулі:

$$L = \frac{Q_{над}}{c \cdot p (t_b - t_n)}, \quad (A.1)$$

де $Q_{над}$ - надлишкове виділення тепла в робочому приміщенні, ккал/год.;

c - теплоємність повітря (0,237 ккал/кг);

p - обсягова вага повітря (1,226 кг/ м³);

t_b - температура витяжного повітря (26°С);

t_n - температура повітря, що притікає (18°С).

Розрахуємо надлишкове надходження тепла по формулі:

$$Q_{над} = Q_{уст} + Q_{пер} + Q_{осв} + Q_{ср}, \quad (A.2)$$

де $Q_{уст}$ - виділення тепла від устаткування;

$Q_{пер}$ - виділення тепла робітниками;

$Q_{осв}$ - надходження тепла від електричного освітлення;

$Q_{ср}$ - надходження тепла від сонячної радіації через вікна.

Визначимо виділення тепла від устаткування по формулі:

$$Q_{уст} = P \cdot K_a \cdot K_b \cdot 860 \text{ ккал/год}, \quad (A.3)$$

де P - сумарна потужність устаткування, кВт/год;

K_a - коефіцієнт установленної потужності (0,95);

K_b - коефіцієнт одночасної роботи (1,0).

$$Q_{уст} = [(x_1 \cdot k_1) + (x_2 \cdot k_2) + (x_3 \cdot k_3) + (x_4 \cdot k_4)] \cdot K_a \cdot K_b \cdot 860 \text{ ккал/год}, \quad (A.4)$$

де x - кількість системних блоків, моніторів, принтерів, кондиціонерів відповідно; k - потужність системних блоків, моніторів, принтерів, кондиціонерів відповідно.

Розрахуємо:

$$Q_{уст} = [(3 \cdot 0,5) + (3 \cdot 0,1) + (1 \cdot 0,4) + (1 \cdot 6,3)] \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 860 = 490,2 \text{ ккал/год}. \quad (A.5)$$

Визначимо виділення тепла від обслуговуючого персоналу за допомогою формули:

$$Q_{пер} = n \times g, \quad (A.6)$$

де n - кількість працюючих;

g - кількість тепла, що виділяє один працівник за годину (100 ккал/год.)

Розрахуємо:

$$Q_{пер} = 6 \times 100 = 600 \text{ ккал/год}. \quad (A.7)$$

Визначимо надходження тепла від електричного освітлення по формулі:

$$Q_{\text{осв}} = E_{\text{м}} \cdot g_1 \cdot S, \quad (\text{A.8})$$

де $E_{\text{м}}$ – нормована освітленість для цієї зорової роботи, приймаємо рівним 400 лк;

g_1 – питоме тепловиділення на 1 м² підлоги при 1 лк освітленості (для люмінесцентних ламп – 0,05 ккал/год.);

S – площа приміщення, м².

Розрахуємо:

$$Q_{\text{осв}} = 400 \cdot 0,05 \cdot 45,44 = 908,8 \text{ ккал/год.} \quad (\text{A.9})$$

Визначимо надходження тепла від сонячної радіації через вікна по формулі:

$$Q_{\text{ср}} = F \cdot g_2 \cdot K_{\text{осл}}, \quad (\text{A.10})$$

де F - площа віконних прорізів (1,55 м²);

g_2 - кількість тепла, що надходить через 1 м² віконного прорізу (65 ккал/год.);

$K_{\text{осл}}$ - коефіцієнт ослаблення, приймаємо - 0,4.

Розрахуємо:

$$Q_{\text{ср}} = 1,55 \cdot 65 \cdot 0,4 = 40,3 \text{ ккал/год.} \quad (\text{A.11})$$

Визначимо кількість надлишкового тепла:

$$Q_{\text{над}} = 490,2 + 600 + 908,8 + 40,3 = 2039,3 \text{ ккал/год.} \quad (\text{A.12})$$

Визначимо витрати повітря в приміщенні:

$$L = \frac{2039,3}{0,237 \cdot 1,226 \cdot (26-18)} = 877,31 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (\text{A.13})$$

Існуюча в наявності система вентилявання має продуктивність 600 куб. м./годину, але це не задовольняє необхідним нормативам. Потрібно замінити функціонуючу систему вентилявання на більш потужнішу. Параметри мікроклімату на робочих місцях регламентуються ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Відповідно доданих санітарних норм температура повітря, швидкість руху повітря і відносна вологість у холодні періоди року повинна складати 22-24 градуса по Цельсію, 0,1 метра в секунду і 40-60 % відповідно. У теплі періоди року температура повітря повинна складати 23-25 градусів Цельсія, рухливість повітря 0,1-0,2 метрів секунду, вологість 40-60 %. Температура може коливатися від 22 до 26 градусів Цельсія при збереженні всіх інших параметрів мікроклімату. Вище зазначені норми цілком відповідають фактичним відділу АСУ ТП.

5. Розрахунок системи загального рівномірного освітлення з лампами розжарювання

Розміри відділу: довжина ($a=7,1$ м), ширина ($b=6,4$ м), висота ($h=3$ м). Визначимо норми освітлення та розрахункову висоту для виділених зон. Мінімальна освітленість за нормами $E=400$ лк. Приміщення має світлу побілку: коефіцієнт відбиття - $P_{\text{стелі}} = 70\%$, $P_{\text{стін}} = 50\%$. Висота робочих поверхонь (столів) $h_p = 0,7$ м. Для освітлення прийнято світильники типу УПМ-15, які підвищуються до стелі, відстань від світильника до стелі $h_c = 0,5$ м. Мінімальна освітленість за нормами $E=400$ лк.

1) Визначимо висоту підвісу світильників над підлогою:

$$h_0 = H - h_c = 3 - 0,5 = 2,5 \text{ м.} \quad (\text{A.14})$$

Для світильників загального освітлення з лампами розжарювання потужністю до 200 Вт мінімальна висота підвісу над підлогою відповідно до СНіП П-4-79 повинна бути у межах 2,5 - 4,0 м, залежно від характеристики світильника. В нашому випадку вона відповідає цій вимозі.

- 2) Визначимо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$h = h_0 - h_p = 2,5 - 0,7 = 1,8 \text{ м.} \quad (\text{A.15})$$

Рівномірність освітлення досягається при відповідному співвідношенні відстані між світильниками (L) і висоти їх підвісу (h).

- 3) Визначимо рекомендовану відстань між світильниками:

$$L = 0,7h = 0,7 \cdot 1,8 = 1,26 \text{ м.} \quad (\text{A.16})$$

- 4) Розрахуємо необхідну кількість світильників:

$$N = \frac{ab}{L^2} = \frac{7,1 \cdot 6,4}{1,16^2} = 33,77 \approx 35 \quad (\text{A.17})$$

Приймаємо 35 світильників, враховуючи розміри приміщення розміщуємо їх у 3 ряди по 7 штук.

- 5) Світловий потік лампи світильника визначається за формулою:

$$\Phi_{\text{л}} = \frac{E \cdot K_3 \cdot S \cdot Z}{N \cdot n \cdot \eta} \text{ ккал / год}, \quad (\text{A.18})$$

де E - нормативна освітленість, лк;

K_3 - коефіцієнт запасу, що враховує зниження освітленості в результаті забруднення та старіння ламп (1,5);

S - площа приміщення, що освітлюється, м^2 ;

Z - коефіцієнт нерівномірності освітлення для ламп розжарювання (=1,15);

N - кількість світильників;

n - кількість ламп у світильнику;

η - коефіцієнт використання світового потоку, який визначається за світлотехнічними таблицями залежно від показника приміщення (i) та коефіцієнтів відбиття стін та стелі.

6) Визначимо показник приміщення для кожної зони:

$$i = \frac{ab}{h(a+b)} = \frac{7,1 \cdot 6,4}{1,8 \cdot (7,1 + 6,4)} = 1,8 \quad (\text{A.19})$$

7) З таблиці 3.25 [2] знаходимо коефіцієнт використання ($\eta = 0,52$) для світильників УПМ-15 (при $P_{\text{стелі}} = 70\%$, $P_{\text{стін}} = 50\%$).

8) Світловий потік одного світильника, а значить і лампи, оскільки за конструктивним виконанням у світильнику цього типу встановлена лише одна лампа, дорівнює:

$$\Phi = \frac{E \cdot S \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{400 \cdot 45,44 \cdot 1,5 \cdot 1,15}{35 \cdot 0,52} = 1722,73 \text{ лм} \quad (\text{A.20})$$

9) З таблиці 3.27 [2] обираємо лампу БК (біспіральна криптонова) потужністю 100 Вт, світловий потік якої становить 1450 лм. Хоча це значення менше розрахованого на 14%, однак не перевищує встановлену норму ($-0\% < \Delta\Phi_{\text{л}} < +20\%$). Сумарна електрична потужність усіх світильників, встановлених у приміщенні становить:

$$\Sigma P_{\text{св}} = P \cdot N = 100 \cdot 35 = 3,5 \text{ кВт.} \quad (\text{A.21})$$

6. Пожежна безпека

У приміщенні відділу АСУ ТП основні міри для забезпечення пожежної безпеки визначає Інструкція про заходи пожежної безпеки для службових приміщень. Вона є обов'язковою для виконання всіма співробітниками. В інструкції про засоби пожежної безпеки для службових приміщень забороняється: улаштовувати тимчасові електромережі, застосовувати саморобні плавкі вставки в запобіжниках, прокладати електричні проводи безпосередньо по пальній основі, експлуатувати світильники зі знятими ковпаками (розсіювачами), використовувати саморобні подовжувачі, що не відповідають вимогам Правил пристрою електроустановок; пристосовувати вимикачі, штепсельні розетки для підвішування одягу й інших предметів, обгортати електролампи і світильники, заклеювати ділянки електромережі пальною тканиною, папером; використовувати побутові електрокип'ятильники, чайники тощо без непалених підставок, залишати без нагляду включеними в електромережу кондиціонери, комп'ютери, рахункові і друкарські машинки і т.п.; захаращувати підступи до засобів пожежогасіння, використовувати пожежні крани, рукави і пожежний інвентар не за призначенням, зберігати документи, різні матеріали, предмети й інвентар у шафах (нішах) інженерних комунікацій; курити (крім спеціально відведених для цього адміністрацією місць, позначених написом «Місце для паління» і забезпечених урною чи попільницею з непаленого матеріалу), проводити зварювальні й інші вогневі роботи без оформлення відповідного дозволу, застосовувати легкозаймисті рідини.

7. Безпека при надзвичайних ситуаціях на підприємстві

Меблі й устаткування повинні розміщатися таким чином, щоб забезпечувався вільний евакуаційний прохід до дверей виходу з приміщення (шириною не менше 1 м). Евакуаційні шляхи і виходи необхідно постійно держати вільними, нічим не захаращувати. Засоби протипожежного захисту в приміщеннях потрібні триматися у справному стані.

У випадку виявлення пожежі слід: негайно повідомити державну пожежну охорону за телефоном «101», вказати при цьому адресу, кількість

поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, своє прізвище; повідомити про пожежу керівництву, а в нічний час черговому охоронцю;

У разі можливості почати гасіння пожежі наявними засобами, організувати зустріч пожежних підрозділів.

При виникненні пожежі у початковій стадії його розвитку випромінюється тепло, токсичні продукти згоряння, імовірні руйнування будівельних споруд. Тому слід як можна швидше провести евакуацію людей із палаючої будівлі. Показником ефективності евакуації є час, протягом якого працівники можуть при необхідності залишити окремі приміщення і будівлю в цілому. Безпека евакуації досягається тоді, коли час евакуації не перевищує час настання критичної фази розвитку пожежі, тобто часу від початку пожежі до досягнення граничних для людини впливів факторі пожежі (критичних температур, ступені задимлення, зниження концентрації кисню і т.п.). Число евакуаційних виходів повинно бути не менш двох. Вони повинні розташовуватися розсереджено.

Двері на шляхах евакуації повинні відкриватися у напрямку виходу із будівлі. У кожному приміщенні на видному місці повинен бути вивішений план евакуації при пожежі. При пожежі обов'язково необхідно враховувати небезпечні чинники і механізм їх дії на людину. Користуватися ліфтом категорично забороняється. Шахта ліфта є шляхом для поширення диму і отруйних продуктів горіння, до того ж при пожежі ліфт часто відключають і можна опинитися в пастці при пожежі.

Якщо ви знаходитесь в приміщенні де немає пожежі, але відрізани вогнем, димом, високою температурою від головних шляхів евакуації, то в першу чергу необхідно заважити доступу диму і продуктів горіння в це приміщення. Для чого необхідно негайно закрити усі щілини у дверях та під ними змоченими водою ганчірками, рушниками, робочими халатами та іншим.

Якщо приміщення все ж заповнено димом, необхідно підповзти до вікна, закрити при цьому рот та ніс змоченою тканиною, яка грає роль фільтру та в певної мірі захищає від продуктів горіння.

Рухатись у задимленій зоні поповзом або максимально пригнувшись, необхідно тому що більшість нагрітих газоподібних отруйних речовин та дим збираються у верхній зоні приміщення, окрім цього, в приміщенні при горінні температура на рівні очей людини у 6 разів вище за температуру на рівні полу, до того ж внизу завжди зберігається більша концентрація кисню. Коли ви опинились біля вікна трохи відкрийте його та дихайте через щілину, очікуючи прибуття пожежників. При їх прибутті негайно зверніть на себе увагу. Ніколи не стрибайте через вікно без відомої на це необхідності (кожний другий стрибок з 4-го поверху при пожежі - смертельний).