

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 «Синтез регулятора навантаження в модернізованій системі
автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою
подачі та його порівняння з промисловим регулятором»

Виконав : студент 2 курсу, групи СУАм-23
(шифр групи)

напряму спеціальності 174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані
технології та робототехніка
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Соловйов Д.О.
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник зав. каф., к.т.н., доцент Поцєпаєв В. В.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент зав. каф., к.т.н., доц. Колларов О.Ю.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент доц., к.т.н., доц. Штепа О.А.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

Дар'я Жуковська

08.12.2024 р

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

Студент _____
(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 «Синтез регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі та його порівняння з промисловим регулятором»

Виконавець, студент
гр. СУАм-23

_____ **Даніїл СОЛОВЙОВ**
(підпис, дата, Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник

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

Консультанти:

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

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

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

Нормоконтроль

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

Дрогобич – 2024 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій та автоматизації

Кафедра автоматика та телекомунікацій

Освітній ступінь магістр

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

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

_____ / Поцепаєв В.В.

“ _____ ” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Соловйову Даніїлу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Синтез регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі та його порівняння з промисловим регулятором
керівник роботи: Поцепаєв 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 швидкодії перехідних процесів модернізованої системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі

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

1) Проаналізувати промислову та існуючі в науковій літературі системи керування комбайнами з винесеною системою подачі.

2) Розробити математичну модель модернізованої САК комбайном з винесеною системою подачі.

3) Виконати синтез регулятора САК модернізованою винесеною системою подачі комбайна.

4) Виконати порівняльні дослідження синтезованого та промислового регулятора навантаження.

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	-	08.12.2024 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 модернізованої САК комбайном з винесеною системою подачі.	10.11.24	
3	Виконати синтез регулятора САК модернізованою винесеною системою подачі комбайна та порівняльні дослідження синтезованого та промислового регулятора.	05.12.24	
4	Розробка заходів з охорони праці.	08.12.24	
5	Оформлення магістерської роботи.	12.12.24	
6	Підготовка до захисту магістерської роботи.	18.12.24	
7	Захист магістерської роботи	22.12.24	

Студент

(підпис)

Даніїл СОЛОВЙОВ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Валерій ПОЦЕПАСВ

(прізвище та ініціали)

Лист зауважень

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

АНОТАЦІЯ

Соловйов Д.О. Синтез регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі та його порівняння з промисловим регулятором / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка». ДВНЗ ДонНТУ, Дрогобич, 2024.

Зміст пояснювальної записки: загальний обсяг - 97 сторінок, з них 56 рисунка, 26 посилань на використану літературу та додаток з охорони праці.

Об'єкт розробки – регулятор навантаження виконавчих органів.

Мета роботи – синтез та дослідження регулятора навантаження привода виконавчих органів в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.

Методи дослідження. Методи аналізу та синтезу нелінійних систем автоматичного керування; методи імітаційного моделювання гібридних моделей нелінійних систем.

Результат розробки – регулятор навантаження привода виконавчих органів в модернізованій системі автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.

Ключові слова: МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, СИНТЕЗ, РЕГУЛЯТОР НАВАНТАЖЕННЯ, ВИНЕСЕНА СИСТЕМА ПОДАЧІ, ВИДОБУВНИЙ КОМБАЙН

Публікації. Соловйов Д.О. Синтез та дослідження регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою [Текст] / Д.О. Соловйов, Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 12 грудня 2024 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Дрогобич, 2024. – С. 161 – 166.

ABSTRACT

Solovyov D.O. Synthesis of a load regulator in a modernized automatic control system for a mining combine with a remote feed system and its comparison with an industrial regulator / 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.

Contents of the explanatory note: total volume - 97 pages, including 56 figures, 26 references to the literature used and an appendix on labor protection.

The object of development is a load regulator for executive bodies.

The purpose of the work is the synthesis and study of a load regulator for the drive of executive bodies in a modernized automatic control system for a mining combine with a remote feed system.

Research methods. Methods of analysis and synthesis of nonlinear automatic control systems; methods of simulation modeling of hybrid models of nonlinear systems.

The result of the development is a load regulator of the actuator drive in a modernized automatic control system for a combine with a remote feed system.

Keywords: MATHEMATICAL MODEL, SYNTHESIS, LOAD REGULATOR, REMOTE FEEDING SYSTEM FOR MINING HARVESTER

Publications. Solovyov D.O. Synthesis and research of a load regulator in a modernized automatic control system for a mining combine with a remote system [Text] / D.O. Solovyov, D.A. Monogarov, V.V. Potsepaev // 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. – P. 161 – 166.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 АНАЛІЗ ФУНКЦІЙ ТА ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ В СИСТЕМІ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ.....	13
1.1 Склад та конструкція винесеної системи подачі видобувних комбайнів	13
1.2 Розгляд функціональної схеми керування комбайном з винесеною системою подачі	17
1.3 Аналіз наукових розробок з модернізації системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.....	22
1.3.1 Основна математична модель системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.....	22
1.3.2 Модернізація контуру стабілізації швидкості привода шляхом створення адаптивної системи.....	28
1.3.3 Модернізація контуру стабілізації швидкості привода шляхом застосування біполярного керованого випрямляча.....	31
1.3.4 Модернізація контуру стабілізації швидкості привода шляхом охоплення негативним зворотним зв'язком обмотки збудження	32
1.4 Аналіз промислового регулятора навантаження привода виконавчих органів комбайна з винесеною системою подачі	35
1.5 Відомі дослідження промислового регулятора навантаження привода виконавчих органів комбайна з ВСП.....	39
Мета та завдання роботи	43
Висновки до розділу 1.....	44
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ	45

2.1 Визначення математичної моделі системи автоматичного керування комбайном винесеною системою подачі.....	45
2.2 Побудова Simulink моделі модернізованої САК комбайном з ВСП.....	55
2.3 Перевірка коректності Simulink моделі модернізованої САК комбайном з ВСП	62
Висновки до розділу 2.....	68
3 СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЯТОРА НАВАНТАЖЕННЯ В МОДЕРНІЗОВАНІЙ СИСТЕМІ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ.....	69
3.1 Синтез регулятора навантаження привода виконавчих органів.....	69
3.1.1 Головна проблема синтезу регулятора навантаження.....	69
3.2 Синтез регулятора навантаження привода виконавчих органів.....	72
Висновки до розділу 3.....	80
ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82
Додаток А. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	86

ВСТУП

Актуальність роботи. Розробка тонких пологих пластів потужністю від 0,8 до 1,3 метра, для яких і розроблені комбайни з винесеною системою подачі, здійснюється у надскладних умовах дуже стисненого робочого простору, де машиніст комбайна та робітники лави вимушені пересуватися рачки. В таких умовах керування комбайном дуже ускладнене, втомливе і небезпечне. З іншого боку для підтримки максимальної продуктивності комбайна необхідно постійно регулювати його швидкість для підтримки номінального навантаження привода виконавчих органів, не допускаючи перевантаження останнього та перекидання його електродвигуна. Перекидання електродвигуна привода різання небезпечно поламкою редуктора та втратами продуктивності комбайна через зупинки. Стабілізацію навантаження на номінальному рівні та захист електродвигуна від перекидання виконує автоматичний регулятор навантаження шляхом зміни швидкості подачі комбайна.

Розробка нового регулятора навантаження викликана недоліками існуючого промислового регулятора та, що є головною причиною, суттєвим покращенням динамічних характеристик системи автоматичного регулювання швидкістю приводів винесеної системи подачі. Це дозволить синтезувати значно більш ефективний регулятор навантаження виконавчих органів. Через це розробка нового регулятора навантаження для модернізованої системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі є актуальним завданням.

Мета роботи – синтез та дослідження регулятора навантаження привода виконавчих органів в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.

Методи дослідження. Методи аналізу та синтезу нелінійних систем автоматичного керування; методи імітаційного моделювання гібридних

моделей нелінійних систем, де поєднується моделювання в середовищі Simulink та програмування в системі MATLAB.

Результат розробки – регулятор навантаження привода виконавчих органів в модернізованій системі автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз систем автоматичного керування швидкістю та регуляторів навантаження привода виконавчих органів видобувних комбайнів.

Розробити математичну модель системи автоматичного керування видобувним комбайном з модернізованою системою керування винесеною системою подачі.

Виконати синтез регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування винесеною системою подачі.

Виконати порівняльне дослідження промислового та розробленого регулятора навантаження.

Розробити заходи з охорони праці.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблений регулятор навантаження може бути застосований при розробці модернізованої системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.

Апробація роботи. Основні результати магістерської роботи доповідалися на Всеукраїнському науково-практичному форумі «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 року, ДонНТУ, м. Дрогобич та на семінарі кафедри автоматики та телекомунікацій.

Публікації. Результати розробки та 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.:

Соловйов Д.О. Синтез та дослідження регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою [Текст] / Д.О. Соловйов, Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК2024»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 12 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, завданнями та дослідженнями роботи. Робота складається з анотації на українській та англійській, вступу, трьох розділів, висновків з роботи, переліку посилань та додатка з охорони праці. Робота має 98 сторінок тексту, 56 рисунків, 26 посилань на використану літературу.

1 АНАЛІЗ ФУНКЦІЙ ТА ЇХ РЕАЛІЗАЦІЇ В СИСТЕМІ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

1.1 Склад та конструкція винесеної системи подачі видобувних комбайнів

Застосування винесеної системи подачі (ВСП) для керування переміщенням видобувних комбайнів для виїмки тонких пологих пластів потужністю 0,8...1.3 м пояснюється необхідністю досягнення мінімальної довжини комбайна. Саме довжина корпусу комбайна визначає як легко проходить комбайн порушення у профілі пласта з мінімальною присічкою бокових порід, на що витрачається багато часу та резців, що підвищує собівартість вугілля, знижується продуктивність комбайна та якість видобуто вугілля через високий вміст породи.

ВСП забезпечує переміщення вздовж лави в режимі руйнування вугільного пласта, в режимі холостого ходу, при виконанні зарубування комбайна та ремонтних робіт.

Винесеною системою подачі оснащуються виключно комбайни українського виробництва К80, К85, К90, К200, КБТ200 з барабанными виконавчими органами та УКД200-250, УКД300, 1К-101У, ГШ200В з шнековими виконавчими органами.

Заради об'єктивності слід зауважити, що через наявність тягового ланцюга мають місце великі втрати потужності на його переміщення, знос ланцюга через тертя об напрямі, що спричиняє необхідність його заміни приблизно раз на три місяці, підвищену динамічність навантажень в приводі виконавчих органів. Альтернативою скорочення довжини комбайна може бути розташування електродвигунів та редукторів виконавчих органів в

корпуса самих виконавчих органів, що зараз вже реалізовано в комбайнах західних виробників.

Конструкція та склад винесеної системи подачі перших років її виробництва з комбайном K103M показана на рис.1.1.

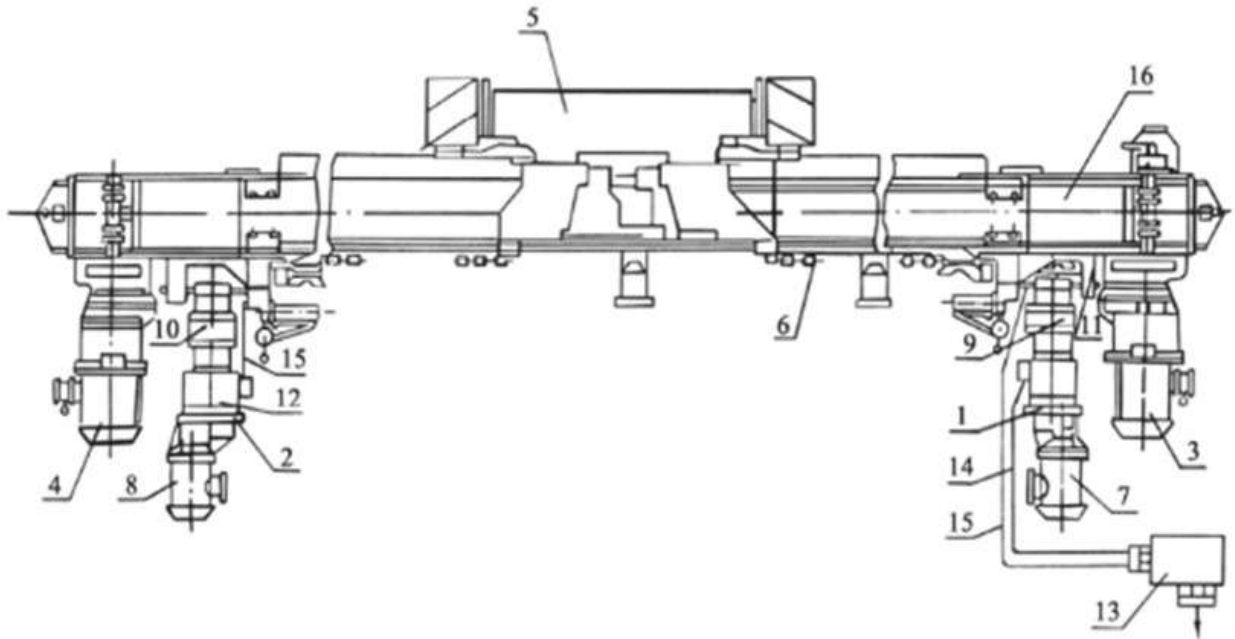


Рисунок 1.1 – Комбайн з винесеною системою подачі

На рисунку позначено: 1,2 – правий та лівий винесені приводи подачі. Вони можуть розташовуватись з завальної сторони, як показано на рисунку, або з забойної сторони в залежності від конструкції комбайна. У даному випадку комбайн 5 має портал, до якого кріпиться тяговий ланцюг, що й визначає розташування винесеного привода з завального боку.

Обидва приводи закріплені на спеціальній рамі, яка може пересуватись за допомогою гідродомкратів відносно головки конвеєра для натягування тягового ланцюга.

3,4 – правий та лівий приводи забойного скребкового конвеєра 16. Ці приводи захищені турбомуфтою від перевантажень.

6 – тяговий ланцюг калібру 26x92.

7,8 – асинхронні електродвигуни правого та лівого приводів подачі. Їх потужність послідовно підвищувалась: 37, 45 та 55 кВт у сучасній промисловій винесеній системі подачі ВСПК2.

9,10 – планетарні редуктори правого та лівого приводів подачі, що знижують швидкість обертання приводної зірки на вихідному валу привода. У перших зразках ВСП передатне відношення планетарних редукторів було 186, у сучасних приводів ВСП передатне відношення може бути 191 або 193. 11,12 – електромагнітні муфти ковзання, за рахунок яких здійснюється регулювання швидкості подачі комбайна. З переходом на більш потужні приводи подачі, що було обумовлено новою технологією відпрацювання пластів більш довгими лавами до 300 м, електромагнітні муфти ковзання з повітряною системою охолодження якоря були замінені на електромагнітні гальма ковзання з водяною системою охолодження, що ускладнило конструкцію винесених приводів подачі.

13 – умовне позначення пристрою керування швидкістю приводів подачі, реально це є регулятором швидкості подачі та навантаження в приводі виконавчих органів комбайна. В дослідних зразках ВСП вихідним пристроєм, вихідним пристроєм, що змінює струм в обмотці збудження муфти, був магнітний підсилювач. Пізніше він був замінений на керований випрямляч на тиристорах, а згодом на IGBT транзисторах. Регулятор швидкості подачі та навантаження у промисловій апаратурі автоматизації комбайна з ВСП виконаний на операційних підсилювачах.

14, 15 – кабель керування струмом обмоток збудження правого та лівого приводів подачі.

Вся апаратура автоматизації комбайна з винесеною системою подачі розташована на відкаточному штреку у складі енергопоїзда. На комбайні присутні лише два пульти машиніста комбайна та апаратура телекомунікації для обміну командами керування комбайном із штрековим обладнанням.

Конструкція сучасної ВСП [1] принципово не відрізняється від наведеної на рисунку 1.1 окрім зазначених при описі змін у сучасній

промисловій винесеній системі подачі. Зовнішній вид сучасної промислової винесеної системи подачі ВСПК з комбайном УКД-250 наведено на ри.1.2 та рис.1.3

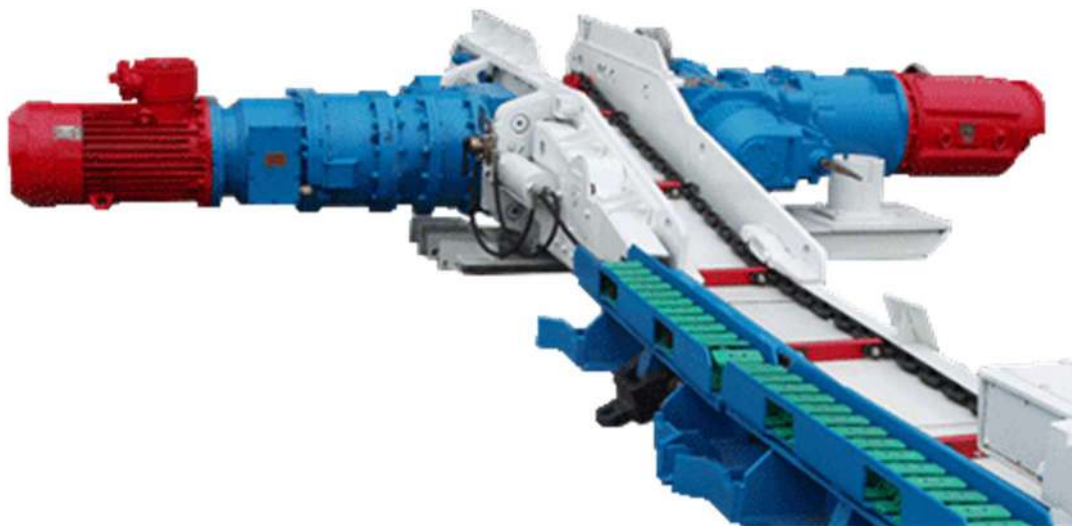


Рисунок 1.2 – Винесена система подачі ВСПК



Рисунок 1.3 – комбайн УКД250 з сучасною винесеною системою подачі ВСПК2

1.2 Розгляд функціональної схеми керування комбайном з винесеною системою подачі

Функціональна схема промислової системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі представлена на рис.1.4.

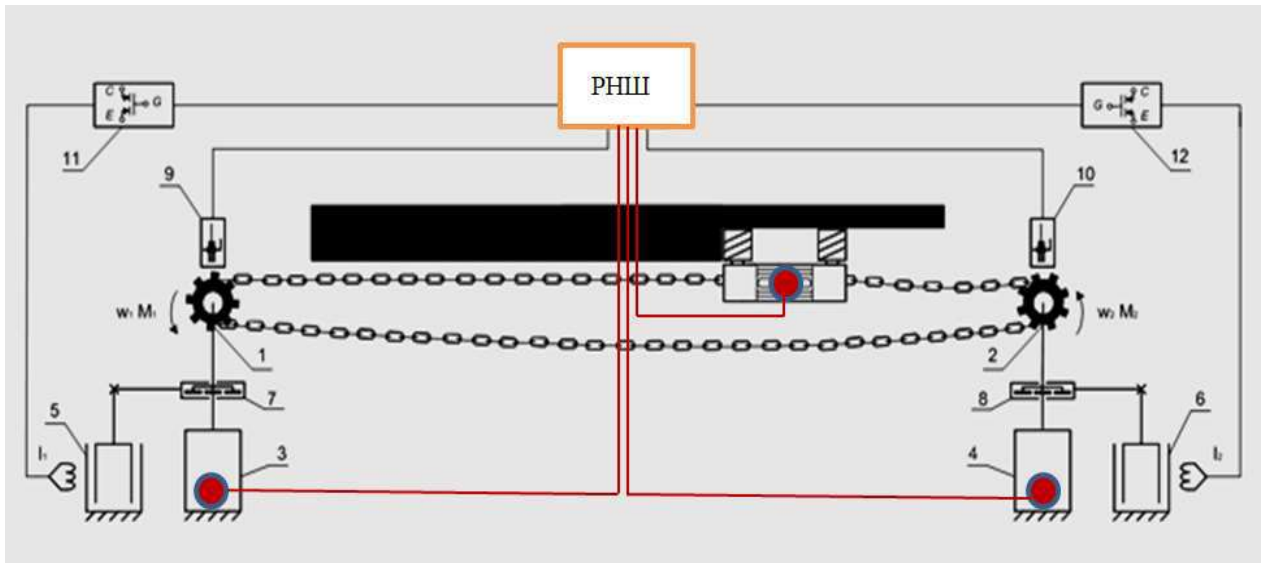


Рисунок 1.4 – Функціональна схема промислової системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі

Тягове зусилля для переміщення з заданою швидкістю подачі передається комбайну через робочу гілку ланцюгового контуру від зірки 1 тягнучого привода подачі. Цей привод працює на жорстких механічних характеристиках, що створюються системою (контуром) стабілізації швидкості. Контур стабілізації швидкості [2, 3] є частиною регулятора навантаження та швидкості, котрий позначений аббревіатурою РНШ на функціональній схемі [2, 3].

Завдання по швидкості подачі контуру стабілізації швидкості може задаватись в одному з наступних режимів [2, 3].

1. робочий режим комбайна з постійною швидкістю подачі або режим холостого ходу.

Завдання по швидкості вказаному контуру стабілізації швидкості може задаватись з одного з двох пультів машиніста комбайна або зі штрекового пульта керування в разі небезпеки викиду вугілля в місці знаходження комбайна в лаві. В цьому режимі системою стабілізації швидкості відпрацьовується тільки мінливість навантажень на тягнучий привод подачі.

2. Автоматичний режим роботи комбайна з стабілізацією навантаження в приводі виконавчих органів.

В автоматичному режимі завдання по швидкості подачі контуру стабілізації швидкості задається від регулятора навантаження привода виконавчих органів. При цьому регулятор навантаження виробляє таке завдання по швидкості подачі комбайна, щоб навантаження в приводі виконавчих органів залишалось стабільним незалежно від мінливості характеристик міцності пласта. Таким чином, контур стабілізації швидкості тепер відпрацьовує мінливе завдання по швидкості від регулятора навантаження та мінливість навантаження привода подачі.

В автоматичному режимі швидкість подачі може бути обмежена. Максимальне її значення може бути виставлене на пульті машиніста комбайна або на штрековому пульті. Таке обмеження може викликатись технологічними причинами: швидкість кріплення покрівлі за комбайном, неприпустимо великі виділення метану, небезпека викиду вугілля при швидкому руйнуванні вугільного пласта.

Винесений привод подачі, від якого рухається комбайн, називається приводом підтягування. На рисунку 1.4 цей привод розташований праворуч, а його зірка позначена цифрою 2. Функція цього привода – підтягування нижньої холостої гілки ланцюгового контуру. Цей привод працює на м'яких природних механічних характеристиках, які має електромагнітне гальмо ковзання, що наведені на рис. 1.5. Налаштування тягового зусилля привода підтягування виконуються вручну шляхом завдання струму в обмотці гальма

ковзання. Як видно з рисунка, невеликі зміни у навантаженні привода спричиняють великі зміни його ковзання.

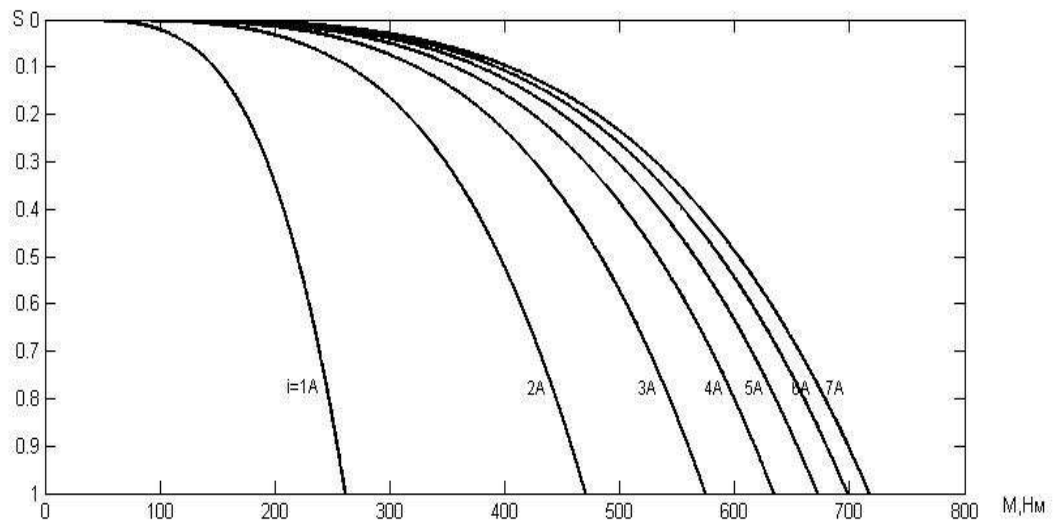


Рисунок 1.5 – Природні механічні характеристики електромагнітного гальма ковзання

Останнє спричиняє потребу в повторенні налаштування привода підтягування до 7 разів на зміну. Але й це не є достатнім через неможливість точного ручного налаштування. Похибка в налаштуванні є причиною або недостатнього зусилля для підтягування нижнього холостого ланцюга або надмірного.

Недостатнє зусилля підтягування призводить до провисання нижнього холостого ланцюга та у підсумку його прослизання на зірці 1 тягнучого привода. До цього ж в такій ситуації недостатність тягового зусилля компенсується створенням крутного моменту верхньою холостою гілкою, що переміщується комбайном. В цій гілці у такому випадку суттєво підвищуються втрати на тертя об напрямні через вигини конвеєра, які створюються через засунення секцій кріпи за комбайном.

Надмірне зусилля привода підтягування спричиняє некерований крутний момент на зірці тягнучого привода, що порушує роботу системи стабілізації швидкості тягнучого привода.

Керування вручну приводом підтягування є суттєвим недоліком системи керування винесеною системою подачі.

При зміні напрямку переміщення комбайна тягнучий привод та привод підтягування міняються функціями. Тобто, тягнучий привод стає приводом підтягування, а привод підтягування стає тягнучим приводом.

Конструкція обох приводів ідентична та включає: асинхронний електродвигун 3,4, електромагнітне гальмо ковзання 5,6, в обмотці збудження якого притікає струм I_1 , I_2 , планетарний диференціальний редуктор 7,8, датчик кутової швидкості привода 9,10, керований випрямляч на транзисторах 11,12.

Датчики кутової швидкості приводів є індуктивними датчиками на наближення, вони вбудовані в диференціальний планетарний редуктор. Зовнішній вид датчика кутової швидкості наведено на рис. 1.6 [4].

Датчик.



а)



б)

Рисунок 1.6 – Датчик кутової швидкості привода подачі [4]:

а) - конструкція, б) – установка в редукторі напроти зубців колеса [4]

Датчик кутової швидкості має імпульсний вихідний сигнал. Частота імпульсів пропорційна кутовій швидкості привода перетворюється в аналоговий сигнал спеціальним перетворювачем [3].

Червоними колами на функціональній схемі зображені датчики струму електродвигунів. Насправді датчики струму всіх електродвигунів розташовані у штрековому обладнанні. Вони є трансформаторами струму у спеціальному іскробезпечному виконанні. Калібрування цих датчиків виконується зовнішніми резисторами. При номінальному струмі електродвигунів схеми калібрування забезпечують для всіх датчиків рівень напруги 10 В. Зовнішній вид датчика струму, а точніше його креслення, зображено на рис. 1.7 [5].

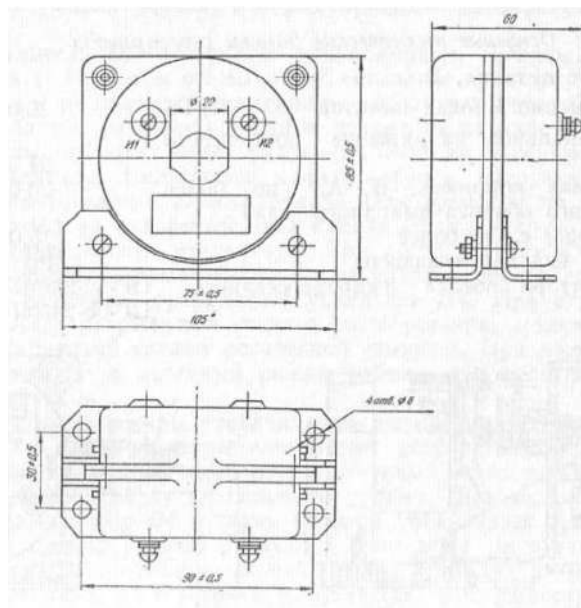


Рисунок 1.7 – Датчика струму електродвигунів ВСП

Всі асинхронні електродвигуни комбайна з винесеною системою подачі мають додатковий захист, який забезпечується апаратами захисту КОРД [6]. Такий апарат виконує наступні функції:

- Відключення електродвигуна при незавершеному пуску;
- Відключення електродвигуна при його перекиданні;
- Відключення електродвигуна при споживанні ним максимального струму протягом більше 5 с.

Математична модель

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

Тут:

m – маса комбайна, кг;

x – координата переміщення 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 – кут повороту 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 вибію 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, що залежить від зігнутості конвеєра, Н/м;

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

$R_{\theta_1}, R_{\theta_2}$ - 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 - крутний момент приводу подачі, Н·м;

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

i - струм в обмотці збудження гальма ковзання;

a, b - позитивні константи, S - ковзання;

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

u - напруга на виході керованого випрямляча;

L_0 - початкова індуктивність обмотки збудження;

R_y - 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;

$\kappa_{\text{р}}$ - 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 - кут повороту приводу виконавчих органів, рад;

M_δ - 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;

ω_{od} - синхронна кутова швидкість двигунів приводу виконавчих органів, рад/с;

S_k - критичне ковзання двигунів приводу виконавчих органів.

Сили реакцій вибію $R_{a_1}, R_{a_2}, R_{\theta_1}, R_{\theta_2}$ та моменти навантаження на виконавчих органах

M_1, M_2 визначаються як сума сил та моменту, що діють на кожен окремий різець, котрий знаходиться в контакті з руйнованим пластом:

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

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

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 [7].

Товщина стружки i -того різця h_i при його заданім кутовім 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 [7,17,18,19]:

$$\Delta x = x - x_n, \Delta y = y - y_n, \gamma_i = \gamma + \gamma_{0i}, [7,17,18,19]$$

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 [7,17,18,19].

Структурна схема контуру стабілізації швидкості у сучасних роботах:

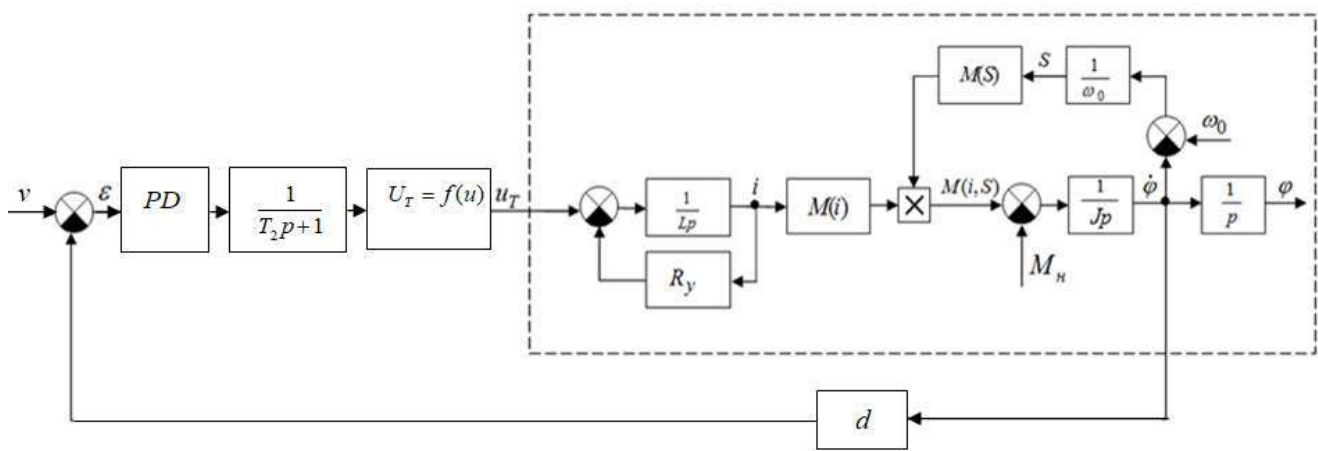


Рисунок 1.9 – Структурна схема контуру стабілізації швидкості привода з ЕГК

Відповідна структурній схемі математична модель:

$$\left\{ \begin{array}{l} J\ddot{\phi} = M - M_n; \\ M = M_m \arctg^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0, 1]; \\ M_n = (F_m + F_{ck} + R_b) \cdot r; \\ F_m = \mu(\dot{x})(m \cdot g + R_a); \\ \mu(\dot{x}) = a_1 + a_2 e^{-a_3 \dot{x}} + a_4 \dot{x}, \quad \dot{x} = \dot{\phi} \cdot r; \\ F_{ck} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_n); \\ U_\tau = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}, \\ U_\tau = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m} \pi)); \\ T_2 \dot{u} = y - u; \\ y = \begin{cases} ku_{\Pi\Delta}, & 0 < u_{\Pi\Delta} < u_m/k, \\ u_m, & u_{\Pi\Delta} \geq u_m/k, \\ 0, & u_{\Pi\Delta} \leq 0; \end{cases} \\ u_{\Pi\Delta} = \varepsilon + k_\delta \dot{\varepsilon} - T_I \dot{u}_{\Pi\Delta}; \\ \varepsilon = v - \dot{\phi}; \\ v = u_I = k_i \int \varepsilon_i(t) dt; \\ \varepsilon_i = i_{360} - i_{60}; \end{array} \right.$$

В моделі застосовані наступні позначення:

$\dot{\phi}$ - кутова швидкість привода подачі;

J - момент інерції привода, приведений до приводної зірки;

M - обертаючий момент привода, приведений до приводної зірки;

M_n - момент навантаження привода подачі;

i - струм управління в обмотці збудження гальма;

$S = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}}{\omega_0}$ - ковзання гальма;

ω_0 - кутова швидкість асинхронного двигуна з врахуванням редукції.

U_T - напруга на виході керованого транзисторного випрямляча, що керує струмом в обмотці збудження ЕГК;

U - напруга, що підводиться до керованого випрямляча;

u - сигнал управління транзисторним випрямлячем;

u_m - рівень обмеження сигналу управління на виході ПД регулятора;

y - сигнал на виході нелінійної ланки обмеження з коефіцієнтом передачі ПД регулятора k на лінійному інтервалі;

$u_{ПД}$ - сигнал управління ПД регулятора фільтрований інерційною ланкою з постійною часу T_I ;

k_∂ - коефіцієнт питомої ваги похідної в сигналі ПД регулятора;

ε - сигнал розузгодження по швидкості;

$v = u_I$ - завдання по швидкості подачі, що виробляється І регулятором;

ε_i - сигнал розузгодження по струму;

$i_{зго}$ - завдання по струму (моменту) електродвигуна привода виконавчих органів;

$i_{го}$ - струм (момент) електродвигуна привода виконавчих органів.

1.3.2 Модернізація контуру стабілізації швидкості привода шляхом створення адаптивної системи

Адаптивна система стабілізації швидкості привода подачі розроблена в роботі [8] для створення більш швидких та аперіодичних перехідних процесів кутової швидкості.

Через те, що обмотка збудження електромагнітного гальма є функцією струму збудження:

$$L(i) = \frac{L_0}{1+(ai)^2},$$

«постійна часу» $T(i) = \frac{L_0}{R(1+(ai)^2)}$ також є функцією струму збудження.

Налаштування коефіцієнта при похідній ПД регулятора безпосередньо залежить від постійної часу обмотки збудження. Таким чином, налаштування коефіцієнта при похідній зі зміною струму збудження постійно не відповідають необхідному значенні. Через це в роботі [8] виконана адаптація коефіцієнта при похідній ПД регулятора під зміну струму збудження. Математична модель адаптивного ПД регулятора [8]:

$$u = \begin{cases} ku_{ПДА}, & 0 < u_{ПДА} < u_m/k, \\ u_m, & u_{ПДА} \geq u_m/k, \\ 0, & u_{ПДА} \leq 0; \end{cases}$$

$$u_{ПДА} = k(1 + k_d(i')s)\varepsilon;$$

$$k_d = (0,1 + 0,35/(1 + (0,75i')^3));$$

$$i' = \frac{i}{T_s + 1};$$

Де u – сигнал на вході керованого випрямляча; $u_{ПДА}$ – сигнал на виході адаптивного регулятора; k_d – коефіцієнт при похідній.

На рис. 1.10...1.12 наведено перехідні процеси розгону та гальмування привода з ЕГК в адаптивній 1 та неадаптивній 2 САК швидкістю привода.

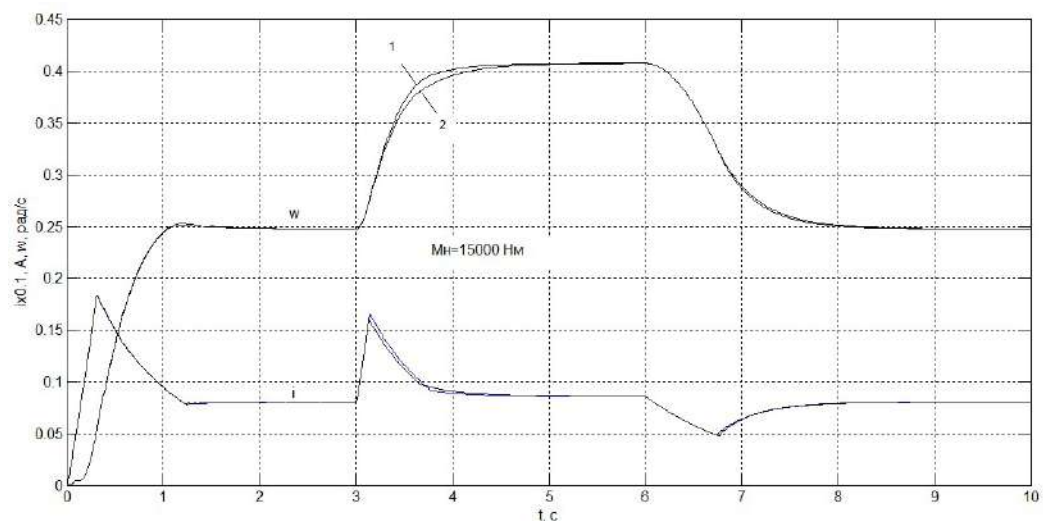


Рисунок 1.10 – Перехідні процеси розгону та гальмування САУ та САУ приводом з ЕГК з моментом навантаження 15000 Нм (100 кН зусилля подачі)

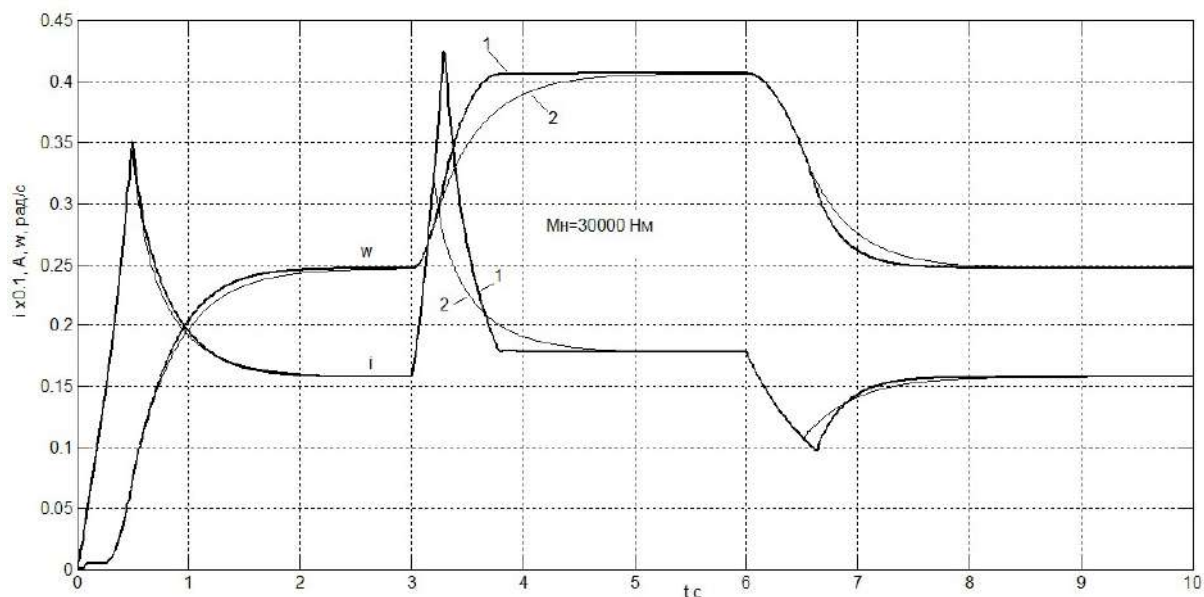


Рисунок 1.11 – Перехідні процеси розгону та гальмування САУ та АСАУ приводом з ЕГК з моментом навантаження 30000 Нм (200 кН зусилля подачі)

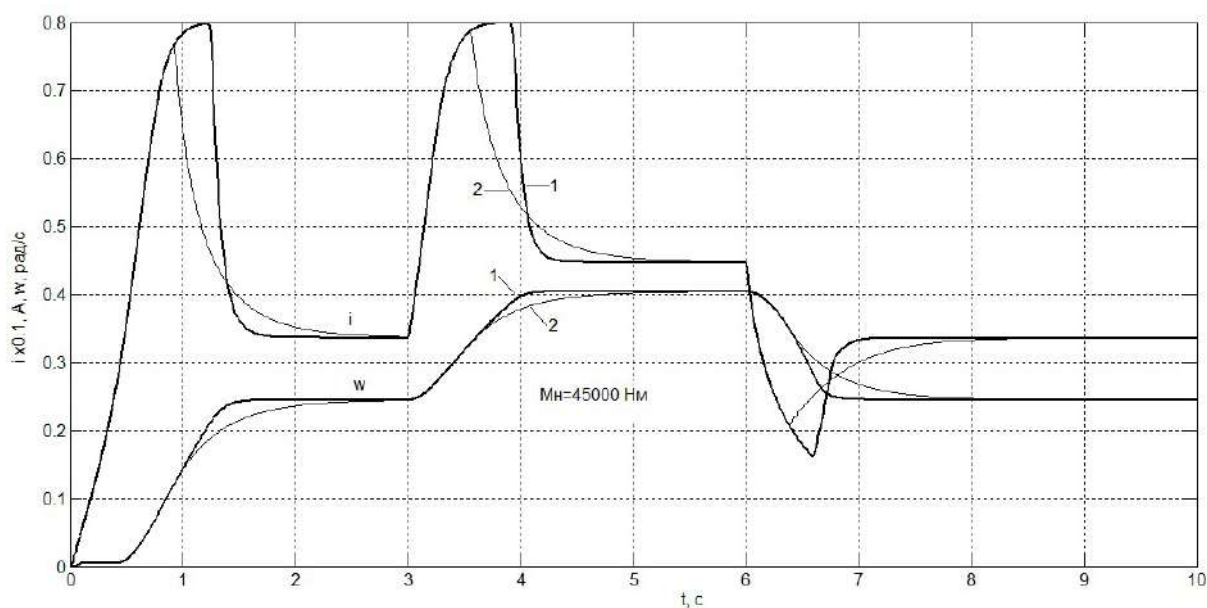


Рисунок 1.12 – Перехідні процеси розгону та гальмування САУ та АСАУ приводом з ЕГК з моментом навантаження 45000 Нм (300 кН зусилля подачі)

Як впливає з наведених рисунків, адаптивний ПД регулятор не дає суттєвого прискорення перехідних процесів швидкості як при розгоні привода так і при його гальмуванні, що найбільш суттєво при процесах стабілізації

навантаження привода виконавчих органів. Ефект прискорення проявляється тільки на середині перехідного процесу гальмування привода моментом навантаження.

До подібного висновку про невисоку ефективність адаптивного ПД регулятора швидкості привода подачі приходять і автор роботи [9].

1.3.3 Модернізація контуру стабілізації швидкості привода шляхом застосування біполярного керованого випрямляча

Головною причиною великої інерційності винесеного привода подачі електромагнітним гальмом ковзання є електромагнітна інерційність обмотки збудження гальма ковзання. Ідея зменшення тривалості перехідного процесу зниження струму збудження полягає в прикладанні до обмотки напруги зворотної полярності [11,12], що більш ніж вдвоє прискорює вказаний перехідний процес.

Для отримання зворотної напруги автори пропонують замінити однополярний керований випрямляч на біполярний, що є цілком конструктивно, оскільки потребує додати до існуючого керованого випрямляча ще один керований міст.

Також для реалізації вказаної ідеї потрібен датчик струму збудження для того, щоб не допускати зміни напрямку струму через зворотну напругу, тобто значення струму не може бути менше нуля через те що ЕГК є уніполярним приладом.

Тепер вихідний сигнал ПД регулятора може приймати від'ємні значення, які будуть перетворюватись біполярним керованим випрямлячем в напругу збудження зворотного (від'ємного) знаку.

Результати моделювання перехідних процесів струму збудження та швидкості привода для вихідної САК швидкістю та модернізованої у розглянутий спосіб наведені на рис. 1.13.

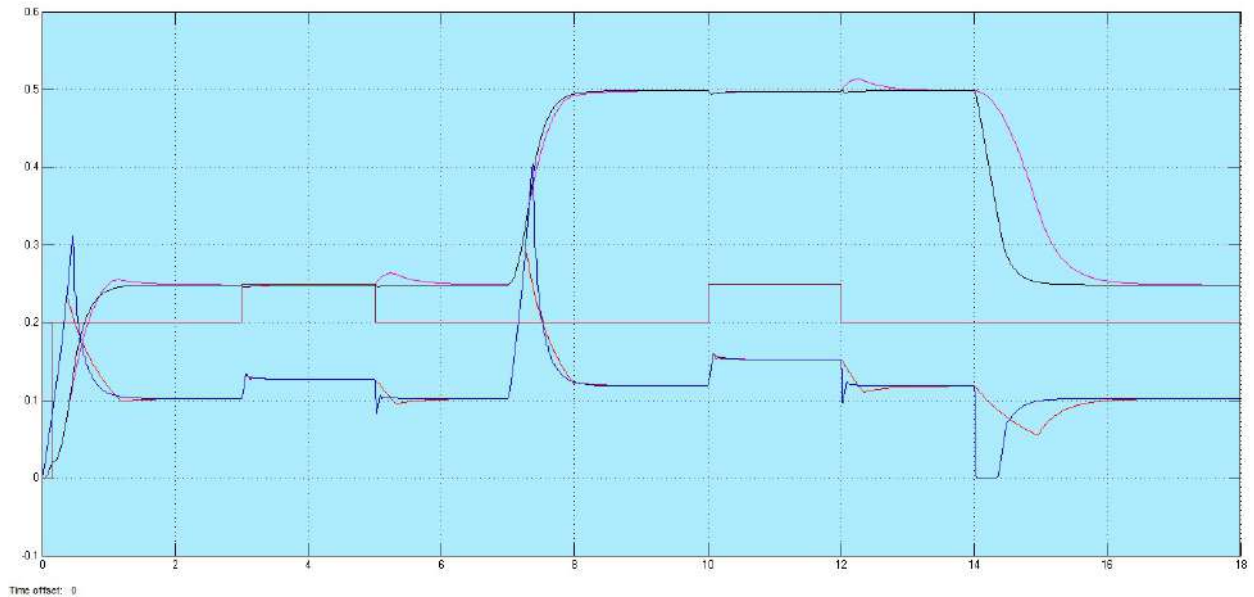


Рисунок 1.13 – Результати порівняльного моделювання САК швидкістю привода подачі з однополярним та біполярним керованим випрямлячем

На рис. 1.13 позначено [11,12]: пурпурова лінія – кутова швидкість привода в вихідній САК, рад/с, масштаб 1:1; чорна лінія – кутова швидкість привода в САК з біполярним керованим випрямлячем, рад/с, масштаб 1:1; червона лінія – струм збудження ЕГК в вихідній САК, А, масштаб 1:10; синя лінія – струм збудження ЕГК в САК з біполярним керованим випрямлячем, А, масштаб 1:10; коричнева лінія – момент навантаження привода подачі, Нм в масштабі 1:105.

Розглянутий спосіб модернізації контуру стабілізації швидкості привода подачі є ефективним, а тому має бути застосований в модернізованій САК.

1.3.4 Модернізація контуру стабілізації швидкості привода шляхом охоплення негативним зворотним зв'язком обмотки збудження

Автор випускної кваліфікаційної роботи [13] для прискорення перехідних процесів струму в обмотці збудження електромагнітного гальма ковзання використав відомий спосіб зменшення постійної часу аперіодичної ланки першого порядку охопленням її негативним зворотним зв'язком.

Обмотка збудження гальма являє собою саме таку ланку хоч і зі змінною індуктивністю.

При охопленні обмотки збудження негативним зворотним зв'язком постійна часу T та коефіцієнт передачі k зменшується в $1 + k \cdot k_{zz}$ разів. В роботі обґрунтовано, що коефіцієнт зворотного зв'язку має бути $k_{zz} = 1$. Більше його значення, що бажано, призведе до необхідності напруги живлення керованого моста у 1000 і більше вольт для компенсації зниження коефіцієнта передачі сигнал регулятора/струм збудження, який без зворотного зв'язку дорівнює 0,8. Це небажано через відомі недоліки від роботи транзисторів, що працюють у ключовому режимі. При зазначеному коефіцієнті передачі 0,8 та $k_{zz} = 1$ постійна часу T зменшиться в $1 + 1 \cdot 0,8 = 1,8$ рази. Напруга живлення керованого випрямляча при цьому має бути 400 В.

Автор порівнює перехідні процеси струму збудження при корекції негативним зворотним зв'язком з вказаними вище параметрами та з застосуванням симетричного біполярного випрямляча за допомогою моделі, що наведена на рис. 1.14.

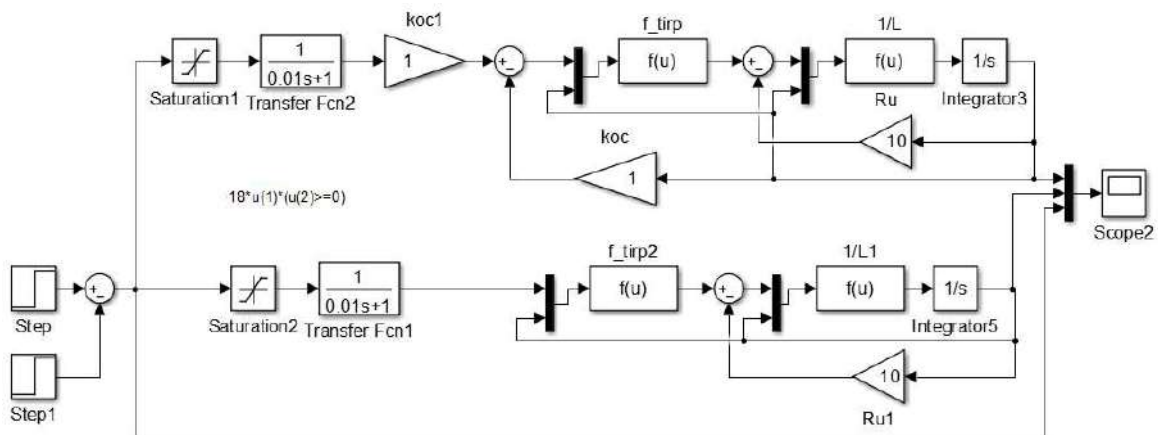


Рисунок 1.14 – Simulink модель для перевірки ідеї синтезу САК приводом подачі [13]

Результати моделювання наведені на рис. 1.15.



Рисунок 1.15 – Перехідні процеси зміни струму в обмотці гальма ковзання для двох способів керування: синя лінія – корекція негативним зворотним зв'язком, пурпурова лінія – керування з застосуванням біполярного керованого випрямляча [13]

Автор порівнює перехідні процеси струму збудження та швидкості привода подачі при розглянутих двох способах керування, що показано на рис. 1.16.

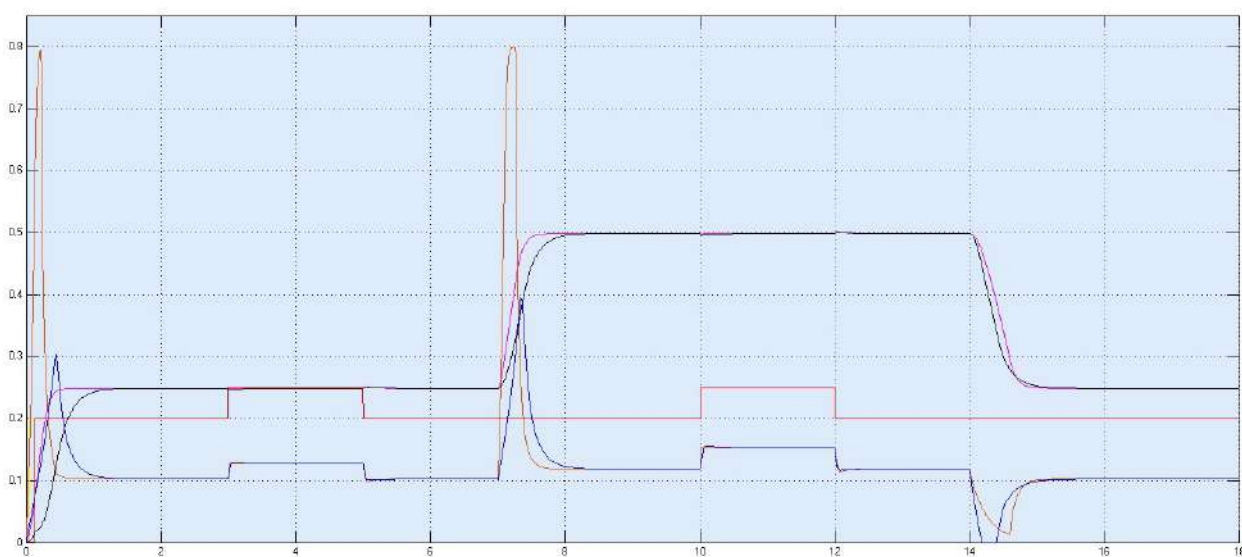


Рисунок 1.16 – Результати моделювання САК приводу подачі для двох розглянутих способів керування [13]

Лінії на рисунку позначені [13]:

- Червона – момент навантаження приводів, масштаб $1e5$ Нм.
- Пурпурова – кутова швидкість САК з корекцією зворотним зв'язком по струму, масштаб 1 рад/с.
- Чорна – кутова швидкість нижньої САК з біполярним керуванням випрямлячем, масштаб 1 рад/с.
- Коричнева – струм в САК з корекцією зворотним зв'язком по струму, масштаб 0,1 А.
- Синя – струм в обмотці нижньої САК з біполярним керуванням випрямлячем, масштаб 0,1 А.

Наведені результати свідчать про ефективність обох способів прискорення перехідних процесів швидкості привода подачі. Для модернізації САК швидкістю привода доцільно використовувати обидва способи разом. Це забезпечить новий рівень якості стабілізації навантаження на виконавчих органах комбайна.

1.4 Аналіз промислового регулятора навантаження привода виконавчих органів комбайна з винесеною системою подачі

Регулятор навантаження привода виконавчих органів комбайна з винесеною системою подачі був розроблений у 1981 році під час розробки апаратури автоматизації КД-А для експериментальних зразків комбайнів К103М та КА-80. Якість регулювання навантаження досліджувалась під час стендових випробувань комбайна на повнорозмірному вуглецементному блоці Рутченківського експериментального заводу, але через те, що було дуже багато інших проблем документально висновків про якість регулювання не зафіксовано.

Автори розробки регулятора отримали патент (авторське свідоцтво) на регулятор [14], яке пояснює особливості його структури. Копія частини авторського свідоцтва наведена на рис. 1.17.

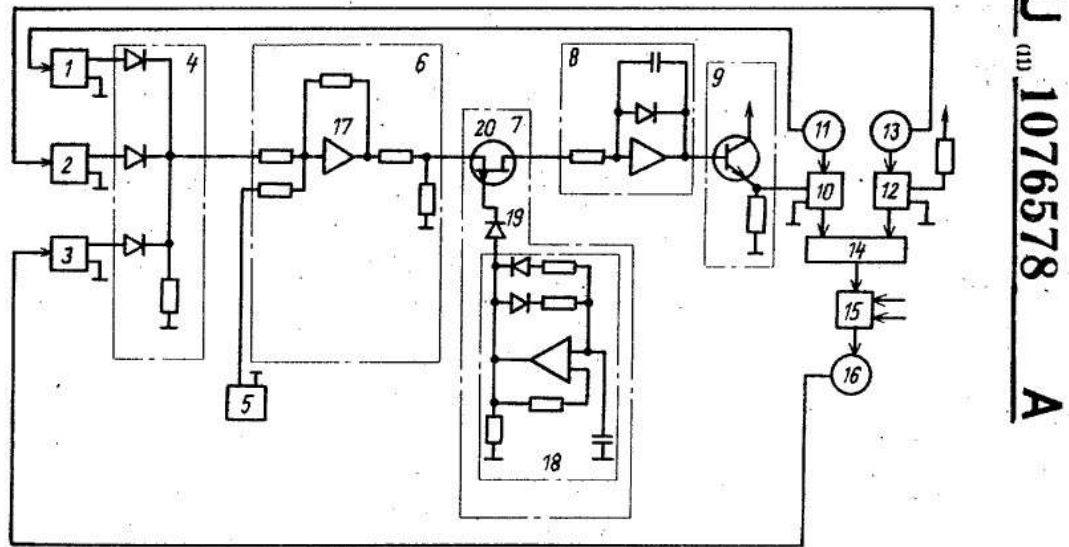


Рисунок 1.17 – Структура промислового регулятора навантаження в патенті 1076578

Протягом років регулятор виготовлявся Макіївським заводом шахтної автоматики у складі апаратури автоматизації КД-А і у незмінному вигляді був застосований у апаратурі РЕТ, що замінила апаратуру КД-А.

Основна ідея побудови структури регулятора навантаження відображена у схемі, наведеній в патенті. Вона полягає у вводі затримки надходження сигналу розузгодження по навантаженню на інтегратор, який і формує сигнал керування регулятора. Тобто, цей регулятор є інтегральним регулятором з затримкою сигналу помилки.

Іншою особливістю регулятора є те, що шляхом зміни швидкості подачі стабілізується навантаження одного з трьох найбільш перевантаженого електродвигуна – двох приводів подачі та електродвигуна привода виконавчих органів.

За допомогою амплітудного селектора 4, виконаного на діодах, надходять три сигнали з датчиків струму 1, 2 3 вказаних електродвигунів, де

пропускається через діод більший з них по амплітуді, а інші два діоди запираються більшим за амплітудою сигналом. Слід нагадати, що вихідні сигнали датчиків струму відкалібровані на одну вихідну напругу 10 В, яка відповідає номінальному навантаженню електродвигуна.

Вихідні сигнали датчиків 1 і 2 пропорційні струму електродвигунів подачі 11 та 13. Вихідний сигнал датчика 3 пропорційний струму електродвигуна приводу виконавчих органів 16, який встановлено на комбайні 15. Дію реакції вибію на комбайн зображено двома стрілками.

Більший з сигналів порівнюється з сигналом завдання номінального струму електродвигуна, що задається задатчиком сигналу 5, на елементі порівняння 6. Сигнал розузгодження через ключ, виконаний на польовому транзисторі 20, що входить в імпульсний блок 7, передається на інтегратор 8. Вихідний сигнал інтегратора через емітерний повторювач надходить на вхід контуру стабілізації швидкості, виходом якого є керований випрямляч, що керує струмом збудження електромагнітного гальма ковзання 10 тягнучого привода.

Обмотка збудження ЕГК привода підтягування нижньої холостої гілки тягового ланцюга, через регулюючий струм збудження резистор підключена до плюса джерела живлення.

До імпульсного елементу 7 входить генератор 18 прямокутних імпульсів, вихід якого через діод 19 підключений до затвору польового транзистора 20, витоком з'єднаного з виходом елемента 6 порівняння, а стоком - зі входом інтегруючого елемента 8 [14].

Різнополярні прямокутні імпульси генератора 18 керують ключем таким чином, що польовий транзистор відкритий на час 0,5с, закритий на протязі 1с. Тобто, на протязі 0,5с система замкнена, а 1с – розімкнена [14].

На думку розробників регулятора введення затримки дозволить знизити динамічність перехідних процесів, якщо дати паузу на час відпрацювання тягнучим приводом подачі завдання за швидкістю від інтегратора. Це при високому коефіцієнті передачі інтегратора має забезпечити високу якість

регулювання навантаження при забезпеченні стійкості системи стабілізації навантаження, оскільки керуючий вплив не змінюється на час перехідного процесу його відпрацювання інерційним об'єктом з запізненням, яким є привод подачі та комбайн. Автори не беруть до уваги, що за час затримки навантаження суттєво зміниться і виконавчий орган в залежності від його конструкції обернеться на 1...1,5 оберти, а враховуючи запізнення у стружкоутворенні у паузі буде сигнал керування з попереднього оберту виконавчого органу, а вплив завдання для контуру регулювання швидкості залишиться незмінним.

З теорії автоматичного керування відомо, що запізнювання спричиняє нестійкість системи автоматичного керування. А для систем з запізненням розроблені спеціальні структури регуляторів, які компенсують запізнення в системі. Тому викладене викликає сумніви щодо сенсу вводу запізнення в систему за рахунок її розмикання при закритому ключі. Таке структурне рішення скоріш за все має негативний вплив на якість регулювання навантаження і особливо на стійкість системи стабілізації навантаження.

Принципова схема регулятора навантаження наведена на рис.1.18.

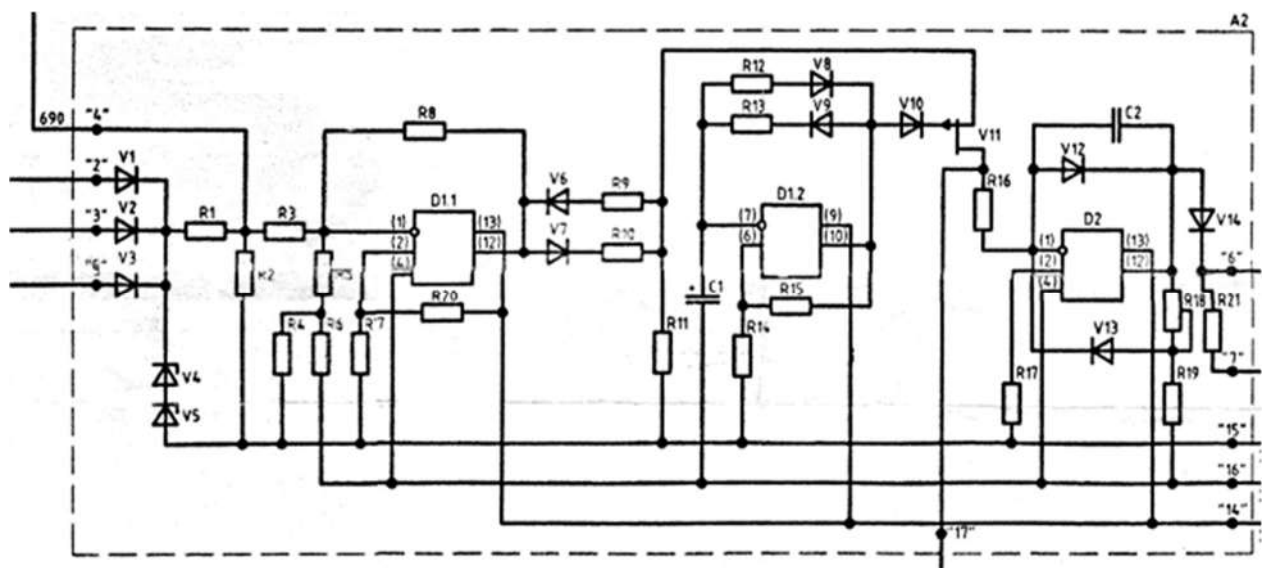


Рисунок 1.18 – Принципова схема регулятора навантаження привода виконавчих органів в промисловій апаратурі КД-А та РЕТ для комбайнів з винесеною системою подачі

З огляду на викладене, необхідні дослідження промислового регулятора навантаження, що нині виробляється серійно у складі апаратури автоматизації КД-А та РЕТ для комбайнів з винесеною системою подачі. Вказані дослідження мають бути порівняльними, де для однакових умов роботи комбайна порівнюється робота промислового регулятора та регулятора модернізованої системи автоматичного керування, в якій використані всі новітні розробки, що покращують САК комбайном з ВСП.

1.5 Відомі дослідження промислового регулятора навантаження привода виконавчих органів комбайна з ВСП

Дослідження регулятора навантаження привода виконавчих органів частково проведено в роботах [15, 16]. Для виконання вказаних досліджень авторами цих робіт розроблено математичну модель системи автоматичного керування комбайном з ВСП з інтегральним та промисловим регулятором.

У вказаних математичних моделях по суті побудовано повну систему автоматичного керування комбайном з ВСП у вигляді системи привод подачі – комбайн – вибій. В моделі відсутній тільки привод підтягування, оскільки вважається що він налаштований ідеально і не впливає на тягнучий привод.

Для моделювання навантажень на виконавчих органах комбайна з двома шнеками використовується найбільш довершена та адекватна модель навантажень, в якій момент навантаження та сили реакцій вибію на виконавчому органі розраховуються як сума моменту та реакцій на кожному різці в залежності від товщини стружки на ньому [7,17,18].

Обчислення навантажень та сил реакцій вибію виконується за допомогою функції, що написана на мові програмування C++ та підключена до Simulink моделей, що реалізують математичну модель САК комбайном як з інтегральним, так і з промисловим регулятором навантаження. Тобто, розглянуті моделі є гібридними, оскільки поєднують блок-діаграму та

програмні модулі, що написані не на мові MATLAB. Блок-діаграми обох моделей наведені на рис. 1.19 та рис. 1.20.

Система стабілізації швидкості привода є адаптивною. Адаптація полягає в корегуванні коефіцієнта при похідній ПД регулятора швидкості в залежності від стуму збудження електромагнітного гальма ковзання [8].

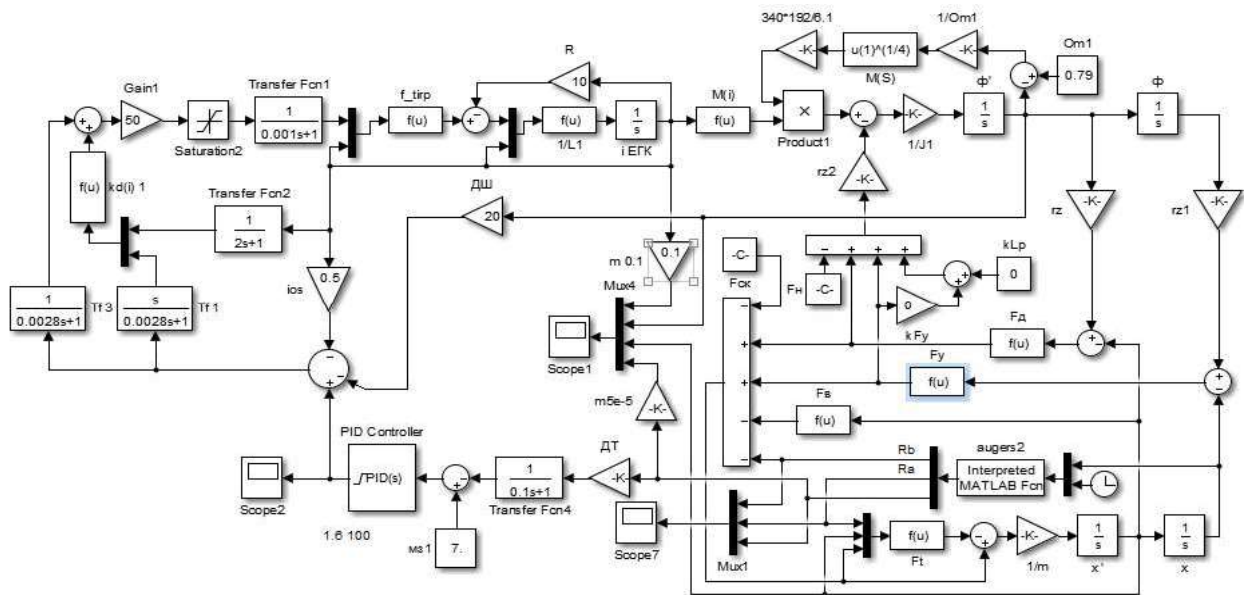


Рисунок 1.19 – Блок-діаграма САК комбайном з ВСП з інтегральним регулятором навантаження

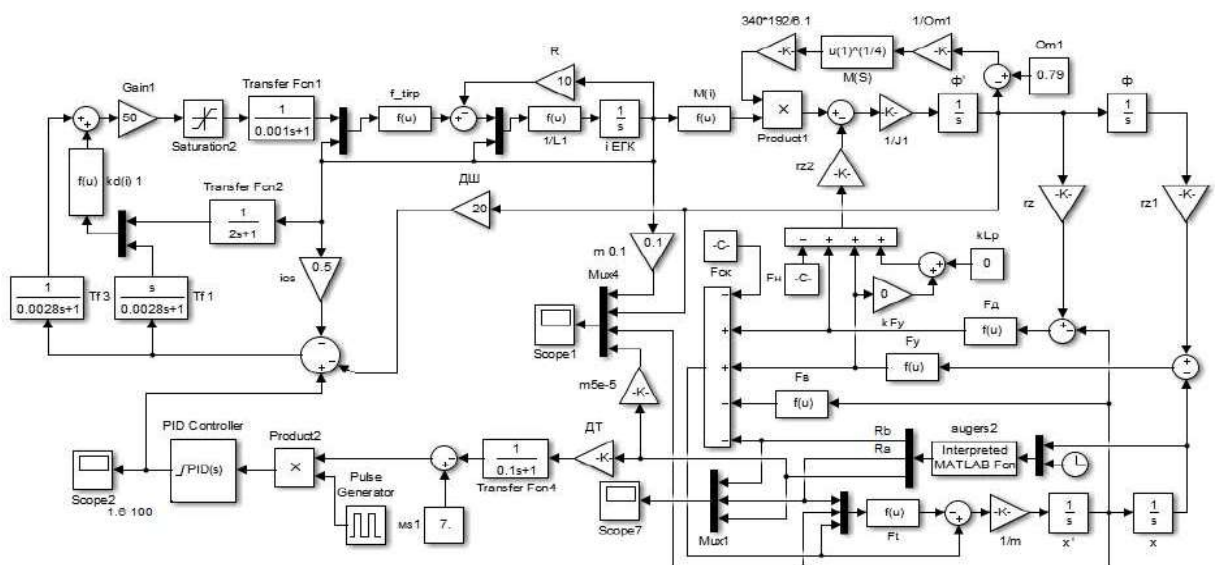


Рисунок 1.20 – Блок-діаграма САК комбайном з ВСП з інтегральним регулятором навантаження

Наведені блок-діаграми моделей відрізняються тільки наявністю ключа перед інтегратором в моделі промислового регулятора навантаження, реалізованого на Pulse Generator та блоку множення Product 2.

Результати моделювання наведені на рис.1.21 ...1.24.

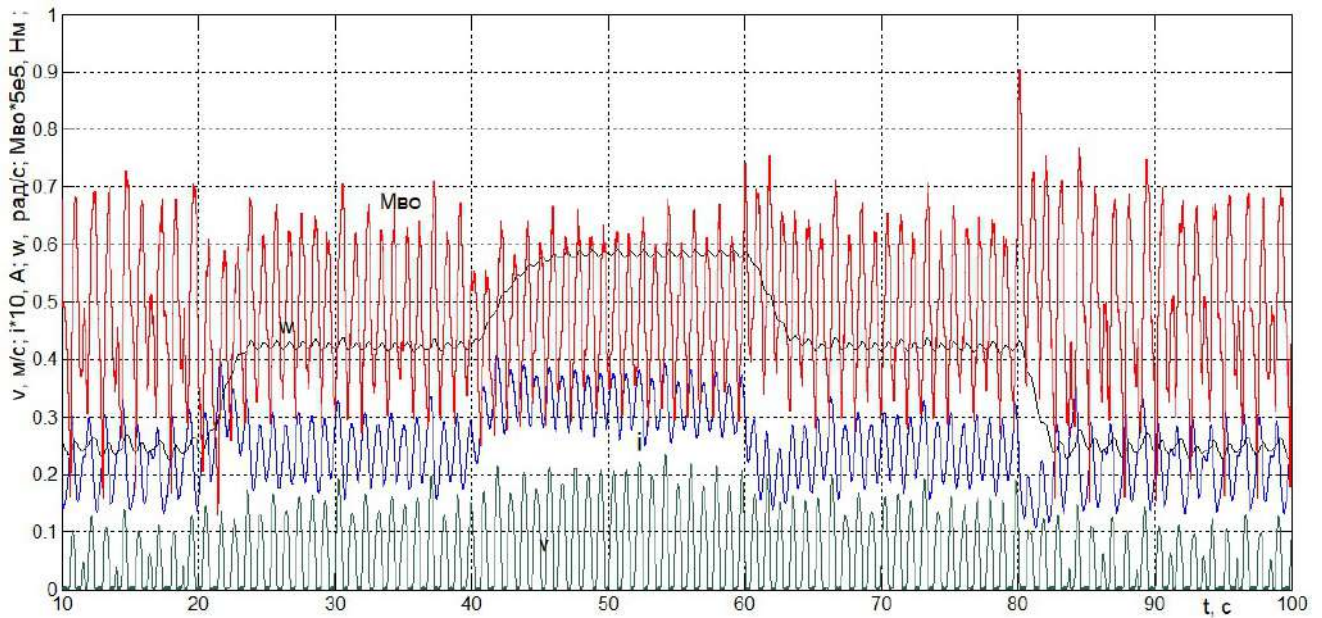


Рисунок 1.21 – Моделювання САК комбайном з інтегральним регулятором для довжини робочого ланцюга 100 м

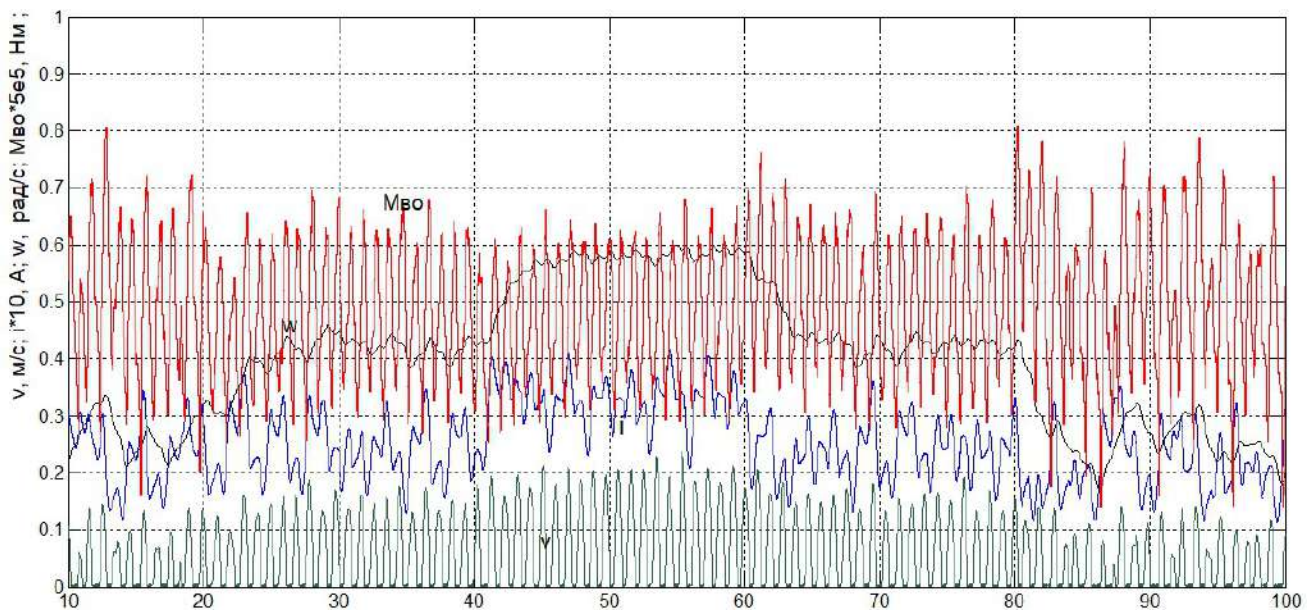


Рисунок 1.22 – Моделювання САК комбайном з промисловим регулятором для довжини робочого ланцюга 100 м

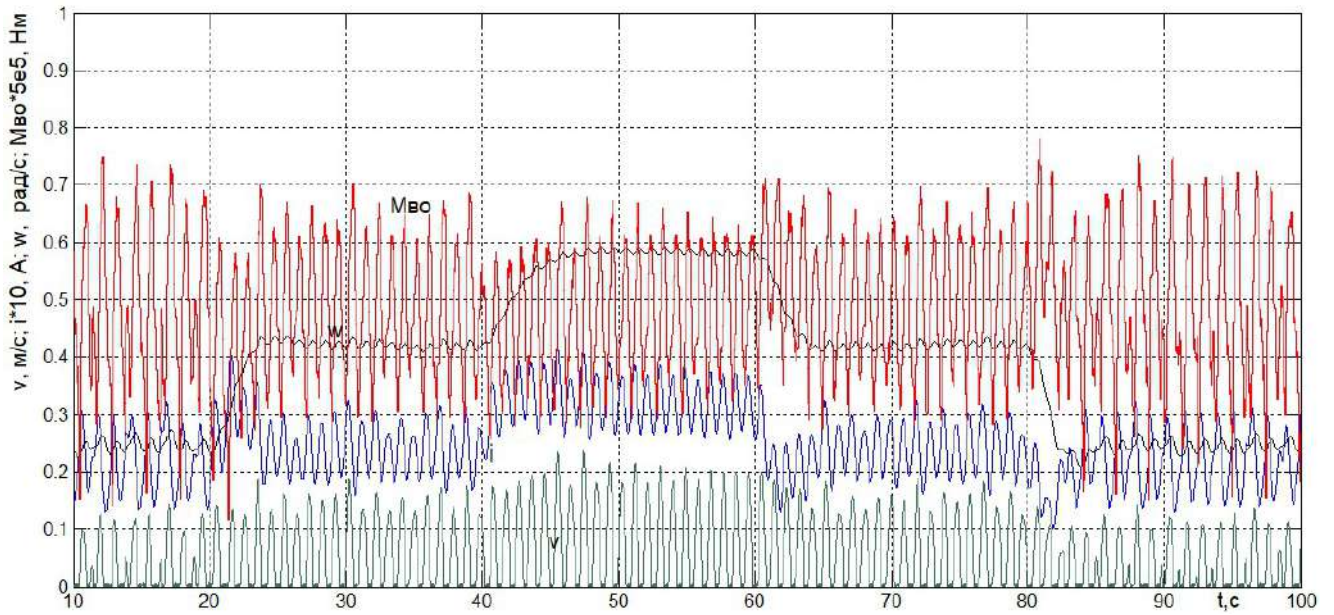


Рисунок 1.23 – Моделювання САК комбайном з промисловим регулятором для довжини робочого ланцюга 200 м

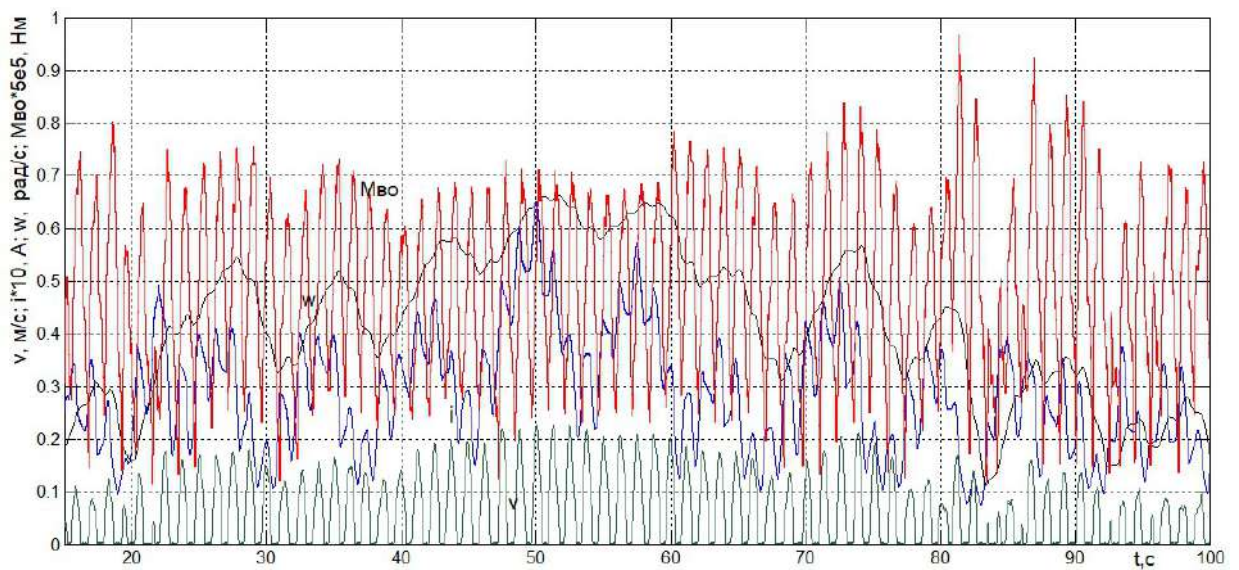


Рисунок 1.24 – Моделювання САК комбайном з промисловим регулятором для довжини робочого ланцюга 200 м

Моделювання САК комбайном з ВСП з інтегральним та з промисловим регулятором виконано для ідентичних умов. В ході модельних експериментів східчасто змінювалась опірність вугілля різанню: з 10-ї с до 20-ї с 350Н/мм, на 20-тій секунді опірність зменшено до 250Н/мм, на 40-вій секунді опірність

знову зменшено до 200Н/мм. На 60- тій с опірність підвищено до 250Н/мм, з 80-тої с – знову підвищено до 350Н/мм.

Як видно з результатів моделювання САК на рис. 1.21, при довжині тягового ланцюга 100 м інтегральний регулятор забезпечує якісну та стійку стабілізацію навантаження на виконавчих органах при аперіодичних перехідних процесах для всіх змін опірності вугілля різанню. Те ж саме показують результати моделювання для довжини тягового ланцюга 200 м, наведені на рис. 1.23.

Результати моделювання САК з промисловим регулятором для довжини тягового ланцюга 100 м демонструють коливальні процеси як швидкості привода подачі, так і моменту навантаження на виконавчих органах. Перехідні процеси в такій САК також є коливальними. Якість стабілізації низька.

При довжині тягового ланцюга 200 м САК з промисловим регулятором знаходиться на межі стійкості оскільки мають місце незатухаючі коливання з великою амплітудою. Тобто, система стає непрацездатною.

Таким чином, промисловий регулятор з затримкою є причиною автоколивань та нестійкості системи керування комбайном в автоматичному режимі.

1.5 Мета та завдання роботи

Мета роботи – синтез та дослідження регулятора навантаження привода виконавчих органів в модернізованій системі автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.

Завдання роботи, які необхідно вирішити для досягнення поставленої мети:

1. Виконати аналіз систем автоматичного керування швидкістю та регуляторів навантаження привода виконавчих органів видобувних комбайнів.

2. Розробити математичну модель системи автоматичного керування видобувним комбайном з модернізованою системою керування винесеною системою подачі.

3. Виконати синтез регулятора навантаження в модернізованій системі автоматичного керування винесеною системою подачі.

4. Виконати порівняльне дослідження промислового та розробленого регулятора навантаження.

5. Розробити заходи з охорони праці.

Висновки до розділу 1

1) Основною функцією САК комбайном з ВСП є забезпечення автоматичного режиму роботи комбайна, в якому виконується стабілізація навантаження на виконавчих органах регулятором навантаження.

2) Промисловий регулятор навантаження не забезпечує достатньої якості стабілізації навантаження, а при довжині тягового ланцюга більше 100 м регулювання стає нестійким через структурні рішення регулятора.

3) Сучасні розробки з модернізації САК швидкістю винесеного привода подачі, в яких суттєво скорочено тривалість перехідних процесів регулювання швидкості привода, дозволяють отримати новий рівень якості регулювання навантаження на виконавчих органах комбайна.

4) Синтез регулятора навантаження є актуальним завданням.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

2.1 Визначення математичної моделі системи автоматичного керування комбайном винесеною системою подачі

Для визначення математичної моделі САК комбайном з ВСП доцільно в якості основи використовувати еквівалентну схему та математичну модель [7], що розглянута в розділі 1, оскільки перевірено її адекватність та відповідність завданням дослідження та синтезу регулятора навантаження виконавчих органів комбайна.

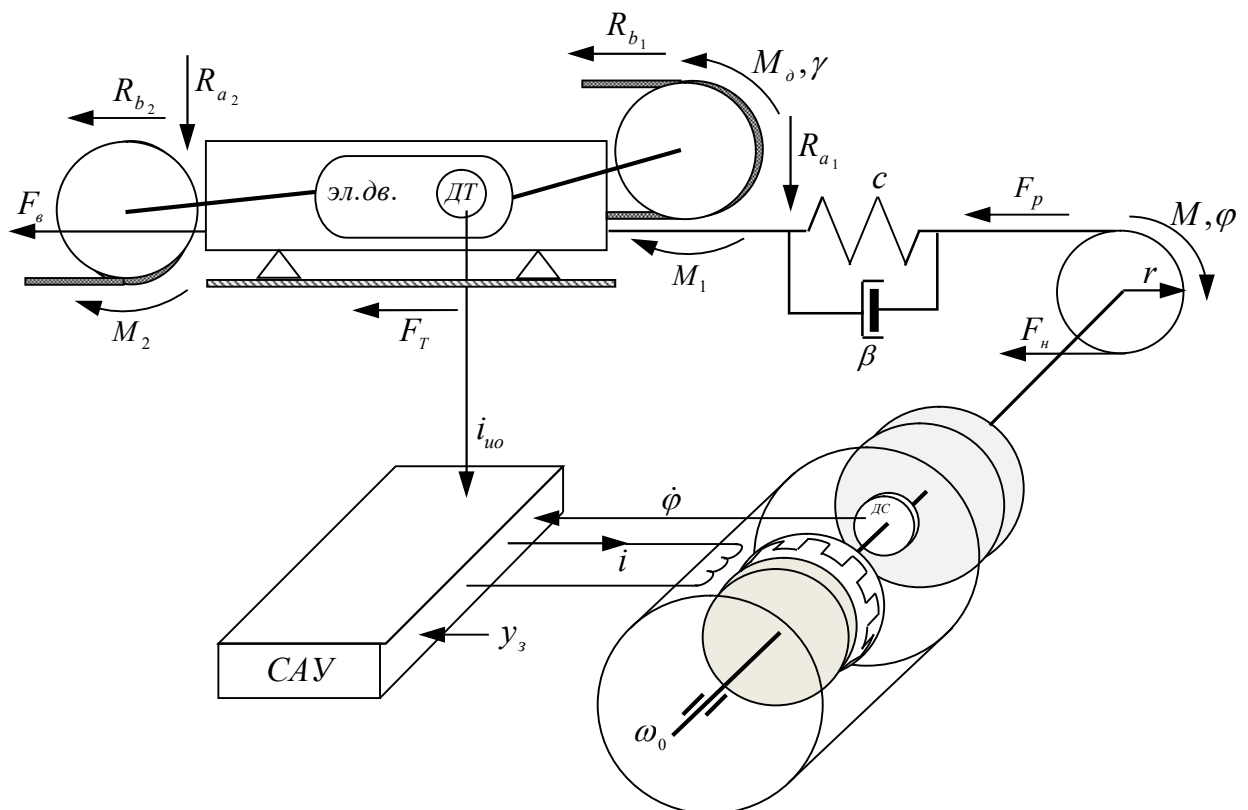


Рисунок 2.1 – Еквівалентна схема системи САК комбайном з ВСП

Математична модель

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

Тут:

m – маса комбайна, кг;

x – координата переміщення 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 – кут повороту 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 вибію 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, що залежить від зігнутості конвеєра, Н/м;

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

$R_{\theta_1}, R_{\theta_2}$ - 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 - крутний момент приводу подачі, Н·м;

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

i - струм в обмотці збудження гальма ковзання;

a, b - позитивні константи, S - ковзання;

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

u - напруга на виході керованого випрямляча;

L_0 - початкова індуктивність обмотки збудження;

R_y - 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;

$\kappa_{\text{р}}$ - 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 - кут повороту приводу виконавчих органів, рад;

M_δ - 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;

ω_{od} - синхронна кутова швидкість двигунів приводу виконавчих органів, рад/с;

S_k - критичне ковзання двигунів приводу виконавчих органів.

Сили реакцій вибію $R_{a_1}, R_{a_2}, R_{\theta_1}, R_{\theta_2}$ та моменти навантаження на виконавчих органах M_1, M_2 визначаються як сума сил та моменту, що діють на кожен окремий різець, котрий знаходиться в контакті з руйнованим пластом:

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

Більш детальні пояснення математичної моделі обчислення навантажень на виконавчих органах наведені в [7, 17, 18].

У наведеній моделі для моделювання асинхронного електродвигуна приводу виконавчих органів використовується модель Пінчука. В роботі [19] порівняльним моделюванням показано, що суттєва різниця між використанням моделі Пінчука та моделі ідеального двигуна з постійною швидкістю обертання відсутня як для усталених режимів навантаження виконавчих органів комбайна, так і для перехідних процесів зміни навантаження.

Це демонструють результати порівняльного моделювання, що наведені на рис. 2.2.

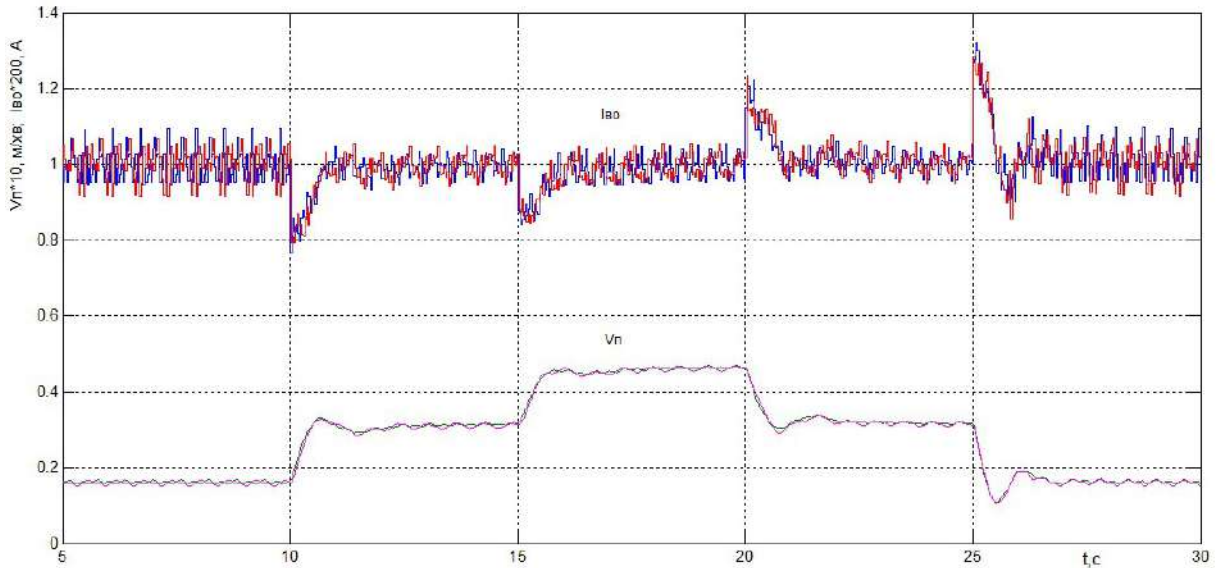


Рисунок 2.2 – Порівняльні дослідження двох моделей САК комбайном ВСП [19]

На рисунку порівнюються два процеси: нормований струм електродвигуна виконавчих органів I_{ao} , де синя лінія – модель з ідеальним двигуном, червона - з моделлю Пінчука та швидкість подачі комбайна V_n , де фіолетова лінія – модель з ідеальним двигуном, блакитна - з моделлю Пінчука [19].

Експеримент виконувався таким чином. Робота комбайна починалася при опірності вугілля різанню 350Н/мм. На 10-тій секунді опірність східчасто зменшено до значення 250Н/мм, на 15-тій секунді опірність знову стрибкоподібно зменшено до 200Н/мм. Починаючи з 20-тої секунди, опірність східчасто підвищено до рівня 250Н/мм, а з 25-тої – знову підвищено до значення 350Н/мм [19].

Результати моделювання свідчать, що різниця в процесах моделей несуттєва [19].

На підставі викладеного в цій роботі використовувати модель Пінчука недоцільно. Швидкість обертання виконавчих органів моделюється постійною.

Наступне спрощення, яке без шкоди для моделі САК швидкістю привода може бути зроблене, стосується нелінійної характеристики керованого випрямляча:

$$U_T(u) = \frac{U}{2} \left(1 + \cos \left(\pi - \frac{u}{u_m} \pi \right) \right),$$

де $U_T(u)$ – напруга на виході керованого випрямляча, що подається на обмотку збудження;

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

u_m – верхній рівень обмеження сигналу від ПД регулятора;

U – середній рівень випрямленої напруги керованого випрямляча;

Ця нелінійна залежність може бути замінена пропорційною ланкою. У випадку застосування лінійного керованого випрямляча, що зовсім не обов'язково, це не буде спрощенням. Отже $U_T(u) = k_{\text{КВ}} \cdot u$, $k_{\text{КВ}}$ – коефіцієнт передачі керованого випрямляча.

Математична модель модернізованої системи стабілізації швидкості привода враховує ефективні способи підвищення швидкодії привода, що були розглянуті у попередньому розділі: скорочення перехідних процесів струму у обмотці збудження електромагнітного гальма застосуванням біполярного керованого випрямляча та за рахунок охоплення обмотки збудження негативним зворотним зв'язком. Таким чином синтез регулятора навантаження привода виконавчих органів буде здійснюватися у модернізованій САК комбайном ВСП, що визначено завданням роботи.

Наочно демонструє результати модернізації моделювання реакції струму в обмотці збудження на стрибки сигналу від регулятора. Блок-діаграма

Simulink моделі, що відтворює перехідні процеси струму в обмотці збудження, наведена на рис.2.3.

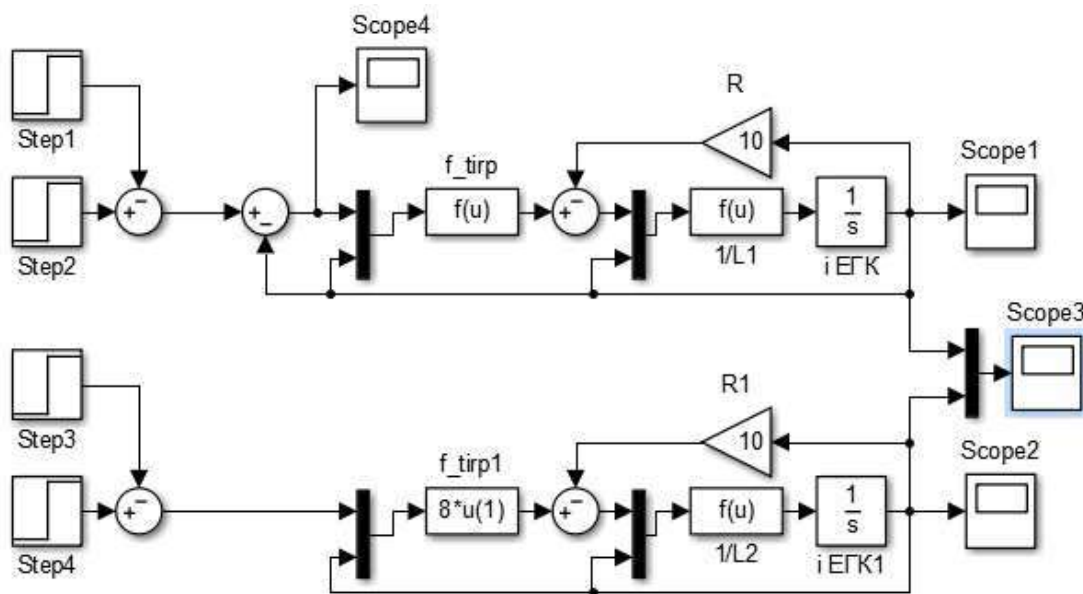


Рисунок 2.3 – Блок-діаграма моделі для відтворення перехідних процесів струму в обмотці збудження в модернізованій та вихідній системі

Представлена модель призначена для порівняння перехідних процесів струму в обмотці збудження в модернізованій та вихідній системі. Вона складається з двох моделей обмотки збудження: верхня модель – модернізована система, нижня – керування струмом в немодернізованій системі керування швидкістю привода.

Відмінність верхньої моделі полягає у наявності зворотного зв'язку за струмом та налаштуванні блоку керованого випрямляча f_tirp . Налаштування цього блоку наведені на рис. 2.4.

У виразі $40*u(1)*(u(1)>=0)+40*u(1)*(u(2)>0.05)*(u(1)<0)$ логіка другого доданку $(u(2)>0.05)*(u(1)<0)$ потрібна для недопущення зниження струму збудження до від'ємних значень. Налаштування написане за правилами MATLAB. Змінна $u(1)$ – сигнал від ПД регулятора u , змінна $u(2)$ – струм в обмотці збудження i .

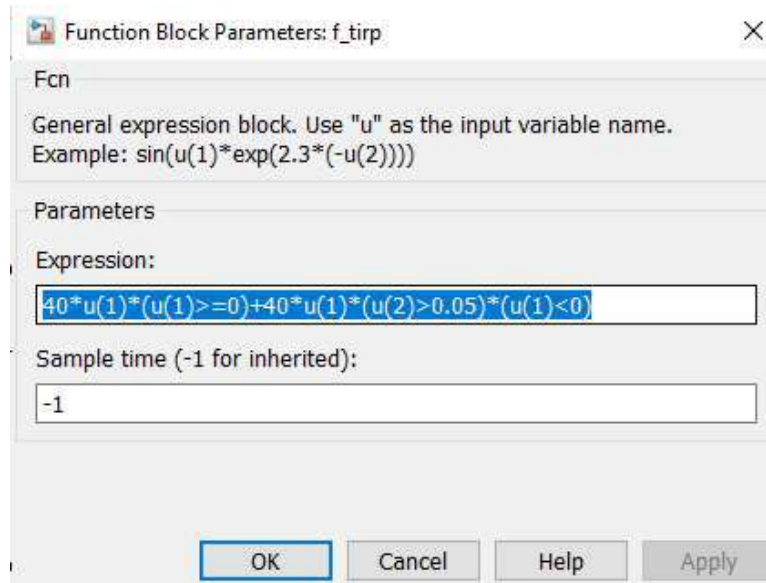


Рисунок 2.4 – Налаштування моделі керованого випрямляча у модернізованій САК швидкістю привода подачі

Налаштування моделі індуктивності обмотки збудження ЕГК як функції струму збудження наведено на рис. 2.5

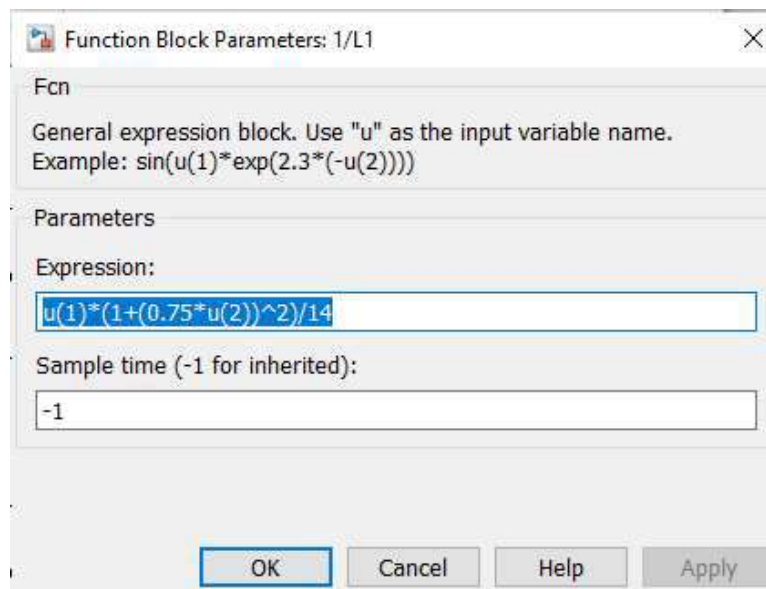


Рисунок 2.5 – Налаштування моделі індуктивності обмотки збудження ЕГК як функції струму збудження

Результати моделювання перехідних процесів струму збудження у вихідній та модернізованій САК швидкістю привода наведені на рис. 2.6.

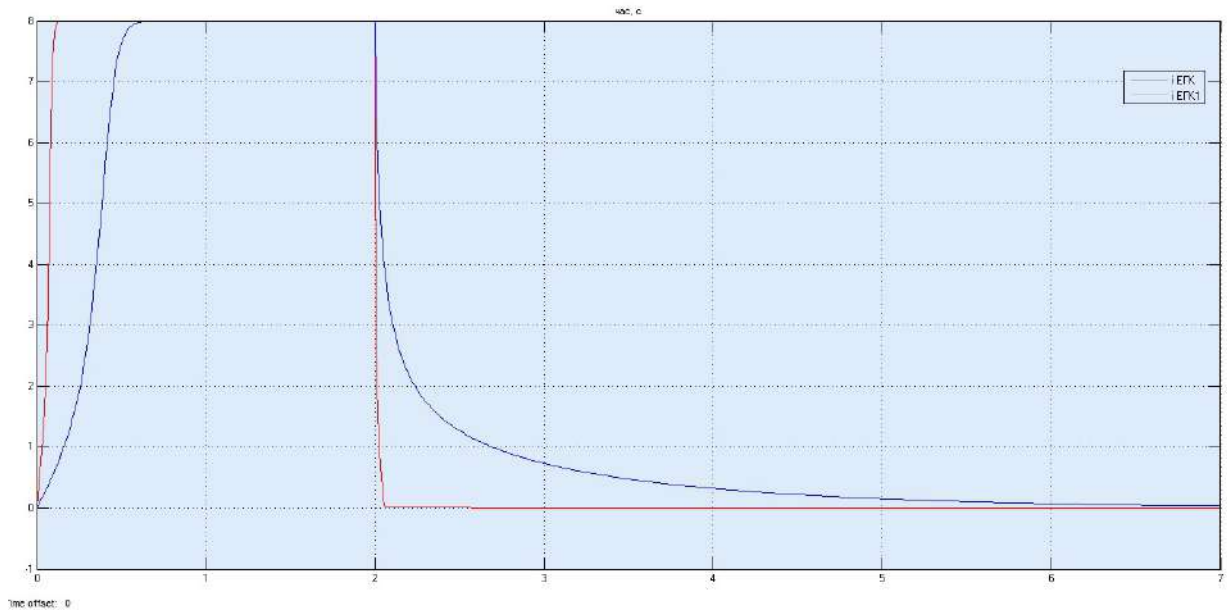


Рисунок 2.6 – Перехідні процеси струму збудження в модернізованій системі стабілізації швидкості привода (червона лінія) та в вихідній промисловій системі (синя лінія).

Наведені результати моделювання перехідних процесів свідчать, що в модернізованій системі проблема інерційності обмотки збудження електромагнітного гальма ковзання практично вирішена.

З урахуванням викладеного вище у цьому розділі математична модель модернізованої системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі має наступний зміст.

Рівняння руху комбайна у робочому режимі:

$$m\ddot{x} = F_y + F_o - F_T - F_{\theta} - R_{\theta_1} - R_{\theta_2}; \quad (2.1)$$

Пояснення складових цього рівняння наведено в описі основної моделі, що наведена вище.

Рівняння привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання:

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

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

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

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

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

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 немодернізованій САК швидкістю привода $k_2 = 0$.

Математична модель регулятора швидкості як для вихідної системи, так і для модернізованої має вигляд:

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

$$u_{PD} = k_r(\varepsilon + k_d \dot{\varepsilon}) \quad (2.3)$$

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

де позначено:

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 немодернізованій САК $u_n = 0$, $u_m = 10$, в модернізованій САК $u_n = -10$, $u_m = 10$, $k_2 \geq k_1$.

Інші складові рівнянь математичної моделі САК комбайном з винесеною системою подачі розглянуті вище.

2.2 Побудова Simulink моделі модернізованої САК комбайном з ВСП

Висока складність математичної моделі САК комбайном з ВСП залишає один метод її дослідження, котрим є імітаційне моделювання. Це визначає необхідність побудови Simulink моделі цієї системи автоматичного керування.

Блок-діаграма побудованої Simulink моделі, що відповідає математичній моделі, розглянутої вище, наведена на рис. 2.7

Для більш простого розуміння моделі її блоки пофарбовані наступним чином:

- Синій – модель привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання без регулятора швидкості.
- Жовтий – блоки моделі комбайна.
- Фіолетовий – датчик струму електродвигуна виконавчих органів.
- Блакитний – блоки зв'язку між приводом подачі та комбайном: rz, rz1, rz2 – радіуси ділильного кола приводної зірки, вихідний сигнал інтегратора ϕ - кут повороту приводної зірки.
- Коричневий – датчик швидкості привода подачі.
- Зелений – блоки структурного та параметричного синтезу.
- Блок $V_{п}$ – задатчик швидкості подачі для робочого режиму комбайна з постійною швидкістю подачі.

- Незафарбовані блоки – масштабування змінних, що виводяться на Scope для реєстрації.

Налаштування блоків системи стабілізації швидкості наведені на рис. 2.8...2.12.

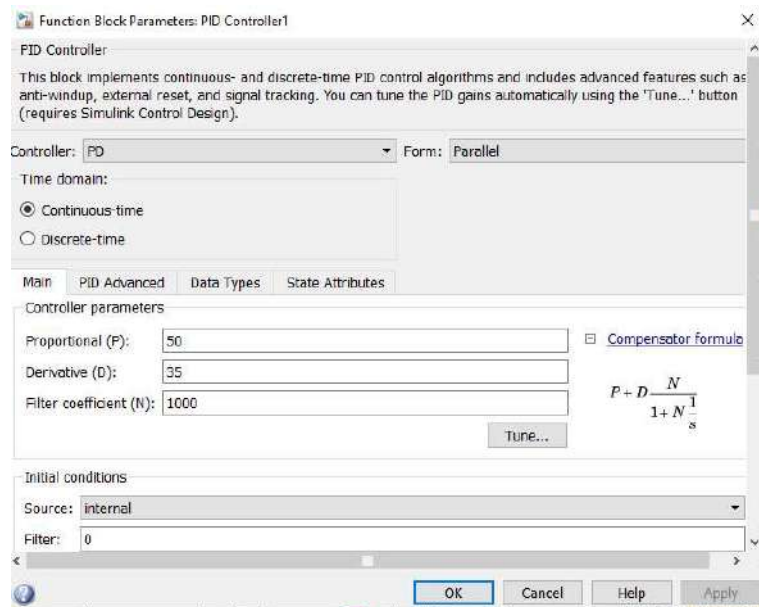


Рисунок 2.8 – Блок PID Controller1 – ПД регулятор швидкості привода

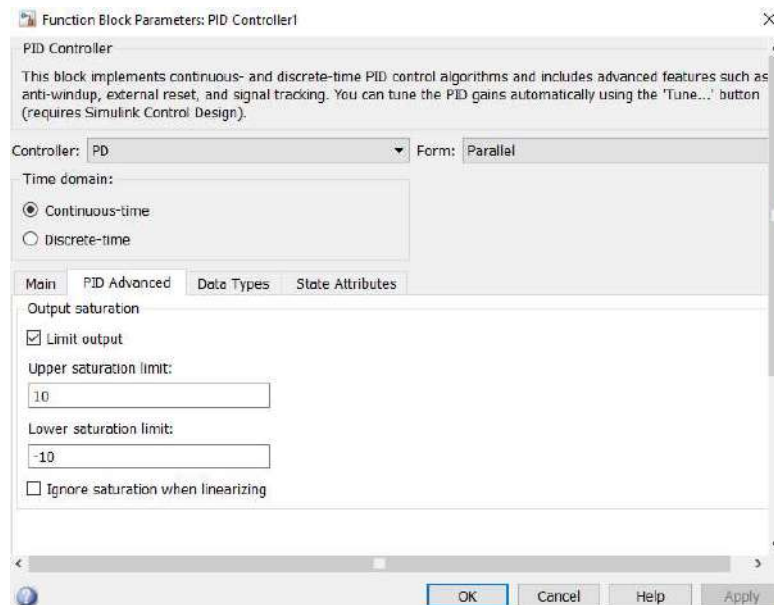


Рисунок 2.9 – Блок PID Controller1 – ПД регулятор швидкості привода

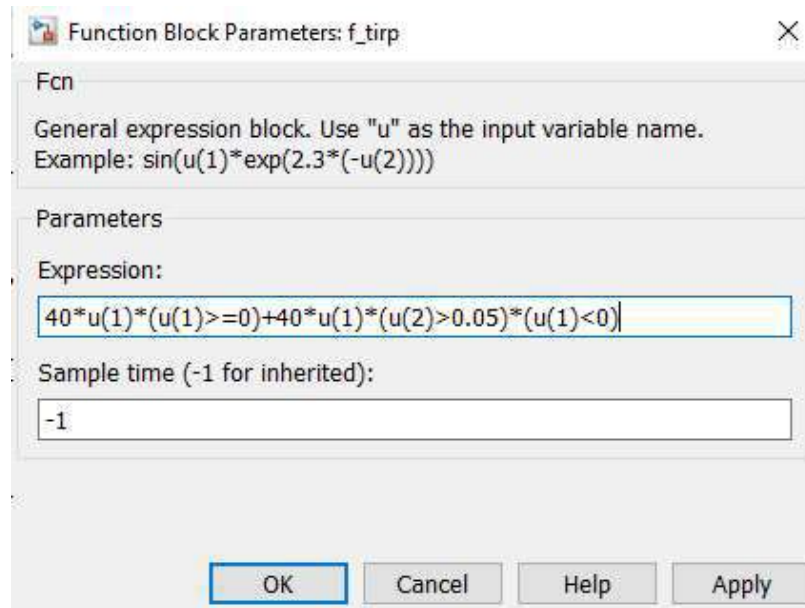


Рисунок 2.10 – Блок f_tirp – біполярний керований випрямляч з врахуванням зворотного зв'язку за струмом збудження

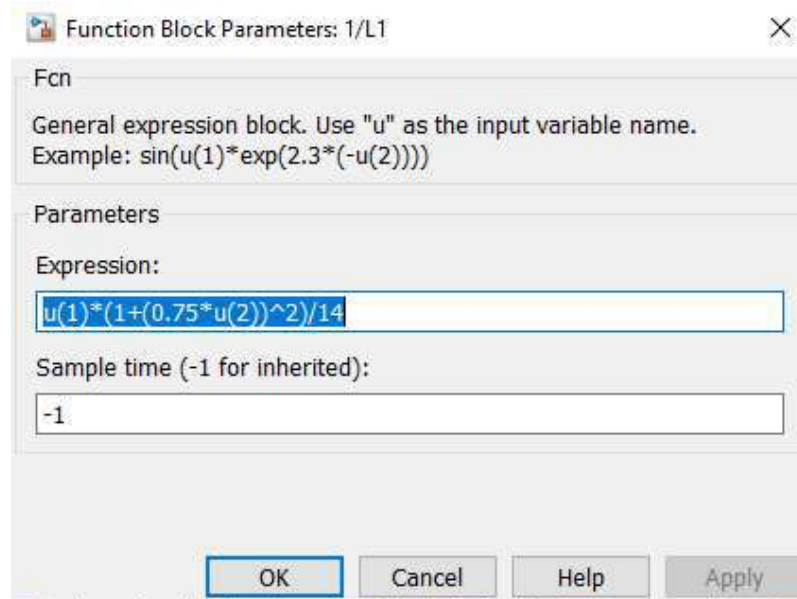


Рисунок 2.11 – Блок 1/L1 – реалізує функціональну залежність індуктивності обмотки збудження гальма ковзання від струму $1/L(i)$

Вихідним сигналом інтегратора іЕГК є струм збудження гальма ковзання.

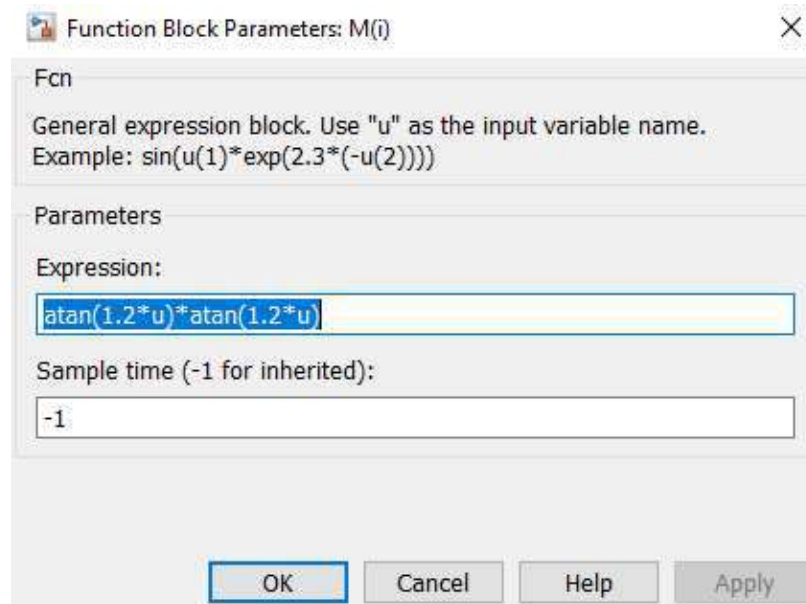


Рисунок 2.12 – Блок M(i) реалізує залежність крутного моменту електромагнітного гальма ковзання від струму збудження

Блок Product1 формує крутний момент привода подачі $M(i,S)$.

Вихідним сигналом блоку rz2 є момент навантаження привода подачі, вхідним – сума сил від ланцюгового контуру, що діють на привод подачі.

Вихідним сигналом інтегратора Om є кутова швидкість привода подачі, приведена до приводної зірки.

Вихідним сигналом блоку Om1 є швидкість електродвигуна привода подачі урахуванням редукції.

На виході блоку 1/Om1 обчислюється ковзання електромагнітного гальма.

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

Блок $340 \cdot 192 / 6.1$ – коефіцієнт, що враховує підсилення крутного моменту привода планетарним редуктором, його значення 16000.

Пояснення до Simulink моделі комбайна.

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.

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.

MATLAB функція `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 моменту контакту з вибієм.

Вхідними параметрами функції `augers` є поточний модельний час та переміщення корпусу комбайна.

Функція `augers` викликає функцію `K103хсpp`, написану на мові C++, яка і обчислює момент навантаження та сили реакцій вибію на виконавчих органах.

Лістинг функції `augers` наведено нижче.

```

function [dat] = augers(x,t)
% Формування 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);      % ras(1)-ras(2);
dat(3)=res(1)+res(2);      % mc(1)+mc(2);
end

```

Позначення змінних в програмі:

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 блоковою частиною Simulink моделі.

2.3 Перевірка коректності Simulink моделі модернізованої САК комбайном з ВСП

Виконання завдання синтезу регулятора навантаження в модернізованій САК комбайном з ВСП потребує впевненості у коректності розробленої Simulink моделі. Перш за все потрібно перевірити відтворення холостого ходу комбайна для різних умов та робочих режимів з постійної швидкістю подачі. Вказані перевірки мають бути здійснені для різних швидкостей подачі комбайна та різних довжин тягового ланцюга.

На рис. 2.13 та 2.14 моделюється холостий хід комбайна для довжини тягового ланцюга 50 та 300 м відповідно. На цих рисунках тут і далі синя лінія – кутова швидкість привода, сіра – миттєва швидкість комбайна. Отримані результати руху холостого ходу для довжини тягового ланцюга 50 м дуже близькі до експериментальних даних, що наведені в дисертаційній роботі [7] та в багатьох наукових роботах Донецького національного технічного університету.

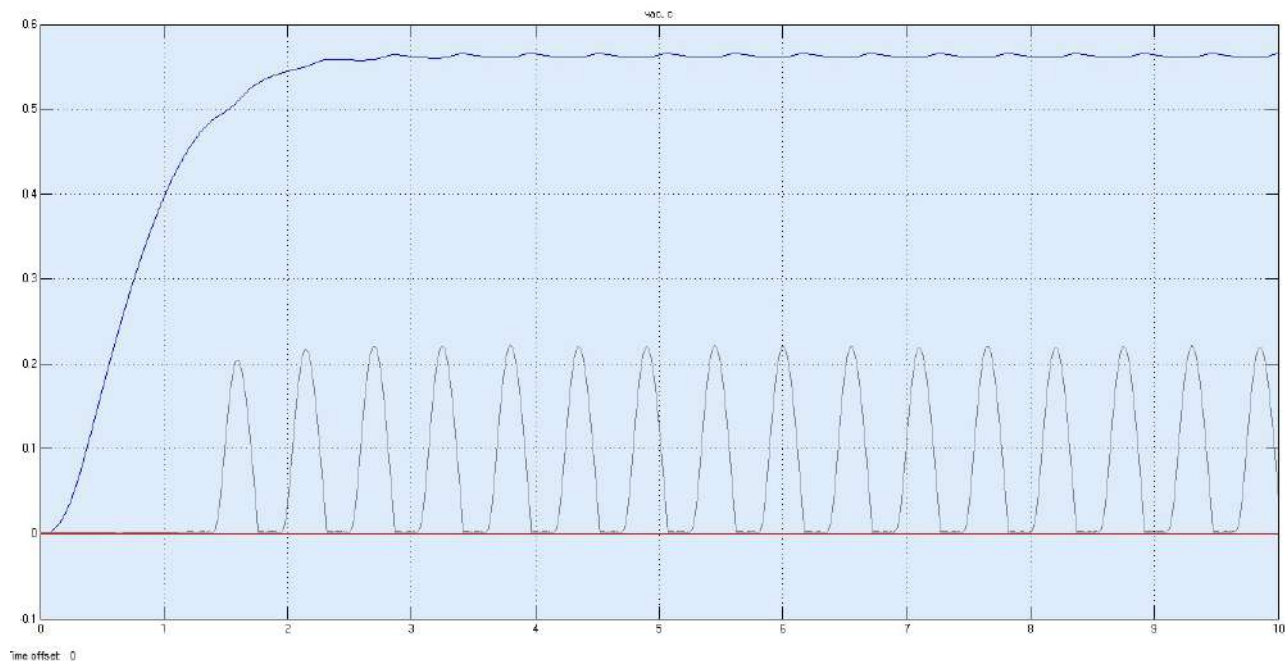


Рисунок 2.13 – Холостий хід комбайна зі швидкості подачі 5м/хв при довжині тягового ланцюга 50 м

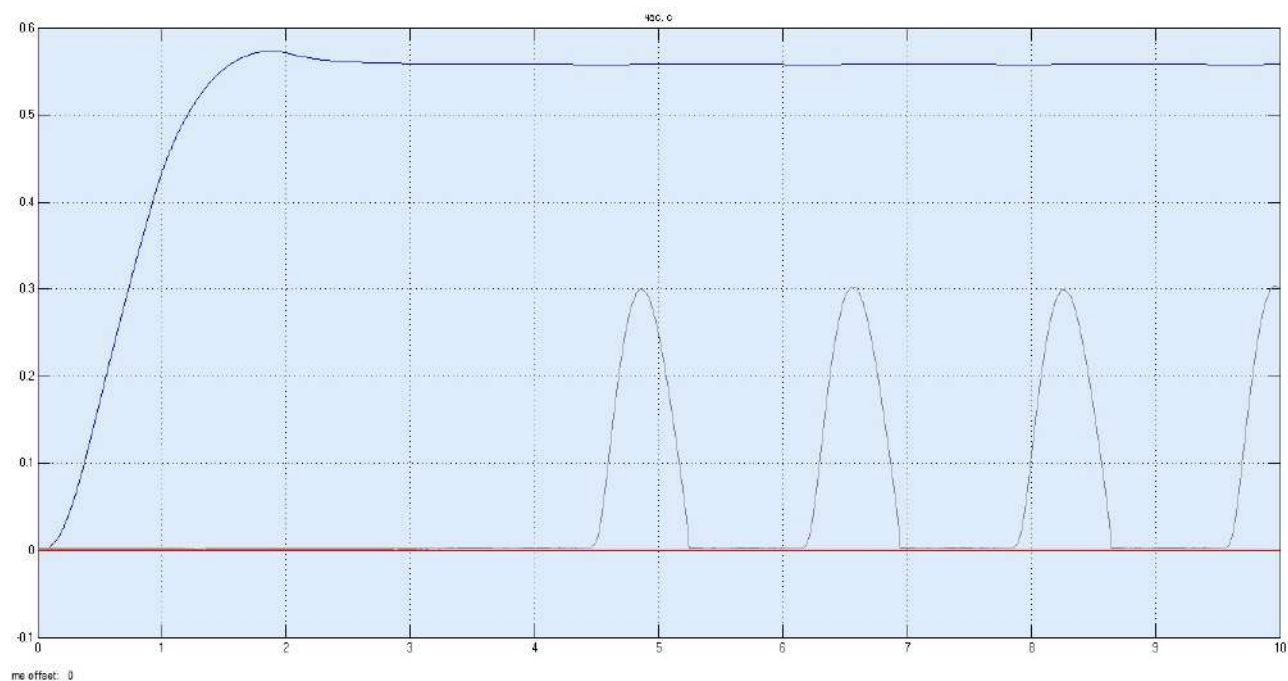


Рисунок 2.14 – Холостий хід комбайна при швидкості подачі 5м/хв при довжині тягового ланцюга 300 м

На рисунках 2.15 та 2.16 продемонстровано результати моделювання роботи комбайна при довжині ланцюга відповідно 50 та 300 м при опірності різанню 250 Н/м та постійній швидкості подачі 4 м/хв.

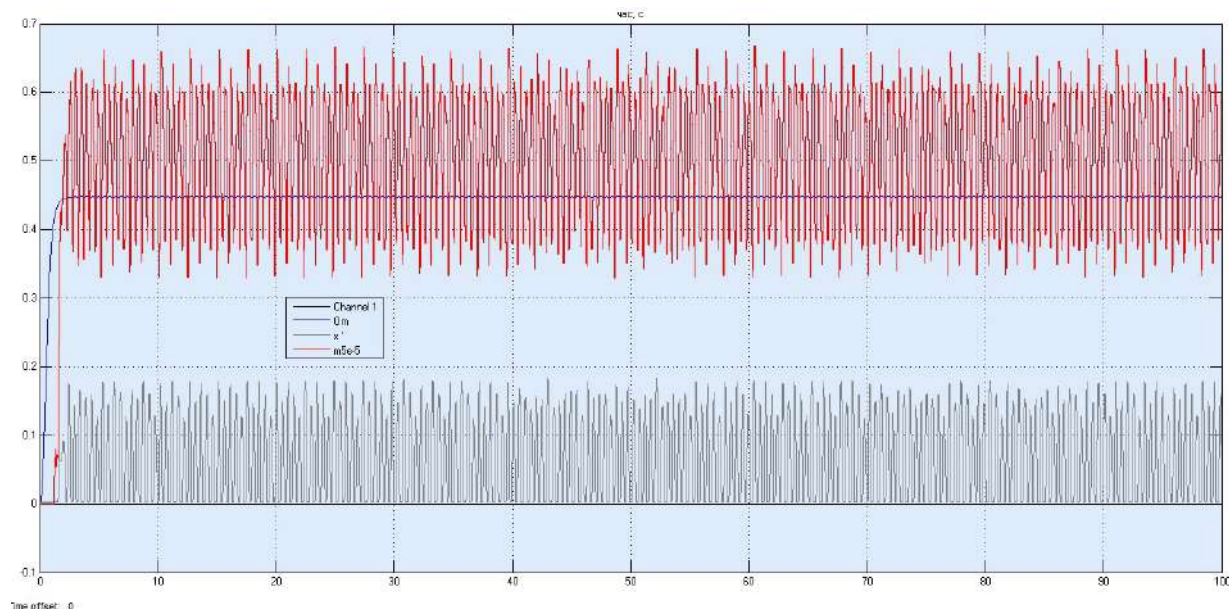


Рисунок 2.15 – Робота комбайна при довжині ланцюга 50 м при швидкості подачі 4 м/хв

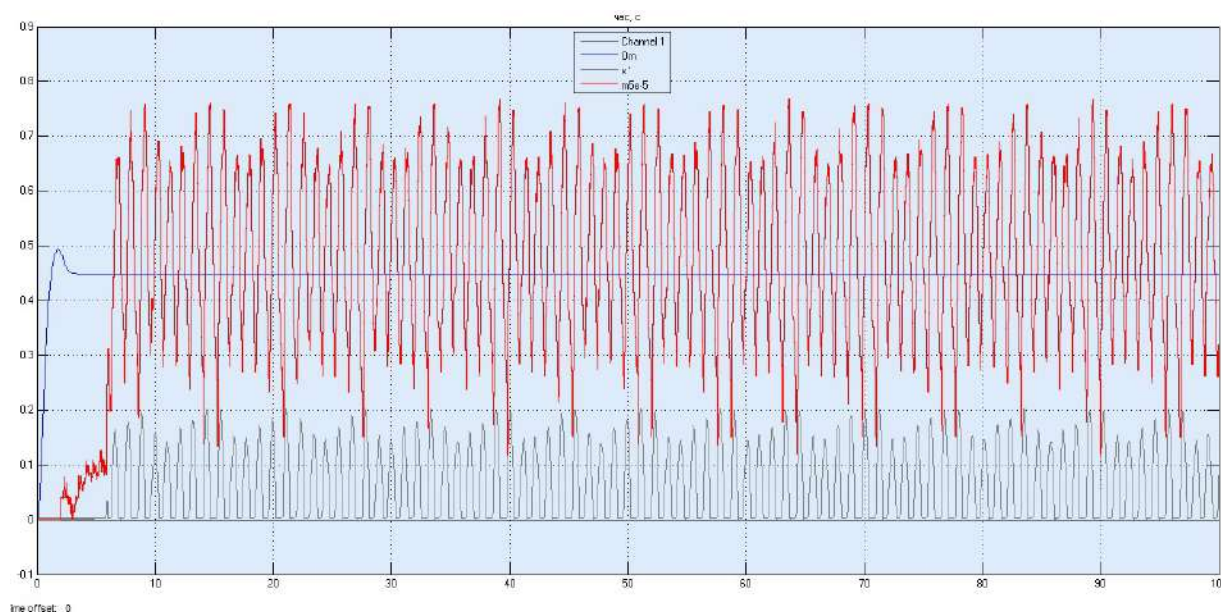


Рисунок 2.16 – Робота комбайна при довжині ланцюга 300 м при швидкості подачі 4 м/хв

Результати експериментів східчастої зміни опірності при постійній швидкості подачі 4 м/хв наведені на рис. 2.17 та рис. 2.18.

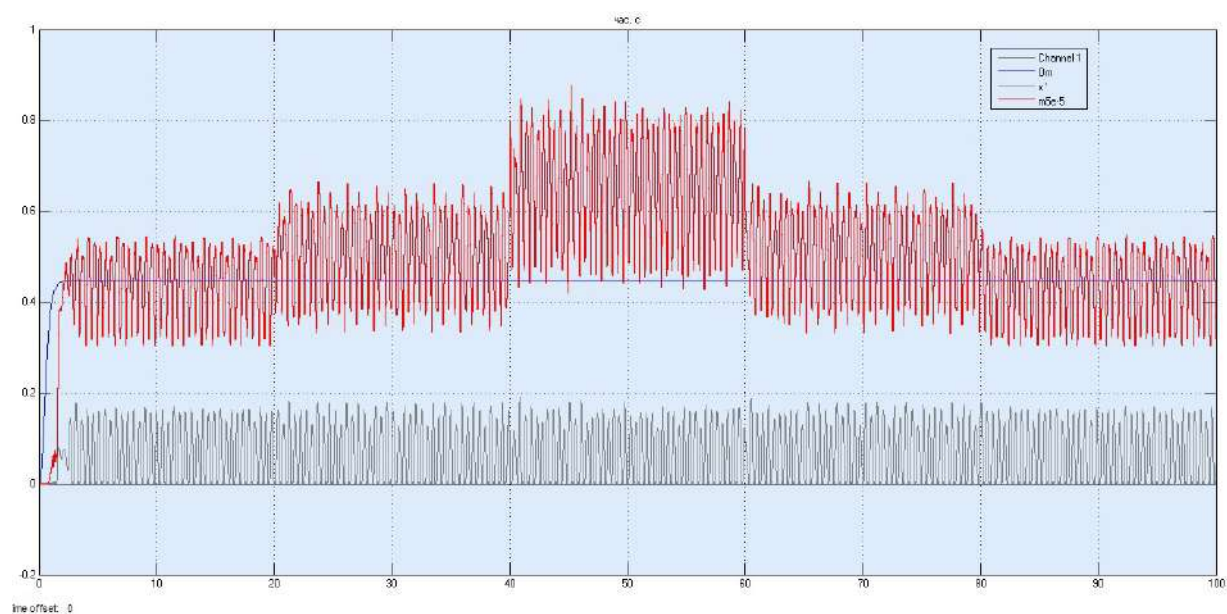


Рисунок 2.17 – Перехідні процеси зміни опірності при довжині ланцюга 50 м

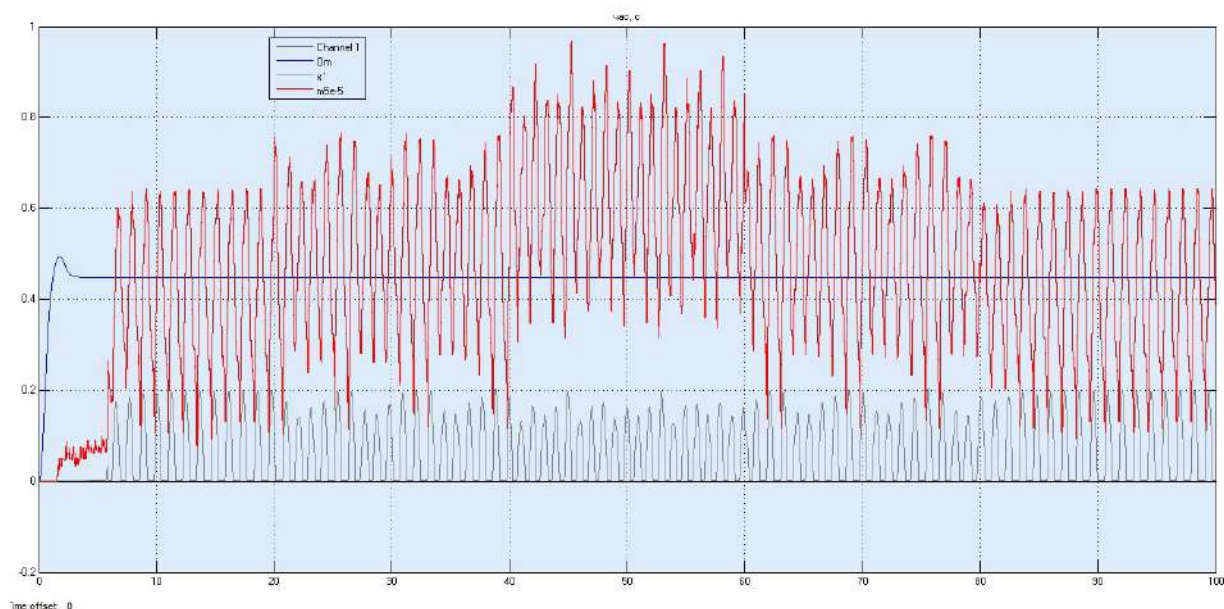


Рисунок 2.18 –Перехідні процеси зміни опірності при довжині ланцюга 300 м

Сценарій проведення цих експериментів наступний. На інтервалі часу 0-20 с опірність вугілля різанню завдано 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 зворотному порядку східчає зменшення опірності різанню в на інтервалі 60-80 с до 250 Н/м, на інтервалі 80-100 с зменшення до 200 Н/м.

Як видно з результатів моделювання, при обох довжинах тягового ланцюга мають місце перехідні процеси зростання та убування навантаження на виконавчих органах, але при довгому ланцюгу 300 м їх тривалість значно більша ніж при довжині 50 м. Це пояснюється більш повільним встановленням синхронізації коливань корпусу комбайна збуреннями на виконавчих органах через зменшення жорсткості тягового ланцюга. Такі перехідні процеси повинні бути враховані.

При руйнуванні пласта з опірністю вугілля різанню близько 300 Н/м, при наявності в пласті породного прошарку або при роботі з присічкою породи швидкість комбайна знижується до 2 м/хв і нижче. При таких малих швидкостях подачі система стабілізації швидкості гірше підтримує швидкість привода подачі, що може призвести до її коливань з підвищеною амплітудою. До цього ж на малих швидкостях привода через менші струми збудження збільшується інерційність обмотки збудження. Через це потрібно дослідити тягнучий привод на малих швидкостях при короткому та довгому ланцюзі.

На рис. 2.19 та 2.20. наведено результати дослідження робочого режиму при постійній завданій швидкості подачі близько 2 м/хв при довжині робочої гілки ланцюга 50 м та 300 м при постійній опірності вугілля різанню, наприклад, 300 Н/м.

При довжині тягового ланцюга 50 м навантаження комбайна являє стаціонарний процес. При довжині тягового ланцюга 300 м мають місце різні ділянки стаціонарних процесів, котрі змінюють один одного.

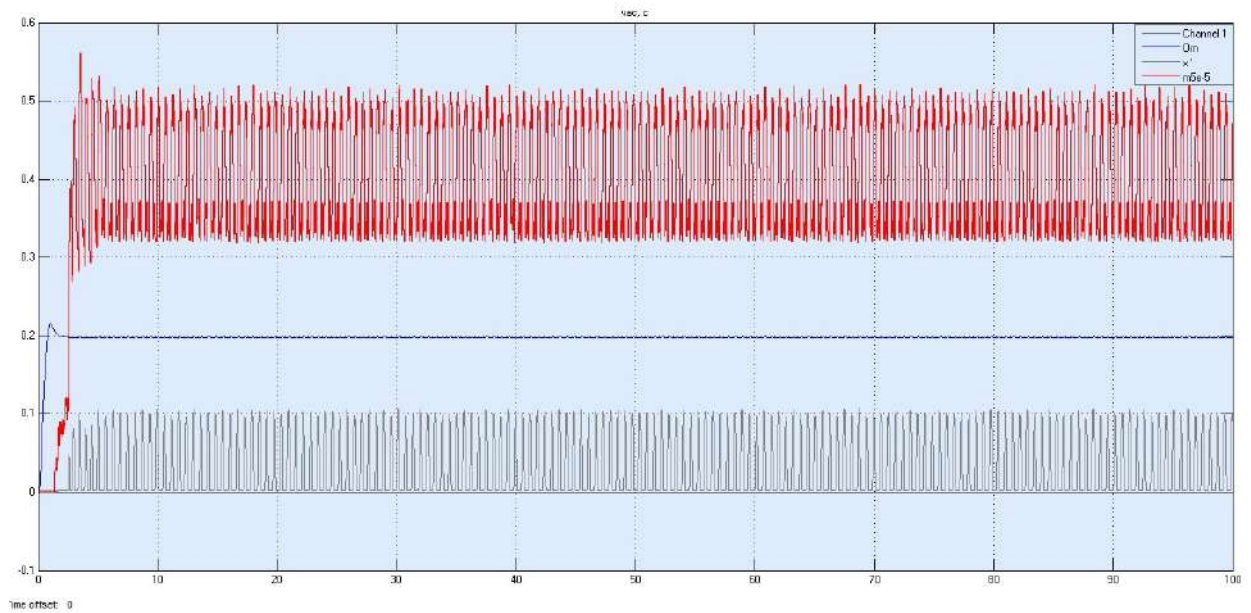


Рисунок 2.19 – Робота комбайна при швидкості подачі 1,8 м/хв, опірності різанню 300 Н/м та довжині ланцюга 50 м

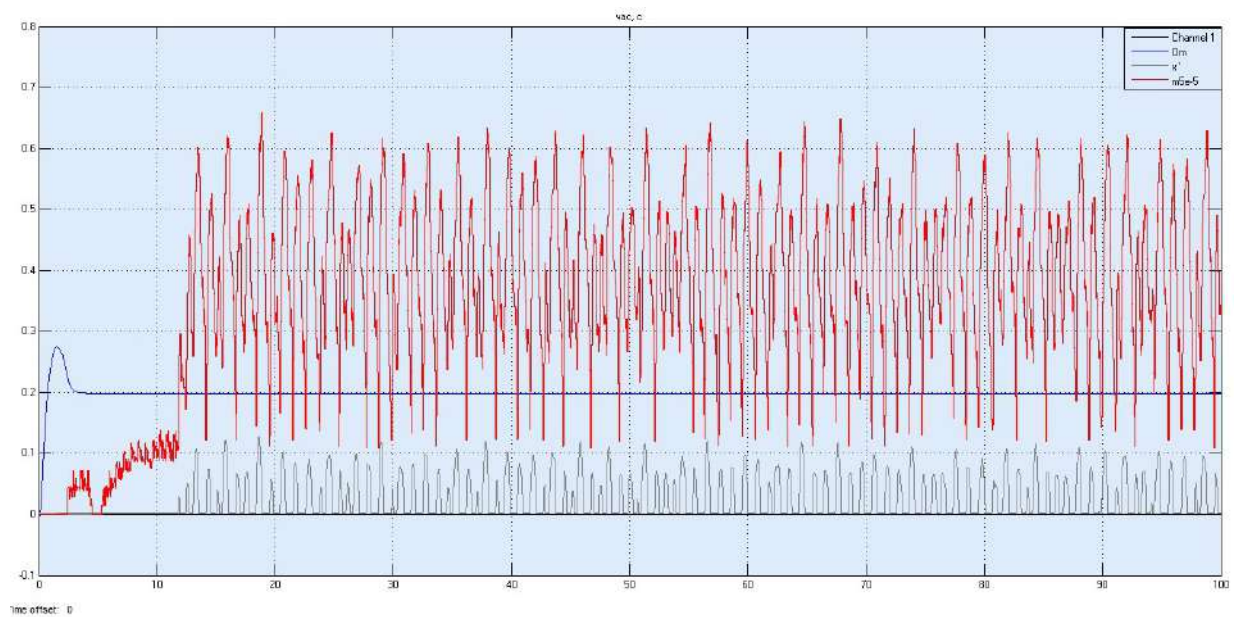


Рисунок 2.20 – Робота комбайна при швидкості подачі 1,8 м/хв, опірності різанню 300 Н/м та довжині тягового ланцюга 300 м

Це може спостерігатись при автоматичному керуванні швидкістю подачі при автоматичному регулювання навантаження на виконавчих органах.

Висновки до розділу 2

- 1) Визначено математичну модель модернізованої системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.
- 2) Побудовано імітаційну модель САК комбайном з ВСП.
- 3) Перевірено коректність та адекватність побудованої Simulink моделі в різних режимах її роботи.

3 СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЯТОРА НАВАНТАЖЕННЯ В МОДЕРНІЗОВАНІЙ СИСТЕМІ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

3.1 Синтез регулятора навантаження привода виконавчих органів

3.1.1 Головна проблема синтезу регулятора навантаження

Видобувний комбайн є складною автоколивальною системою, джерелом коливань в якій є неврівноваженість навантаження на виконавчих органах. Неврівноваженість в даному випадку іде від того, що тільки половина різців, розташованих на циліндрі виконавчого органу контактує з руйнованим пластом, створюючи потужну періодичну складову у навантаженні. Іншим фактором, що створює коливання моменту навантаження з подвійною частотою обертання виконавчого органу, є два заходи лопатей на виконавчому органі. Другим чинником, що сприяє автоколиванням, є нелінійний характер тертя в опорах комбайна з ділянкою з від'ємним нахилом в діапазоні робочих швидкостей комбайна. Через це, якщо комбайн рухається навіть з ідеально постійною швидкістю подачі, момент навантаження на виконавчих органах містить періодичні складові з великою амплітудою.

Навантаження електродвигуна привода виконавчих органів вимірюється датчиком струму, оскільки струм пропорційний навантаженню електродвигуна.

Таким чином, на вхід контуру стабілізації навантаження з датчика струму електродвигуна виконавчих органів надходить сигнал, в якому амплітуда періодичної складової суттєво перевищує середнє значення навантаження.

На рис. 3.1 наведено осцилограму експериментальних досліджень робочого режиму комбайна з ВСП [7]. На ній позначено струм електродвигуна виконавчих органів i_{uo} . Характер цієї реалізації струму підтверджує викладене.

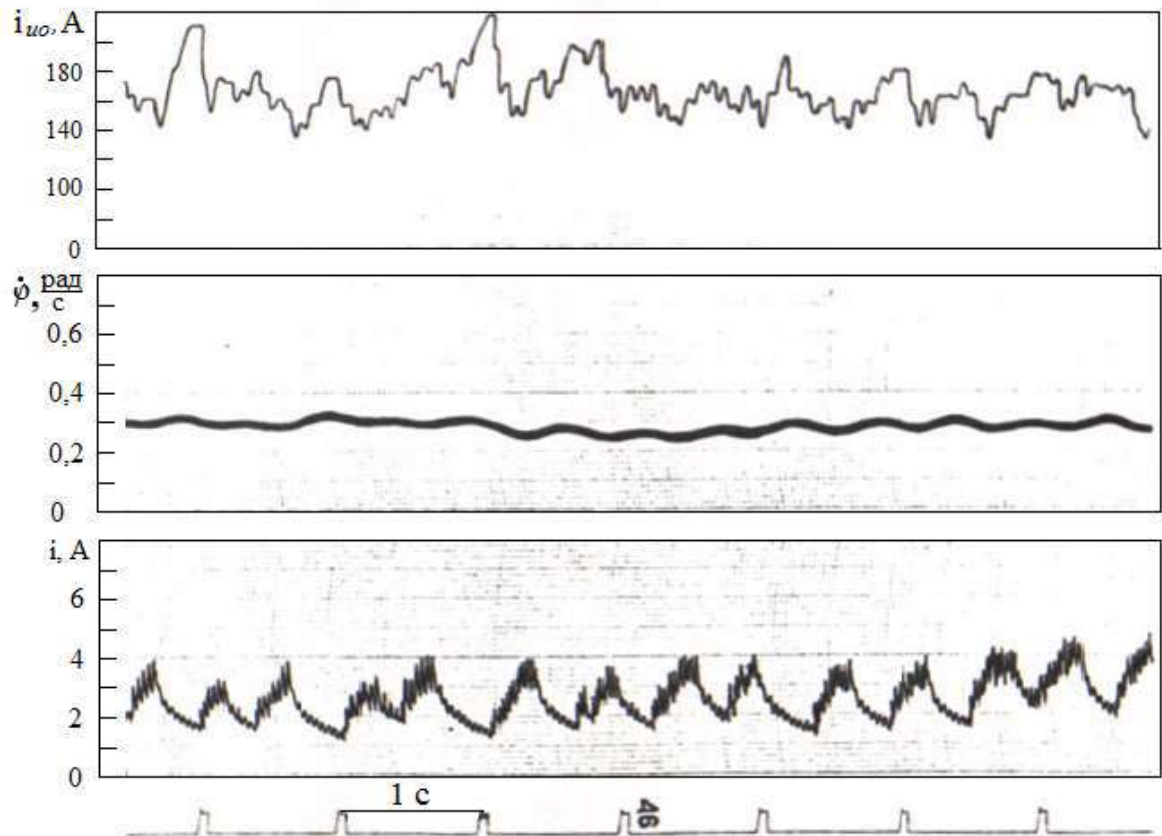


Рисунок 3.1 – Осцилограма експериментальних досліджень робочого режиму комбайна КА-80 з ВСП [7]

Математичний аналіз сигналу струму електродвигуна також це підтверджує. На рис. 3.2 наведено кореляційну функцію сигналу струму. Кореляційна функція струму має експоненційно - косинусний характер зі змістом періодичних складових на частотах 0,92, 1,85, 2,77 і 3,67 Гц. Перша з них відповідає частоті обертання виконавчого органу 0,91 Гц, друга - подвоєної, третя й четверта - відповідно до потроєної і почотвереної частоті, обумовлених розміщенням різального інструменту на барабані.

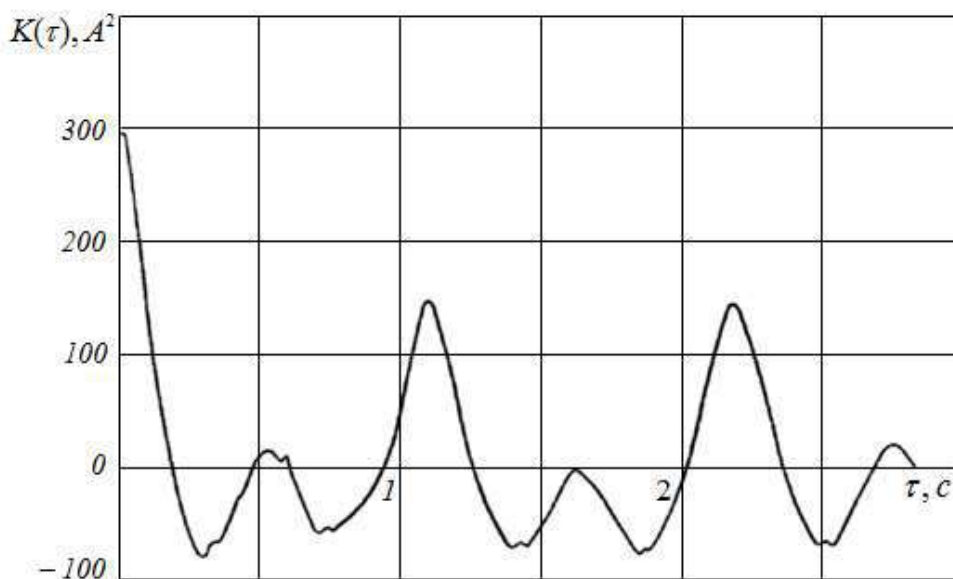


Рисунок 3.2 – Кореляційна функція струму електродвигуна виконавчих органів комбайна КА-80 [7]

На рис. 3.3 наведено спектральну щільність того ж струму [7].

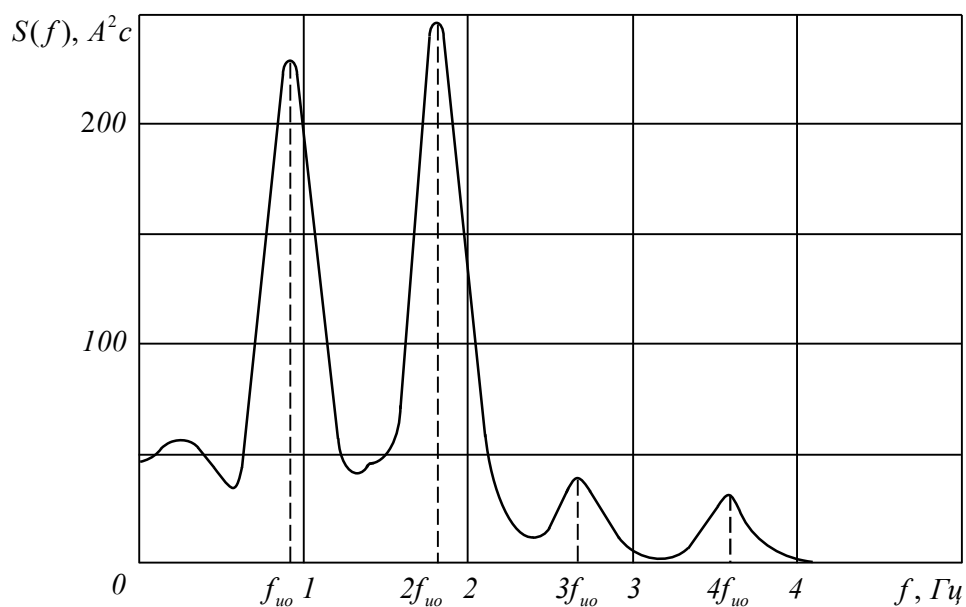


Рисунок 3.3 – Спектральна щільність струму електродвигуна виконавчих органів комбайна КА-80 [7]

Спектральна щільність реалізації містить відповідно чотири піки на зазначених частотах з перевагою амплітуди на перших двох [7]. Слід звернути

увагу на близькість амплітуди періодичної складової сигналу струму над рівню низькочастотної складової.

3.2 Синтез регулятора навантаження привода виконавчих органів

Фільтрація розглянутої періодичної складової в сигналі з датчика струму неможлива через близькість частот періодичних складових частотам збурень по навантаженню від мінливості опірності вугілля різанню та проходження пласта з присічкою бокових порід або з включенням прошарків породи. Будь-який фільтр, навіть цифровий з П-подібною частотною характеристикою, вносить від'ємний фазовий зсув або затримку сигналу, що негативно впливає на стійкість та коливальність системи.

Таким чином, вплив завдання швидкості контуру регулювання швидкості від регулятора навантаження є не тільки завданням, але й збуренням від періодичної складової в сигналі регулятора навантаження, що розгойдує контур стабілізації швидкості.

Викладене визначає, що закон регулювання регулятора навантаження виконавчих органів має бути інтегральним. Інтегратор найкращим чином згладжує періодичну складову в сигналі розузгодження за струмом електродвигуна виконавчих органів.

В зв'язку з цим завданням синтезу є визначення коефіцієнта при інтегралі помилки за струмом такого, що з одного боку забезпечує максимальну швидкодію контуру регулювання навантаження, а з іншого боку забезпечує стійкість та аперіодичні перехідні процеси регулювання навантаження.

На рис. 3.4 показано моделювання процесу стабілізації навантаження при східчастій зміні опірності різанню. На рис. 3.5 показано вихідний сигнал регулятора навантаження цього процесу.

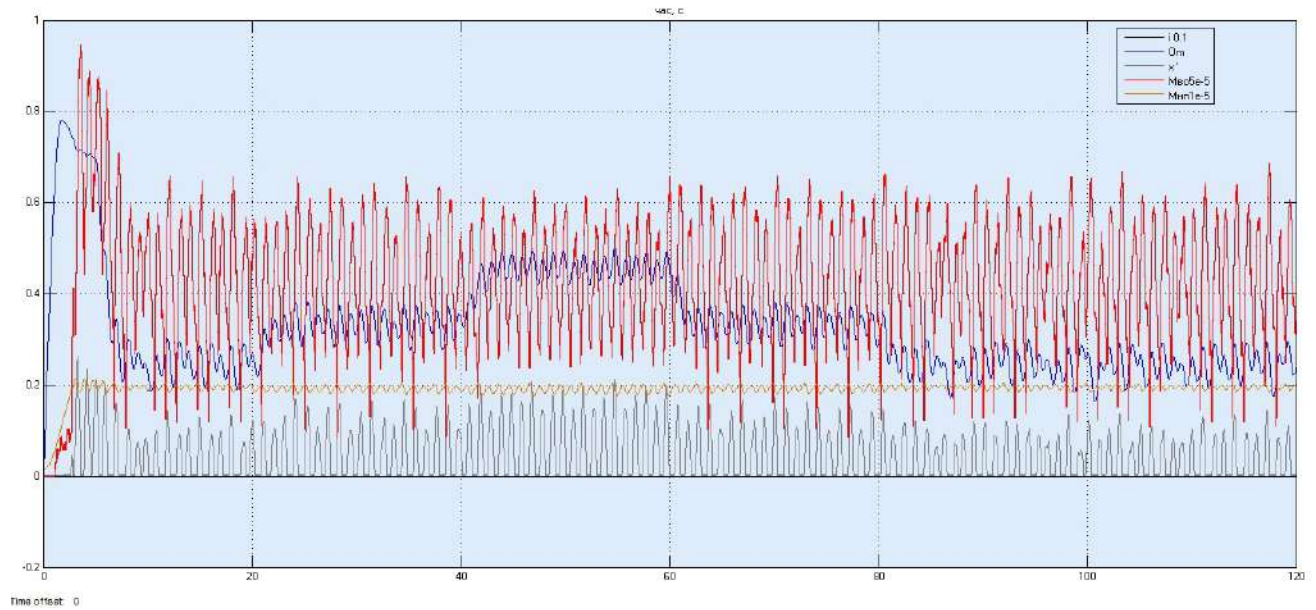


Рисунок 3.4 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 200 м, $k_i = 1,8$

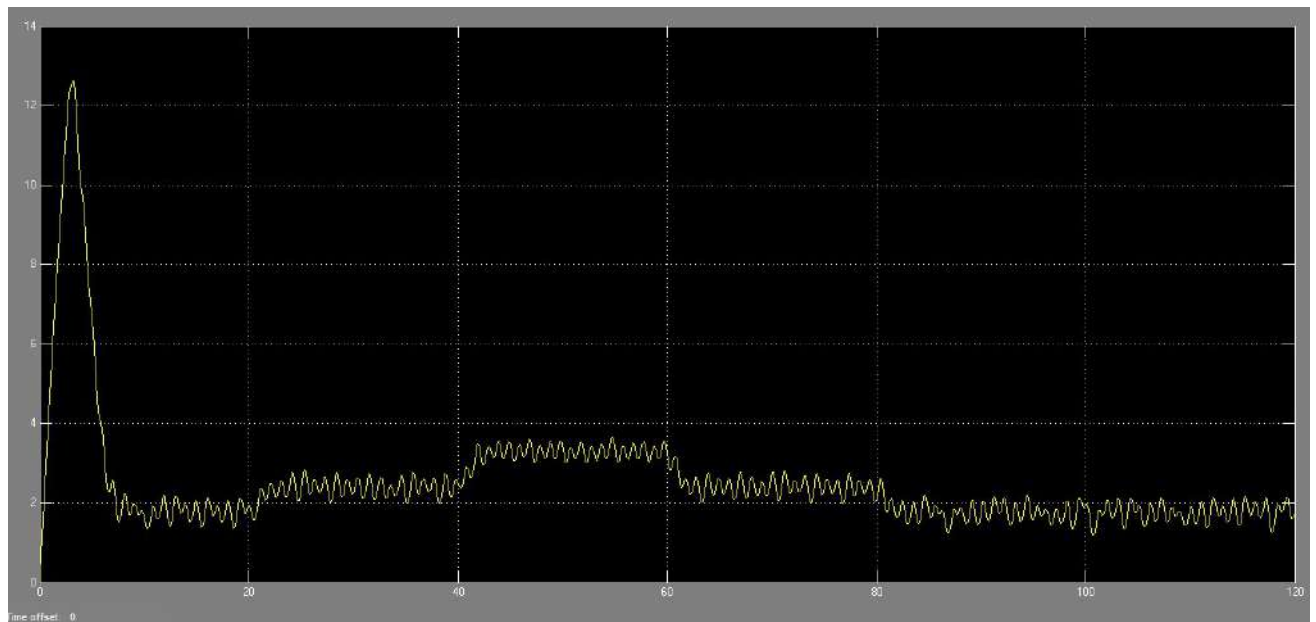


Рисунок 3.5 – Вихідний сигнал регулятора навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП, $k_i = 1,8$

Наведений на рис. 3.4 та рис. 3.5 модельний експеримент виконувався наступним чином. Мінливість опірності різанню була задана 300 Н/м на

інтервалі часу 0-20 с. З 20 с до 40 с опірність різанню була східчасто зменшена до 250 Н/м, з 40 с до 60 с ще зменшена до 200 Н/м. З 60 с до 80 с опірність різанню була підвищена до 250 Н/м, далі з 80 с знову підвищена до 300 Н/м.

Наведений модельний експеримент проводився для максимальної довжини робочої гілки тягового ланцюга 300 м, тобто в найбільш несприятливих умовах для перехідних процесів швидкості привода.

На вказаних інтервалах часу регулятор навантаження відповідно зменшував або збільшував швидкість привода подачі, підтримуючи постійне навантаження привода виконавчих органів.

Судячи з результатів на рисунках, амплітуда коливань кутової швидкості привода пропорційна значенню опірності різанню. Саме на ділянках з більшою опірністю різанню коливальність вихідного сигналу регулятора найбільша.

Слід звернути увагу, що при стрибкоподібному зростанні опірності різанню регулятор встигає знизити швидкість привода так, що збільшення навантаження на привод виконавчих органів практично відсутнє. При цьому тривалість перехідного процесу зниження швидкості привода подачі вдвоє не перевищує 1, 5 с при довжині тягового ланцюга 300 м. Звичайно при більш коротких довжинах тягового ланцюга, тобто при більшій його жорсткості, час перехідного процесу зниження швидкості привода буде скорочуватись.

Також важливо зазначити, що незважаючи на досить значну коливальність швидкості привода, усталені режими її стійкі, а перехідні процеси швидкості привода стійкі та аперіодичні.

Загалом можна зробити висновок, що регулятор навантаження привода виконавчих органів в модернізованій системі автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі забезпечує стійкість системи та якісне регулювання навантаження виконавчих органів.

Результати двох наступних експериментів наведено на рис. 3.6 та рис. 3.7.

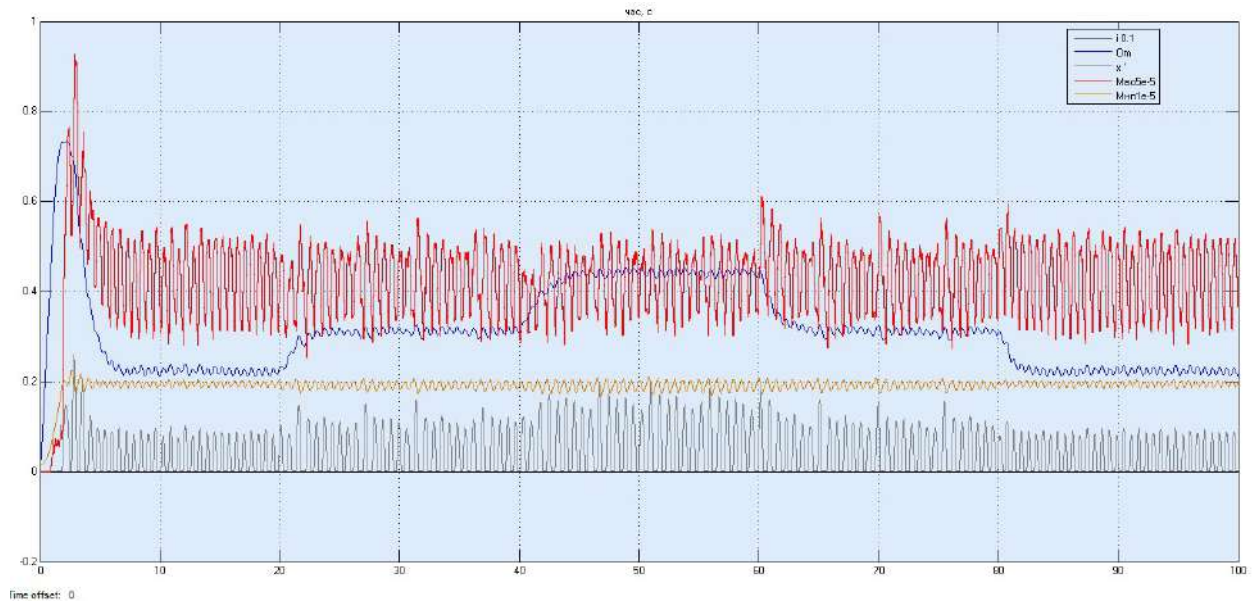


Рисунок 3.6 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 100 м, , $k_i = 1,8$

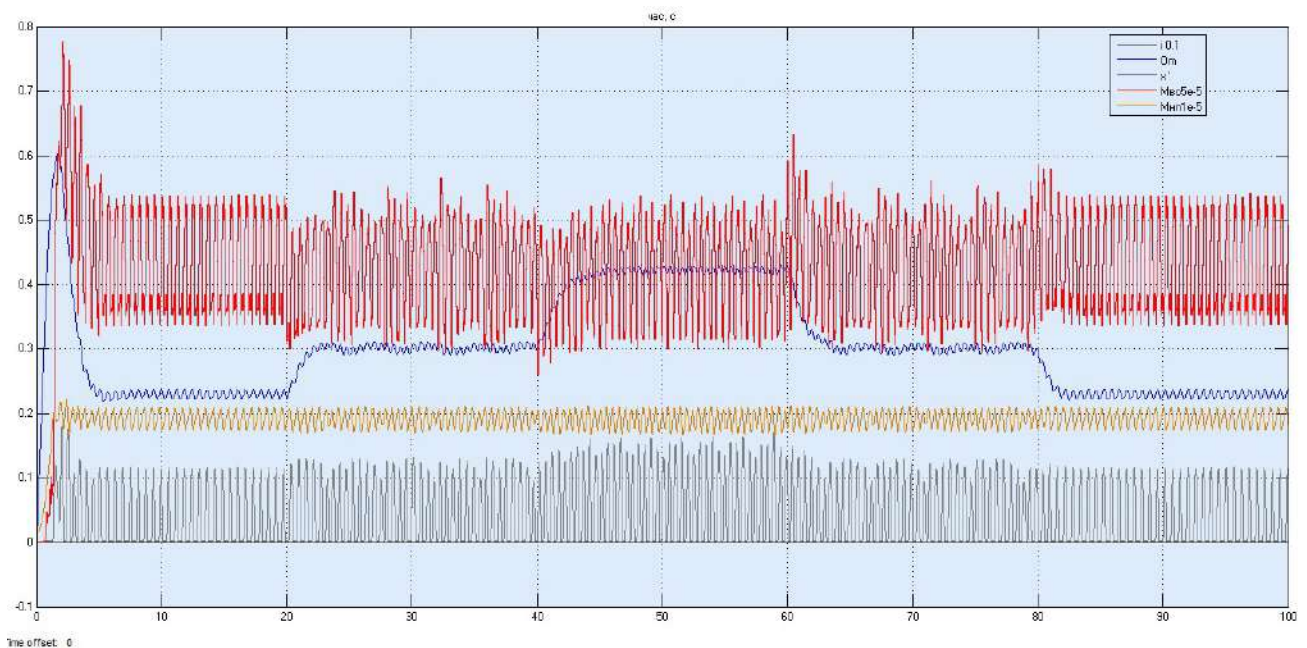


Рисунок 3.7 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 50 м, , $k_i = 1,8$

Обидва модельні експерименти виконані для умов та за сценарієм, котрі описані вище для довжини робочої гілки тягового ланцюга 300 м.

Особливістю роботи САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 100 м є суттєве зниження амплітуди коливань кутової швидкості привода подачі, що пояснюється більшою жорсткістю тягового ланцюга. Іншою відмінністю від роботи при довжині ланцюга 300 м є хоч і не великий перехідний процес при стрибках опірності вугілля різанню. Це пояснюється тим, що швидкодії регулятора навантаження для коефіцієнта при інтегралі $k_i = 1,8$ стає недостатньою. В зв'язку з цим коефіцієнт при інтегралі було збільшено $k_i = 2,4$ та виконано моделювання. Результати моделювання наведено на рис. 3.8.

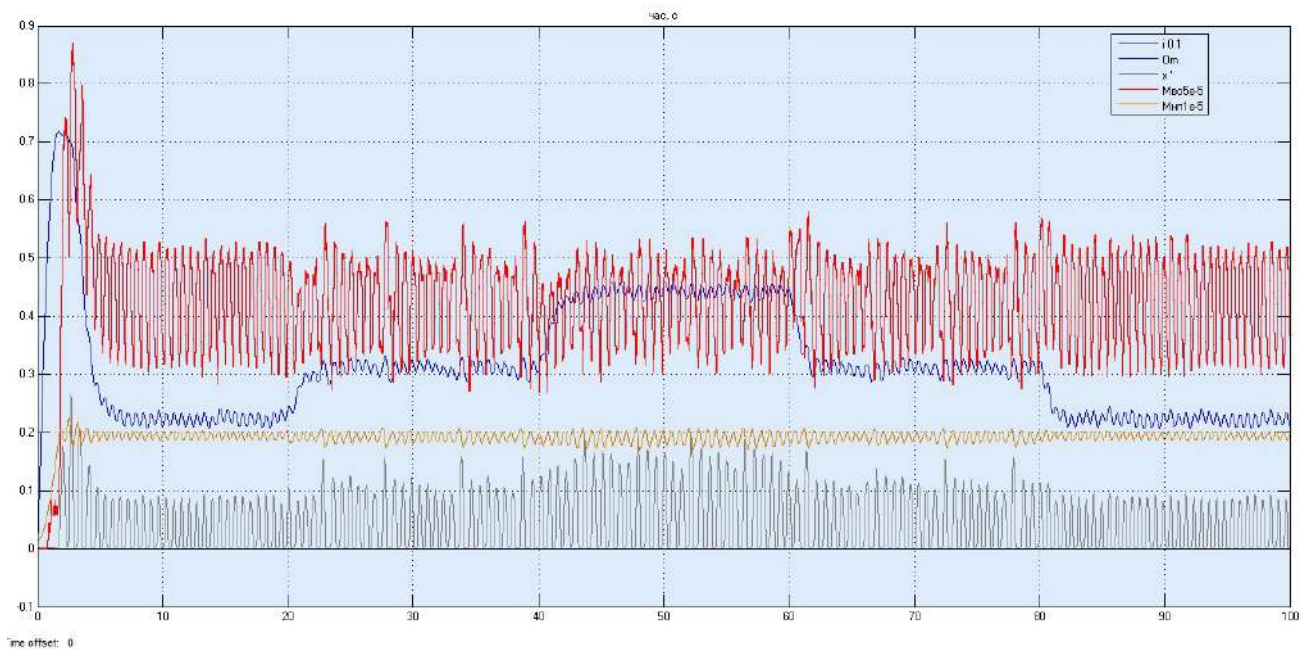


Рисунок 3.8 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 100 м, $k_i = 2,4$

Результати моделювання свідчать, що при довжині тягового ланцюга 100 м та $k_i = 2,4$ м, регулятор навантаження якісно відпрацьовує стрибки опірності вугілля різанню з монотонними аперіодичними перехідними процесами як по навантаженню привода виконавчих органів так і швидкості привода подачі. Амплітуда коливань швидкості подачі є незначною, що свідчить про відсутність високодинамічних режимів в приводі подачі.

Низькочастотні коливання струму електродвигуна виконавчих органів та швидкості привода подачі є результатом биттів, що виникають при взаємодії коливань комбайна та привода подачі через пружний тяговий ланцюг.

Час зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності складає 0,7 с.

На рис. 3.9 наведено результати попереднього модельного експерименту, але коефіцієнт інтегратора збільшено до 3.

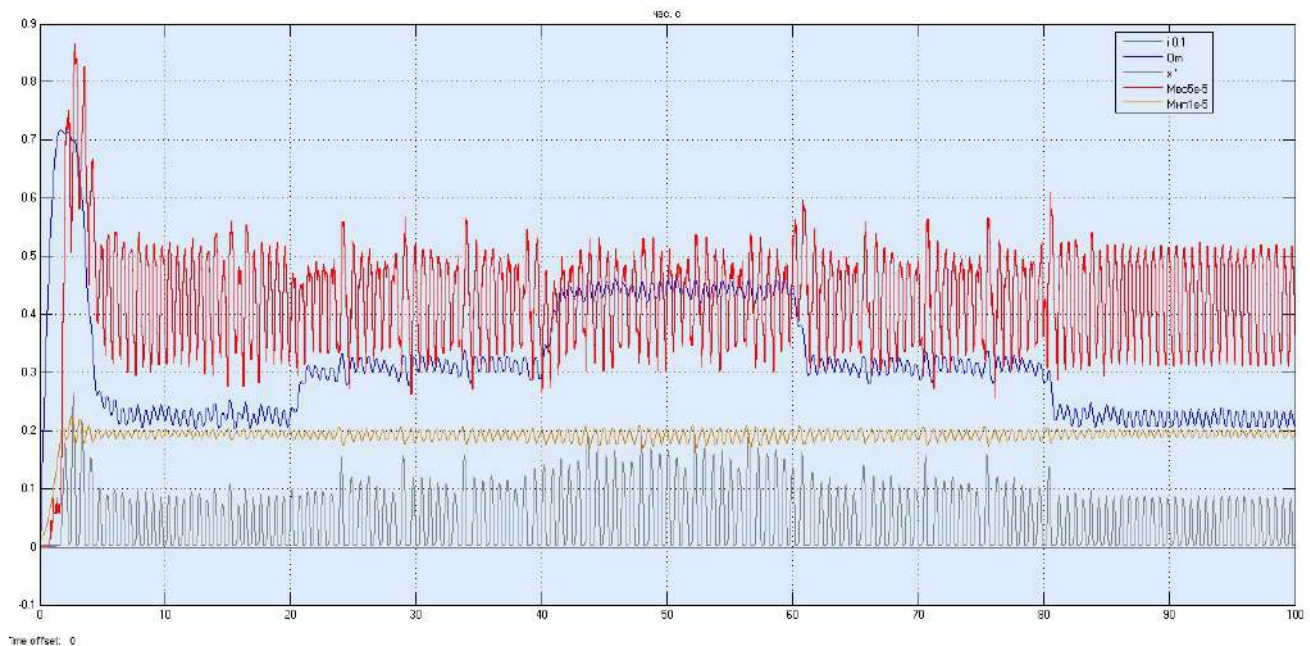


Рисунок 3.9 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 100 м, $k_i = 3$

При $k_i = 3$ та при довжині тягового ланцюга 100 м регулятор навантаження також якісно відпрацьовує стрибки опірності вугілля різанню з монотонними аперіодичними перехідними процесами як по навантаженню привода виконавчих органів так і швидкості привода подачі. Амплітуда коливань швидкості подачі є незначною та подібною попередньому експерименту при $k_i = 2,4$. Тривалість перехідних процесів швидкості привода

подачі скоротилася. Час зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності складає 0,5 с.

Результати моделювання процесу стабілізації навантаження для довжини тягового ланцюга 200 м при $k_i = 2,4$ наведені на рис. 3.11.

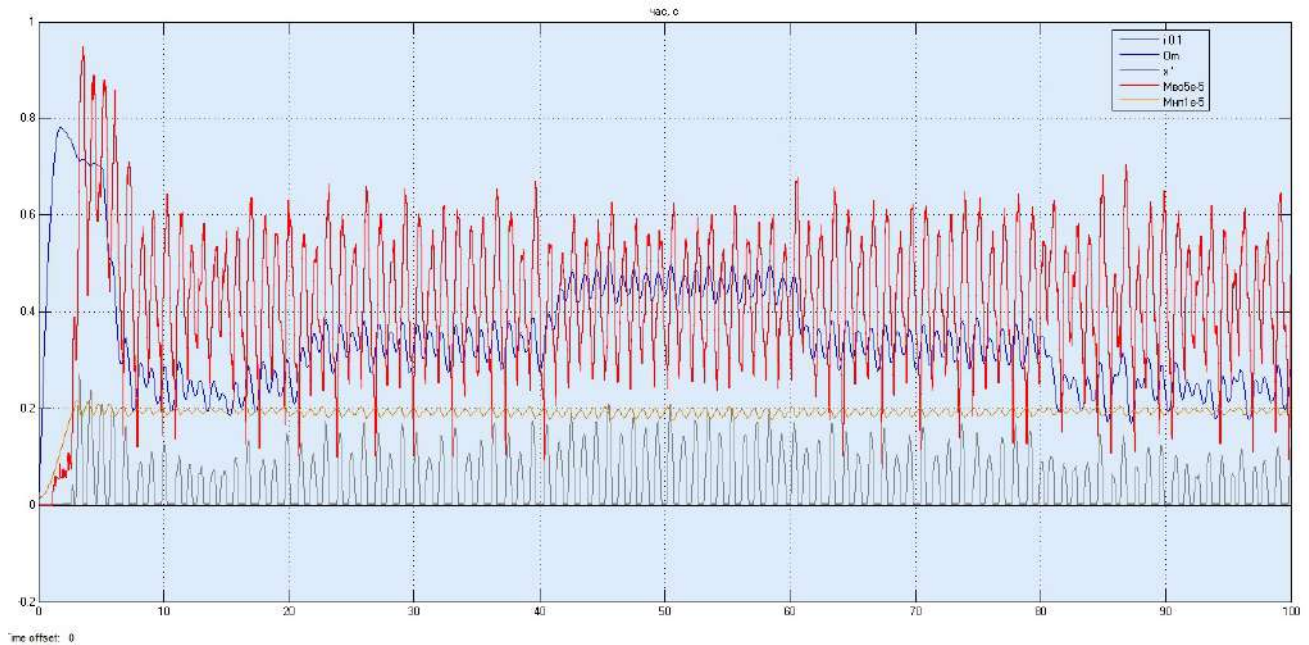


Рисунок 3.11 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 200 м, $k_i=2,4$

У цьому модельному експерименті спостерігається збільшення амплітуди коливань швидкості привода подачі через зменшення жорсткості тягово ланцюга. При цьому САК залишається стійкою і цілком задовільно виконує функцію стабілізації навантаження в автоматичному режимі роботи комбайна при завданих значеннях східчастої зміни опірності вугілля різанню. Час зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності складає приблизно ті ж самі 0,7 с, що є хорошим результатом, оскільки така тривалість перехідного процесу зниження швидкості менше ніж час перекидання електродвигуна від перевантаження 2 с.

Процес стабілізації навантаження при довжині ланцюга 200 м та коефіцієнті при інтеграторі $k_i = 3$ показано на рис. 3.12.

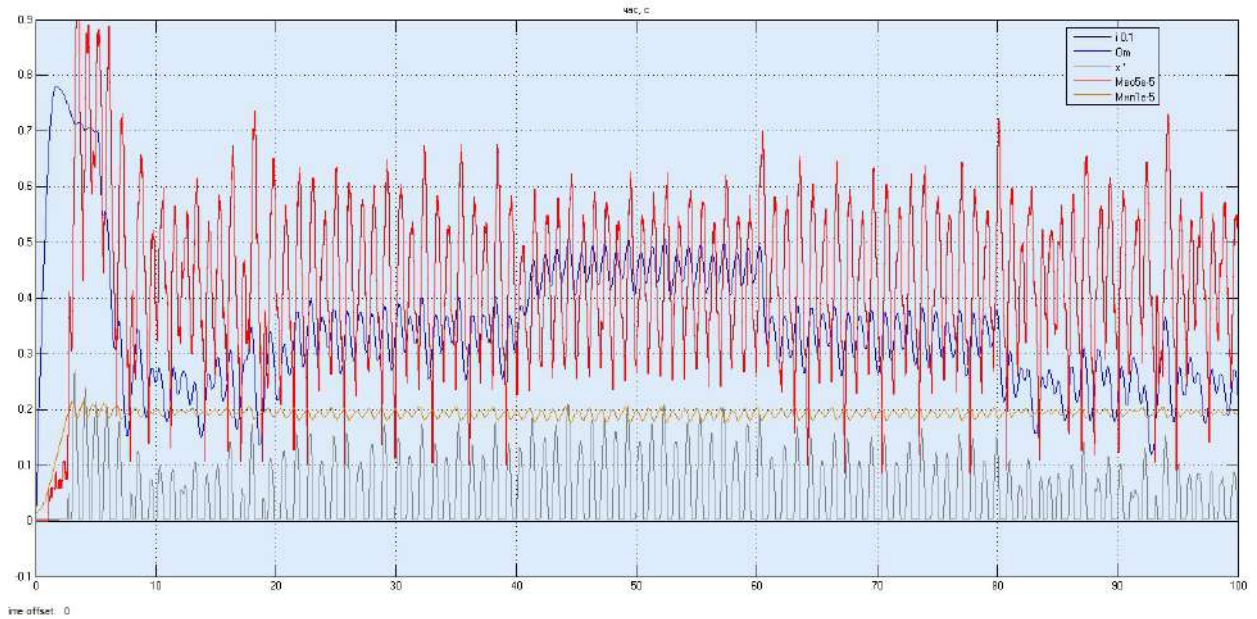


Рисунок 3.12 – Стабілізація навантаження на виконавчих органах при східчастій зміні опірності вугілля різанню в модернізованій САК комбайном з ВСП при довжині тягового ланцюга 200 м, $k_i = 3$

Збільшення швидкодії контуру стабілізації навантаження до $k_i = 3$ приводить до часу зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності до приблизно 0,5 с. При цьому амплітуда коливань швидкості привода несуттєво збільшується. Процес стабілізації залишається стійким з аперіодичними монотонними перехідними процесами струму електродвигуна виконавчих органів.

Отримані результати моделювання свідчать, що система автоматичного керування навантаженням є стійкою та забезпечує якісну стабілізацію з монотонними аперіодичними перехідними процесами при найбільшій довжині тягового ланцюга 200 м. Час зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності складає приблизно 0,5...0,7 с при коефіцієнті при інтегралі регулятора $k_i = 3$, що менше ніж час перекидання електродвигуна виконавчих органів.

Висновки до розділу 3

1) Головною проблемою синтезу регулятора навантаження привода виконавчих органів системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі є періодична складова в сигналі датчика струму електродвигуна привода виконавчих органів.

2) Синтезовано інтегральний регулятор навантаження привода виконавчих органів модернізованої системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.

3) Синтезований регулятор забезпечує стійку та якісну стабілізацію навантаження з монотонними аперіодичними перехідними процесами при найбільшій довжині тягового ланцюга 200 м.

4) Час зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності складає приблизно 0,5...0,7 с при коефіцієнті при інтегралі регулятора $k_i = 3$, що менше ніж час перекидання електродвигуна виконавчих органів.

ВИСНОВКИ

1. Промисловий регулятор навантаження не забезпечує достатньої якості стабілізації навантаження, а при довжині тягового ланцюга більше 100 м регулювання стає нестійким через структурні рішення регулятора.
2. Сучасні розробки з модернізації САК швидкістю винесеного привода подачі, в яких суттєво скорочено тривалість перехідних процесів регулювання швидкості привода, дозволяють отримати новий рівень якості регулювання навантаження на виконавчих органах комбайна.
3. Структурні та параметричні рішення з модернізації САК комбайном з ВСП об'єднані в розробленій математичній моделі модернізованої САК комбайном з ВСП.
4. Розроблено та перевірено адекватність Simulink моделі модернізованої САК комбайном з ВСП.
5. Головною проблемою синтезу регулятора навантаження привода виконавчих органів системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі є періодична складова в сигналі датчика струму електродвигуна привода виконавчих органів.
6. Синтезовано інтегральний регулятор навантаження привода виконавчих органів модернізованої системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.
7. Синтезований регулятор забезпечує стійку та якісну стабілізацію навантаження з монотонними аперіодичними перехідними процесами при найбільшій довжині тягового ланцюга 200 м.
8. Час зниження швидкості привода подачі вдвоє при східчастому збільшенні опірності складає приблизно 0,5...0,7 с при коефіцієнті при інтегралі регулятора $k_i = 3$, що менше ніж час перекидання електродвигуна виконавчих органів.
9. Розроблено заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

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. Комплекс технических средств управления очистными комбайнами с вынесенной системой подачи (КТС-М.УХЛ5): [руководство к эксплуатации]. – Донецк: ОАО «Автоматгормаш» им. В.А. Антипова, 2007. – 39 с.
3. Апаратура РЭТ УХЛ5 [Электронный ресурс]. – Режим доступа до статті: <http://elektro-mehanik.ru/files/file/45-apparatura-ret-ukhl5/>
4. KLASCHKA GMBH & CO . – Режим доступа до статті: <https://pe-ko.com.ua/uk/catalogue/klaschka-gmbh-n-co/?letter=K>.
5. 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.
6. Аппарат защиты электродвигателей КОРД [Электронный ресурс]. – Режим доступа до статті: <https://standart-pribor.com.ua/product/apparat-zashhity-elektrodivigatelej-kord-u4-u5-tipa-azd-k-azd-k2/>
7. Поцепаяев В.В. Исследование динамики и выбор рациональных параметров вынесенного привода подачи очистных комбайнов: дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Поцепаяев В.В. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1985. – 197 с.
8. Поцепаяев В.В., Шмідт Ю.Б., Мамедов Р.Р. Адаптивна система автоматичного управління приводом подачі з електромагнітним гальмом ковзання/ В.В. Поцепаяев , Ю.Б. Шмідт, Р.Р. Мамедов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: “Обчислювальна техніка та автоматизація”. – Покровськ, 2017 № 1(30)’2017 с.17-27.
9. Куш Г.І. Дослідження та розробка адаптивної системи

автоматичного управління приводом в винесеній системі подачі видобувного комбайна: кваліфікаційна робота магістра / Г.І. Куш. – Покровськ: ДонНТУ, 2018. – 76с.

10. Косинський І.С. Дослідження способу вдосконалення динамічних характеристик системи автоматичного управління видобувним комбайном з приводом подачі з електромагнітним гальмом ковзання [Текст] / І.С. Косинський// Всеукраїнська науково-практична конференція молодих вчених «ТАК»: телекомунікації, автоматика, комп'ютерно-інтегровані технології, 29-30 листопада 2017 р.: збірник доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Покровськ 2017. – С. 218 – 221.

11. Моногаров Д.А., Поцєпаєв В.В. Вдосконалення динамічних характеристик винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання видобувного комбайна // Науковий вісник ДонНТУ. – 2024. – Вип. №1 (12), с.121 – 128.

12. Савенко Д.І. Модернізація системи автоматичного керування швидкістю винесеного привода подачі видобувного комбайна: кваліфікаційна робота бакалавра / Д.І. Савенко. – Покровськ: ДонНТУ, 2022. – 68с.

13. Тараненко О.В. Розробка модернізованої системи автоматичного керування видобувним комбайном: кваліфікаційна робота бакалавра / О.В. Тараненко. – Луцьк: ДонНТУ, 2023. – 63 с.

14. А.С. 1076578 СССР. Автоматический регулятор нагрузки горной машины / Л.Я. Косяковский, В.В. Поцєпаєв, А.А. Иванин. Научно-производственное объединение по созданию и выпуску средств автоматизации горных машин «Автоматгормаш».- заявл. 28.10.81; опубл. 28.02.84, Бюл. № 8.

15. Поцєпаєв В.В. Дослідження регулятора навантаження виконавчих органів видобувних комбайнів з винесеною системою подачі/ В.В. Поцєпаєв // Науковий вісник ДонНТУ. – Покровськ, 2019 № 1-2 2019 с.48-53.

16. Коровін В.С. Дослідження та розробка регулятора навантаження виконавчих органів комбайнів УКД 200-250 / Випускна кваліфікаційна робота

на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології». ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2019. – 77 с.

17. 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.

18. 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/archiv-zbirniku/vipusk-1-32/>

19. Поцєпаєв В.В. Моделювання системи автоматичного керування видобувним комбайном/ В.В. Поцєпаєв // Науковий вісник ДонНТУ. – Покровськ, 2020 № 1(4) –2(5), 2020 с.93-98.

20. 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.

21. 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.

22. 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.

23. 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.18 – 27.

24. Мезникова Е.А., Семенченко А.К. Математическая модель перемещения комбайна с вынесенной системой подачи, оснащённой частотно-регулируемым приводом// Механика жидкости и газа / Материалы VIII Международной научно-технической студенческой конференции. - Донецк: ДонНТУ, 2009.- 268с.

25. Ставицкий В.М., Капустняк Д.Л. Математична модель видобувного комбайна / Д.Л. Капустняк, В.Н. Ставицкий // Автоматизація технологічних об'єктів та процесів. Пошук молодих. Збірник наукових праць XIV міжнародної науково-технічної конференції аспірантів та студентів в м. Донецьку 22-24 квітня 2014 р. - Донецьк, ДонНТУ, 2014. – с. 123-128.

26. Костюченко М.П. “Основы охраны праці”, “Охрана 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 та розробляється регулятор навантаження привода виконавчих органів видобувного комбайна з винесеною системою подачі.

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 м^2 , об'єм – 20 м^3 ; 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:

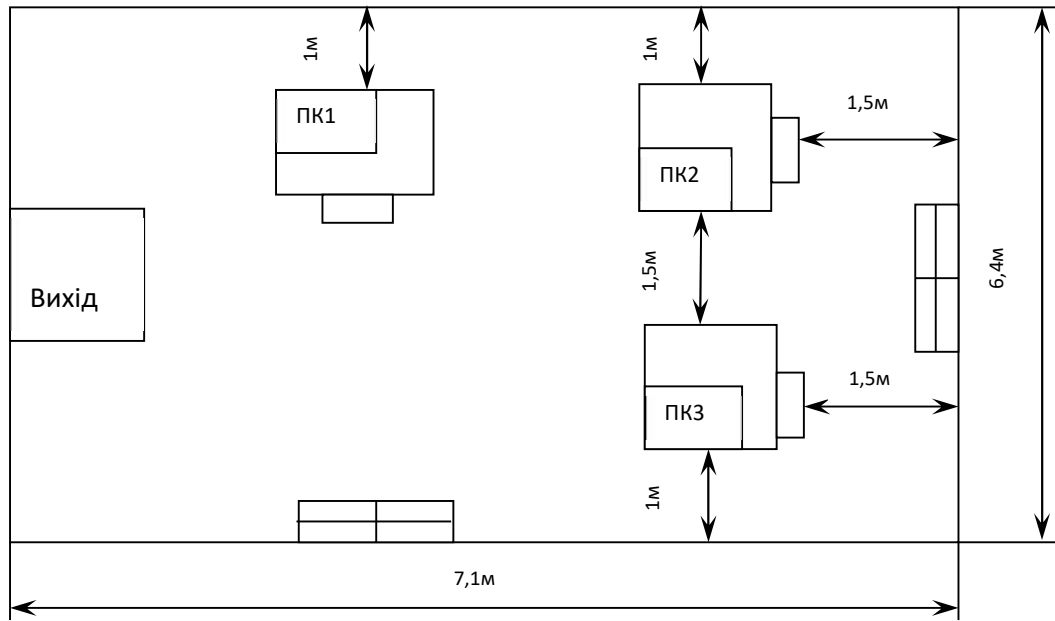


Рисунок А1 – Облаштованість робочих місць із ПК відділу АСУ ТП

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:

$$L = \frac{Q_{\text{над}}}{c \cdot p (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}, \quad (\text{A.1})$$

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

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

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

$t_{\text{в}}$ - температура витяжного повітря (26°С);

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

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:

$$Q_{\text{пер}} = n \times g, \quad (\text{A.6})$$

де n - кількість працюючих;

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

Розрахуємо:

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

Визначимо надходження тепла від електричного освітлення по формулі:

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

де E_m – 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 м^2 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 - $R_{\text{стелі}} = 70\%$, $R_{\text{стін}} = 50\%$. 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:

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

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

5) Світловий потік лампи світильника визначається за формулою:

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

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, м²;

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

N - кількість світильників;

n - кількість ламп у світильнику;

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

6) Визначимо показник приміщення для кожної зони:

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

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.; захищати 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 захищати. 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 розосереджено.

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 певній 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).