

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

«До захисту допущено»
В.о. завідувача кафедри автоматики
та телекомунікацій

(підпис) Валерій Поцєпаєв
(ім'я, прізвище)
“ ____ ” _____ 2023 р.

Випускна кваліфікаційна робота

магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі»

Виконав: студент 2 курсу, групи

СУАм-22
(шифр групи)

напряму спеціальності

151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Ткаченко Олег Ігорович

(прізвище та ім'я по-батькові)

(підпис)

Керівник

в.о. зав. каф., к.т.н., доц. Поцєпаєв В. В.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент зав. каф. ЕЛІН к.т.н., доц. КОЛЛАРОВ О.Ю.

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

(підпис)

Рецензент доц. кафедри ЕТ, к.т.н., доц. ШТЕПА О.А.

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

(підпис)

Нормоконтроль:

Дар'я ЖУКОВСЬКА

20.12.2023 р.

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

Студент

(підпис)

Луцьк – 2023 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)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему «Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі»

Виконавець, студент

гр. СУАм-22

Керівник

Консультанти:

		<u>Олег ТКАЧЕНКО</u>
(підпис,	дата,	Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
		<u>Валерій ПОЦЕПАСВ</u>
(підпис,	дата,	Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
		<u>Ганна ТЕЛИЧКО</u>
(підпис,	дата,	Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
		<u>Вікторія ВОРОПАЄВА</u>
(підпис,	дата,	Ім'я ПРІЗВИЩЕ)
		<u>Юлія СІМОНОВА</u>
(підпис,	дата,	Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер

		<u>Дар'я ЖУКОВСЬКА</u>
(підпис,	дата,	Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Луцьк– 2023 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Факультет комп'ютерно-інформаційних технологій та автоматизації

Кафедра автоматика та телекомунікацій

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ:

В.о. завідувача кафедри АТ

Влерій Валерійович Поцєпаєв

“ ” 2023 р.

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

Ткаченку Олегу Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі

керівник роботи: Поцєпаєв Валерій Валерійович, к.т.н., доцент

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

затверджені наказом від 22.09.2023 року № 478

2. Строк подання студентом роботи _____

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

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

- 1) Виконати аналіз існуючих систем керування швидкістю комбайна.
 - 2) Розробити математичну модель комбайна з винесеною системою подачі.
 - 3) Виконати дослідження вимог до швидкодії винесеного привода подачі.
 - 4) Виконати синтез САК швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.
 - 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	Сімонова Ю.І., асистент		
Нормо- контроль	Жуковська Д.О., асистент	-	20.12.2023 р.

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів роботи (роботи)	Примітка
1	Виконати аналіз існуючих систем керування швидкістю комбайна.	25.10.23	
2	Розробити математичну модель комбайна з винесеною системою подачі.	10.11.23	
3	Виконати дослідження вимог до швидкодії винесеного привода подачі на імітаційній моделі та синтезувати САК швидкістю комбайна.	30.11.23	
4	Розробка заходів з охорони праці	05.12.23	
5	Оформлення магістерської роботи	15.12.23	
6	Підготовка до захисту магістерської роботи	20.12.23	
7	Захист магістерської роботи	27.12.23	

Студент

(підпис)

Ткаченко О.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Поцєпєв В.В.

(прізвище та ініціали)

Лист зауважень

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

АНОТАЦІЯ

Ткаченко О.І. Дослідження вимог до швидкодії та розробка системи автоматичного керування швидкістю видобувного комбайна з винесеною системою подачі / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології». ДВНЗ ДонНТУ, Луцьк, 2023.

Пояснювальна записка: 101 сторінка, 47 рисунка, 23 посилання на використану літературу.

Об'єкт розробки – систем автоматичного керування швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.

Мета роботи – дослідження вимог до швидкодії та синтез системи автоматичного керування швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.

Методи дослідження. Методи ідентифікації; методи аналізу та синтезу систем автоматичного керування; методи імітаційного моделювання; використання системи MATLAB/Simulink.

Результат розробки – система автоматичного керування швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.

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

Публікації. Монргаров Д.А., Поцєпаєв В.В., Ткаченко О.І. вимоги до швидкодії та синтез системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі [Текст] / Д.А. Моногаров, В.В. Поцєпаєв, О.І. Ткаченко // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК-2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Луцьк 2023. – С. 157 – 160.

ABSTRACT

Tkachenko O.I. Study of requirements for speed and development of an automatic speed control system of a mining combine with a remote feeding system / Graduation qualification work for obtaining a master's degree in the specialty 151 "Automation and computer-integrated technologies". DVNZ DonNTU, Lutsk, 2023.

Explanatory note: 101 pages, 47 figures, 23 references to the used literature.

The object of development is the system of automatic control of the speed of a combine harvester with a remote feeding system.

The purpose of the work is to study the requirements for speed and synthesis of the automatic speed control system of a combine harvester with a remote feeding system.

Research methods. Identification methods; methods of analysis and synthesis of automatic control systems; methods of simulation modeling for analysis and synthesis of automatic control systems; using the MATLAB/Simulink system.

The result of the development is a system of automatic control of the speed of the combine with a remote feeding system.

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

Publications. D.A. Mongarov, V.V. Potsepaev, O.I. Tkachenko. speed requirements and synthesis of an automatic control system for a mining harvester with a remote feeding system [Text] / D.A. Monogarov, V.V. Potsepaev, O.I. Tkachenko // All-Ukrainian scientific and practical forum "TAK-2023": telecommunications, automation, computer and information technologies, December 5-6, 2023: collection of reports. – DonNTU Higher Secondary School, Lutsk 2023. – pp. 157 – 160.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	10
1 АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМИ КОМБАЙНАМИ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ	13
1.1 Аналіз властивостей винесеного приводу подачі з електромагнітною муфтою та з електромагнітним гальмом ковзання	13
1.2 Аналіз винесеної системи подачі як засобу керування швидкістю подачі видобувного комбайна	23
1.3 Математичні моделі комбайна з винесеною системою подачі	27
1.4 Структурні рішення системи стабілізації швидкості, спрямовані на покращення динамічних властивостей привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання	39
Висновки до розділу 1.....	53
1.5 Мета та завдання роботи.....	53
2 МАТЕМАТИЧНА ТА ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ.....	54
2.1 Математична модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі	54
2.2 Реалізація математичної моделі САК видобувним комбайном з ВСП у вигляді моделі Simulink.....	59
Висновки до розділу 2.....	68
3 ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОДІЇ ТА ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ	69
3.1 Визначення режимів роботи та адекватності моделі комбайна з винесеною системою подачі.....	69

3.2 Визначення параметрів швидкодії системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі	76
Висновки до розділу 3.....	81
ВИСНОВКИ.....	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	84
Додаток А. 4 Охорона праці.....	88

ВСТУП

Актуальність роботи. Кам'яне вугілля є важливим компонентом сировинної бази української економіки. Воно не тільки паливо, але й необхідна складова у металургійній та хімічній промисловості.

Через війну, в наслідок якої більшість вугільних шахт опинились на захопленій території, в Україні виник гострий дефіцит вугілля. Наразі вугілля видобувається тільки на невеликій кількості шахт Покровського району на Донетчині, у Павлоградському районі Дніпропетровщини та на двох шахтах біля міста Красноград у Львівській області.

З огляду на те, що більш ніж 90% промислових запасів вугілля України зосереджено у тонких пологих пластах потужністю 0,8...1,3 метри, головною гірничою технікою видобутку є комбайни з винесеною системою подачі. Саме такі комбайни найбільш пристосовані для виїмки тонких пластів через те, що винесена система подачі забезпечує найменшу довжину комбайна, що забезпечує руйнування тонкого пласта без присічки бокових порід при мінливій гіпсометрії.

Не зважаючи на суттєвий недолік винесеної системи подачі – наявність тягового ланцюга, така система на теперішній час не має альтернативи. В зв'язку з цим дослідження та розробки, спрямовані на досягнення найкращих динамічних характеристик системи автоматичного керування приводами винесеної системи подачі, котрі забезпечують найкращу керованість комбайном, є актуальним науково-інженерним завданням.

Мета роботи – дослідження вимог до швидкодії та синтез системи автоматичного керування швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.

Методи дослідження. Методи ідентифікації; методи аналізу та синтезу систем автоматичного керування; методи імітаційного моделювання для аналізу та синтезу систем автоматичного керування; використання системи MATLAB/Simulink.

Результат розробки – система автоматичного керування швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.

Завдання роботи, необхідні для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз систем автоматичного керування швидкістю приводів винесеної системи подачі.

Розробити математичну та імітаційну модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.

Дослідити вимоги до швидкодії системи автоматичного керування швидкістю тягнучого привода винесеної системи подачі.

Розробити заходи з охорони праці.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблена структура, алгоритм та параметри САК винесеної системи подачі можуть бути використані при модернізації апаратури автоматизації комбайнів з винесеною системою подачі.

Апробація роботи. Основні результати магістерської роботи доповідалися на Всеукраїнському науково-практичному форумі «ТАК-2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 року, ДонНТУ, м. Луцьк.

Публікації. Результати досліджень, виконаних в магістерській роботі, опубліковані в збірці доповідей науково-практичного форуму «ТАК-2023»: Монргаров Д.А., Поцеваєв В.В., Ткаченко О.І. вимоги до швидкодії та синтез системи автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі [Текст] / Д.А. Моногаров, В.В. Поцеваєв, О.І. Ткаченко // Всеукраїнський науково-практичний форум «ТАК-2023»: телекомунікації, автоматизація, комп'ютерно-інформаційні технології, 5-6 грудня 2023 р.: збірка доповідей. – ДВНЗ «ДонНТУ», м. Луцьк 2023. – С. 157 – 160.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Структура магістерської кваліфікаційної роботи визначена її метою, запланованими дослідженнями та завданнями, що виконувались в роботі. Робота містить анотацію, вступ, три розділи, основні висновки та перелік використаної

літератури. Робота складається з 101 сторінок тексту, 47 рисунків, 23 посилань на використану літературу та додатка із заходів з охорони праці.

1 АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМИ КОМБАЙНАМИ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

1.1 Аналіз властивостей винесеного приводу подачі з електромагнітною муфтою та з електромагнітним гальмом ковзання

Створення конструкції винесеної системи подачі (ВСП) можна віднести до 1972 року, коли її ініціатором та першим конструктором І.В. Рікманом була захищена кандидатська дисертаційна робота під назвою «Исследование и создание механизма подачи с электромагнитными муфтами скольжения для очистных комбайнов» [1]. ВСП розроблена для переміщення видобувних комбайнів для тонких вугільних пластів потужністю від 0,8 м, оскільки дозволяє скоротити довжину комбайна на третину, що дозволяє використовувати такі короткі комбайни для розробки пластів з порушеннями та таких, що мають неспокійну гіпсометрію.

Як впливає з наведеної назви, в конструкції ВСП для регулювання швидкості подачі комбайна були застосовані електромагнітні муфти ковзання (ЕМК). Застосована у винесеному приводі подачі має наступні характеристики:

Тип	одноіменнополюсна індукторна безконтактна муфта	
Максимальний обертаючий момент, Н*м		370
потужність, що розсіюється, при температурі якоря [°] 195 С, кВт		21
Максимальний струм збудження, А		7,5
Момент інерції індуктора, кг*м ²		0,35
Частота обертання, об/хв		
якоря		980
індуктора		0-840
Діаметр корпусу, мм		520
Довжина корпусу, мм		510
Провідний елемент		якір
Ведений елемент		індуктор
Маса, кг		448

Обрання провідним елементом якоря, а не індуктора пояснюється тим, що в такому варіанті розсіювання тепла від втрат ковзання здійснюється краще ніж навпаки. До того ж момент інерції індуктора набагато менше ніж момент інерції масивного якоря, що позитивно відбивається на швидкодії привода при керуванні ним.

В дисертації, що розглядається, докладно подано конструкцію винесеної системи подачі, розраховано необхідну потужність приводів подачі та їх режими роботи, обгрунтовано використання муфти ковзання у якості варіатора швидкості подачі, але питання керування приводом з ЕМК не розглянуті.

Винесена система подачі випробувалась у шахтних умовах комбайном БКТ, оснащеним буровідривним виконавчим органом, далі з комбайном К103М зі шнековими виконавчими органами та з комбайном К80 з барабанними виконавчими органами на пластах потужністю 0,8...1 м.

Схематично винесений привод з електромагнітною муфтою ковзання можна представити, як це показано на рис. 1.1

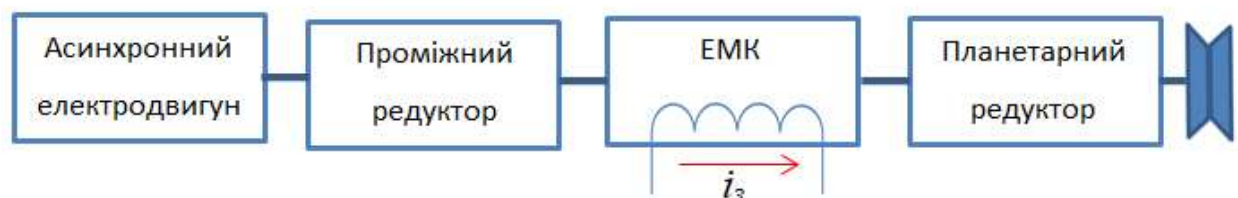


Рисунок 1.1 – схема винесеного привода подачі з електромагнітною муфтою ковзання

Як видно зі схеми, ЕМК встановлена між двома редукторами – проміжним та планетарним. Необхідність проміжного редуктора викликана тим, що оптимальною швидкістю обертання якоря муфти з точки зору переданого крутного моменту є 980 об/хв, яку й забезпечує проміжний редуктор.

Вихідний вал муфти з'єднаний з планетарним редуктором, на вихідному валу якого розташована зірка привода. Остання переміщує тяговий ланцюг, закріплений на комбайні. Застосування планетарного редуктора дозволило отримати велике передатне відношення при малих габаритах.

Застосування електромагнітної муфти ковзання як варіатора швидкості має низку безперечних переваг перед іншими способами регулювання швидкості:

- маленька потужність, що потрібна для керування муфтою, – максимум 0,562 кВт для даної муфти, при переданій потужності 30 кВт, тобто менше 2%;
- глибоке регулювання кутової швидкості;
- відповідність вимогам іскробезпечності, оскільки муфта не має контактних кілець;
- відсутність спотворення форми мережевої напруги, оскільки керований тиристорний або транзисторний випрямляч має на виході максимальну напругу 85 В та вказане значення струму 7,5 А;
- висока надійність;
- відносно невеликі габарити та маса;
- відносно невелика ціна.

На одній з пар планетарного редуктора вбудовано тахогенератор, за допомогою якого здійснюється зворотний зв'язок по кутовій швидкості в автоматичній системі стабілізації швидкості привода.

Під час стендових випробувань комбайна з ВСП було встановлено вплив електромагнітного поля муфти на вихідний сигнал тахогенератора. Цей вплив спричиняв коливальні процеси в контурі стабілізації кутової швидкості привода, оскільки при зменшенні струму збудження муфти кутова швидкість мала зменшуватись, і вихідний сигнал тахогенератора теж мав відповідно зменшуватись, але він збільшувався через зменшення впливу електромагнітного поля обмотки збудження муфти на магнітне поле тахогенератора [2].

Такий позитивний зворотний зв'язок по полю було усунено шляхом вимірювання частоти вихідного сигналу тахогенератора замість його амплітуди. Це ускладнило канал вимірювання швидкості. Згодом в приводі було застосовано індуктивний датчик кутової швидкості на наближення німецького виробника KLACHKA [6] з імпульсним вихідним сигналом. Вихідний сигнал представляє собою прямокутні імпульси, частота котрих пропорційна кутовій швидкості привода. Частота імпульсів у потрібному діапазоні зміни кутової швидкості складає 40... 200 Гц. Сучасний датчик швидкості має конструкцію, що наведена на рис. 1.2.



Рисунок 1.2 – Індуктивний датчик кутової швидкості привода з імпульсним виходом

Система стабілізації швидкості привода необхідна через м'які природні механічні електромагнітної муфти ковзання, які зображені на рис. 1.3 нижче [2].

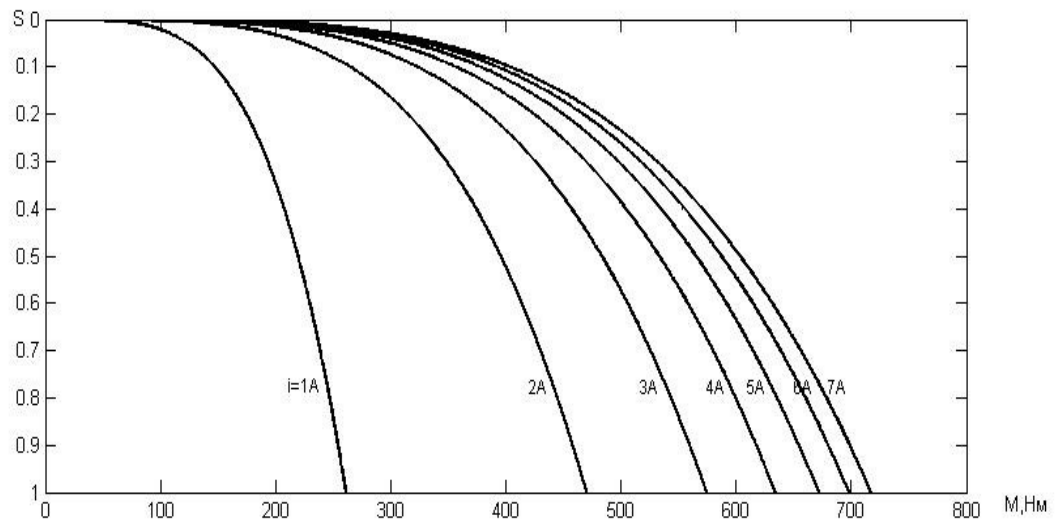


Рисунок 1.3 – Природні механічні характеристики ЕМК

Серед особливостей муфти ковзання, що розглядається, є те, що її магнітна система починає насичуватись при струмах, які перевищують 1 А. Таким чином керування крутним моментом муфти здійснюється постійно в зоні насичення магнітопроводу, оскільки мінімальний струм збудження у робочому режимі привода не буває нижче ніж 1,5 А. Насиченість магнітопроводу добре видна з наведених механічних характеристик на рис. 1.3, де при лінійному зростанні струму збудження з кроком в 1 А прирощення крутного моменту при загальмованому валу муфти, тобто при ковзанні $S=1$, нелінійно зменшується.

Цю особливість було досліджено і враховано при розробці математичної моделі цієї ЕМК, починаючи з статті [3] і далі це враховувалось в численних роботах автора та багатьох інших дослідників.

Починаючи приблизно з 2005 року виїмка тонких пологих пластів стала проводитись більш довгими лавами довжиною до 300 м. Через це стали потрібні суттєво більші зусилля, що розвиває винесений привод, оскільки більшість потужності привода подачі витрачається на переміщення тягового ланцюга в напрямних, а не на переміщення комбайна. Паспортним зусиллям одного винесеного привода стало 300000 Н замість попереднього значення

200000 Н. З огляду на це харківським заводом «Світло шахтаря» було розроблено новий винесений привод подачі, в якому було застосовано замість муфти електромагнітне гальмо ковзання (ЕГК) з більшим крутним моментом ніж у муфти.

Гальмо ковзання не має принципової різниці з муфтою. Це та ж сама муфта, у якої одна з рухомих частин – якір або індуктор закріплений нерухомо, а відповідна рухома частина обертається активним зовнішнім крутним моментом. При наявності струму збудження в обмотці гальма воно створює гальмівний момент, спрямований проти зовнішнього моменту.

Обрання саме гальма, а не муфти у новому приводі обумовлене необхідністю достатнього охолодження втрат потужності ковзання, які у вигляді тепла виділяються у активному шарі якоря через протікання у ньому вихрових струмів. З огляду на це нерухомим був зроблений якір, а відповідно рухомим – індуктор гальма. Таке включення також дозволило залишити механічну інерційність гальма майже такою, яка була у менш потужної муфти, оскільки веденим залишився індуктор момент інерції якого суттєво не збільшився.

Повітряне охолодження, яке було у муфти, виявилось недостатнім і в новому електромагнітному гальмі було застосовано водяне охолодження нерухомого якоря. Звичайно, це зробило конструкцію гальма більш складною та і вимагало додати комунікацію щодо підведення води. Враховуючи, що конвеєр лави, на якому закріплений привод подачі, знаходиться у постійному русі разом з лавою, наявність водопроводу ускладнила експлуатацію винесеного приводу подачі.

Форма механічних характеристик ЕГК практично не змінилася у порівнянні з механічними характеристиками ЕМК. Механічні характеристики ЕГК, отримані при стендових випробуваннях на заводі «Світло шахтаря», наведені на рис. 1.4. З них видно, що при практично незмінній формі збільшився крутний момент, що може розвивати гальмо [4].

Слід зазначити, що момент вимірювався на першій ступені редуктора при передаточному відношенні 6,353.

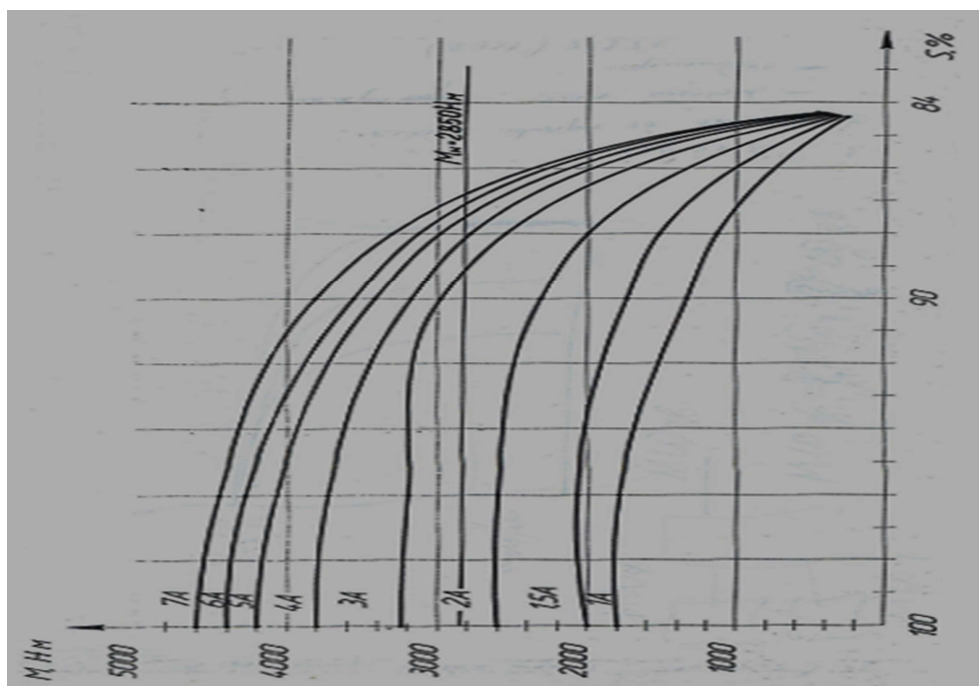


Рисунок 1.4 – Механічні характеристики електромагнітного гальма ковзання

З переходом від муфти до гальма ковзання змінилася конструкція планетарного редуктора. До нього було додано диференціальну пару, як це показано на рис. 1.5.

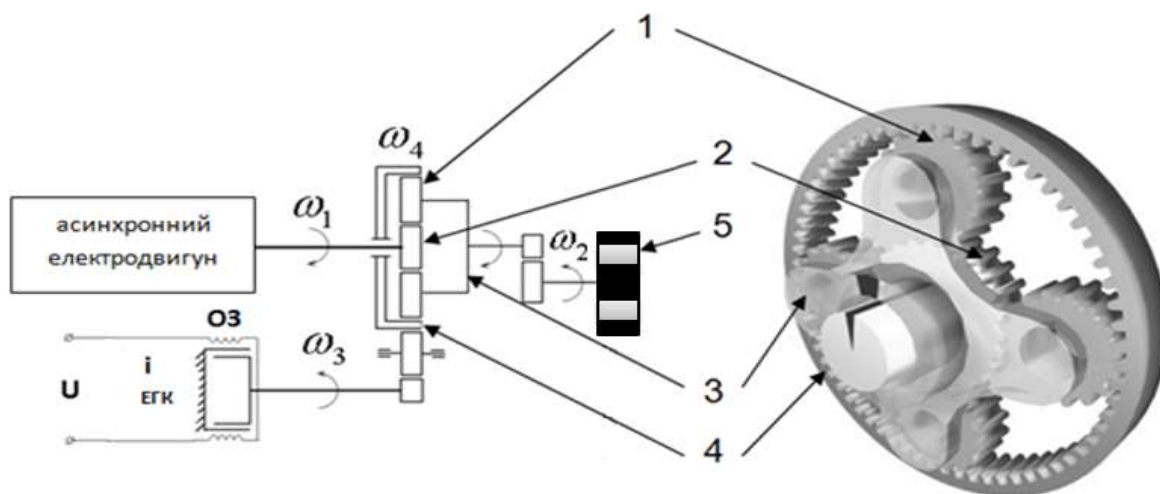


Рисунок 1.5 – Кінематична та динамічна система винесеного приводу подачі з ЕГК

Планетарний редуктор складається з чотирьох планетарних шестерень (сателітів) 1, що обертаються навколо центральної сонячної шестерні 2. Планетарні шестерні об'єднані водилом 3. Епіцикл 4 має внутрішнє зачеплення з планетарними шестернями та зовнішнє – зубчасту пару, шестерня якої знаходиться на валу гальма. При загальмованому валі ЕГК обертання з валу електродвигуна через сонячну шестерню 2 передається сателітам 1 з водилом 3 на приводну зірку 5. При загальмованій зірці 5 обертання з валу електродвигуна через сонячну шестерню 2 передається сателітам 1, епіциклу 4 та валу ЕГК.

За наведеною кінематичною схемою швидкість обертання приводної зірки визначається різницею

$$\omega_2 = \omega_1 - \omega_3,$$

де

ω_1 – кутова швидкість асинхронного двигуна;

ω_2 – кутова швидкість приводної зірки;

ω_3 – кутова швидкість гальма.

На рис. 1.5 позначено: ОЗ – обмотка збудження гальма, U – напруга на обмотці збудження, що подається від керованого випрямляча на IGBT транзисторах, i – струм збудження.

Знаходження робочої точки струму збудження в зоні насичення магнітопроводу впливає не тільки на форму механічних характеристик, але й на індуктивність обмотки збудження, яка зменшується по мірі зростання струму в ній. Тобто, індуктивність, i, отже, постійна часу є функцією струму збудження муфти. Це теж було враховано у математичній моделі привода з ЕМК.

При виконанні дисертаційної роботи [2] її автором було досліджено функціональну залежність індуктивності обмотки збудження від положення робочої точки струму збудження, тобто, «постійної часу», тобто часової

характеристики, як функції струму $L/R=f(i)$. В цьому виразі L – індуктивність, R – активний опір обмотки збудження. Для муфти $R=10$ Ом, для гальма через подвійну кількість витків $R=200$ Ом. Це виміряно експериментально. Графік залежності $T(i) = L(i)/R=f(i)$ наведено на рис. 1.6.

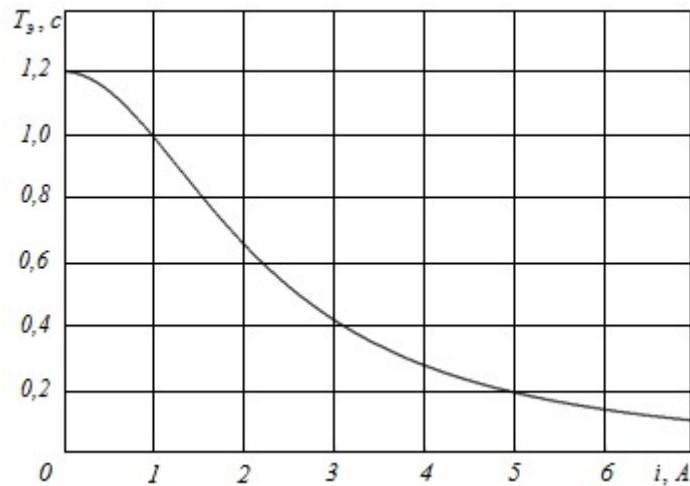


Рисунок 1.6 – Залежність часової характеристики обмотки збудження ЕМК від струму збудження

В результаті заміни муфти на гальмо ковзання винесений привод подачі набув ще одну особливість. Ця особливість полягає в тому, що при пуску електродвигуна привода при відсутності струму збудження в обмотці гальма на зірку передається крутний момент, який триває поки не розженеться індуктор гальма разом з епіциклом. Момент на зірці, судячи з експериментальної осцилограми на рис. 1.7, триває 2...2,3 с. З цього випливає, що причиною виникнення такого моменту на виході привода є інерційність індуктора разом з ділянкою трансмісії диференціалу та наявність диференціалу як такого.

Природно, що наявність крутного моменту на зірці спричиняє її обертання вказаної тривалості. Наслідки такого викиду залежать від довжини тягово ланцюга від привода до комбайна. При короткому ланцюзі розглянуте явище може спричинити різке переміщення комбайна, що є небезпечним для

людей поряд з комбайном, якщо комбайн не упертий у вибій виконавчими органами.

З іншого боку ривок тягового ланцюга сприяє його звільненню з мокрого штибу, особливо після тривалої стоянки комбайна, коли штиб ущільнився.

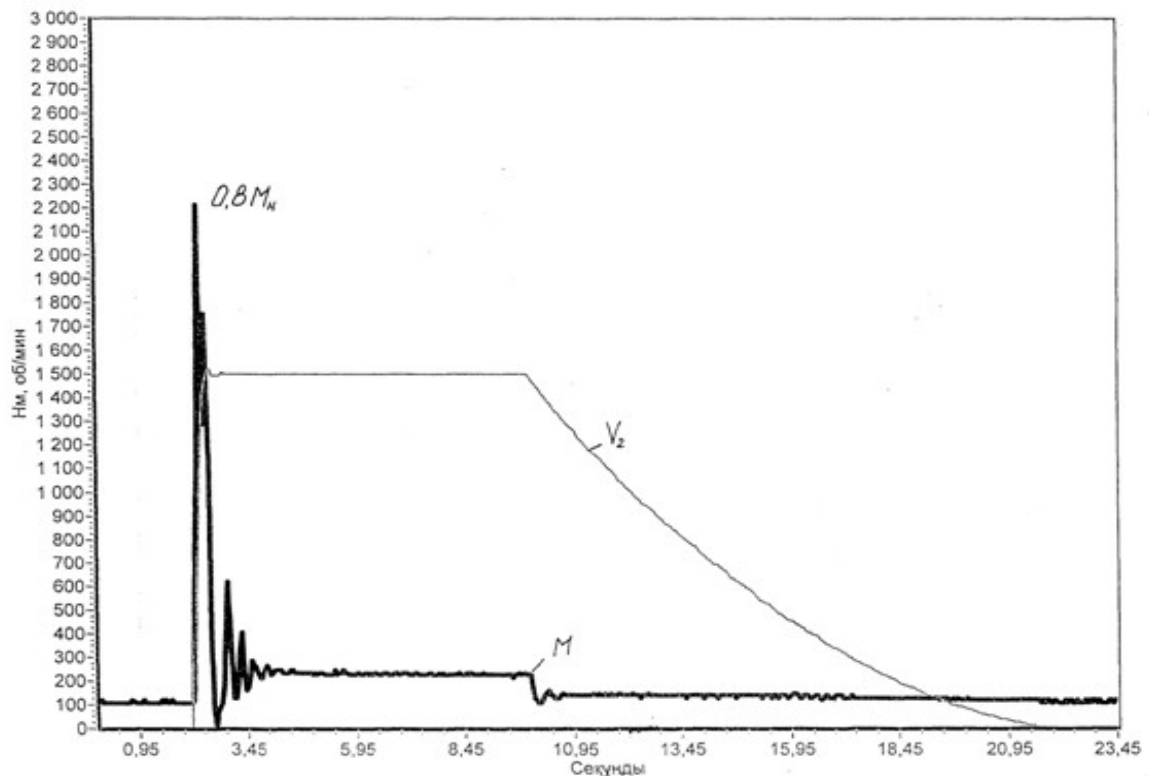


Рисунок 1.7 – Перехідний процес моменту на зірці привода подачі при включенні електродвигуна привода: M – момент на зірці, V – швидкість обертання електродвигуна привода

Після пуску електродвигуна статичні та динамічні властивості привода не відрізняються від привода з муфтою ковзання окрім більшого розвинутого крутного моменту у порівнянні з приводом з муфтою. Це дозволяє моделювати привод з гальмом ковзання як привод з муфтою, скорегувавши величину крутного моменту та інерційність привода.

1.2 Аналіз винесеної системи подачі як засобу керування швидкістю подачі видобувного комбайна

Креслення конструкції винесеної системи подачі з комбайном представлено на рис. 1.8 [5].

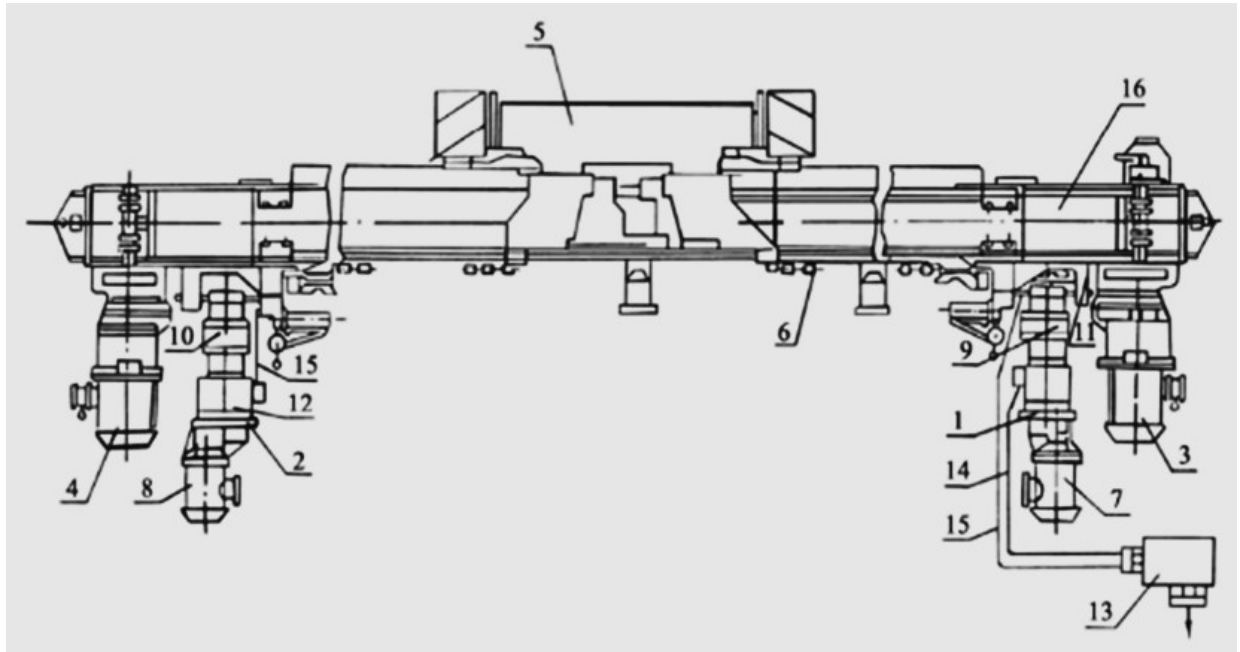


Рисунок 1.8 – Креслення конструкції ВСП з комбайном [5]

На кресленні пронумеровано:

- 1,2 – приводи подачі;
- 3,4 – приводи забойного конвеєра;
- 5 – комбайн, 6 – тяговий ланцюг;
- 7,8 – електродвигуни приводів подачі;
- 9,10 – планетарні редуктори приводів подачі;
- 11,12 – електромагнітні муфти ковзання або електромагнітні гальма ковзання приводів подачі;
- 13 – система автоматичного керування швидкістю приводів подачі;
- 14 – кабель керування струмом обмоток збудження приводів подачі;
- 15 – кабель від датчика швидкості привода приводів подачі;
- 16 – скребковий конвеєр.

Винесена система подачі призначена для керування швидкістю подачі комбайнів в робочому режимі видобутку та в режимі холостого ходу. Винесеною системою подачі оснащуються комбайни для тонких пластів, що розроблені та виробляються в Україні К80, К85, К200, КБТ200 з барабаними виконавчими органами та УКД200-250, УКД300, ГШ200В з шнековими виконавчими органами. Найбільш сучасним є комбайн КБТ200 харківської фірми Корум груп розробки 2014 року.

Відповідно до рис. 1.8, кожен з приводів подачі розташовується на рухомій рамі забойного конвеєра. Рама переміщується разом з приводом відносно головки конвеєра гідродомкратом для попереднього натягування контуру тягового ланцюга перед початком роботи винесеної системи подачі. Регулювання натягу тягового ланцюга також виконується під час його заміни через його знос, що відбувається приблизно раз на 6 місяців. Це складна, довготривала та трудомістка операція, що є недоліком ВСП.

Функціональна схема САК комбайном з ВСП наведена на рис. 1.9.

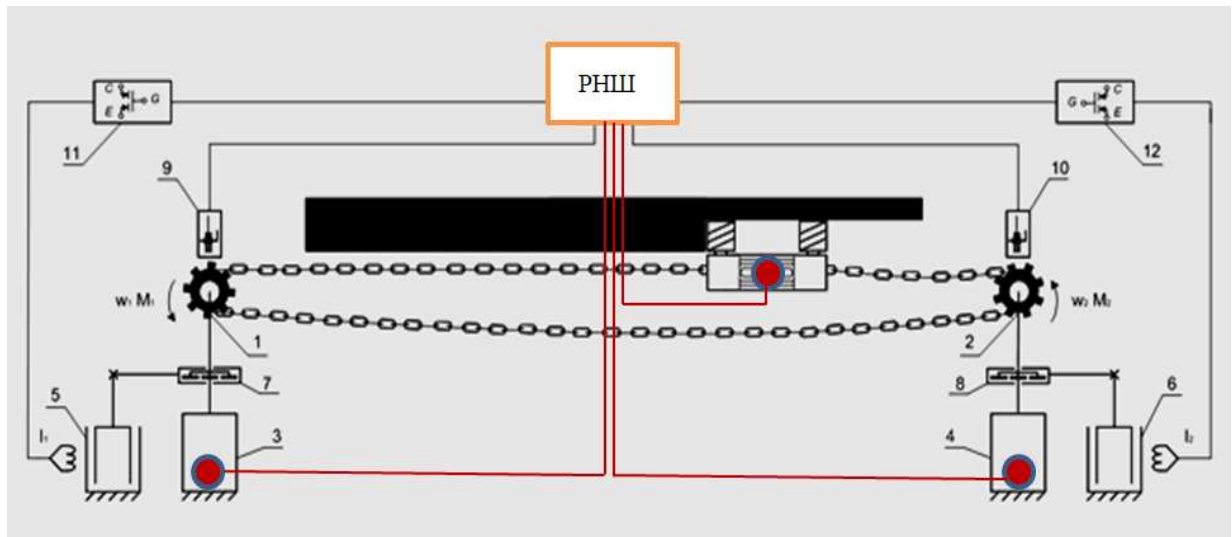


Рис.1.9 – Функціональна схема САК комбайном з ВСП

На функціональній схемі позначено:

- 1,2 – зірки приводів подачі, що безпосередньо переміщують ланцюговий контур;
- 3,4 – асинхронні електродвигуни приводів подачі, їх потужність в залежності від варіанту виготовлення ВСП може бути 45 або 55 кВтЖ
- 5,6 – електромагнітні гальма ковзання приводів подачі з умовно зображеними обмотками збудження гальм, їх активний опір складає 16...22 Ом;
- 7,8 – планетарні диференціальні редуктори приводів подачі, їх передавальне відношення може бути від 191 до 194 в залежності від варіанту конструкції;
- 9, 10 – датчики кутової швидкості приводів подачі, що призначені для організації зворотного зв'язку в контурі системи стабілізації швидкості привода, яка забезпечує потрібну жорсткість механічних характеристик привода з ЕГК;
- 11, 12 – транзисторні керовані випрямлячі для керування струмом збудження в обмотках гальм ковзання, вони виконані на ІВТ транзисторах;
- РНШ – регулятор навантаження в приводі виконавчих органів та швидкості подачі.

Червоними колами зображені датчики струму електродвигунів приводів подачі та привода виконавчих органів. Усі три датчика підключені до амплітудного селектора РНШ і швидкість подачі регулюється по відхиленню від номінального значення більшого з трьох сигналів [7].

З функціональної схеми видно, що тяговий ланцюг ВСП замкнутий у контур і відносно комбайна має три гілки. Гілка від комбайна до привода подачі, в напрямку якого здійснюється рух у робочому режимі, має назву робочої. Через цю гілку виконується керування швидкістю подачі комбайна приводом, який називається тягнучим (лівий привод на схемі). Цей привод працює на жорсткій механічній характеристиці, що створюється контуром стабілізації швидкості привода за допомогою регулятора навантаження та швидкості.

Верхня гілка ланцюга, що переміщується комбайном, має назву верхньої холостої гілки. Нижня гілка між винесеними приводами називається нижньою холостою гілкою.

Привод подачі, від якого рухається комбайн, має назву привод підтягування. Його функція – підтягувати нижню холосту гілку так, щоб з одного боку забезпечувати надійне зачеплення тягового ланцюга на зірці тягнучого привода, з другого – не втручатись у керування тягнучим приводом, тобто, не створювати на ньому некерований крутний момент. Цей привод працює на м'якій природній механічній характеристиці гальма або муфти при постійному струмі збудження (див. рис. 1.3, 1.4). При зміні зусилля, необхідного для переміщення нижньої холостої гілки виникає необхідність ручного налаштування струму збудження приводу підтягування до 7 разів за робочу зміну [2]. Це є недоліком керування ВСП, тим більш що вручну точно це зробити неможливо.

При зміні напрямку руху комбайна приводи міняються функціями.

На рис. 1.10 показано комбайн УКД250 з частиною сучасної промислової винесеної системи подачі ВСПК2



Рисунок 1.10 – Зовнішній вигляд промислової винесеної системи подачі ВСПК2

1.3 Математичні моделі комбайна з винесеною системою подачі

В дисертаційній роботі [2], в якій зокрема досліджується вплив параметрів регулятора контуру стабілізації швидкості привода з електромагнітною муфтою ковзання на навантаження на виконавчих органах комбайна. Встановлено наявність залежності коефіцієнта варіації моменту навантаження на виконавчих органах від вказаних параметрів. Для обрання оптимального поєднання параметрів контуру стабілізації швидкості з точки зору мінімуму варіації моменту навантаження на виконавчих органах успішно використовується ЛПт пошук [8]. Для моделювання винесеної системи подачі використовується розрахункова схема, що наведена на рис. 1.11. Таким чином, доведено, що така модель відповідає завданням структурного та параметричного синтезу контуру стабілізації швидкості подачі та контуру стабілізації навантажень на виконавчих органах. Тим більш, що показано адекватність такої моделі порівняннями з експериментальними даними.

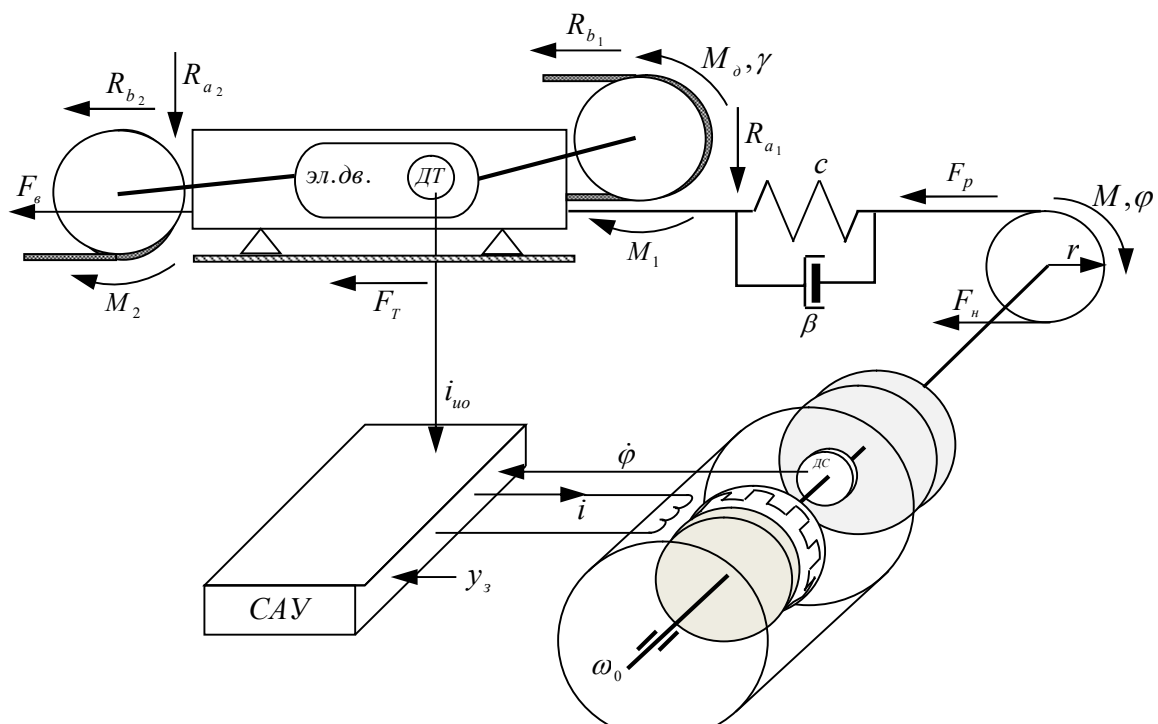


Рисунок 1.11 – Еквівалентна схема САУ комбайном з ВСП

Спрощення та умови моделювання, що прийняті для цієї моделі, детально викладені в роботі [2]. Математична модель за цією схемою має вигляд [2]

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_y + F_\delta - F_T - F_\epsilon - R_{\epsilon_1} - R_{\epsilon_2}; \\ J\ddot{\phi} = M - (F_y + F_\delta + F_p - F_n)r; \\ J_T\ddot{\gamma} = M_\delta - M_1 - M_2; \\ \dot{M}_\delta = 2M_k\omega_c(1 - \dot{\gamma} / \omega_{o\delta}) - S_k\omega_c M_\delta. \end{cases} \quad (3.1)$$

Тут:

m – маса комбайна, кг;

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

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

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

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

r – радіус приводної зірки, м;

ϕ - узагальнена координата вихідного валу приводу подачі, рад;

E – погонна жорсткість тягового ланцюга, Н;

L_p - довжина робочої гілки тягового ланцюга, м;

F_δ - дисипативна сила в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

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

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_b - сила опору переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н;

$$F_\theta = L_\theta \kappa_\theta;$$

κ_θ - коефіцієнт питомих втрат, що залежить від зігнутості конвеєра, Н/м;

L_θ - 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 - обертаючий момент приводу подачі, Н·м;

Для сучасного приводу з гальмом ковзання

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

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

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

F_p - сила опору переміщенню робочої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н; $F_p = F_0 \kappa_p$;

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

κ_p - коефіцієнт, що враховує вигини конвеєра;

F_n - зусилля в нижній гілці тягового ланцюга, Н;

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

γ - узагальнена координата приводу виконавчих органів, рад;

M_o - 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 мережі, рад/с;

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

S_k - критичне ковзання двигунів приводу виконавчих органів.

За цією схемою моделі видно, що тяговий ланцюг моделюється невагомою пружною ниткою, а сила спротиву його переміщенню прикладена безпосередньо до зірки привода подачі. Ця сила залежить від пружного зусилля в тяговому ланцюзі. Тобто, чим сильніший натяг, тим більше тертя ланцюга об напрямні, яке завжди є через викривлення конвеєра.

Варто виділити в розглянутій моделі моделювання сили тертя в опорах комбайна. За виразом коефіцієнта тертя $\mu(\dot{x})$ ця функція має негативну ділянку, екстремум та подальше зростання. Коректність такої моделі узагальненого тертя доведено порівнянням релаксаційних коливань миттєвої швидкості комбайна в модельному та натурному експериментах.

В роботі також вказано, що вертикальні складові сил реакцій на виконавчих органах, які позначені в наведеній моделі як R_{a_1}, R_{a_2} здійснюють вібраційну лінеаризацію сили тертя в опорах.

Колективи вчених ДонНТУ, Донгіпротугмаша та ДОНВУГІ присвятили багато уваги як теоретичним, так і експериментальним дослідженням комбайнів з винесеною системою подачі. В тому числі були розроблені та використовувались для досліджень математичні моделі комбайна з винесеною системою подачі.

Група авторів під керівництвом професора Кондрахіна В.П. використовує в низці робіт для дослідження комбайна з ВСП багатомасову модель, що показана на рис.1.12

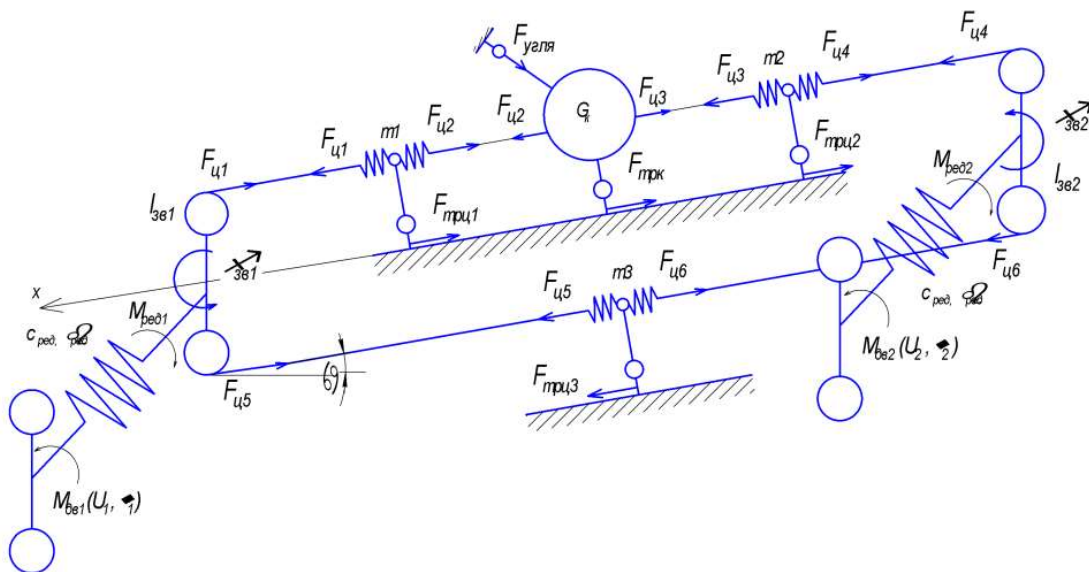


Рисунок 1.12 – Еквівалентна схема динамічної системи комбайна з винесеною системою подачі

Така еквівалентна схема в науковій статті [9] використовується для обґрунтування кінцево-елементної моделі тягового органу винесеної системи переміщення очисного комбайна. Представляється, що моделювання тягового органу у вигляді зосередженої маси та двох пружних елементів необхідно авторам для дослідження зусиль у перехідних процесах в тяговому органі та в приводі подачі.

В статті [10] та ж сама група авторів, що і в [9], представляє математичну модель комбайна з винесеною системою подачі, де кожна гілка контуру тягового ланцюга представляється у вигляді зосередженої маси з пружно-дисипативними зв'язками. Ця модель призначена для дослідження перехідних процесів в тяговому ланцюзі та приводах подачі, в яких використовується частотно-регульовані асинхронні електродвигуни. Основним аргументом використання частотно-регульованого приводу є думка, що існуючий привод винесеної системи подачі з електромагнітним гальмом ковзання в якості варіатора швидкості подачі не забезпечує достатнього тягового зусилля при довжині лави 300 м. Таке твердження не відповідає дійсності оскільки, сучасний привод з гальмом ковзання розвиває зусилля в 300000 Н, що цілком достатньо для переміщення та керування комбайном в довгих лавах довжиною 300 м.

В науковій роботі [11] цим же колективом авторів викладено результати моделювання перехідних процесів в ВСП. Математичним моделюванням визначено, що при стопорінні комбайна, наприклад, в результаті стопоріння електродвигуна виконавчих органів або через іншу причину, у робочій гілці тягового ланцюга виникають зусилля, близькі до розривних. Такі зусилля викликають перекидання приводу подачі. У разі розробки такого приводу мають бути передбачені такі ситуації і система керування частотним приводом має зменшувати крутний момент при різкому зростанні навантаження приводу подачі. З наведених результатів неясно як моделюється привод виконавчих органів, що шкодить цінності отриманих результатів.

Необхідність моделювання тягового ланцюга у вигляді зосередженої маси повністю спростована у дисертації [12]. В своїй дисертації автор йде далі і для перевірки необхідності моделювання тягового ланцюга у вигляді зосередженої маси представляє і перевіряє модель робочої гілки тягового ланцюга у вигляді трьох зосереджених мас. Результати імітаційного моделювання показують практично однакові результати з моделюванням тягового ланцюга невагомою пружною ниткою. Це ставить під сумнів необхідність кінцево-елементної моделі тягового органу винесеної системи переміщення комбайна.

Завдання вдосконалення системи подачі вугільного комбайна шляхом прогнозування його навантаження вирішується у роботі [13]. У статті розглядаються способи захисту привода виконавчих органів комбайна з ВСП та запропоновано і обгрунтовано такий спосіб. Автором виконано комп'ютерне моделювання перехідних процесів у винесеній системі подачі та запропоновано представлення формування динамічних перевантажень на виконавчих органах. Структурно-функціональна схема такої системи наведена на рис. 1.13.

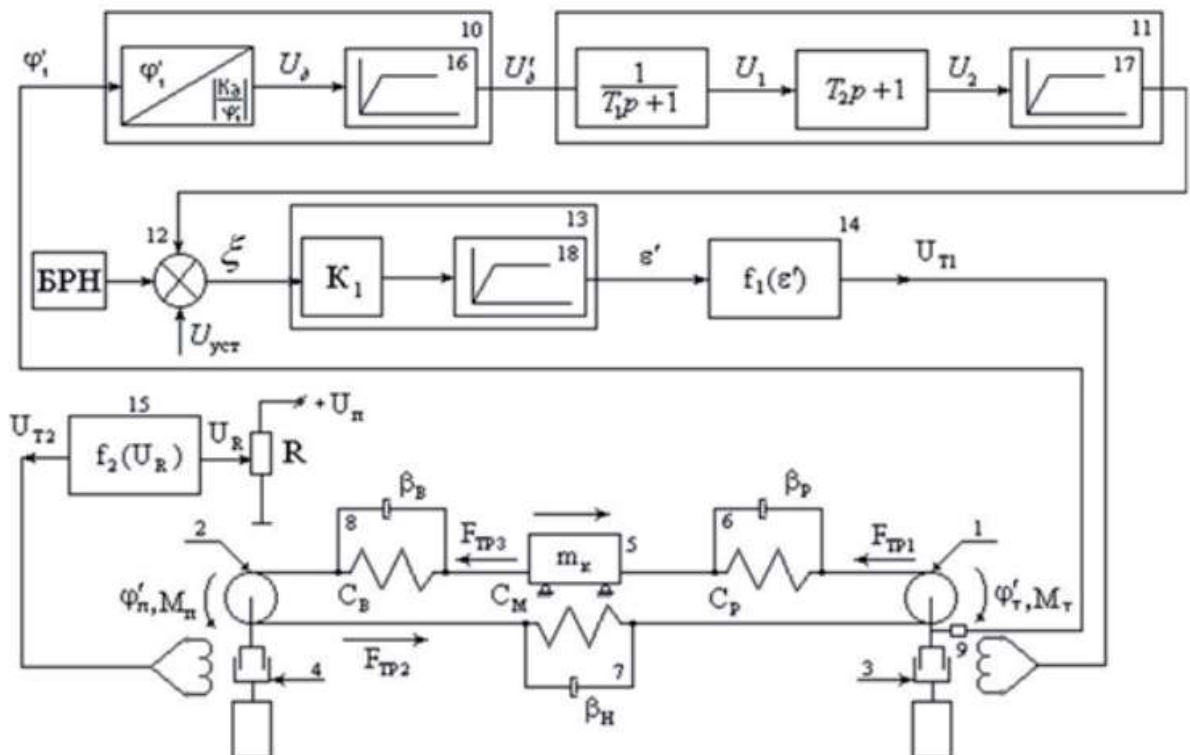


Рисунок 1.13 – Структурно-функціональна схема САК комбайном з ВСП

Не зважаючи на добрі наміри автора, є питання до його уявлень про параметри та динамічні процеси в приводах ВСП та до моделі навантажень на виконавчих органах комбайна, яку він використовує у своїх дослідженнях.

Автором вказано про значення індуктивності обмотки збудження муфти у 50 Гн. Таке значення не відповідає дійсності, оскільки і пряме вимірювання індуктивності і експериментальні дослідження перехідних процесів зростання струмів в обмотці збудження, зроблені автором [2] в інституті Автоматгормаш, дають значення індуктивності саме електромагнітної муфти, яка застосовується в приводі ВСП, 14 Гн. Ще треба говорити те тільки про індуктивність, але й про активний опір обмотки збудження, який складає 10 Ом. Ще потрібно враховувати зменшення індуктивності через насичення магнітної системи, що не робиться в роботі. При струмі збудження в робочому режимі близько 3А постійна часу обмотки збудження становить 0,5 с, що цілком не критично для системи стабілізації швидкості, як показує практика [2]. Навіть при застосування магнітних підсилювачів з їх інерційністю замість керованого тиристорного випрямляча у системи стабілізації швидкості привода САК швидкістю привода цілком справлялася зі своєю функцією. Активний опір обмотки збудження електромагнітного гальма ковзання у сучасній винесеній системі подачі ВСПК складає 16...20 Ом. Індуктивність обмотки гальма наразі не відома.

Продовжуючи тему недостатньої швидкодії, зазначимо, що момент інерції індуктора складає $0,35 \text{ кг/м}^2$, що значно менше моменту інерції асинхронного електродвигуна приблизно такої ж потужності, яку передає муфта ковзання. Момент інерції асинхронного двигуна потужністю 45 кВт складає $1,23 \text{ кг/м}^2$. Це найменша потужність електродвигуна, який застосовується в приводі подачі ВСП.

Спосіб, яким автор пропонує уникати перевантаження виконавчих органів, розроблений та відомий з початку 80 років минулого століття під

назвою Model Predictive Control (MPC) - управління з моделлю прогнозу. MPC регулятор містить прогнозуючу модель, яка за значеннями вхідних параметрів, прогнозує вплив завдання для класичної системи керування зі зворотним зв'язком. Такий прогноз дійсно суттєво покращує регулювання технологічних параметрів. Для системи стабілізації навантаження було б корисно мати залежність потрібної швидкості подачі від положення комбайна в лаві. Тим більш, що сучасні видобувні комбайни оснащуються пристроями визначення положення комбайна відносно початку лави.

Автор магістерської роботи [14] ставить за мету «підвищення ефективності роботи автоматизованої ВСП на основі дослідження динамічних і сталих процесів; розробка системи управління винесеною системою подачі підвищеної потужності шляхом підвищення ефективності регулювання швидкості подачі очисного комбайна в процесі виїмки вугілля з очисного вибою й обґрунтування алгоритму й структури апаратури».

Спираючись на досвід експлуатації апаратури КД-А без посилання на джерело такого досвіду автор стверджує, що зростання довжини лави до 300 м, стало причиною підвищення динамічності навантаження приводів ВСП та привода виконавчих органів комбайна через погіршення стабілізації швидкості подачі.

Збільшення довжини робочої гілки тягового ланцюга при збільшенні довжини лави до 300 м і більше не може погіршити динамічність навантаження привода подачі навіть теоретично, оскільки через більш довгий, а тому менш жорсткий ланцюг, коливання корпусу комбайна будуть створювати меншу коливальну складову у моменті навантаження привода подачі. Щодо якості стабілізації навантаженні привода виконавчих органів при відпрацюванні зміни опірності вугілля ранню, то дійсно, через збільшення довжини тягового ланцюга перехідні процеси зміни швидкості подачі уповільняться. Але це об'єктивна властивість і вада використання пружного ланцюгового тягового органу, яку неможливо змінити використанням класичної системи стабілізації швидкості з негативним зворотним зв'язком.

Підвищення динамічності навантаження на шнеках та в приводі подачі може бути при виникненні низькочастотних коливань у контурі стабілізації навантаження комбайна через хибне налаштування часової характеристики регулятора навантаження комбайна.

Результатів покращення зниження динамічності навантажень привода подачі а також стабілізації навантажень на шнеках автором не представлено. І будь-які результати моделювання робочого режиму комбайна в роботі відсутні.

Заслуговує на увагу модель крутного моменту привода з електромагнітною муфтою ковзання, вона відмінна від моделі [2], що використовується в більшості робіт з моделювання.

$$M_1 = M \cdot \sqrt{\arctan(a \cdot i_{oz})} \cdot \frac{1 - \omega_1/\omega_0}{1 - b \cdot \omega_1/\omega_0},$$

M_1 – крутний момент муфти;

M – максимальний крутний момент муфти;

ω_0 – номінальна частота обертання валу приводної зірочки, що відповідає максимальній швидкості руху комбайна;

i_{oz} – струм в обмотці збудження ЕМК;

a, b – коефіцієнти, що враховують конструктивні параметри ЕМК;

Від вихідної еквівалентної схеми, представленої на рис.1.14 а), автор переходить до розгляду еквівалентної лінійної розрахункової схеми, що представлена на рис.1.14 б).

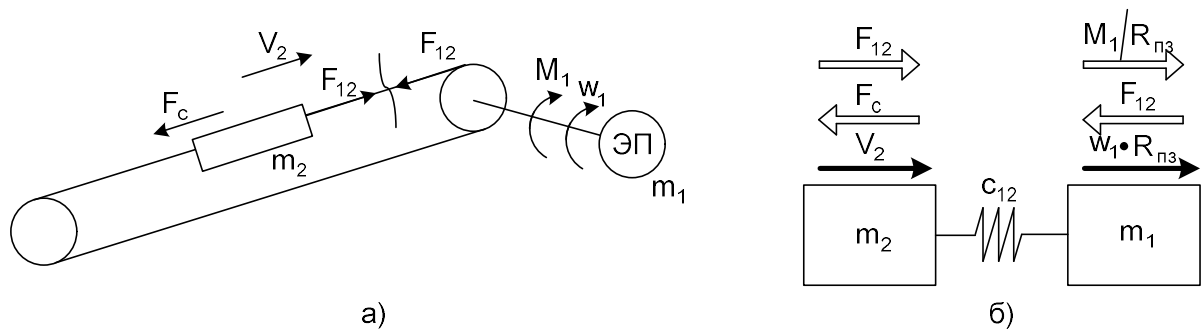


Рисунок 1.14 – Двомасова вихідна еквівалентна схема (а) і її розрахункова лінійна схема (б)

Відповідно до рис. 1.14 б) система диференціальних рівнянь для дослідження має вигляд [14]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV_1}{dt} = \frac{F \cdot \sqrt{\arctan(a \cdot i_{o3})} \cdot \frac{V_0 - V_1}{V_0 - b \cdot V_1} - if(z_1 - z_2 > 0, C_{12} \cdot (z_1 - z_2), 0)}{m_1} \\ \frac{di_{o3}}{dt} = \frac{U_m(V_1) - R \cdot i_{o3}}{L} \\ \frac{dz_1}{dt} = V_1 \\ \frac{dV_2}{dt} = \frac{if(z_1 - z_2 > 0, C_{12} \cdot (z_1 - z_2), 0) - F_c(t)}{m_2} \\ \frac{dz_2}{dt} = V_2 \end{array} \right.$$

Де

V_1 – лінійна приведена швидкість тягнучого привода подачі;

V_2 – швидкість комбайна;

z_1 – лінійне переміщення привода подачі;

z_2 – переміщення комбайна;

C_{12} – жорсткість робочої гілки тягового ланцюга;

i_{o3} – струм збудження в обмотці муфти ковзання;

$U_m(V_1)$ – напруга, що подається на обмотку збудження муфти;

R – активний опір обмотки збудження муфти;

L – індуктивність обмотки збудження муфти;

m_1 – приведена до зірки маса ведених частин привода подачі;

m_2 – маса комбайна;

$F_c(t)$ – сумарна сила спротиву переміщенню комбайна.

Слід зауважити, що $F_c(t)$ не є функцією часу, а є функцією координат комбайна та його швидкості.

Як впливає з наведеної моделі, автор ігнорує залежність індуктивності від струму збудження.

Проводячи ідентифікацію моделі, автор вказує наступні її числові параметри:

$m_1 = 100000 \text{ кг}$ – наведена маса привода (двигуна, муфти, редуктора й приводної зірочки);

$V_0 = 6 \text{ м/мин}$ – номінальна (робоча) лінійна швидкість скребкового конвеєра;

$R_{nz} = 0,14 \text{ м}$ – радіус приводної зірочки;

$m_2 = 12000 \text{ кг}$ – маса очисного комбайна;

$F = 40000 \text{ Н}$ – номінальне зусилля, передане ЕМК;

$R = 10 \text{ Ом}$, $L = 5 \text{ Гн}$ – електричні параметри обмотки збудження;

$a = 0,26$, $b = 0,9$ – конструктивні параметри електромагнітної муфти ковзання, що впливають на вид її механічної характеристики;

$U_m = 60 \text{ В}$ – максимальна напруга, що подається на обмотку збудження ЕМК, що відповідає току 6 А;

$c_n = 300000 \text{ Н / м}$ – жорсткість тягового ланцюга, при довжині ланцюга $L_n = 300 \text{ м}$;

Несподіваним з наведених даних є значення індуктивності 5 Гн. Автор стверджує, що всі наведені значення підтверджені експериментально, але не деталізує де і як виконувалися вимірювання.

1.4 Структурні рішення системи стабілізації швидкості, спрямовані на покращення динамічних властивостей привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання

Структура контуру стабілізації швидкості, яка була в дослідних зразках і далі в серійних зразках апаратури КД-А [2] наведена на рис. 1.15.

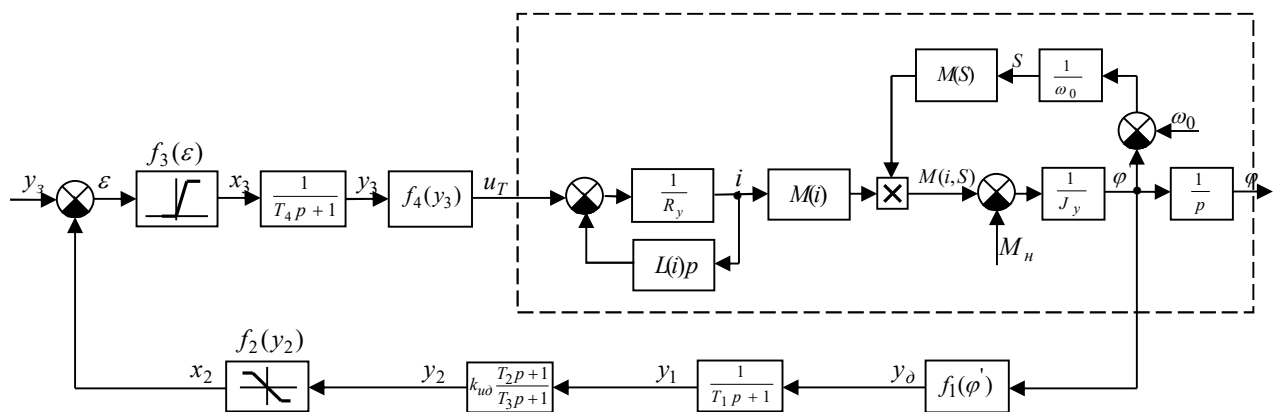


Рисунок 1.15 – Структурна схема контуру стабілізації швидкості привода подачі до модернізації

Відповідна математична модель має вигляд [2]

$$\left\{ \begin{array}{l}
T_1 \dot{y}_1 = y_\partial - y_1, y_\partial = \begin{cases} u_n, t_{|e\varphi=2\pi n} \leq t < t_{|e\varphi=2\pi n, n=\text{int}(\frac{e\varphi}{2\pi})} + \tau_u, \\
0, t_{|e\varphi=2\pi n} + \tau_u \leq t < t_{|e\varphi=2\pi(n+1)}; \end{cases} \\
T_3 \dot{y}_2 = k_{u\partial} \left(\frac{T_2}{T_1} (y_\partial - y_1) + y_1 \right) - y_2; \\
\varepsilon = y_3 - x_2, x_2 = \begin{cases} k_{x_2} y_2, -u_n / k_{x_2} < y_2 < u_n / k_{x_2}, \\
u_n, y_2 \geq u_n / k_{x_2}, \\
-u_n, y_2 \leq -u_n / k_{x_2}; \end{cases} \\
T_4 \dot{y}_3 = x_3 - y_3, x_3 = \begin{cases} k_{x_3} \varepsilon, 0 < \varepsilon < u_n / k_{x_3}, \\
u_n, \varepsilon \geq u_n / k_{x_3}, \\
0, \varepsilon \leq 0; \end{cases} \\
T_9 \dot{i} = u_T / R_y - i, T_9 = \frac{L_0}{R_y (1 + (ai)^2)}, \\
u_T = \begin{cases} |u_c|, y_3 \geq G, \\
0, y_3 < G, G = \begin{cases} u_n - \int \frac{2u_n}{T_c} dt, |u_c| \neq 0, \\
u_n, |u_c| = 0; \end{cases} \\
J \ddot{\phi} = M - (F_y + F_\partial + F_p - F_n) r, \\
M = M_m \arctg^2 ai (\sqrt{S} - \varepsilon S^3), S \in [0, 1]; \end{array} \right. \quad (3.15)$$

де T_1 - постійна часу ланки y_1 ;

u_n - рівень обмеження нелінійних ланок;

e - число пар полюсів датчика швидкості;

n - номер періоду сигналу датчика швидкості;

T_2, T_3 - постійні часу ланки y_2 ;

$k_{u\partial}$ - коефіцієнт підсилення інтегро - диференціюючої ланки y_2 ;

ε - сигнал неузгодженості;

x_2, k_{x_2} - відповідно вихідний сигнал і коефіцієнт підсилення

нелінійної ланки f_2 на лінійній ділянці;

T_4 - постійна часу ланки y_3 ;

x_3, k_{x_3} - відповідно вихідний сигнал і коефіцієнт підсилення нелінійної ланки f_3 на лінійній ділянці;

T_g - електромагнітна постійна обмотки управління ЕМК ;

u_T - вихідна напруга тиристорного перетворювача;

u_m, T_c, u_c відповідно амплітуда, період і миттєве значення сіткової напруги;

G - синхронізований з напругою мережі сигнал генератора лінійно наростаючої напруги фазозсувного пристрою;

i_m - максимально припустиме значення струму управління.

Електромагнітна постійна обмотки управління ЕМК при максимальному струмі управління $i_m = 7,5 \text{ А}$ має значення $T_g \approx 0,1 \text{ с}$. Період пульсацій струму управління $T = \frac{T_c}{2} = 0,01 \text{ с}$. Співвідношення значень T_g і T забезпечує гарну фільтрацію й пульсуючий струм управління можна замінити його середнім значенням, а динамічну модель тиристорного перетворювача замінити його статичною характеристикою. У роботі показано, що при швидкості зміни кута відмикання, меншої, чим кругова частота живильної мережі, тиристорний перетворювач може розглядатися як безінерційна ланка. Обмеження швидкості зміни керуючого напруги x_3 досягається шляхом включення на вході тиристорного перетворювача аперіодичної ланки з постійної часу $T_4 \geq \frac{2}{\omega_c}$.

На схемі пунктирною лінією обведено структуру приводу з ЕМС (ЕГК) без ланок корекції. Наведена структура системи стабілізації швидкості є наслідком апаратного складу приводу та зусиль розробників за стійку роботу контуру стабілізації швидкості.

Через залежність індуктивності обмотки збудження електромагнітного гальма ковзання від струму збудження, що обумовлено насиченням магнітної системи гальма, в науковій статті [15] поставлено та виконано завдання

розробки адаптивного регулятора для контуру стабілізації швидкості привода винесеної системи подачі. Адаптація полягає в корекції значення коефіцієнта при похідній в ПД регуляторі від значення струму збудження в обмотці електромагнітного гальма.

Залежність індуктивності від струму апроксимована виразом $L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}$, де L_0 - індуктивність при ненасиченому магнітопроводі. Для вирішення поставленого завдання розроблено математичну модель системи автоматичного керування швидкістю привода, що наведена нижче

В моделі позначено:

$$\begin{cases} J\ddot{\phi} = M - M_n; \\ M = M_m \arctg^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0, 1]; \\ U_\tau = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}, \\ U_\tau = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m} \pi)); \\ T_2 \dot{u} = x - u; \\ x = \begin{cases} ku_{\text{ПД}}, & 0 < u_{\text{ПД}} < u_m/k, \\ u_m, & u_{\text{ПД}} \geq u_m/k, \\ 0, & u_{\text{ПД}} \leq 0; \end{cases} \\ u_{\text{ПД}} = \varepsilon + k_\phi \dot{\varepsilon} - T_l \dot{u}_{\text{ПД}}; \\ \varepsilon = v - \dot{\phi}; \end{cases}$$

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

J - момент інерції привоу, приведений до приводної зірки;

M - обертаючий момент привоу, приведений до приводної зірки [7, 11];

M_n - момент навантаження привоу;

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.

Перші три рівняння системи є моделлю власне привоу

U_τ - напруга на виході керованого тиристорного випрямляча, який живить обмотку збудження ЕГК;

Елементами адаптації є нелінійний блок $kd(i)$, який відслідковує зміну індуктивності в залежності від струму збудження i корегує коефіцієнт при похідній k_d в сигналі ПД регулятора.

Функціональна залежність, що реалізується блоком, має вид $\varepsilon(0,1+0,35/(1+(0,75i)^3))$, де власне $k_d = (0,1+0,35/(1+(0,75i)^3))$. Значення виразу k_d для струмів $<1A$ та найкраще з точки зору якості перехідних процесів налаштування k_d в не адаптивній системі збігаються і дорівнюють $\approx 0,45$.

Другим елементом адаптації є інерційна ланка з постійною часу $2с$. Ця ланка є фільтром для коливань струму управління довкола усталеного значення. Її відсутність або малі значення постійної часу приводить до того, що швидкі зміни струму управління i , отже, значення k_d вносять додаткові збурення, що тільки погіршує якість управління [15].

Отриманий закон управління адаптивної САК приводом з ЕГК:

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

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

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

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

Результати порівняльних досліджень САК та адаптивної САК при моменті навантаження 30000 Нм (200 кН зусилля подачі) наведені нижче. У наведеному модельному експерименті здійснюється розгін приводу та вихід на усталений режим до кутової швидкості, що відповідає швидкості подачі комбайна $2,25 \text{ м/хв}$. Починаючи з третьої секунди моделювання, здійснюється стрибок завдання по швидкості з подальшим виходом на усталену швидкість $3,8 \text{ м/хв}$ і поверненням в наслідок зворотної зміни завдання на шостій секунді до усталеної швидкості $2,25 \text{ м/хв}$.

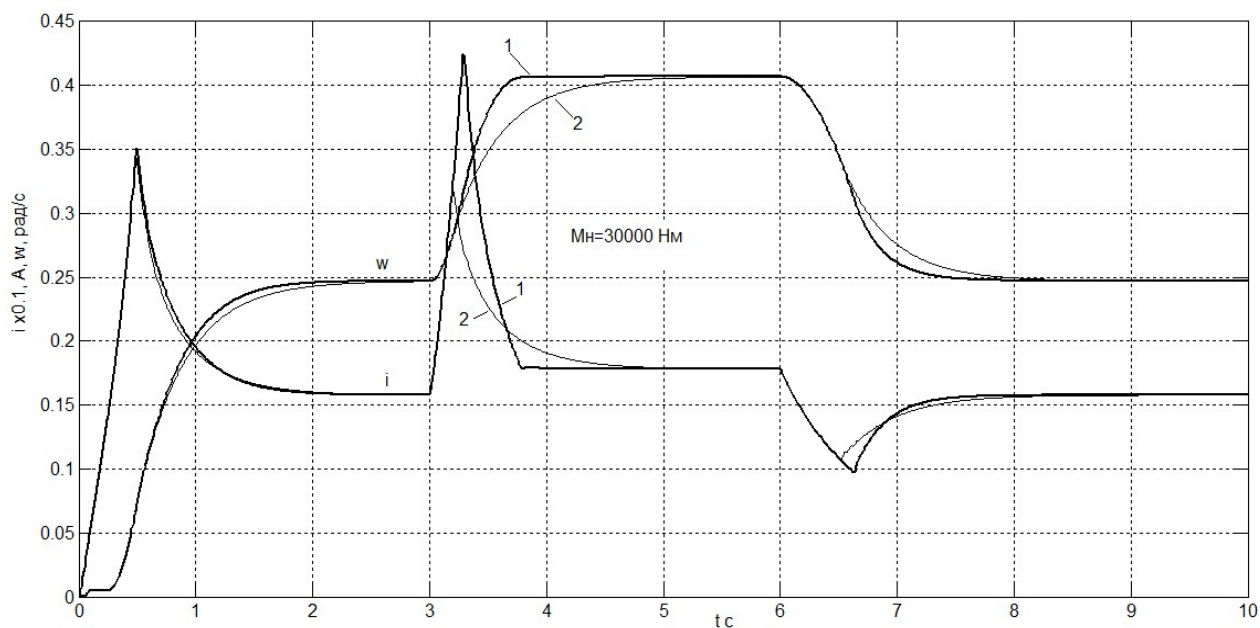
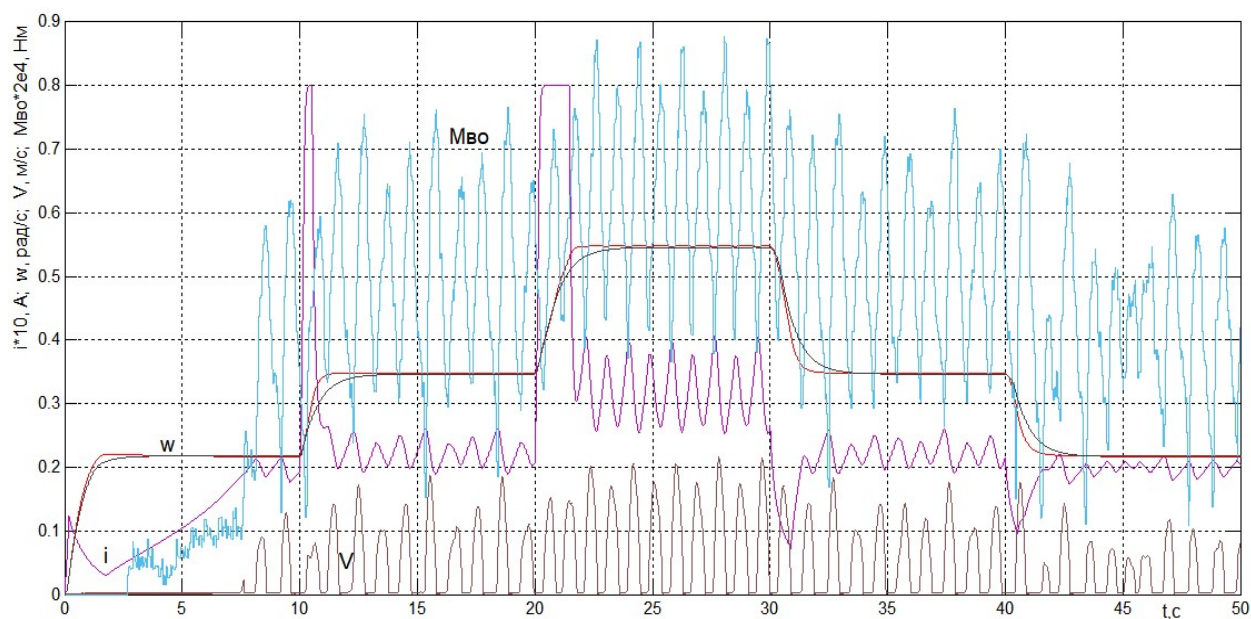


Рисунок 1.17 – Перехідні процеси розгону та гальмування САК та адаптивної САК приводом з ЕГК : 1 – САК, 2 – адаптивна САК

Як видно з наведеного рисунка, перевагою регулювання в адаптивній САК в порівнянні з САК є суттєве скорочення часу регулювання майже на 1,5 с через зменшення коефіцієнта при похідній, який суттєво затягує час перехідних процесів в неадаптованій системі.

Результати, отримані в попередній розглянутій статті [15] використані в роботі [16]. В ній автор використовує адаптивну систему автоматичного



керування (АСАК) швидкістю тягнучого привода ВСП для синтезу та дослідження системи стабілізації навантажень на виконавчих органах комбайна. Зокрема в роботі наведено результати керування комбайном з винесеною системою подачі УКД250, представлені на рис.1.18.

Рисунок – 1.18 Перехідні процеси східчастої зміни завдання швидкості подачі в робочому режимі комбайна

Модельний експеримент виконувався наступним чином. Довжина робочої гілки тягового ланцюга $L_p=100\text{м}$, опірність вугілля різанню 300 Н/м . На рисунку позначено: чорна лінія – кутова швидкість привода подачі в неадаптивній САК, червона – кутова швидкість в адаптивній САК, фіолетова – струм в обмотці збудження АСАК, блакитна – момент навантаження на виконавчих органах комбайна.

На представленій осцилограмі час з 0 с до 10 с – перехідний процес розгону привода та вихід на усталений режим з швидкістю подачі 2м/хв . На 10 с східчає переключення на швидкість 3м/хв та вихід на цю усталену швидкість. На 20 с переключення та перехідний процес виходу на усталену швидкість 5м/хв . На 30 с та 40 с східчає переключення швидкостей подачі у зворотному порядку з відповідними перехідними процесами зниження швидкості подачі.

Наведені реалізації перехідних процесів швидкості приводу в адаптивній САК та в неадаптивній свідчать про те, що час регулювання в АСАУ суттєво менший ніж в неадаптивній системі. Як вказує автор, зниження часу регулювання швидкості становить не менше $2,5\text{ с}$. Це важливо для режиму автоматичного регулювання навантажень на виконавчих органах комбайна оскільки зменшується час перебування приводу виконавчих органів в перевантаженому стані і відповідно знижується ймовірність перекидання електродвигуна привода виконавчих органів.

Керівником роботи [17] запропоновано, а автором перевірено хорошу ідею підвищення швидкодії привода подачі застосуванням двополярного керованого випрямляча для прискорення перехідного процесу зменшення струму в обмотці збудження електромагнітного гальма ковзання. Саме короткий перехідний процес зменшення струму, і, отже, швидкості подачі комбайна, важливий при найскорішому відпрацюванні перевантаження системою стабілізації навантажень виконавчих органів. Чим менш тривалий режим перевантаження, тим менша ймовірність перекидання електродвигуна виконавчих органів та виникнення високодинамічних зусиль у тяговому ланцю та моментів в приводі подачі через стопоріння комбайна.

Швидке зростання швидкості привода подачі не тільки не потрібне, але й шкідливе, оскільки призведе до інтенсивного зростання навантаження на виконавчих органах, що подібно збуренню через зростання опірності різанню.

Для дослідження ефективності використання двополярного випрямляча автором використовується вже традиційна модель привода з електромагнітним гальмом ковзання [17]

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

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

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

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

Де U - напруга від трансформатора живлення, що підводиться до керованого випрямляча;

u - сигнал управління на вході керованого випрямляча;

u_m - максимальний рівень сигналу управління на вході керованого випрямляча;

ω – кутова швидкість привода подачі;

M_H – момент навантаження на вихідному валу привода;

R – активний опір обмотки збудження муфти.

J – приведений до вихідного валу момент інерції веденої частини привода [17].

Математична модель ПД регулятора з обмеженням вихідного сигналу рівнем u_m

$$\varepsilon = w_z - k_{zz} w$$

$$\varepsilon_f = \varepsilon - T \dot{\varepsilon}$$

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

$$u = \begin{cases} u_{PD}, & |u_{PD}| < u_m, \\ u_m \operatorname{sign}(u_{PD}), & |u_{PD}| \geq u_m \end{cases}$$

де позначено [17]:

ε - сигнал розузгодження по швидкості;

w_z - задана швидкість приводу;

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

w - швидкість приводу;

ε_f - фільтрований сигнал розузгодження по швидкості;

k_r - коефіцієнт передачі ПД регулятора;

u_{PD} - сигнал на виході ПД регулятора;

u - сигнал на вході керованого випрямляча [17].

Для оцінки ефективності синтезованої системи автор порівнює результати роботи моделі вихідної та синтезованої системи, в якій використовується двополярний випрямляч. Це показано на рис. 1.19.

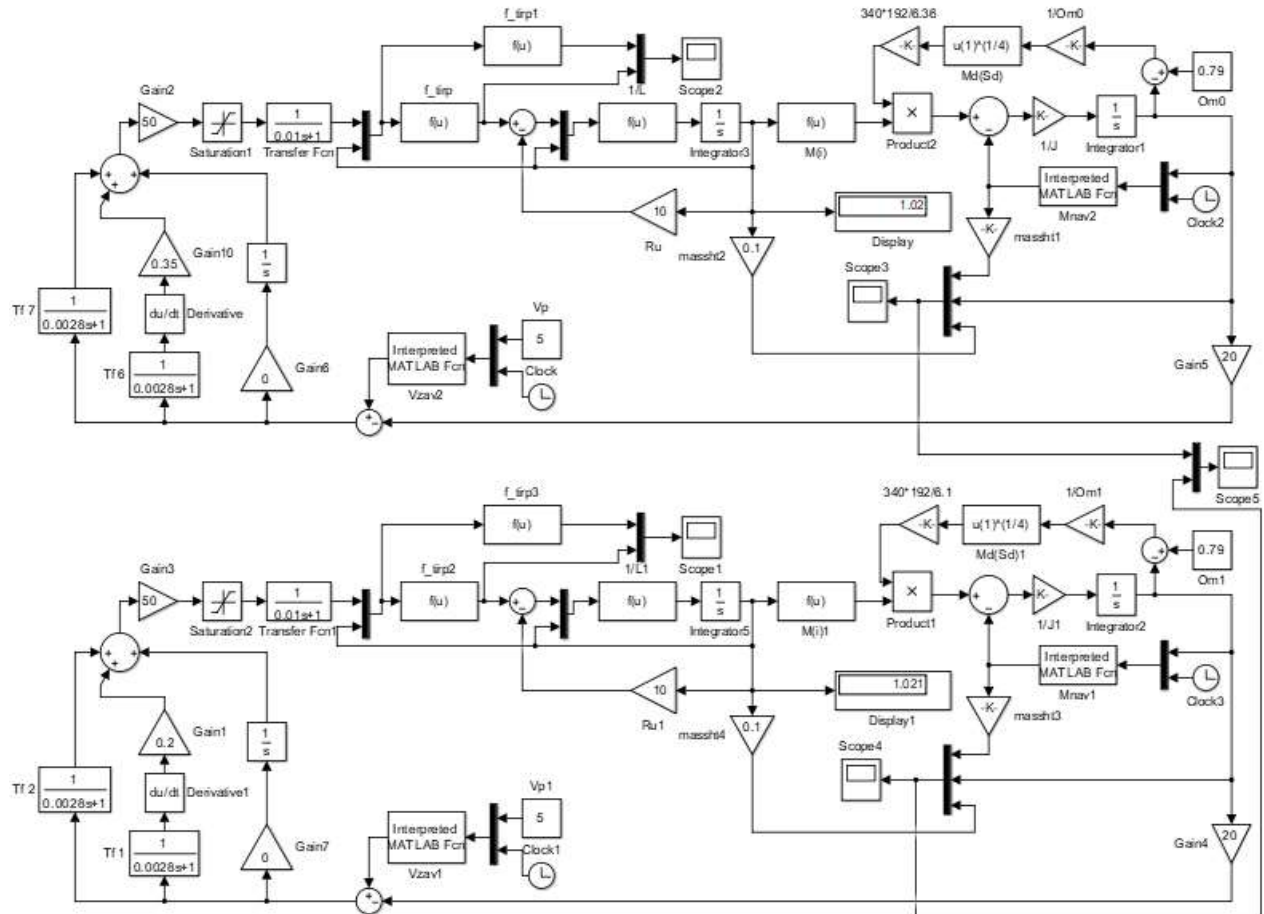


Рисунок 1.19 – Порівняльні дослідження існуючої та синтезованої САК

Структура моделей на рис. 1.19 однакова. Різниця полягає у значеннях коефіцієнтів при похідній у ПД регуляторах, функціях блоків f_irp та f_irp2 , що моделюють керований випрямляч, та обмеженнях блоків Saturation1 та Saturation2, що обмежують вихідний сигнал відповідних ПД регуляторів.

У новій синтезованій системі (нижня модель) функціональний блок f_irp2 містить функцію, яка має вид $8 * u(1) * ((u(2) >= 0) || (u(1) >= 0))$. Логічна умова у цьому виразі забезпечує незмінність напрямку струму у обмотці збудження незалежно від полярності прикладеної напруги до обмотки

збудження. Іншими словами, струм може змінюватись в межах $0 \dots 7,5$ А без зміни напрямку.

На рис. 1.20 наведено результати порівняльного моделювання двох систем.

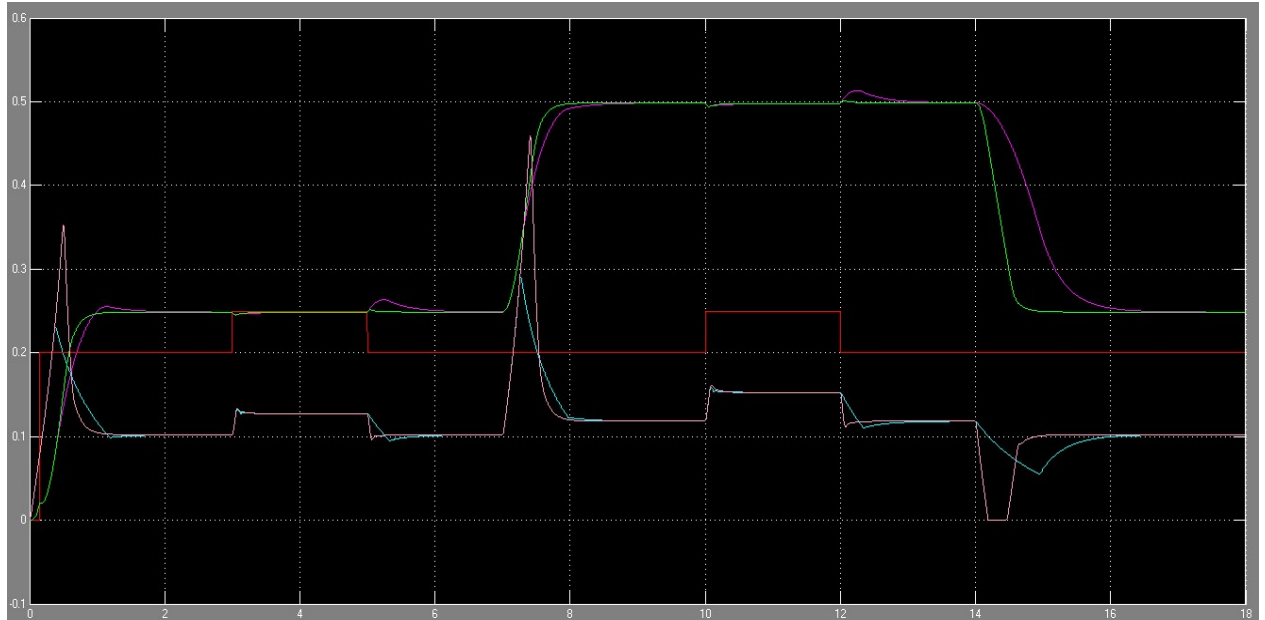


Рисунок 1.20 – Порівняльне дослідження перехідних процесів у вихідній та синтезованій САК з двополярним керованим випрямлячем

Легенда вихідної системи: пурпурова лінія – швидкість приводу (масштаб 1:1), червона лінія – момент навантаження приводу (масштаб $1:1e-5$), блакитна лінія – струм управління в обмотці збудження (масштаб 1:10). Змінні синтезованої системи: зелена лінія – швидкість приводу, червона лінія – момент навантаження приводу, рожева лінія – струм управління в обмотці збудження.

Як вказує автор, час перехідних процесів зменшено [17]:

- при відпрацюванні збільшення навантаження на 0,25 с;
- при відпрацюванні зменшення навантаження на 1 с;
- при відпрацюванні збільшення завдання по швидкості на 0,6 с;
- при відпрацюванні зменшення завдання по швидкості на 1,5 с;

Таким чином, досягнуто суттєве зменшення часу перехідного процесу на 1,6 с в найбільш важливому перехідному процесі зниження швидкості подачі. Таким чином, знижено час перебування привода виконавчих органів під перевантаженням.

Відомий з теорії автоматичного керування спосіб корекції постійної часу аперіодичної ланки першого порядку, що й представляє собою обмотка збудження електромагнітного гальма, застосовує автор роботи [18]. Тут для зменшення інерційності обмотки, а значить і для зменшення інерційності привода з ЕГК, обмотка збудження охоплюється негативним зворотним зв'язком, що зменшує її постійну часу. Для досліджень автор використовує математичну модель [18], а за нею розробляє модель Simulink.

Позначення, що прийняті в математичній моделі, розглянуті при розгляді подібних математичних моделей вище. Слід підкреслити, що математична модель описує комбайн з вбудованою безланцюговою системою подачі. Математична модель не враховує введений зворотний зв'язок, зазначений вище. Цей зворотний зв'язок організовано в Simulink моделі, котра наведена на рис. 1.21.

Негативний зворотний зв'язок організовано: блок Integrator6 – блок Gain kzz зі значенням коефіцієнта зворотного зв'язку 3,19 – суматор на вході моделі керованого транзисторного перетворювача f_tirp1.

$$\begin{cases}
 J\ddot{\phi} = M - M_h; \\
 M = M_m \arctg^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0,1]; \\
 M_h = (F_m + F_{ck} + R_b) \cdot r; \\
 F_m = \mu(\dot{x})(m \cdot g + R_a); \\
 \mu(\dot{x}) = a_1 + a_2 e^{-a_3 \dot{x}} + a_4 \dot{x}, \quad \dot{x} = \dot{\phi} \cdot r; \\
 F_{ck} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_n); \\
 U_T = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}, \\
 U_T = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m} \pi)); \\
 T_2 \dot{u} = y - u; \\
 y = \begin{cases} ku_{\Pi\Delta}, 0 < u_{\Pi\Delta} < u_m/k, \\ u_m, u_{\Pi\Delta} \geq u_m/k, \\ 0, u_{\Pi\Delta} \leq 0; \end{cases} \\
 u_{\Pi\Delta} = k_n \varepsilon + k_d \dot{\varepsilon} - T_I \dot{u}_{\Pi\Delta}; \\
 \varepsilon = v - k_{du} \dot{\phi} - k_{33} i; \\
 v = u_I = k_i \int \varepsilon_i(t) dt; \\
 \varepsilon_i = i_{360} - i_{60};
 \end{cases}$$

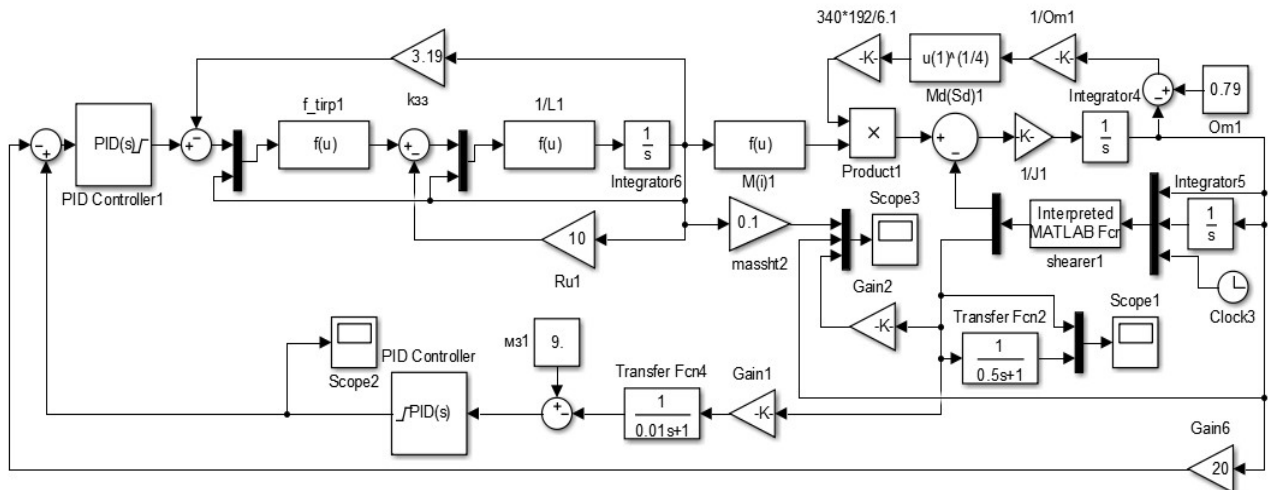


Рисунок 1.21 – Simulink модель зі зворотним зв'язком по струму обмотки збудження

На рис. 1.22 та рис. 1.23 показане відпрацювання збурень по навантаженню в ідентичних умовах вихідною САК та синтезованою.

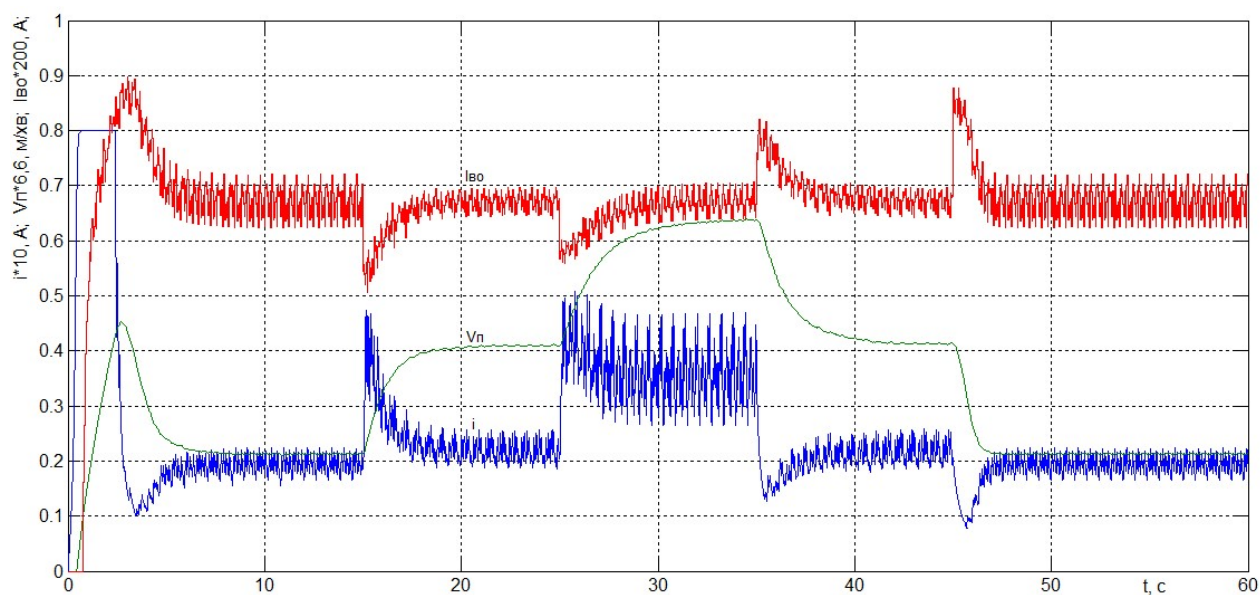


Рисунок 1.22 – Відпрацювання збурень по опірності різанню вихідною САК

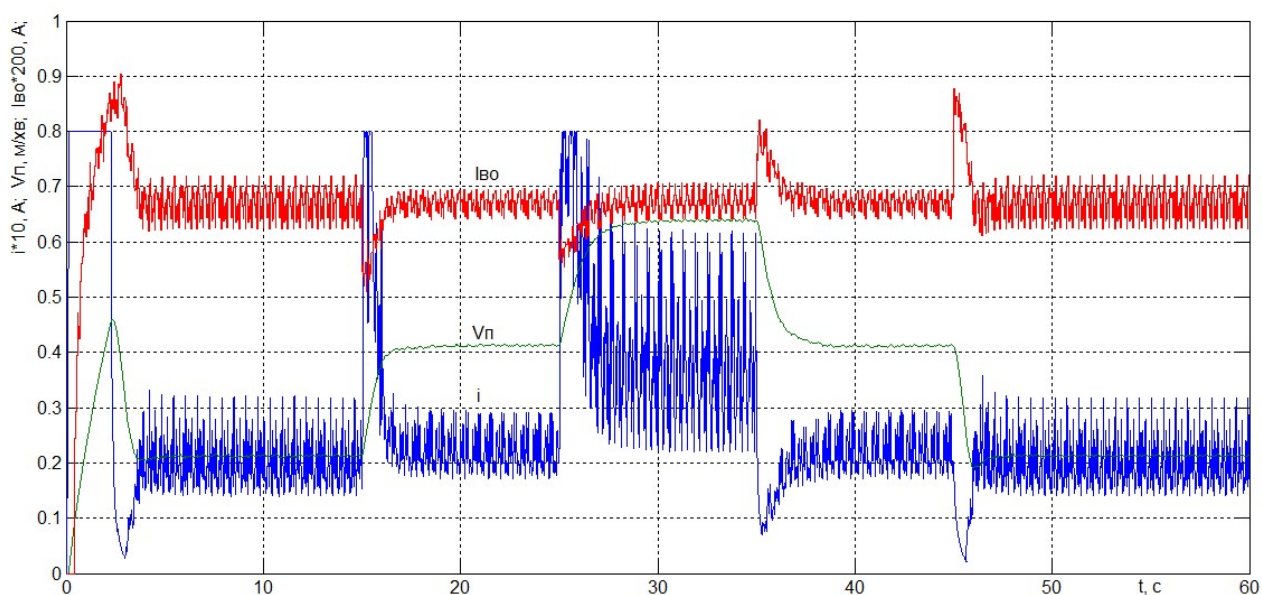


Рисунок 1.23 – Відпрацювання збурень по опірності різанню розробленою САК зі зворотним зв'язком по струму збудження

Порівняння часу перехідних процесів моменту навантаження на виконавчих органах та швидкості приводу подачі показують суттєву перевагу

системи зі зворотним зв'язком по струму збудження перед вихідною системою.

1.5 Мета та завдання роботи

Мета роботи – дослідження вимог до швидкодії та синтез системи автоматичного керування швидкістю комбайна з винесеною системою подачі.

Завдання роботи, необхідні для досягнення поставленої мети:

Виконати аналіз систем автоматичного керування швидкістю приводів винесеної системи подачі.

Розробити математичну та імітаційну модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.

Дослідити вимоги до швидкодії системи автоматичного керування швидкістю тягнучого привода винесеної системи подачі.

Розробити заходи з охорони праці.

Висновки до розділу 1

1) Виконано критичний аналіз властивостей винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання, винесеної системи подачі як засобу керування швидкістю подачі видобувного комбайна, математичних моделі комбайна з винесеною системою подачі та структурних рішень системи стабілізації швидкості, спрямованих на покращення динамічних властивостей привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання.

2) Аналіз оглянутих наукових робіт свідчить, що швидкодія привода з електромагнітним гальмом ковзання по керуванню є важливим питанням, але її числові показники не розглянуті.

3) Відсутні дослідження впливу швидкодії винесеного привода з гальмом на якість стабілізації навантаження на виконавчих органах.

2 МАТЕМАТИЧНА ТА ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

2.1 Математична модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі

Математична модель САК комбайна з ВСП розроблена за розрахунковою схемою, що показана на рис. 1.11. Ця розрахункова схема динамічної системи найбільше відповідає завданням синтезу та дослідження САК комбайном з ВСП, оскільки достатньою мірою та коректно враховує всі зв'язки в системі та позбавлена надмірної деталізації зв'язків, що мають другорядне значення для завдань керування комбайном.

Спрощення та умови моделювання докладно описані в роботі [2] та в багатьох пізніх роботах різних авторів. До того ж вказана розрахункова схема відповідає загально відомим уявленням щодо динамічних процесів в винесеній системі подачі та в комбайні. Додатковою умовою є відсутність пружної сили у верхній холостій гілці тягового ланцюга, що цілком відповідає нормальній роботі ВСП, коли привод, що підтягає нижню холосту гілку ланцюгового контуру, виконує свою функцію. В цьому випадку зусилля на переміщення верхньої холостої гілки може бути завдане константою, значення якої пропорціональне довжині верхньої гілки тягового ланцюга.

Швидкість різання приймається константою, тобто ковзання електродвигуна виконавчих органів не враховується. В такому представленні модель привода виконавчих органів зводиться до константної швидкості електродвигуна привода різання з урахуванням її редукції. Модель навантажень на виконавчих органах для обчислення товщини стружки на різцях враховує переміщення виконавчих органів тільки в напрямку подачі.

Математична модель розрахунку навантажень на виконавчих органах враховує їх конструкцію, схему розташування різців, схему роботи комбайна та характеристики руйнованого пласта [19,20].

Математична модель САК комбайном має вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x} = F_n + F_\partial - F_m - F_\varepsilon - R_b + F_{ck} \operatorname{sign}(\alpha_n); \\ J\ddot{\varphi} = M - M_n; \\ M = M_m \arctg^2(ai)(\sqrt[4]{S}), \quad S \in [0,1]; \\ M_n = (F_n + F_\partial + F_p - F_n) \cdot r_3; \\ U_\tau = iR + L(i)\dot{i}, \quad L(i) = \frac{L_0}{1 + (ai)^2}, \\ U_\tau = \frac{U}{2} (1 + \cos(\pi - \frac{u}{u_m} \pi)); \\ T_2 \dot{u} = y - u; \\ y = \begin{cases} ku_{\Pi\Delta}, & 0 < u_{\Pi\Delta} < u_m/k, \\ u_m, & u_{\Pi\Delta} \geq u_m/k, \\ 0, & u_{\Pi\Delta} \leq 0; \end{cases} \\ u_{\Pi\Delta} = \varepsilon + k_\partial \dot{\varepsilon} - T_l \dot{u}_{\Pi\Delta}; \\ \varepsilon = v - \dot{\varphi}; \end{array} \right. \quad (2.1)$$

В системі (2.1) позначено:

m – маса комбайна, кг;

x – переміщення корпусу комбайна, м;

F_n - пружна сила в робочій гілці тягового ланцюга, Н;

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

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

r_3 – радіус ділильного кола приводної зірки, м;

φ - кут повороту вихідного валу привода подачі, рад;

E – погонна жорсткість тягового ланцюга, Нм;

L_p - довжина робочої гілки тягового ланцюга, м;

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

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

β - коефіцієнт дисипативних втрат, кг/с;

χ - коефіцієнт внутрішнього тертя;

m_l - маса робочої гілки тягового ланцюга, кг;

F_m - сила тертя в опорах комбайна, Н;

$$F_m = \mu(\dot{x})(m \cdot g + R_a); \quad R_a = R_{a_1} + R_{a_2};$$

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

$\mu(\dot{x})$ - коефіцієнт тертя в опора комбайна;

$$\mu(\dot{x}) = \text{sign}(\dot{x})(a_1 + a_2 e^{-a_3 \dot{x}} + a_4 \dot{x});$$

a_1, a_2, a_3, a_4 - позитивні константи;

F_b - сила опору переміщенню верхньої холостої гілки тягового ланцюга в напрямних, Н;

$$F_g = L_g \kappa_g;$$

κ_g - коефіцієнт питомих втрат, що залежить від зігнутості конвеєра, конструкції напрямних, кількості та вологості штибу та попередньої натягнутості ланцюгового контуру, Н/м;

L_g - довжина верхньої холостої гілки тягового ланцюга, м;

$R_b = R_{b_1} + R_{b_2}$ - сили горизонтальних реакцій вибію на відстаючому й

випереджаючому шнеках, Н;

$F_{ck} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_n)$; - сила, що скочує, α_n - кут нахилу пласта;

J - сумарний момент інерції ведених частин приводу подачі, кг·м²;

M - обертаючий момент приводу подачі, Н·м; Значення J, M приведені до вихідного валу приводу подачі.

M_H - момент навантаження тягнучого привода подачі;

i - струм в обмотці збудження гальма;

$S = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}}{\omega_0}$ - ковзання гальма, ω_0 - кутова швидкість асинхронного двигуна

привода подачі з врахуванням редукції.

F_p - сила опору переміщенню робочої гілки тягового ланцюга в напрямних,

Н; $F_p = F_0 \kappa_p$;

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

κ_p - коефіцієнт, що враховує вигини конвеєра;

F_n - зусилля в нижній гілці тягового ланцюга, Н;

U_T - напруга на виході керованого випрямляча, яка подається на обмотку збудження ЕГК;

U - напруга, що підводиться до керованого випрямляча;

u - сигнал управління випрямлячем;

u_m - рівень обмеження сигналу управління на виході ПД регулятора;

y - сигнал на виході нелінійної ланки обмеження до рівня u_m ;

$u_{ПД}$ - сигнал управління ПД регулятора;

k_δ - коефіцієнт при похідній в сигналі ПД регулятора; При адаптивному ПД регулюванні є функцією струму управління

ε - сигнал неузгодження по швидкості;

v - завдання по швидкості подачі, яке в автоматичному режимі визначається законом управління регулятора навантаження приводу виконавчих органів.

Регулятором навантаження на виконавчих органах є Інтегральний регулятор

При застосуванні адаптивної САК приводом подачі, ПД закон керування в контурі стабілізації швидкості має вигляд [15]:

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

$$u_{\text{ПДА}} = k(1 + k_d(i')s)\varepsilon; \quad (2.2)$$

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

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

Сили реакцій вибію $R_{a_1}, R_{a_2}, R_b = R_{b_1} + R_{b_2}$ та сумарний момент навантаження на виконавчих органах знаходяться програмно як сума сил та моменту на кожному різці, за значенням товщини стружки на кожному різці, що контактує з руйнованим пластом.

При розрахунках враховуються всі параметри різців та конструкція виконавчого органу, визначені галузевим стандартом [20].

Основні моменти алгоритму розрахунку товщини стружки на кожному різці і далі розрахунок сил та моменту на виконавчому органі викладено у роботі [21].

Товщина стружки на i -му різці розраховується за виразом [22]

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

де R – радіус виконавчого органу;

Δx – горизонтальне переміщення виконавчого органу за один оберт ;

Δy – вертикальне переміщення виконавчого органу за один оберт ;

$\alpha_i = \gamma_i - \arctg \frac{\Delta x}{\Delta y}$, в завданнях керування $\Delta y = 0$, тобто, вертикальні

переміщення виконавчого органу не враховуються;

γ_i – кут нахилу i -того різця.

2.2 Реалізація математичної моделі САК видобувним комбайном з ВСП у вигляді моделі Simulink

Блок-діаграма моделі Simulink, що відповідає математичній моделі (2.1), наведена на рис. 2.1.

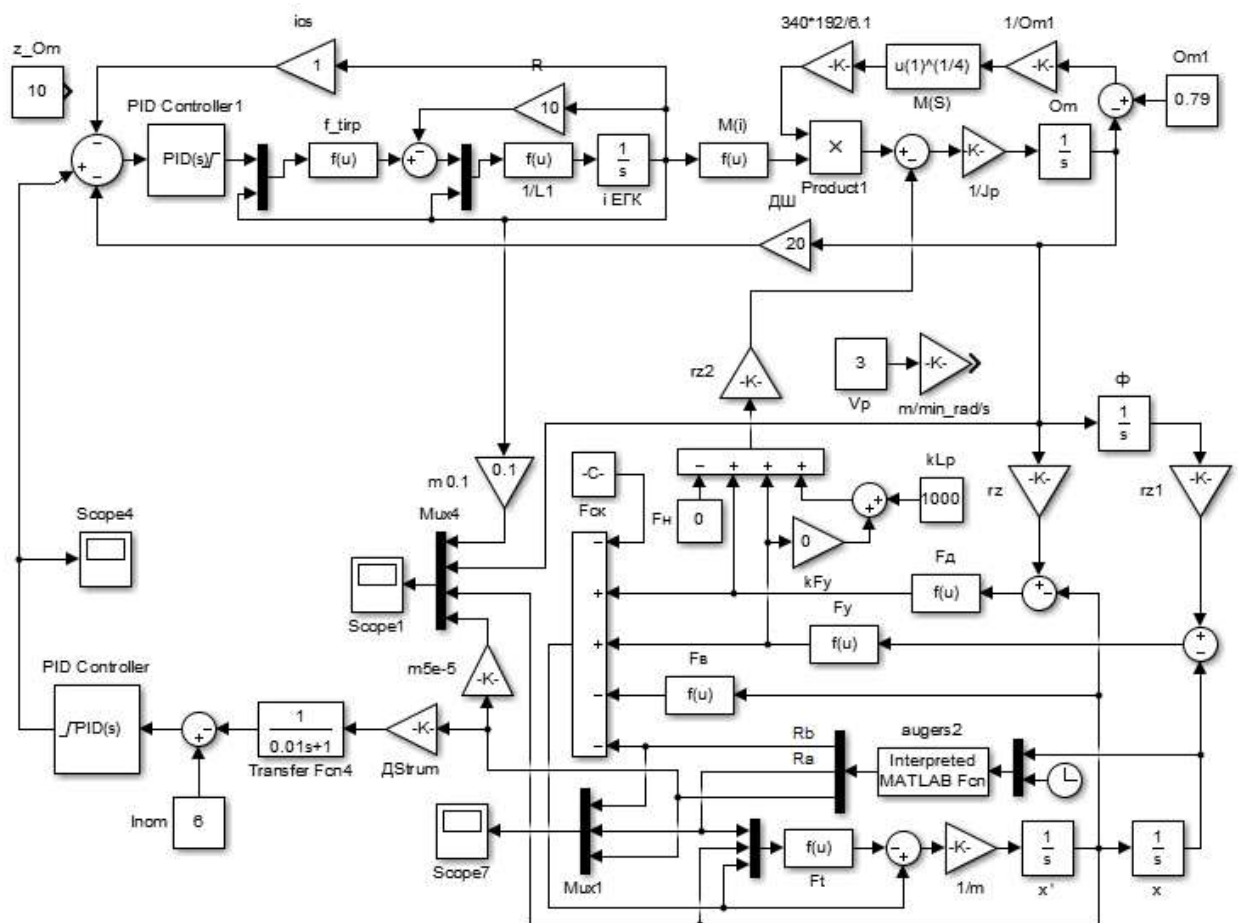


Рисунок 2.1 – Simulink модель САК комбайном з ВСП

Наведену блок-діаграму САК комбайном слід розглядати такою, що складається з трьох частин, пов'язаних між собою. Верхня частина моделі, котра знизу обмежується зворотним зв'язком по кутовій швидкості від датчика, який імітується блоком Gain ДШ, являє собою систему стабілізації швидкості привода подачі.

Вхідними впливом для контуру стабілізації швидкості є завдання по швидкості в автоматичному режимі від регулятора навантаження на виконавчих органах – блок PID Controller або задатчика швидкості – блок Constant z_Om в режимі постійної швидкості подачі при її ручному завданні з пульта машиніста комбайна.

Впливом по збуренню для контуру стабілізації швидкості є момент навантаження на зірці привода, що надходить від блоку Gain rz2, значення якого дорівнює радіусу дільного кола приводної зірки 0,15 м.

Виходом контуру стабілізації швидкості є кутова швидкість – блок Integrator Om.

Блок Constant Om1 моделює електродвигун привода подачі. Значення Om1 приведенне до вихідного валу привода як і значення Om.

Блок PID Controller1 є ПД регулятором контуру стабілізації швидкості, тобто, цей контур є статичною системою у строгому сенсі, але з сильно вираженими інтегральними властивостями через слабку залежність крутного моменту привода (вихід блоку Product1) від величини ковзання (вихід блоку Gain 1/Om1) в зоні робочих значень ковзань 0,4...0,8.

Вихідний сигнал ПД регулятора швидкості надходить на керований випрямляч f_tirp і далі на блоки моделі обмотки збудження гальма ковзання. Налаштування блоків наведені на рис.2.2...2.4.

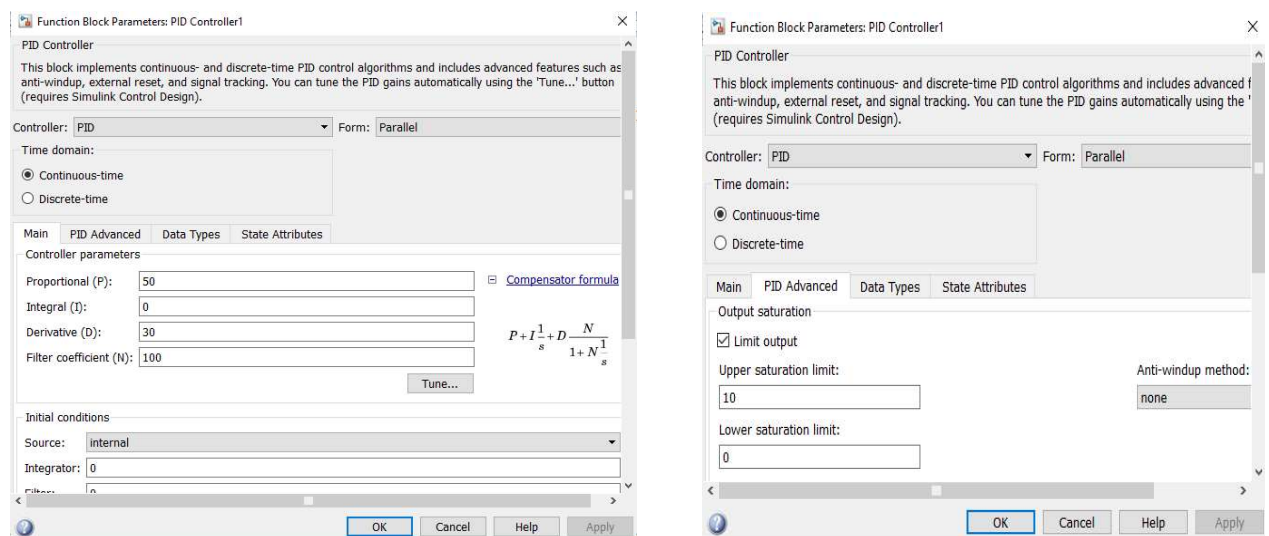


Рисунок 2.2 – Налаштування блоку PID Controller1

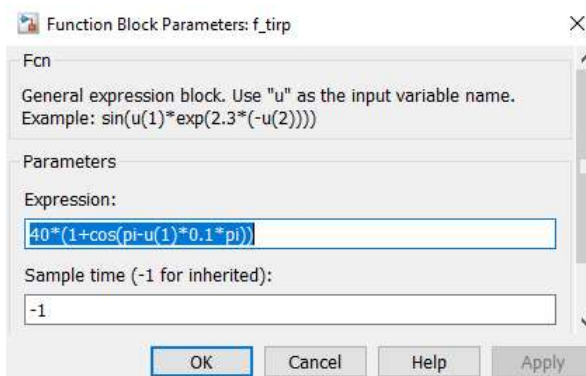
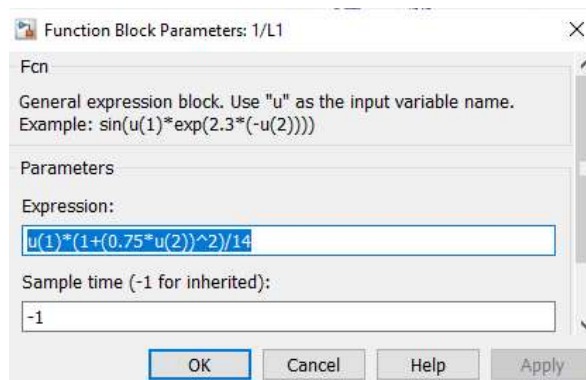
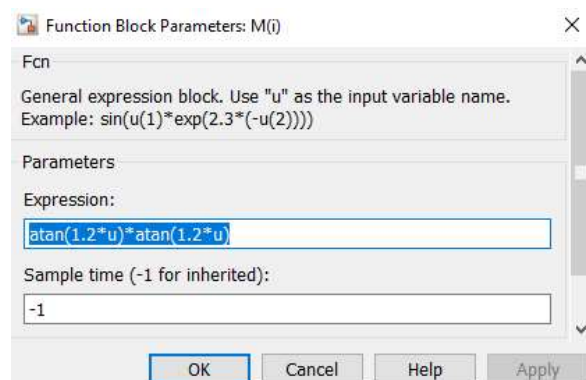


Рисунок 2.3 – Налаштування блоку f_tirp

Рисунок 2.4 – Налаштування блоку 1/L1, $L_0=14$ Гн

На виході інтегратора iЕГК маємо струм в обмотці збудження.

Блок $M(i)$ обчислює залежність крутного моменту гальма від струму збудження. Його налаштування показано на рис. 2.5.

Рисунок 2.5 – Налаштування блоку $M(i)$

Послідовність блоків 1/Om1, M(S) та 340*192/6.1 обчислює залежність крутного моменту від ковзання, приведену до вихідного валу привода подачі.

Зовнішній контур стабілізації навантаження на виконавчих органах складається з датчика струму електродвигуна привода різання - Gain ДСтрум. Датчик ДСтрум є коефіцієнтом пропорційності між моментом на шнеках, що подається на його вхід, та струмом електродвигуна у масштабі контролера. Блок Constant іном задає уставку номінального струму електродвигуна виконавчих органів у масштабі контролера. Інтегральний регулятор за значенням сигналу розузгодження по струму з виходу суматора обчислює завдання по швидкості для підлеглого контуру стабілізації швидкості. Його налаштування на момент розробки моделі показано на рис. 2.6.

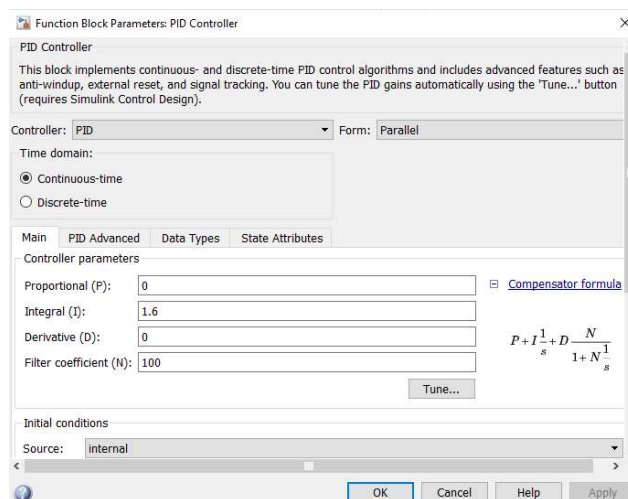


Рисунок 2.6 – Налаштування І регулятора привода виконавчих органів
PID Controller

Доцільність використання саме І регулятора пов'язана з тим, що сигнал розузгодження по струму на вході регулятора має коливальну складову через коливання моменту навантаження на виконавчих органах. Цей сигнал проходить через регулятор і в його вихідному сигналі теж присутня коливальна складова, яка є перешкодою у сигналі завдання швидкості. Саме інтегратор без пропорційної та диференціюючої складової найкращим чином згладжує коливальну складову у сигналі завдання швидкості подачі.

Слід зазначити, що відфільтрувати коливальну складову у сигналі датчика струму практично неможливо через те, що вона має частоти що й корисний сигнал від зміни струму через зміну опірності різанню. Сигнал завдання швидкості на виході регулятора навантаження наведено на рис. 2.7.

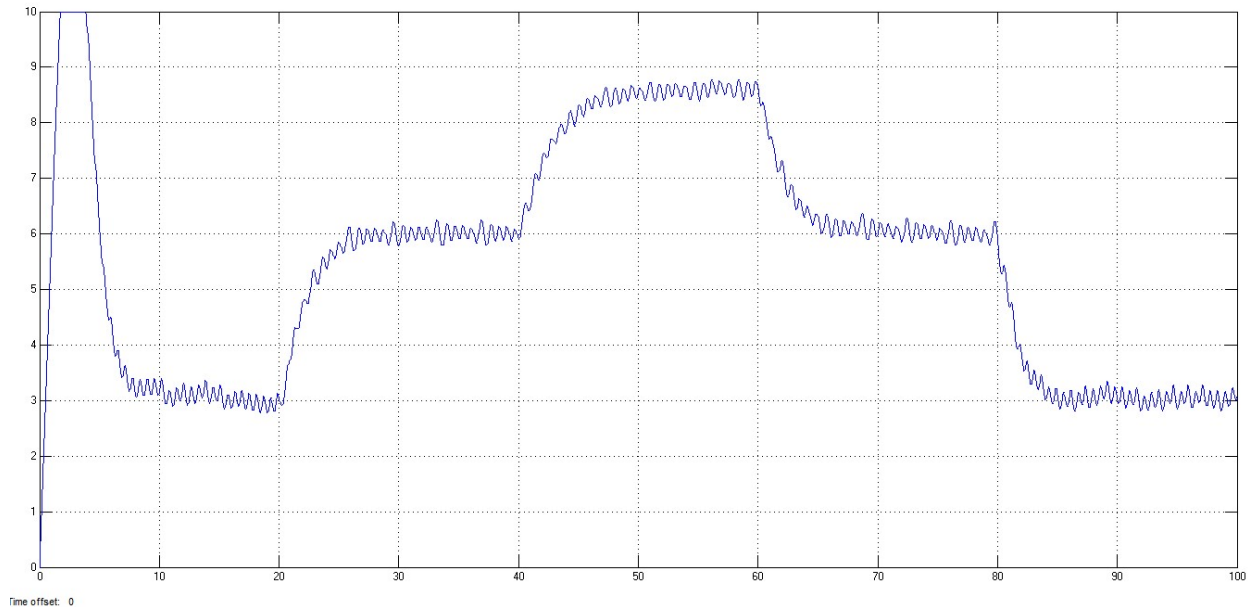


Рисунок 2.7 – Сигнал завдання швидкості на виході регулятора навантаження

Модель комбайна та винесеної системи подачі з блоків Gain rz та Gain rz1 з коефіцієнтами передачі, що дорівнюють радіусу дільного кола приводної зірки, отримує відповідно лінійну швидкість та лінійне переміщення тягового ланцюга на приводі подачі. Від цих координат віднімаються відповідні координати комбайна – швидкість та переміщення, які отримуються з блоків Integrator x' та Integrator x. За подовженням тягового ланцюга обчислюється блоком F_n пружне зусилля в робочій гілці тягового ланцюга, а за різницею лінійної швидкості привода подачі та комбайна блоком F_d обчислюється дисипативна сила. За значенням швидкості комбайна блоком F_v також визначається зусилля, що потрібне для переміщення верхньої холостої гілки тягового ланцюга.

Сила, що скочує, також обчислюється в блоці $F_{ск}$. Вона залежить від кута нахилу пласта. В моделі сила, що скочує спрямована проти руху комбайна. Тобто, комбайн рухається вгору під нахилом 20 градусів.

Зусилля в нижній гілці ланцюгового контуру $F_n=0$ не створює обертовий момент на тягнучому приводі за умовами моделювання.

Зусилля тертя робочої гілки ланцюга завдано константою k_{Lp} , тобто воно не залежить від пружної сили в робочій гілці тягового ланцюга.

Сила тертя в опорах комбайна визначається згідно з математичною моделлю (2.1).

Блок виклику функції MATLAB `augers2` (шнеки англ.) викликає однойменну функцію, яка обчислює сумарний момент навантаження на виконавчих органах та сумарну вертикальну та горизонтальну силу реакції вибію. Вхідними аргументами для обчислення вказаних параметрів є:

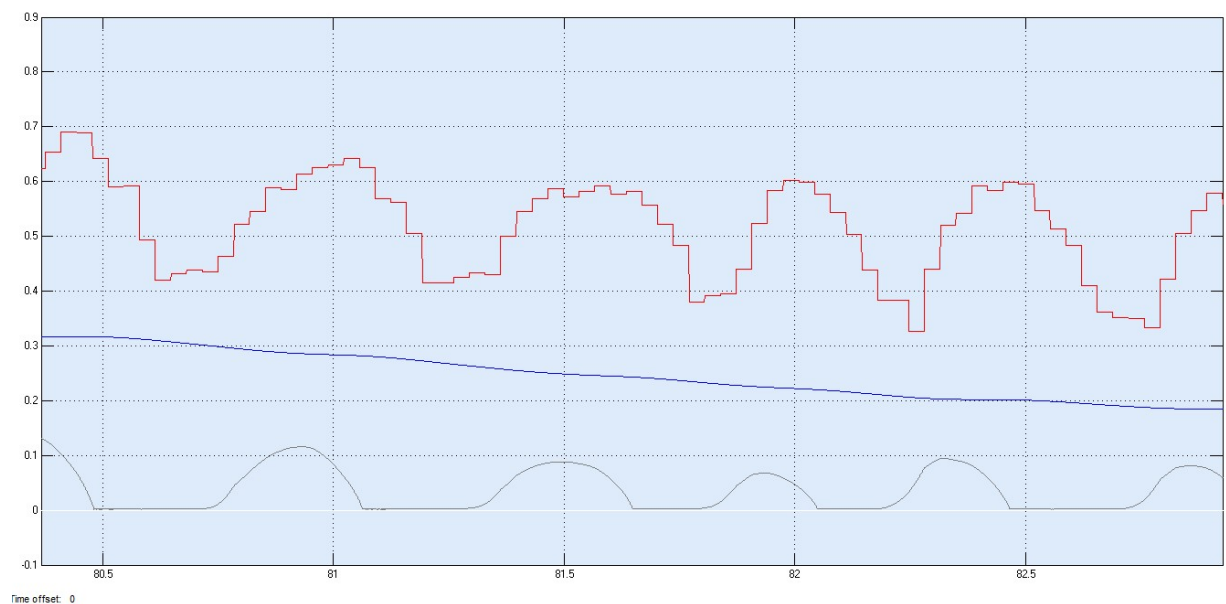
- переміщення комбайна;
- кут повороту виконавчих органів;
- потужність пласта;
- опірність вугілля різанню;
- початкова швидкість комбайна;
- кількість положень виконавчого органу, в яких виконується обчислення вказаних параметрів.

Обчислення моменту навантаження та сил реакції вибію є досить складною та витратною за кількістю обчислень процедурою, що суттєво збільшує час моделювання. В зв'язку з цим програмний модуль `k103cpp`, який містить більш 300 операторів, написано на мові програмування C++ та підключено до псевдокоду MATLAB функції `augers` спеціальним засобом, що має назву `wpar-функції`.

З огляду на викладене, кількість положень виконавчого органу, в яких здійснюється розрахунок навантажень, має обиратись мінімальною з точки зору обчислювальних витрат. З іншого боку кількість таких положень має бути достатньою для збереження спектру частот, важливих для моделювання. В цій

моделі таких положень 18 на один оберт, тобто, обчислення навантажень виконується через кожні 20 градусів повороту виконавчого органу. Таким дискретним по куту повороту обчисленням навантажень і пояснюється їх східчаста форма. На рис. 2.8 червоною лінією показано розтягнутий у часі момент навантаження, який має описану східчасту форму. На рисунку синя лінія – швидкість привода подачі, зелена – швидкість комбайна.

Рисунок 2.8 – Фрагмент робочого режиму комбайна



Налаштування блоків частини моделі, де розраховуються сили, що діють на комбайн, наведено нижче.

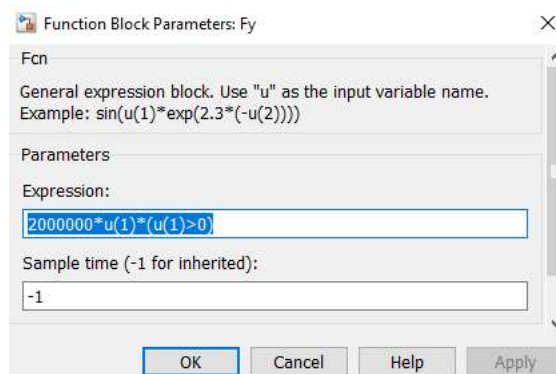


Рисунок 2.8 – Налаштування функціонального блоку Fy

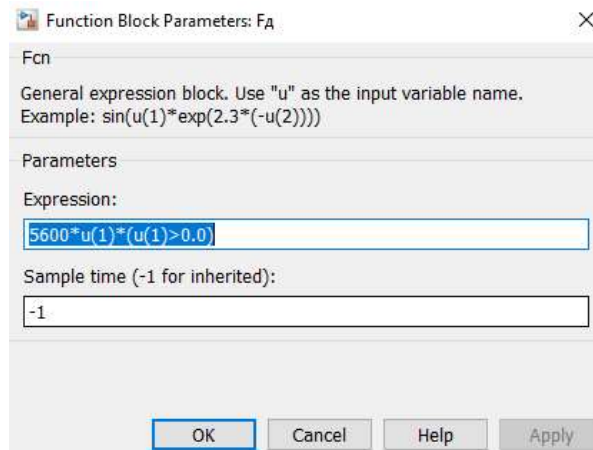


Рисунок 2.9 – Налаштування функціонального блоку Fд

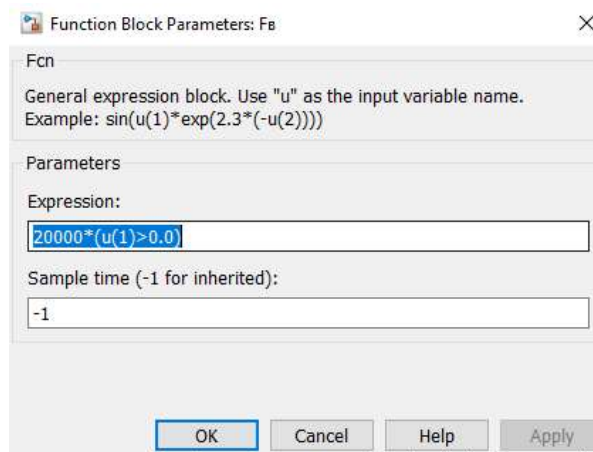


Рисунок 2.10 – Налаштування функціонального блоку Fв

Вираз для визначення сили тертя в опорах комбайна, тобто, налаштування блоку Ft

$$\begin{aligned}
 &(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2)) \\
 &* (u(2)>0.002) \\
 &- (12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2)) \\
 &* (u(2)<0.002) \\
 &+ u(3)*(abs(u(2)<0.002)\&\& \\
 &u(3)<=(12000*9.81+u(1))*(0.22+0.14*\exp(-30*u(2))+0.12*u(2)))
 \end{aligned}$$

На увагу заслуговує пояснення щодо негативного зворотного зв'язку по струму в обмотці збудження гальма ковзання. Цей струм знімається з датчика струму в обмотці збудження і через коефіцієнт $i_{os}=0,8$ подається на вхід системи стабілізації кутової швидкості. Цей зворотний зв'язок є компенсаційним. Його призначення полягає в зменшенні пульсацій струму збудження і тим самим в зменшенні пульсацій крутного моменту, що позитивно впливає на довговічність трансмісії привода подачі. На рис. 2.11 наведено моделювання автоматичного режиму роботи комбайна в режимі стабілізації навантаження на виконавчих органах, де чорною лінією відображено струм збудження в обмотці гальма при наявності зазначеного зворотного зв'язку.

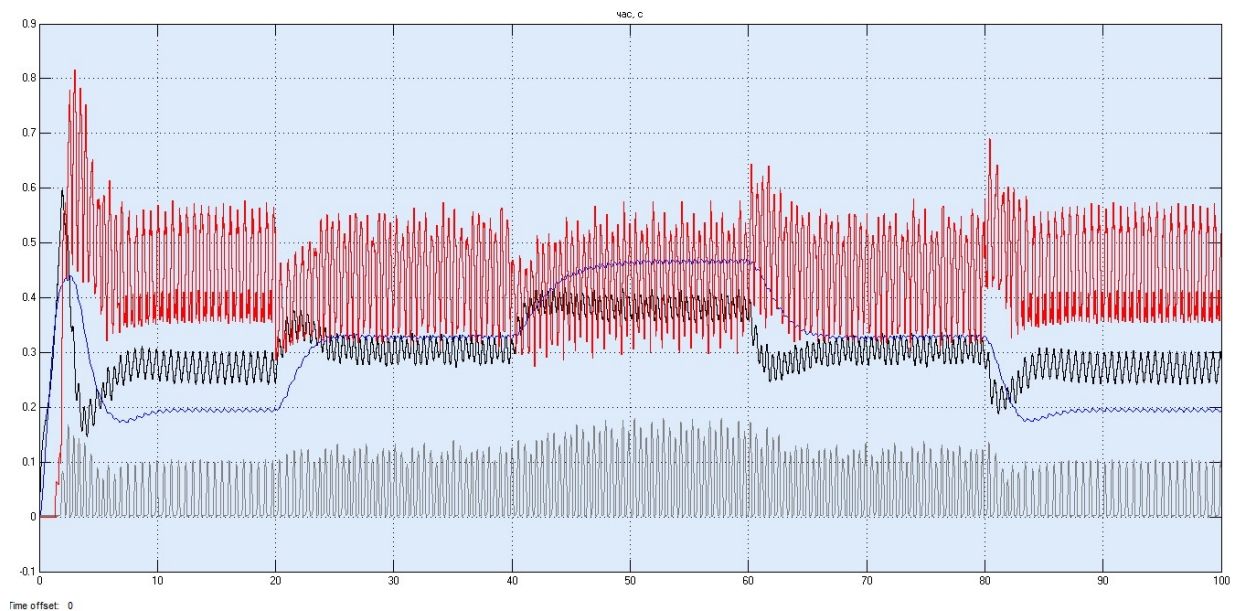


Рисунок 2.11 – Пульсації струму збудження з компенсаційним зворотним зв'язком по струму в контурі стабілізації швидкості привода

На рис. 2.12 наведено результати ідентичного модельного експерименту, але без розглянутого зворотного зв'язку. Порівняння цих двох експериментів показує суттєву меншу амплітуду пульсацій у випадку застосування зворотного зв'язку.

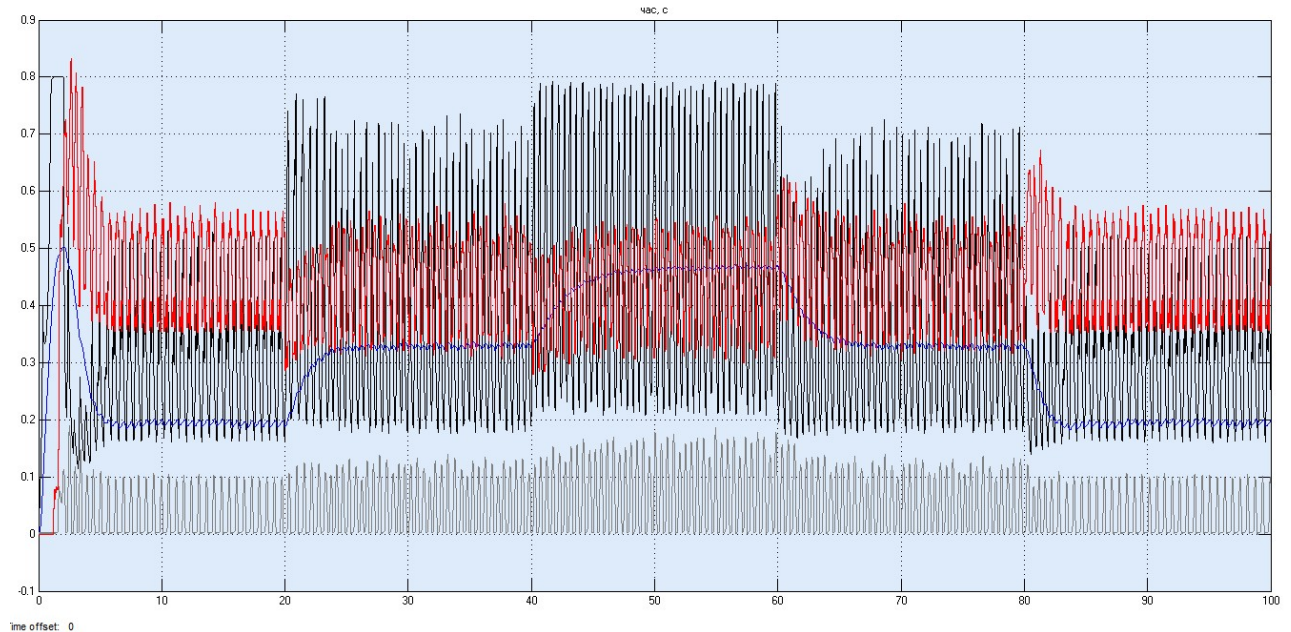


Рисунок 2.12 – Пульсації струму збудження без компенсаційного зворотного зв'язку по струму в контурі стабілізації швидкості привода

Звичайно, для подальшого зменшення пульсацій струму цілком можливо поглибити зворотний зв'язок, але чим більш він глибший, тим повільніші перехідні процеси струму збудження. Іншими словами, знижується швидкодія привода подачі, що негативно впливає на якість стабілізації швидкості подачі та навантажень на виконавчих органах.

Висновки до розділу 2

1. Представлено та обґрунтовано математичну модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.
2. Розроблено Simulink модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі.
3. Виконано параметричний синтез компенсаційного зворотного зв'язку по струму в контурі стабілізації швидкості привода

3 ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОДІЇ ТА ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ КОМБАЙНОМ З ВИНЕСЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОДАЧІ

3.1 Визначення режимів роботи та адекватності моделі комбайна з винесеною системою подачі

Передумовою виконання завдання знаходження необхідної швидкодії та параметричного синтезу є впевненість у працездатності та адекватності створеної Simulink моделі системи автоматичного керування комбайном з ВСП. Це перш за все стосується перевірки відтворення холостого ходу комбайна, робочого режиму з постійної швидкістю подачі та автоматичного режиму роботи. Ці названі три режими мають бути перевіреними для різних довжин робочої гілки тягового ланцюга. До того ж має бути перевірена реакція системи на мінливість вугілля різанню для робочих режимів комбайна.

Усі вказані модельні експерименти мають бути виконані для двох калібрів тягових ланцюгів, що застосовуються в сучасній ВСП – калібр 26x92 та 32x102 мм оскільки вони суттєво різняться модулем жорсткості. В попередніх промислових зразках ВСП використовувався тяговий ланцюг меншого калібру 24x86 мм. Обсяг цієї роботи не дозволяє провести дослідження для різних калібрів тягового ланцюга, тому обрано найбільший калібр з перерахованих, котрий застосовується при довгих лавах 300 і більше метрів, а привод винесеної системи подачі розвиває зусилля 400 кН.

Слід зазначити, що якість регулювання навантаження на виконавчих органах з точки зору її прямих показників часу регулювання та перерегулювання може бути оцінена в порівнянні з нерегульованим процесом навантаження. Отже, перед визначенням необхідної швидкодії потрібно виконати вказані експерименти.

Перевірка відтворення холостого ходу комбайна виконана для довжини тягового ланцюга 50 та 300 м відповідно рис. 3.1 та рис. 3.2. На рисунка тут і далі синя лінія – кутова швидкість привода, сіра – миттєва швидкість комбайна.

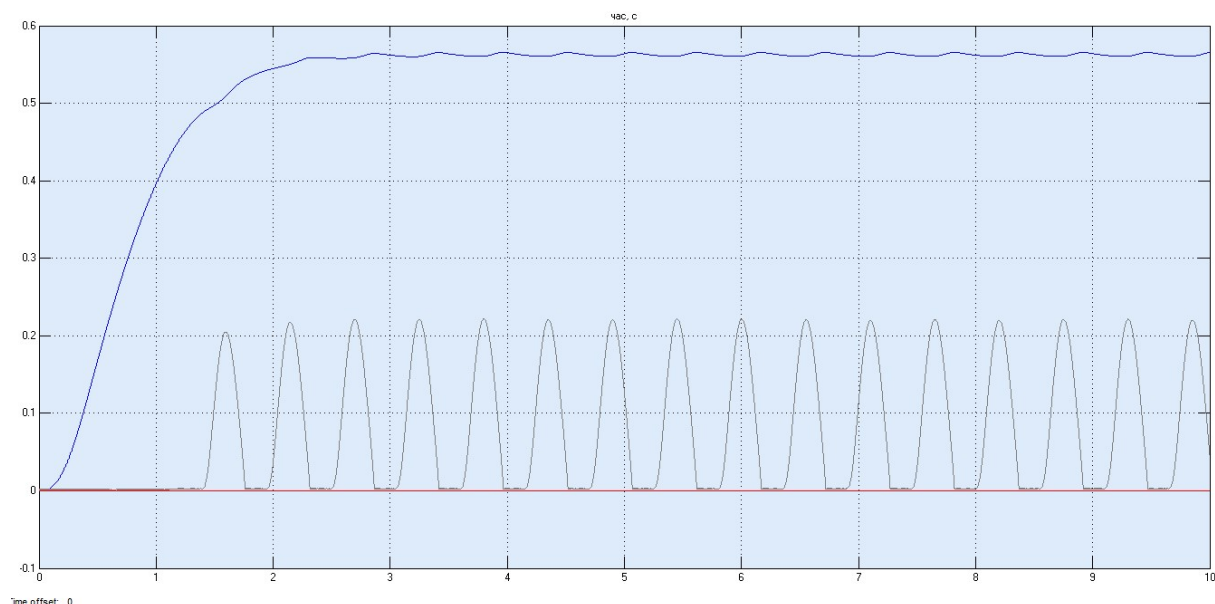


Рисунок 3.1 – Холостий хід комбайна при швидкості подачі 5м/хв та довжині тягового ланцюга 50 м

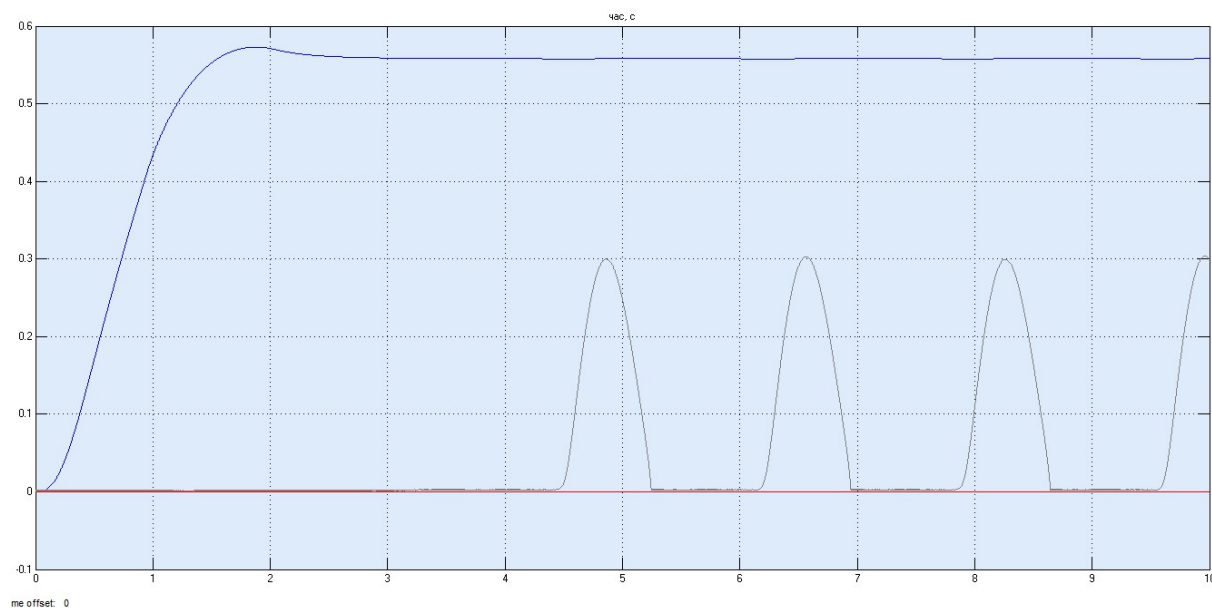
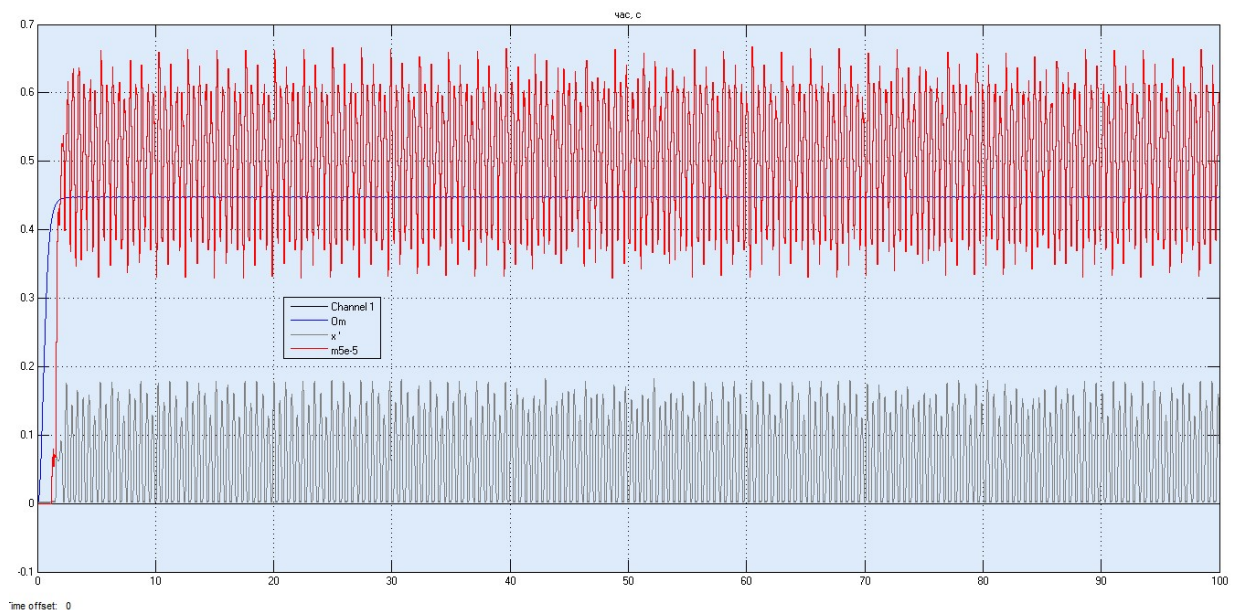


Рисунок 3.2 – Холостий хід комбайна при швидкості подачі 5м/хв та довжині тягового ланцюга 300 м

Отримані результати руху холостого ходу для довжини тягового ланцюга 50 м дуже близькі до експериментальних даних, що наведені в [2].

Дослідження процесів стабілізації навантаження на виконавчих органах пов'язане з двома проблемами. Першою з них є виникнення биття в коливаннях моменту навантаження на виконавчих органах і відповідно в миттєвій швидкості комбайна. Биття можуть виникати при різних довжинах тягового ланцюга, різній опірності різанню, різних швидкостях подачі. Причиною виникнення биття є близькість частоти пульсацій миттєвої швидкості комбайна та частот коливань моменту навантаження та сил реакції вибію на виконавчих органах.

Биття накладаються на процеси регулювання і спотворюють їх так, що важко відокремити коливальні рухи в навантаженні шнеків та швидкості привода подачі від неякісної або навіть нестійкої роботи регулятора від впливу биття. З метою можливості відокремлювати вплив биття на роботу САК комбайном було проведено дві групи модельних експериментів. В першій групі досліджувалась наявність биття для різних довжин тягового



органу при «крейсерський» швидкості сучасних комбайнів 4 м/хв. На рис.3.3 та рис. 3.4 наведені результати моделювання для довжини ланцюга відповідно 50 та 300 м при постійній опірності різанню 250 Н/м.

Рисунок 3.3 – Робочий режим комбайна при довжині ланцюга 50 м

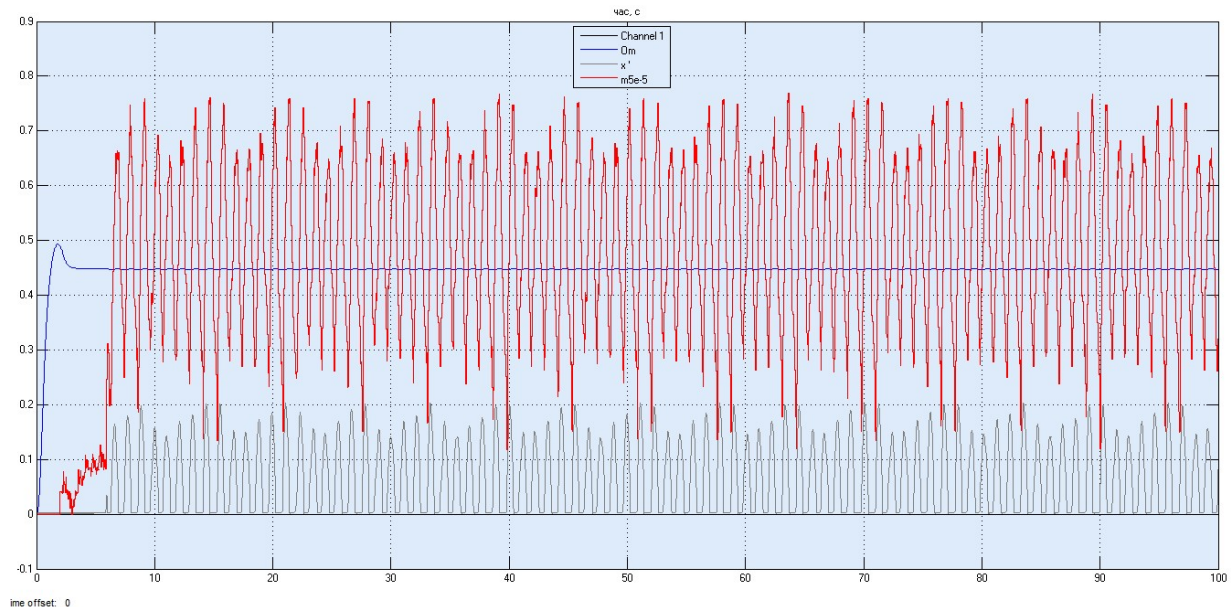


Рисунок 3.4 – Робочий режим комбайна при довжині ланцюга 300 м

При короткому ланцюгу биття слабо виражені та майже непомітні. Їх наявність можливо зрозуміти по часовому інтервалу між сусідніми максимумами моменту 2.4 с. Період оберту виконавчих органів 0,6 с, тобто, кратність частоти биття відносно частоти обертання виконавчих органів складає 1:4. Слабко виражені биття при довжині тягового ланцюга 50 м не завадять дослідженню якості стабілізації навантаження на виконавчих органах.

При довжині тягового ланцюга амплітуда биття виражена значно більше, як це видно на рис. 3.4. Тут період основної гармоніки биття становить близько 6,25 с, що порівняно з часом перехідних процесів регулювання навантаження на виконавчих органах при відпрацювання мінливості опірності різанню вздовж пласта. Це безумовно та очікувано буде спотворювати процеси регулювання навантаження. Через це не слід сприймати коливальний характер навантаження при регулюванні як слідство коливальності системи стабілізації.

У другій групі експериментів з тією ж ціллю виявлення впливу биття на перехідні процеси в навантаженні шнеків досліджено реакцію САК при розімкнутому контурі регулювання навантаження, тобто, при постійній швидкості подачі 4 м/хв. Результати модельних експериментів наведені на рис. 3.5 та рис. 3.6.

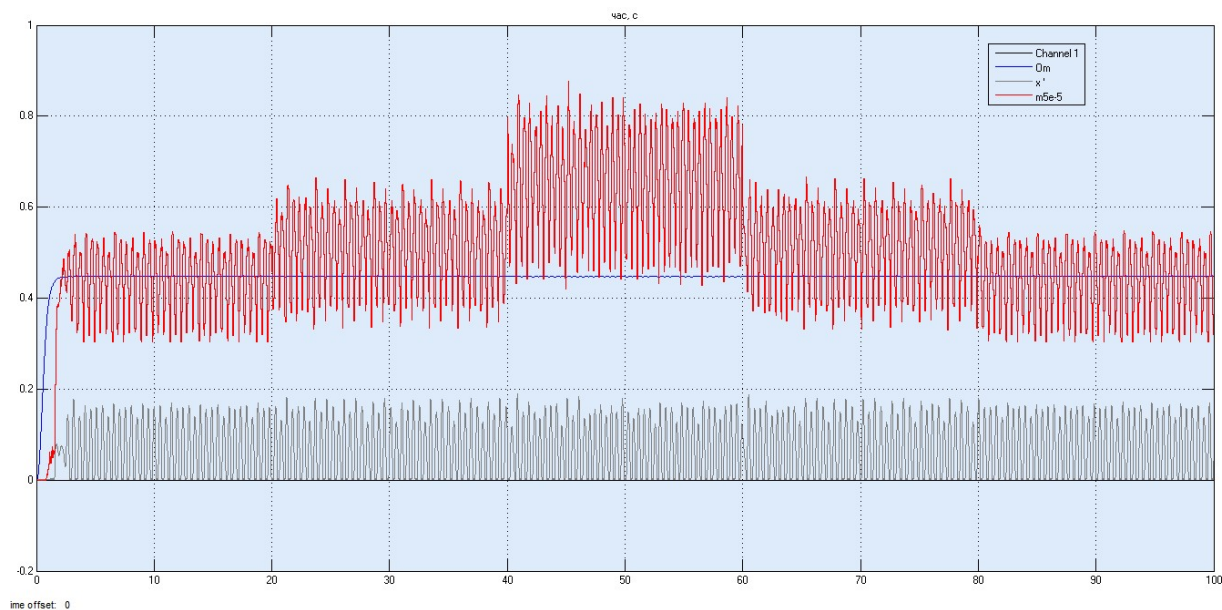


Рисунок 3.5 – Перехідні процеси зміни опірності при довжині ланцюга 50 м

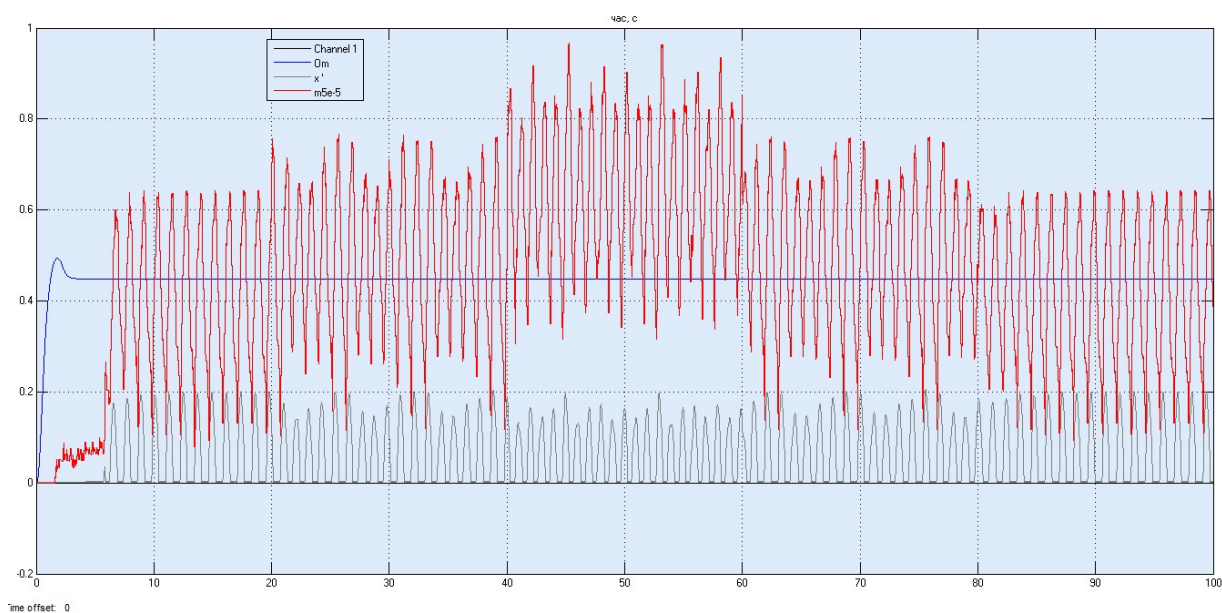


Рисунок 3.6 – Перехідні процеси зміни опірності при довжині ланцюга 300 м

Обидва модельні експерименти проводились наступним чином. На інтервалі часу 0-20 с опірність завдана 200 Н/м, на інтервалі часу 20-40 с опірність різанню стрибком збільшено до 250 Н/м, на інтервалі 40-60 с знову збільшення до значення 350 Н/м. Далі східчає зменшення опірності в зворотному порядку на інтервалі 60-80 с до 250 Н/м, на інтервалі 80-100 с 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 суттєво меншу жорсткість тягового ланцюга довжиною 300 м в порівнянні з жорсткістю ланцюга при його 50 метровій довжині. Такі перехідні процеси теж мають бути враховані в дослідженнях та обґрунтуванні швидкодії регуляторів САК.

При руйнуванні пласта з опірністю вугілля різанню близько 300 Н/м, при наявності в пласті породного прошарку або при роботі з присічкою бокових порід швидкість комбайна знижується до 2 м/хв і навіть менше. При таких малих швидкостях подачі, що відповідають значенням ковзання гальма близько 0,8, та варіації швидкості привода подачі, контур стабілізації швидкості гірше відпрацьовує мінливість навантаження, що може виражатись в коливаннях швидкості подачі. До того ж на малих швидкостях привода збільшується його інерційність через менші струми збудження і відповідно зростання індуктивності обмотки збудження гальма. Через це виникає необхідність перевірки роботи тягучого привода на вказаних малих швидкостях при короткому і довгому тяговому ланцюзі.

На рис. 3.7 та рис.3.8. наведено результати дослідження робочого режиму при постійній заданій швидкості подачі близько 1,8 м/хв при довжині тягового ланцюга відповідно 50 м та 300 м. В обох експериментах опірність різанню складає 300 Н/м.

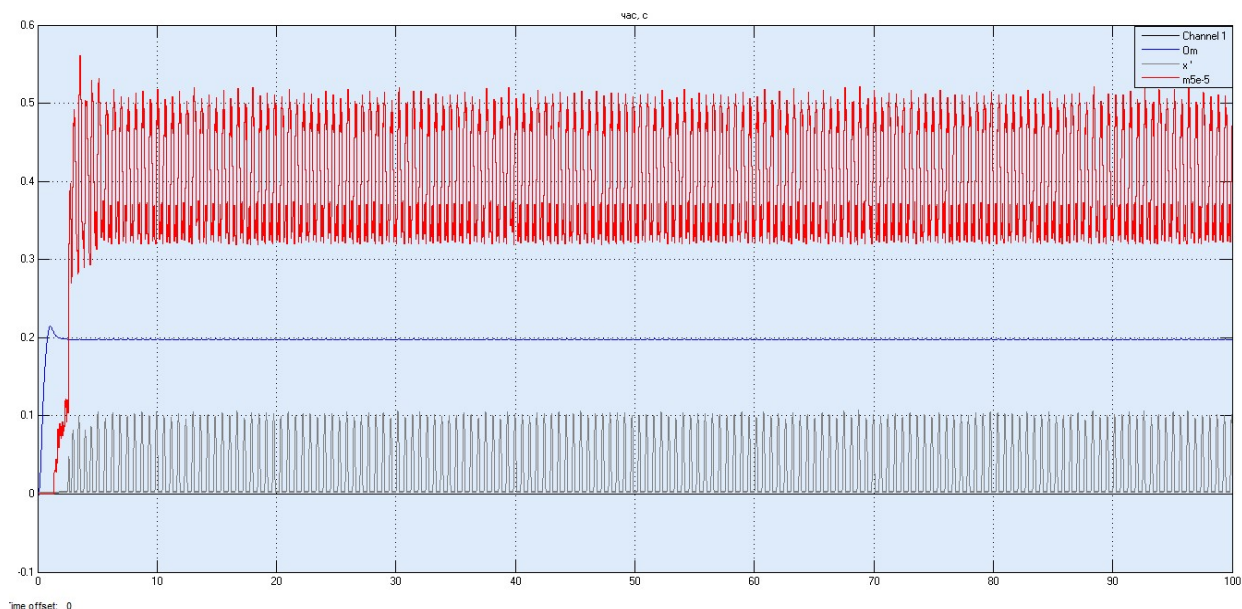


Рисунок 3.7 – Робочий режим комбайна при постійній швидкості подачі 1,8 м/хв, опірності різанню 300 Н/м та довжині тягового ланцюга 50 м

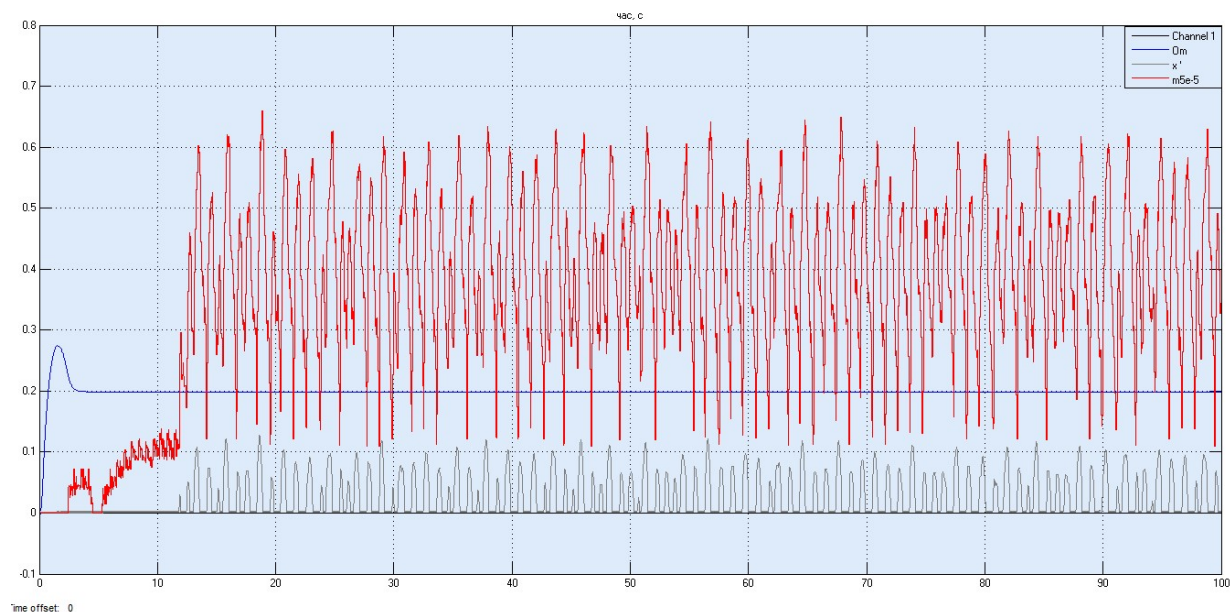


Рисунок 3.8 – Робочий режим комбайна при постійній швидкості подачі 1,8 м/хв, опірності різанню 300 Н/м та довжині тягового ланцюга 300 м

При довжині тягового ланцюга 50 м навантаження комбайна представляє собою цілком стаціонарний процес. При довжині тягового ланцюга 300 м навантаження комбайна представляє собою ділянки різних стаціонарний процесів, що чергуються. Це очікувано може бути в процесах автоматичного регулювання навантаження.

3.2 Визначення параметрів швидкодії системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі

Необхідність визначення параметрів, що визначають тривалість перехідних процесів стабілізації навантаження на виконавчих органах у автоматичному режимі роботи комбайна полягає в наступному. САК комбайном з одного боку має найскоріше відпрацьовувати збурення від мінливості опірності вугілля різанню вздовж лави та у перетині пласта, від присічки бокових порід, різання твердих включень та прошарків, з іншого боку мати стійкі та аперіодичні перехідні процеси при відпрацювання названих збурень. Це стосується як контуру стабілізації швидкості привода подачі, так і контуру стабілізації навантаження на виконавчих органах.

Параметрами, що визначають час та форму перехідних процесів при визначеній математичною моделлю структурі САК комбайном з ВСП є: коефіцієнт передачі та коефіцієнт при похідній ПД регулятора в контурі стабілізації швидкості привода подачі та коефіцієнт передачі інтегрального регулятора в контурі стабілізації навантаження на виконавчих органах.

В результаті досліджень встановлено, що коефіцієнт передачі та коефіцієнт при похідній ПД регулятора мають бути відповідно 100 та 30. Наведені значення забезпечують стійкі аперіодичні перехідні процеси як за збуренням від навантаженню привода, так і за вхідним впливом завдання швидкості. Зазначимо, що отримані значення близькі до визначених у попередніх дослідженнях, наприклад, [2, 16].

Дослідження та визначення коефіцієнта передачі інтегрального регулятора в контурі стабілізації навантаження на виконавчих органах наведено нижче.

Проведені дослідження показали суттєву залежність необхідної швидкодії контуру стабілізації навантажень на виконавчих органах від довжини тягового ланцюга, що позначалось на тривалості та якості перехідних процесів моменту навантаження на виконавчих органах при його регулюванні.

Це відбувається через зменшення жорсткості c тягового ланцюга обернено пропорційно його довжині L_p

$$c = \frac{E}{L_p},$$

тут E – погонна жорсткість тягового ланцюга певного калібру.

Іншими словами, при збільшенні довжини тягового ланцюга зв'язок між швидкістю привода подачі та швидкістю комбайна стає більш м'яким. При збільшенні швидкості привода, навіть якщо це відбудеться миттєво, потрібен час на розтягування ланцюга тим більший чим більша його довжина і тільки після розтягування швидкість комбайна збільшиться. При зменшенні швидкості привода подачі, навіть якщо це відбудеться миттєво, енергія, накопичена у ланцюгу, уповільнить зниження швидкості комбайна. Тобто, швидкість подачі комбайна зменшиться тільки після зменшення пружної сили у робочій гілці тягового ланцюга.

Так при довжині ланцюга 50 м коефіцієнт при інтеграторі регулятора навантаження був визначений 2.2. Таке його значення забезпечувало аперіодичні монотонні перехідні процеси при тестовому східчастому збуренні по опірності різанню та короткий час перехідного процесу 1,25 с. Але при збільшенні довжини ланцюга до 100 м в перехідних процесах відпрацювання мінливості опірності різанню в моменті навантаження з'явилась

коливальність, яка посилилася при довжині 200 м. При довжині ланцюга 300 м коливальні процеси підсилися до межі нестійкості САК комбайном. В результаті досліджень було встановлене максимальне значення коефіцієнта передачі інтегрального регулятора 0,7.

Результати досліджень якості стабілізації навантаження для різної довжини тягового ланцюга наведені на рис. 3.9 – рис. 3.12.

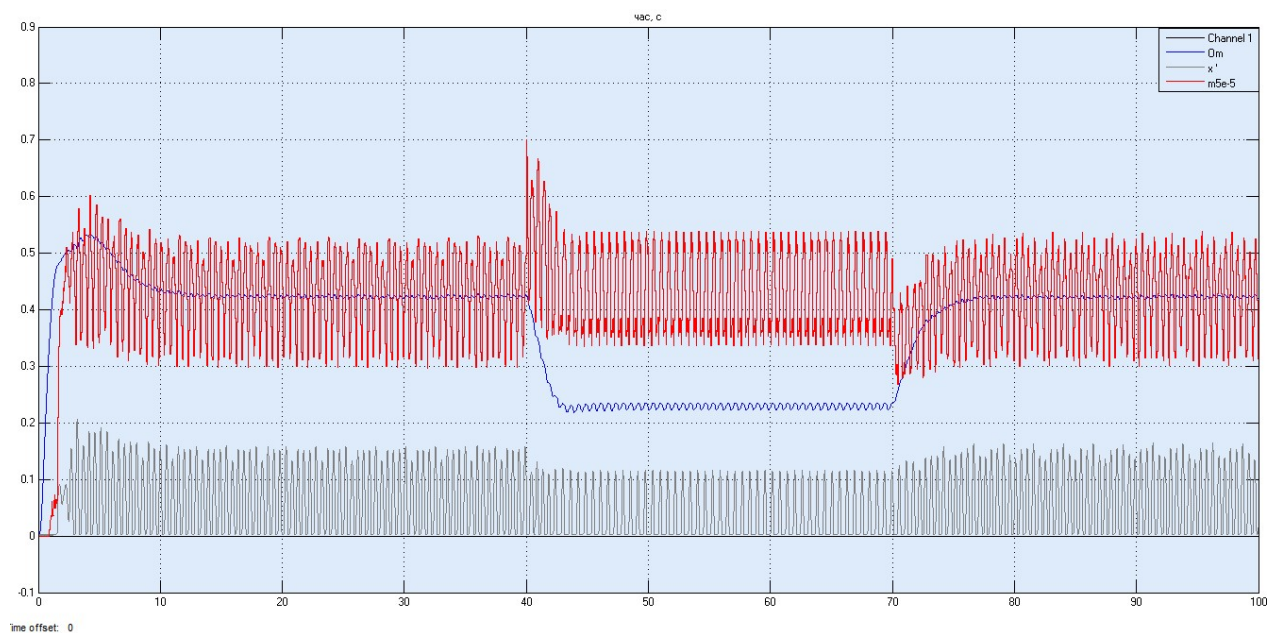


Рисунок 3.9 – Дослідження якості стабілізації навантаження в синтезованій САК при довжині тягового ланцюга 50 м

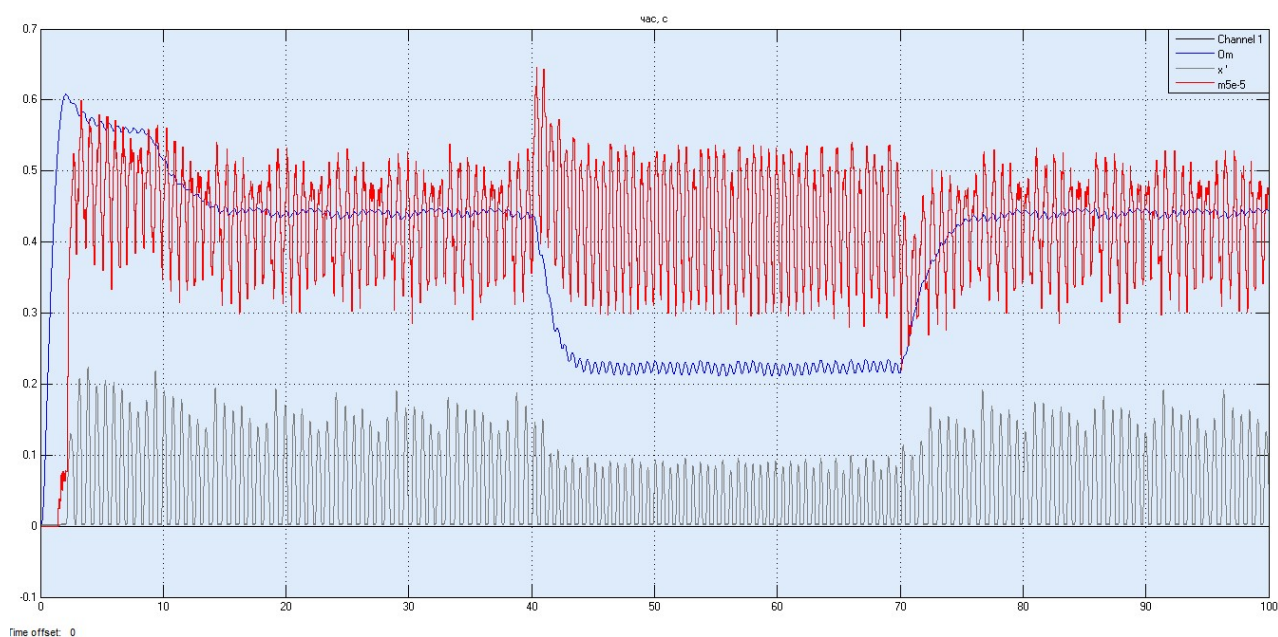


Рисунок 3.10 – Дослідження якості стабілізації навантаження в синтезованій САК при довжині тягового ланцюга 100 м

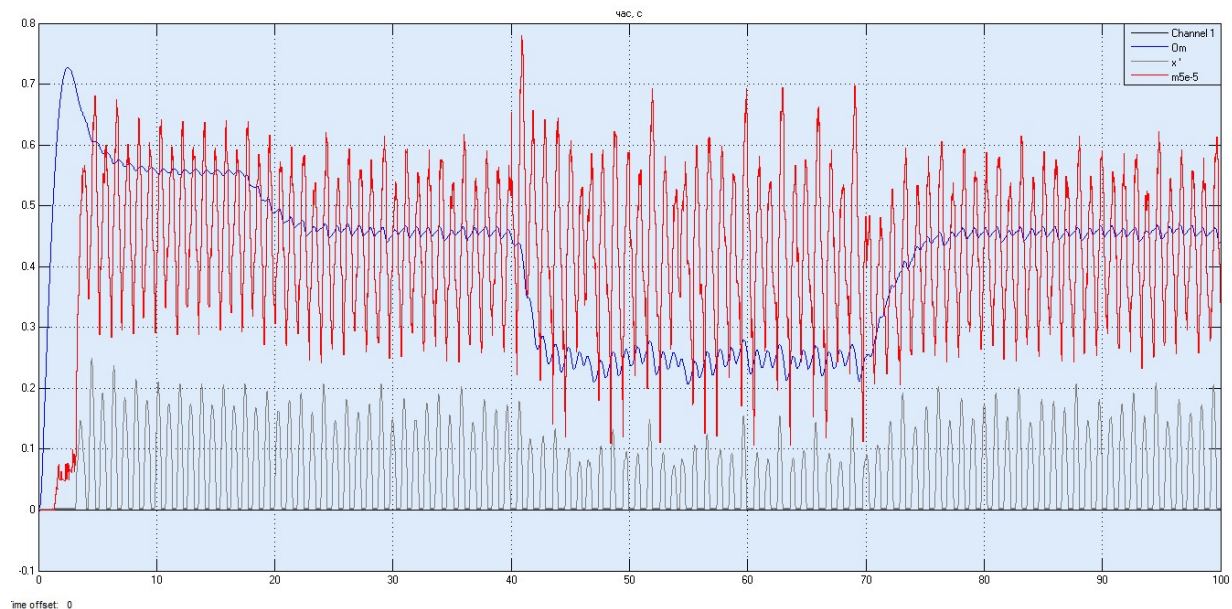


Рисунок 3.11 – Дослідження якості стабілізації навантаження в синтезованій САК при довжині тягового ланцюга 200 м

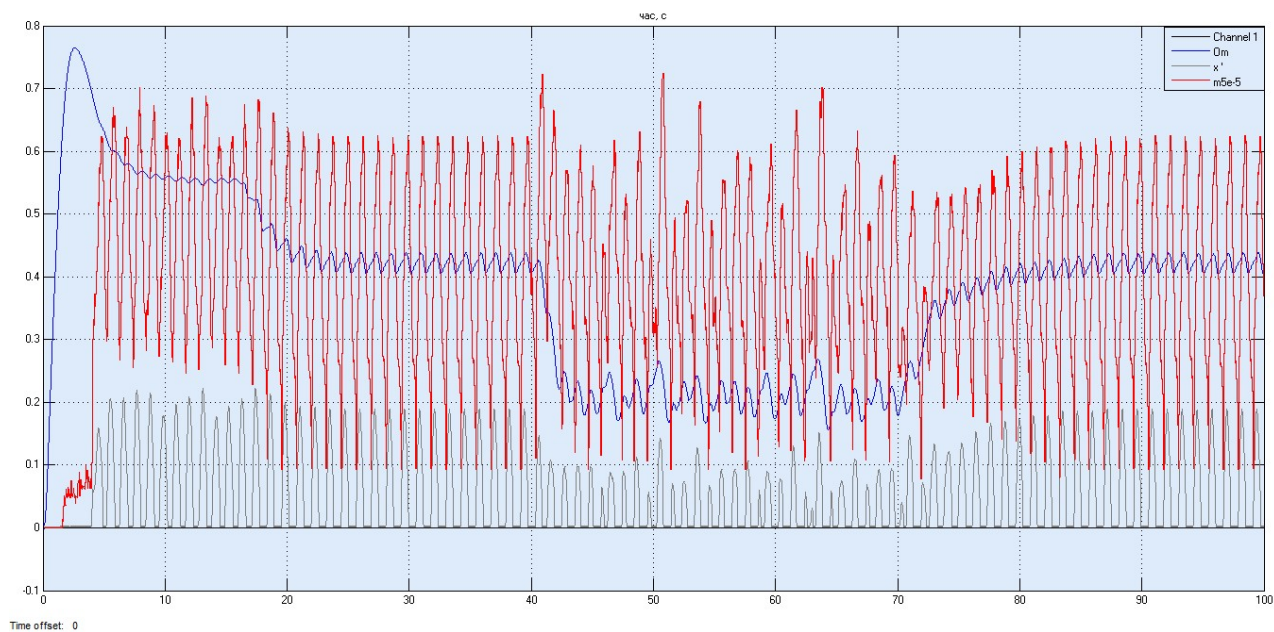


Рисунок 3.12 – Дослідження якості стабілізації навантаження в синтезованій САК при довжині тягового ланцюга 300 м

Всі модельні експерименти дослідження якості перехідних процесів стабілізації моменту навантаження на виконавчих органах для довжини тягового ланцюга 50, 100, 200 та 300 м, що представлені на рис. 3.9 – рис. 3.12, виконувались однаково наступним чином. Робота комбайна в автоматичному режимі починалася при опірності вугілля різанню 200 Н/м та продовжувалася до 40 с. На 40-й с опірність різанню східчасто збільшувалась до 300 Н/м, що викликало початок перехідного процесу зниження швидкості подачі. На 70-й с опірність різанню східчасто зменшувалась знову до 200 Н/м, що викликало початок перехідного процесу збільшення швидкості подачі.

Отримані результати дослідження свідчать про те, що при коефіцієнті передачі інтегратора 0,7 при всіх вказаних довжинах тягового ланцюга перехідні процеси швидкості привода подачі мають стійкий та аперіодичний характер як при зростанні, так і при зменшенні швидкості подачі.

Час перехідних процесів залежить від довжини тягового ланцюга так, що чим більша довжина, тим більша тривалість перехідного процесу.

З огляду на те, що найбільш значущою є тривалість перехідного процесу зниження моменту навантаження на виконавчих органах, оскільки саме вона визначає час перебування електродвигуна привода виконавчих органів у перевантаженому стані, визначене значення тривалості перехідного процесу складає:

- при довжині тягового ланцюга 50 м – 3,07 с;
- при довжині тягового ланцюга 100 м – 3,46 с;
- при довжині тягового ланцюга 200 м – 3,84 с;
- при довжині тягового ланцюга 300 м – 4,22 с.

Важливо зазначити, що наведені модельні експерименти відтворюють умови східчастого навантаження, коли опірність різанню стрибкоподібно

змінюється на всіх різцях, що контактують з руйнованим пластом. В реальних умовах таке жорстке зростання навантаження малоімовірне.

Висновки до розділу 3

1. В результаті досліджень визначено параметри САК комбайном з ВСП, котрі обумовлюють її швидкодію при стійких аперіодичних перехідних процесах регулювання швидкості привода подачі та моменту навантаження на виконавчих органах в автоматичному режимі роботи комбайна в довгих лавах до 300 м:

- коефіцієнт передачі ПД регулятора в контурі стабілізації швидкості – 100;
- коефіцієнт при похідній ПД регулятора в контурі швидкості – 30;
- коефіцієнт передачі І регулятора в контурі стабілізації моменту навантаження – 0,7;

2. Час перехідного процесу регулювання моменту навантаження залежить від довжини тягового ланцюга та при зазначених вище параметрах швидкодії складає:

- при довжині тягового ланцюга 50 м – 3,07 с;
- при довжині тягового ланцюга 100 м – 3,46 с;
- при довжині тягового ланцюга 200 м – 3,84 с;
- при довжині тягового ланцюга 300 м – 4,22 с.

3. Проблемою стабілізації моменту навантаження на виконавчих органах є датчик струму двигуна виконавчих органів, який вносить збурення в систему від періодичних складових моменту навантаження.

ВИСНОВКИ

1) Виконано критичний аналіз властивостей винесеного привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання, винесеної системи подачі як засобу керування швидкістю подачі видобувного комбайна, математичних моделі комбайна з винесеною системою подачі та структурних рішень системи стабілізації швидкості привода подачі з електромагнітним гальмом ковзання.

Аналіз оглянутих наукових робіт свідчить, що числові показники параметрів швидкодії привода з електромагнітним гальмом ковзання не розглянуті. Відсутні дослідження впливу швидкодії винесеного привода з гальмом на якість стабілізації навантаження на виконавчих органах.

2) Представлено та обґрунтовано математичну модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі. Розроблено Simulink модель системи автоматичного керування комбайном з винесеною системою подачі. Виконано параметричний синтез компенсаційного зворотного зв'язку по струму в контурі стабілізації швидкості привода

3) В результаті досліджень визначено параметри САК комбайном з ВСП, котрі обумовлюють її швидкодію при стійких аперіодичних перехідних процесах регулювання швидкості привода подачі та моменту навантаження на виконавчих органах в автоматичному режимі роботи комбайна в довгих лавах до 300 м:

- коефіцієнт передачі ПД регулятора в контурі стабілізації швидкості – 100;
- коефіцієнт при похідній ПД регулятора в контурі швидкості – 30;
- коефіцієнт передачі І регулятора в контурі стабілізації моменту навантаження – 0,7;

Час перехідного процесу регулювання моменту навантаження залежить від довжини тягового ланцюга та при зазначених вище параметрах швидкодії складає:

- при довжині тягового ланцюга 50 м – 3,07 с;
- при довжині тягового ланцюга 100 м – 3,46 с;
- при довжині тягового ланцюга 200 м – 3,84 с;
- при довжині тягового ланцюга 300 м – 4,22 с.

Проблемою стабілізації моменту навантаження на виконавчих органах є датчик струму двигуна виконавчих органів, який вносить збурення в систему від періодичних складових моменту навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рикман И.В. Исследование и создание механизма подачи с электромагнитными муфтами скольжения для очистных комбайнов: автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Рикман И.В. – МГИ, 1972. – 18 с.
2. Поцепаев В.В. Исследование динамики и выбор рациональных параметров вынесенного привода подачи очистных комбайнов: дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. / Поцепаев В.В. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1986. – 197 с.
3. Поцепаев В.В. Математическая модель вынесенного привода подачи комбайнов для тонких пластов. – Науч. тр. / ИГД им. А.А. Скочинского, 1983, выпуск 218. Механизмы и автоматизация подземной добычи угля, с. 56 – 62.
4. Ковальчук А.Н. Протокол заводских испытаний блока вынесенной системы подачи БП ВСП за 24.08.2006 г., / А.Н. Ковальчук - ОАО «ХМЗ «Свет шахтера», г. Харьков. 2006. – 35с.
5. 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.
6. KLASCHKA GMBH & CO. Датчик швидкості. – Режим доступа до статті: <https://pe-ko.com.ua/uk/catalogue/klaschka-gmbh-n-co/?letter=K>.
7. Поцепаєв В.В. Дослідження регулятора навантаження виконавчих органів видобувних комбайнів з винесеною системою подачі/

- В.В. Поцехаев // Науковий вісник ДонНТУ. – Покровськ, 2019 № 1-2 2019 с.48-53.
8. Соболев И.М., Статников Р.Б., Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Машиностроение, 1981, 108с.
 9. 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.
 10. 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.
 11. 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.
 12. 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.
 13. Зубарев С. Г. Совершенствование системы подачи угольного комбайна путем прогнозирования нагрузки / С. Г. Зубарев // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – № 6(4). – с.17 – 20.
Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Tatrv_2014_6%284%29__7
 14. Санченко А.П. Дослідження перехідних та усталених процесів та розробка системи управління винесеною системою подачі підвищеної

- потужності: кваліфікаційна робота магістра / А.П. Санченко. – Донецьк: ДонНТУ, 2007. – 117 с.
15. Поцєпаєв В.В. Адаптивна система автоматичного управління приводом подачі з електромагнітним гальмом ковзання/ В.В. Поцєпаєв , Ю.Б. Шмідт, Р.Р. Мамєдов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: “Обчислювальна техніка та автоматизація”. – Покровськ, 2017 № 1(30)’2017 с.17-27.
 16. 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.
 17. Савєнко Д.І. Модернізація системи автоматичного керування швидкістю винесеного привода подачі видобувного комбайна: кваліфікаційна робота бакалавра / Д.І. Савєнко. – Покровськ: ДонНТУ, 2022. – 68с.
 18. 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.
 19. Позин Е.З. Моделирование разрушения углей режущими инструментами / Е.З. Позин, З.Я. Хургин, В.Е. Бурдин и др.: Под ред. Ю.Д. Красникова. – М.: Наука, 1981. – 181 с.
 20. ОСТ 12.44.258-84 «Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика».
 21. 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.

22. Усовершенствованный метод имитации динамических нагрузок привода резания очистного комбайна / В.Е. Бурдин, Б.Д. Либерман, В.В. Поцеваев, В.Л. Советов. - Науч. тр. / ИГД им. А.А. Скочинского, 1984, вып. 228. Параметры и надежность машин для подземной добычи угля, с. 57 – 65.
23. Костюченко М.П. “Основи охорони праці”, “Охорона праці в галузі”.
Ч.1. Загальні питання та менеджмент охорони праці: Навч.-методичний посібник. – Донецьк: Вид-во ДУІ і ШІ, 2012. – 158с.

Додаток А

ОХОРОНА ПРАЦІ

1. Потенційні небезпеки і шкідливості на об'єкті дослідження

В магістерській роботі досліджується та визначаються параметри швидкодії та синтезується система автоматичного керування видобувним комбайном з винесеною системою подачі.

Видобувні комбайни з винесеною системою подачі є основною вуглевидобувною технікою для виїмки тонких пологих пластів на шахтах України тому, що винесена система подачі дозволяє скоротити довжину комбайна на третину, а це є дуже важливим в умовах дуже обмеженого простору при неспокійній гіпсометрії пласта.

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

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

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

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

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

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

$t_в$ - температура витяжного повітря (26°С);

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

Розрахуємо надлишкове надходження тепла по формулі:

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

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

$Q_{пер}$ - виділення тепла робітниками;

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

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

Визначимо виділення тепла від устаткування по формулі:

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

де P - сумарна потужність устаткування, кВт/год;

K_a - коефіцієнт установленної потужності (0,95);

K_b - коефіцієнт одночасної роботи (1,0).

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

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

Розрахуємо:

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

Визначимо виділення тепла від обслуговуючого персоналу за допомогою формули:

$$Q_{пер} = n \times g, \quad (A.6)$$

де n - кількість працюючих;

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

Розрахуємо:

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

Визначимо надходження тепла від електричного освітлення по формулі:

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

де E_m – нормована освітленість для цієї зорової роботи, приймаємо рівним 400 лк;

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

S – площа приміщення, м².

Розрахуємо:

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

Визначимо надходження тепла від сонячної радіації через вікна по формулі:

$$Q_{cp} = F \cdot g_2 \cdot K_{ocл}, \quad (A.10)$$

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

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

$K_{ocл}$ - коефіцієнт ослаблення, приймаємо - 0,4.

Розрахуємо:

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

Визначимо кількість надлишкового тепла:

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

Визначимо витрати повітря в приміщенні:

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

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

5. Розрахунок системи загального рівномірного освітлення з лампами розжарювання

Розміри відділу: довжина ($a=7,1$ м), ширина ($b=6,4$ м), висота ($h=3$ м). Визначимо норми освітлення та розрахункову висоту для виділених зон. Мінімальна освітленість за нормами $E=400$ лк. Приміщення має світлу

побілку: коефіцієнт відбиття - $P_{\text{стелі}} = 70\%$, $P_{\text{стін}} = 50\%$. Висота робочих поверхонь (столів) $h_p = 0,7$ м. Для освітлення прийнято світильники типу УПМ-15, які підвищуються до стелі, відстань від світильника до стелі $h_c = 0,5$ м. Мінімальна освітленість за нормами $E=400$ лк.

- 1) Визначимо висоту підвісу світильників над підлогою:

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

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

- 2) Визначимо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

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

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

- 3) Визначимо рекомендовану відстань між світильниками:

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

- 4) Розрахуємо необхідну кількість світильників:

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

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

6) Визначимо показник приміщення для кожної зони:

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

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.; захаращувати підступи до засобів пожежогасіння, використовувати пожежні крани, рукави і пожежний інвентар не за призначенням, зберігати документи, різні матеріали, предмети й інвентар у шафах (нішах) інженерних комунікацій; курити (крім спеціально відведених для цього адміністрацією місць, позначених написом «Місце для паління» і забезпечених урною чи попільницею з непаленого матеріалу), проводити зварювальні й інші вогневі роботи без оформлення відповідного дозволу, застосовувати легкозаймисті рідини.

7. Безпека при надзвичайних ситуаціях на підприємстві

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

У випадку виявлення пожежі слід: негайно повідомити державну пожежну охорону за телефоном «101», вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, своє прізвище; повідомити про пожежу керівництву, а в нічний час черговому охоронцю;

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

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

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