

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Класичний фаховий коледж

(повна назва інституту/факультету)

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

(підпис)

(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня бакалавр

(бакалавр / магістр)

зі спеціальності 171 Електроніка

(код та назва)

освітньо-професійної програми Електронні інформаційні системи

(освітньо-професійної / освітньо-наукової)

(назва програми)

на тему: **Автоматично регульоване запобіжне гальмування нахилоного підйому**

Здобувача групи ЕІ - 91к

(шифр групи)

Колчина Євгена

(прізвище, ім'я, по батькові)

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

(підпис)

(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник ст. викладач, к.т.н.

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

В.І. Васильєв /

Ім'я та ПРІЗВИЩЕ

(підпис)

Консультант¹⁾

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Ім'я та ПРІЗВИЩЕ

(підпис)

Конотоп – 2023

Примітки:

1) Зазначається за наявності

АНОТАЦІЯ

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є аналіз проблем пов'язаних з технічними рішеннями пов'язаними з безпекою експлуатації систем складних електромеханічних систем. Складність системи пов'язана як с конструкцією системи так і керуючими і збуджуючими впливами.

Мета роботи – пошук резервів для застосування відомих або розробки нових технічних рішень, способів та методів спрямованих на мінімізацію динамічних перевантажень системи, підвищення керованості, швидкодії, точності, безпеки у робочих і аварійних режимах експлуатації.

При виконанні роботи використовувалися сучасні методи технічної кібернетики, математичного аналізу, методів частотного аналізу, змінних станів, комп'ютерного моделювання, експериментальних досліджень натурних зразків і промислових випробувань дослідних зразків систем.

У результаті проведених досліджень встановлено, що сучасний розвиток технічної кібернетики і комп'ютерних методів аналізу і синтезу систем дає проектувальникам широкі можливості оптимізації динамічних параметрів системам, практично, будь якої складності і в тому числі мимтем з розподіленими парамнтрами. Крім відомих класичних методів параметричної і структурної оптимізації з застосуванням корегування ПД-регуляторами для демпфірування зручними і ефективним є оптимізація керування через багатокординатний вплив на основі частотних властивостей системи.

Робота викладена на 34 сторінках, у тому числі включає 10 рисунків, 1 таблиць, список цитованої літератури із 36 джерел.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: НАХИЛЕНИЙ ПІДЙОМ, ЗАПОБІЖНЕ ГАЛЬМО, ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ, ПРУЖНІ КОЛИВАННЯ, ДИНАМІЧНІ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ, НЕЛІНІЙНІСТЬ, ГІСТЕРЕЗИС, ІНЕРЦІЙНІСТЬ, НЕЛІНІЙНИЙ ФІЛЬТР.

ЗМІСТ

	с.
ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАХИЛЕНИХ ПІДЙОМІВ	6
1.1 Технічні характеристики підйомальної установки 1-3-2у нахилоного вантажного підйому.....	6
1.2 Дослідження характеристик гальмівного приводу на ШПУ 1-3-2у нахилоного вантажного підйому	7
РОЗДІЛ 2 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗАПОБІЖНОГО ГАЛЬМУВАННЯ	9
2.1 Режими роботи гальм ШПУ і проблеми систем АРЗГ	9
2.2 Комп'ютерне моделювання перехідних режимів запобіжного гальма ...	12
2.3 Розробка структурної схеми математичної і комп'ютерної моделі удосконаленої системи АРЗГ	14
2.4 Комп'ютерне моделювання режимів запобіжного гальмування	17
РОЗДІЛ 3 ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ АРЗГ З КЛАПАННИМ ПРИВОДОМ	18
3.1 Випробування вхідного дослідного зразка АРЗГ з клапанним приводом.....	18
3.2 Випробування і осцилографування удосконаленого дослідного зразка АРЗГ	23
ВИСНОВКИ	29
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	31

ВСТУП

За матеріалами зарубіжних джерел глибина шахтного підйому досягла 2000 м і більше, вантажопідіймальність судин зросла до 75 т, швидкість підйому – до 20 м/с, потужність електроприводів становить 5-10 тис. КВт. Наприклад, в шахтних підіймальних установках з висотою підйому 1000 м, при стопоренні підіймальної машини механічним гальмом амплітуда коливань кінцевих вантажів досягає 1 м.

Підвищення продуктивності та безпеки експлуатації складних електромеханічних комплексів вимагає постійного вдосконалення способів керування та апаратури технічних систем. Ефективним інструментом для цього є сучасні методи експериментальних досліджень, зокрема, комп'ютерне моделювання сумісно з іншими експериментальними дослідженнями, лабораторними, натурними і промисловими випробуваннями.

Математичні описи динамічних режимів сучасних складних електромеханічних систем, наприклад, шахтного підйому, з урахуванням безлічі інерційних елементів різної фізичної природи являють собою рівняння високого порядку. Зокрема, динаміка пружної частини врівноваженого шахтного підйому, з урахуванням взаємодії всіх інерційних елементів, що рухаються, може бути описана диференціальними рівняннями не нижче 8-го порядку [2,3]. Крім того в механічній системі можуть бути нелінійні елементи, в тому числі і природні, як, наприклад холостий хід механічного гальма, або гистерес статичних фазових характеристик окремих елементів. Для поліпшення динамічних властивостей необхідно компенсувати описані вище інерційні і нелінійні властивості шляхом раціонального управління. Особливо це важливе при впровадженні автоматизації деяких режимів роботи систем. Так, одним із складних динамічних режимів шахтної підіймальної установки (ШПУ) є запобіжне (аварійне) гальмування, функцію якого здійснює механічне гальмо. У сучасному шахтному підйомі використовуються радіальні (колодкові) та дискретні (багатоступінчасті дискові) системи гальмування. Механічна система гальма спільно з електромеханічним перетворювачем володіє природними нелінійними властивостями, зумовленими:

холостим ходом (нечутливістю), люфтами в з'єднаннях, сухим тертям та ін. Нелінійності ускладнюють управління та апаратуру для автоматизації управління процесом аварійного гальмування.

В процесі роботи ряду промислових установок відбуваються складні енергетичні взаємодії пружних елементів з рухомими масами (моментами інерції), що погіршує динаміку, безпеку і ресурс працездатності. При цьому маси і пружності окремих ділянок можуть бути зосередженими (орган навивки або шків тертя, підіймальні посудини: скіпи, кліті, вагонетки, противаги) і розподіленими (конвеєрна стрічка, сталеві тягові і гумовотросові врівноважують канати, штанги бурових установок глибокого буріння та ін.)

Керування складними електромеханічними системами з розподіленими та зосередженими параметрами, до яких, наприклад, відносять підйомні установки та ліфти, в умовах інтенсифікації вимагає формування керуючих впливів, що забезпечують необхідну якість керованості в перехідних режимах роботи, мінімізацію динамічних навантажень в елементах систем.

Динамічні навантаження, що виникають у режимі запобіжного гальмування, можуть призводити до прискорення зношування обладнання, а неконтрольовані прослизання канатів по шківу тертя – до аварійних ситуацій.

Проблемою небезпеки експлуатації запобіжного гальмування похилого шахтного підйому у режимі спуску вантажу є компенсація впливу нелінійності характеристики механічного гальма, а режимі підйому виникає небезпека набігання на канат завантажених вагонеток з наступним відкатом і ривком .

РОЗДІЛ 1

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАХИЛЕНИХ ПІДЙОМІВ

Протягом 80-90х років в галузі автоматизації шахтних підймальних установок (ШПУ) науково-дослідницькими інститутами “Автоматвуглерудпром” НВО ”Червоний металіст”, спільно з НДПКТІ ВО “Донецькгірмаш” проводилася розробка та впровадження в серійне виробництво систем автоматично регульованого запобіжного гальмування (АРЗГ) і вибіркового (АВЗГ) ШПУ. Обидві гальмівні системи за існуючими Правилами безпеки [1] мали клапанний привід односторонньої (нелінійно) дії регулювання гальмівного зусилля у бік збільшення. Тому системи АРЗГ технічним завданням передбачалася точність підтримки заданого уповільнення запобіжного гальмування у межах $\pm 20\%$. Основним фактором при цьому були високочастотні перешкоди від вібрації низькочастотні коливання в кривій частині підйому. Для забезпечення необхідної безпеки системою передбачалося двоканальне незалежне регулювання гальмування.

Система АРЗГ з клапанним типом гальма пройшли випробування на підймальній установці $1 \times 3 \times 2У$ нахиленого вантажного підйому шахти “Бутівка-Донецька”.

1.1 Технічні характеристики підймальній установці $1-3-2у$ нахиленого вантажного підйому

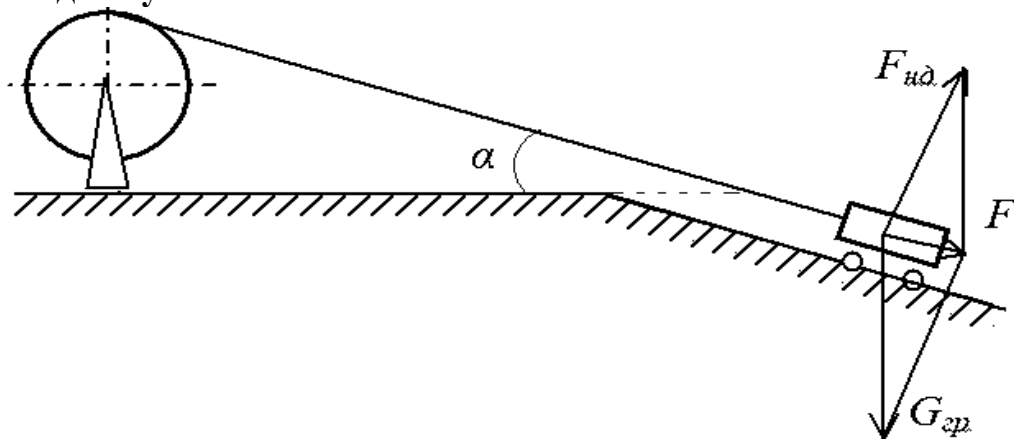


Рис. 1.1 Схема нахиленої підйальної установці: $1-3-2у$

1	Довжина відкатки, м	1050
2	Кінцеве навантаження, кількість вагонеток УВГ-14	6
3	Маса вантажу, (маса вагонетки,) кГ	1800, (654)
4	Кут нахилу траси, змінний, градус	від до 23°
5	Швидкість підймання, м/с	4,71
6	Діаметр барабану підймальної машини, D, мм	3000
7	Момент інерції підйомного двигуна, GD^2 , тм ²	0,78
8	Маховий момент на тихохідному валу редуктора, тм ²	29,5
9	Передавальний коефіцієнт редуктора, I	20
10	Повна вага 6-ти вагонеток з вантажем, кГ	14724
11	Повна вага каната 3,39*1000, кГ	3390
12	Наведена до барабану вага редуктора 29500/9, кГ	3277
13	Наведена до барабану вага ротора двигуна $Gd^2i^2/D^2=780*400.9$, кГ	34670
14	Вага барабану, кГ	10000

Розрахункові співвідношення для досліджень:

Наведена до барабану вага рухомих частин підймальної установки:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{гр}} + G_{\text{ваг}} + G_{\text{кан}} + G_{\text{бар}} + G_{\text{ред}} + G_{\text{двиг}} = 14724 + 3390 + 10000 + 34670 + 3277 = 66061 \text{ кГ}$$

Момент статичний на валу барабану:

$$M_{\text{cm}} = GD \sin \alpha / 2 = 14724 * 3 \sin 20^\circ = 7554,8 \text{ кГм}$$

$$\text{Статичне навантаження: } F_{\text{cm}} = 2M_{\text{cm}}/D = 5035,87 \text{ кГ}$$

$$\text{Повне (максимальне) гальмівне зусилля: } 3F_{\text{cm}} = 15107,6 \text{ кГ}$$

1.2 Дослідження характеристик гальмівного приводу на ШПУ 1-3-2у нахиленого вантажного підйому

В якості приводу гальма використалися електроклапани, по 3 електроклапани в кожному каналі з дросельованими отворами вихлопу. Причому, один клапан використовувався для форсування часу холостого ходу гальма і в кінці для стопоріння, а два інших в замкнутій системі одностороннього автоматичного регулювання уповільнення. В процесі розробки декілька модифікацій апаратури успішно пройшли промислові випробування, за їх результатами було зроблене удосконалення системи. Зокрема, принцип одностороннього регулювання гальмівного зусилля за заданим уповільненням був з метою підвищення

надійності, точності та безпеки був удосконалений технічними рішеннями регулювання уповільнення за заданою швидкістю з урахуванням впливу холостого ходу. Нелінійний регулятор дозволив забезпечити перерегулювання на заданому рівні. Було проаналізовано резерви вдосконалення системи та зроблено висновок, що у ШПУ глибокого підйому вплив низькочастотних коливань пружної частини може бути ефективно компенсований двостороннім регулюванням.

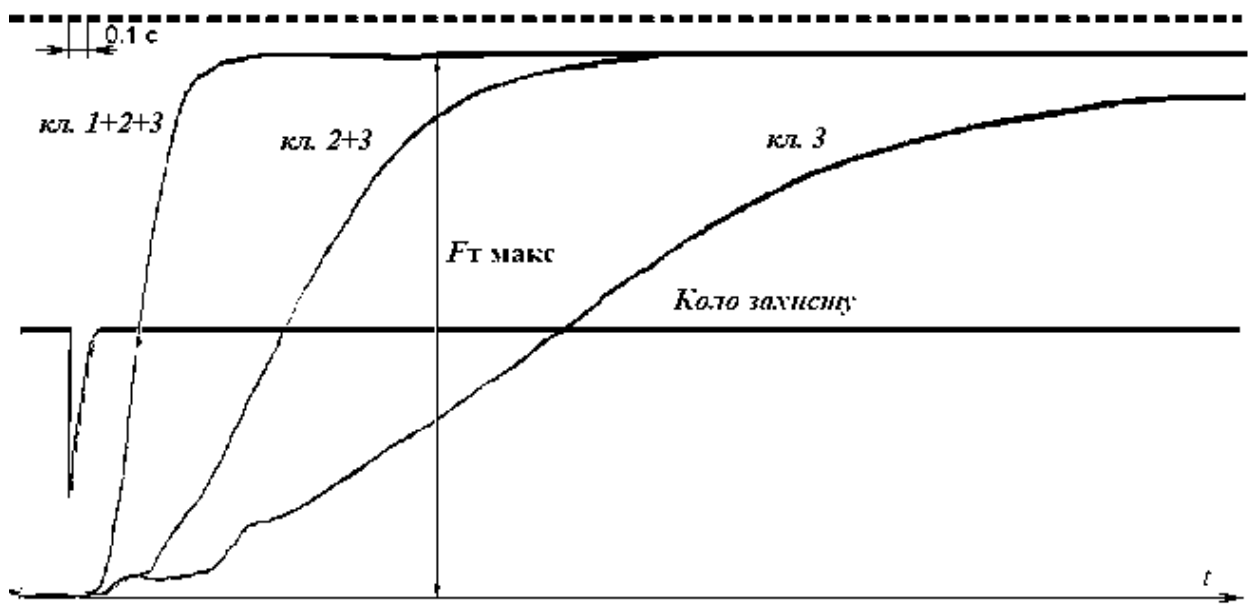


Рис. 1.2 Осцилограми перехідних характеристик запобіжного гальма нахиленої підйомальної установки 1-3-2У шахті "Бутівка-Донецька", де: спільна робота 1+2+3 клапанів (режим повного стопорення при нульовій швидкості); спільна робота 2+3 клапана (режим вктивного гальмування); робота тільки 3 клапана (режим регулювання при уповільненні)

РОЗДІЛ 2

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗАПОБІЖНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

2.1 Режими роботи гальм ШПУ і проблеми систем АРЗГ

Гальмівні пристрої шахтних підймальних установок складаються з систем механічного та електродинамічного гальмування. В процесі роботи, як правило, використовується система електродинамічного гальмування, яка особливо ефективна на установках, обладнаних електроприводом постійного струму. Однак в деяких випадках, наприклад, при використанні систем асинхронного електроприводу з фазним ротором користуються механічним гальмом. Таким чином, основна функція механічного гальма на всіх підймальних установках - це забезпечення безпечної експлуатації [14]:

- фіксація рухливих елементів установки під час пауз під час роботи;
- управління швидкістю руху в тих випадках, коли для цього потрібні додаткові гальмівні моменти (зусилля);
- безпечна зупинка підймальної установки на можливе короткому шляху при порушенні нормального режиму роботи ШПУ.

З перерахованих функцій перші дві відносяться до робочого гальмування, третя - до запобіжного.

Як правило, механічне гальмо використовує фрикційне гальмування колодкового або дискового типу. Принцип дії цих гальм однаковий, але кращими динамічними властивостями володіють системи дискових гальм. Особливістю всіх фрикційних систем гальмування є схильність до зносу колодок. Також, енергія що поглинається при цьому розсіюється у вигляді тепла і це знижує к.к.д. системи.

При дослідженнях характеристик гальмівних систем для таких динамічних процесів, яким є запобіжне гальмування, важливе значення має складання адекватного математичного опису гальмівного пристрою. Дослідження динаміки пневмо- гідроприводу подібного типу докладно описані в [16,20]. Динаміка

приводу запобіжного гальма підйимальної установки обумовлюється наявністю в конструкції нелінійних елементів – електромагнітних клапанів, дросельних пристроїв, трубопроводів, мас рухомих систем гальма, люфтів і ін.

Аналіз експериментально знятих перехідних характеристик системи запобіжного гальма, що представляє пневмопривід і механічний гальмо, осцилограми яких дозволяють умовно виділити на них три основних ділянки, як показано на рис. 2.1: 1 - зона нечутливості (холостий хід гальма); 2 - лінійний (наростання гальмівного зусилля); 3 - експонентний (перехід в сталий стан).

Для розробки повної загальної моделі ШПУ в режимі запобіжного гальмування з електроклапанним приводом, на рис. 2.1. представлена розрахункова перехідна характеристика запобіжного гальма (а) і відповідна структурна схема її математичної моделі (б). Перехідна характеристика гальмівного приводу моделює рост гальмівного зусилля через витрату робочого тіла що випускається через електромагнітні клапани приводу з (пнемо-) гідроциліндру, де і-тий коефіцієнт витрати $K_i = \operatorname{tg} \alpha_i$.

Виділимо на розрахунковій перехідній характеристиці 3 ділянки, перераховані вище, і опишемо їх. Гальмівна характеристика є нелінійною, то її опис проводиться графо-аналітичним способом (а) у системи рівнянь (лінійний ріст зусилля), нерівності (холостий хід), експоненти (при вимиканні клапана) і може бути представлена структурною схемою (б).

Прийmemo $U_{on} = 10B$. Ділянки розрахункової характеристики рис. 2.1 можуть математично описані наступними співвідношеннями:

$$\operatorname{tg} \alpha = K = \frac{F_{m-ep}}{T-t_0} = U_{on} K_1 \rightarrow K_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{U_{on}}; \quad F_{m2}(t) = \frac{F_{m-ep}}{T-t_0} t; \quad T_1 = F_{m-max} \cdot \operatorname{tg} \beta - T; \quad F_{cm} = \frac{t_0}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Зона нечутливості, що характеризується повною відсутністю гальмівного зусилля, надає гальмівній системі нелінійні властивості, що визначають динаміку і швидкодія початку гальмування, а також накладає певні вимоги до системи управління. Темп наростання гальмівного зусилля визначається лінійною залежністю витрати робочого тіла при викиді його з гальмівного циліндра.

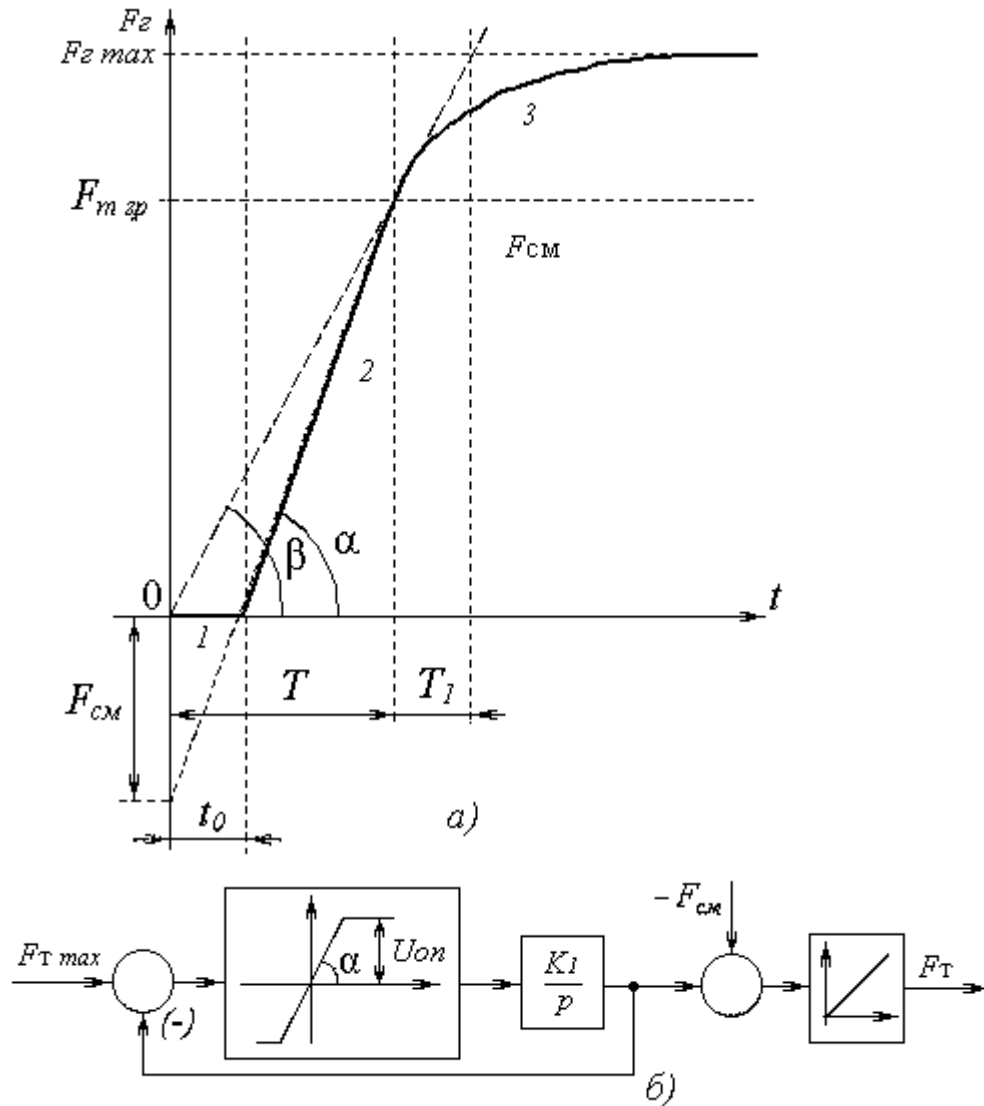


Рис. 2.1 Графо-аналітична модель перехідної характеристики запобіжного гальма з електроклапанним приводом (а); Структурна схема математичної моделі запобіжного гальма (б).

Витрата при цьому визначається перетином вихлопного отвору виконавчого механізму (керованого клапана, вентиля). Ділянка переходу в сталий стан характеризується інерційністю системи гальмування і кінцевим положенням гальмівних колодок.

Головною особливістю гальмівних систем, що використовуються в системах запобіжного гальмування (в тому числі і сучасних систем автоматично регульованого запобіжного гальмування), є наявність нелінійності, обумовлене односторонньою зміною (збільшенням) гальмівного зусилля. Це регламентоване вимогами Правил безпеки [1].

Створимо шляхом синтезу математичну модель, еквівалентну перехідним характеристикам запобіжного гальма, представленим вище. Для цього визначимо з експериментально знятої характеристики параметри:

час холостого ходу – t_0 ;

коефіцієнт підсилення гальмівного пристрою – $K = tg \alpha$;

стала часу T_1 .

Прийнявши з експериментально визначеної часової діаграми, що приведена на рис. 2.1.а, значення: $F_{m_max}=1$; $t_0=0,15c$; $T_1=0,15c$; $K=0,82/0,42=1,95$, визначимо необхідні значення параметрів структурної схеми: K_1 , K_2 , F_{cm} .

На основі отриманої математичної моделі, що представлена структурною схемою запобіжного гальма, представимо її цифрову модель, проведемо її дослідження,

2.2 Комп'ютерне моделювання перехідних режимів запобіжного гальма

Структурну схему математичної моделі запобіжного гальма, подану на рис. 2.1,б застосувавши метод змінних станів можна реалізувати програмно, створивши її комп'ютерну модель як алгоритму.

На рис. 2.2 представлено сімейство діаграм гальмівного зусилля, отримане за допомогою цієї цифрової моделі за різними режимами включень клапанів.

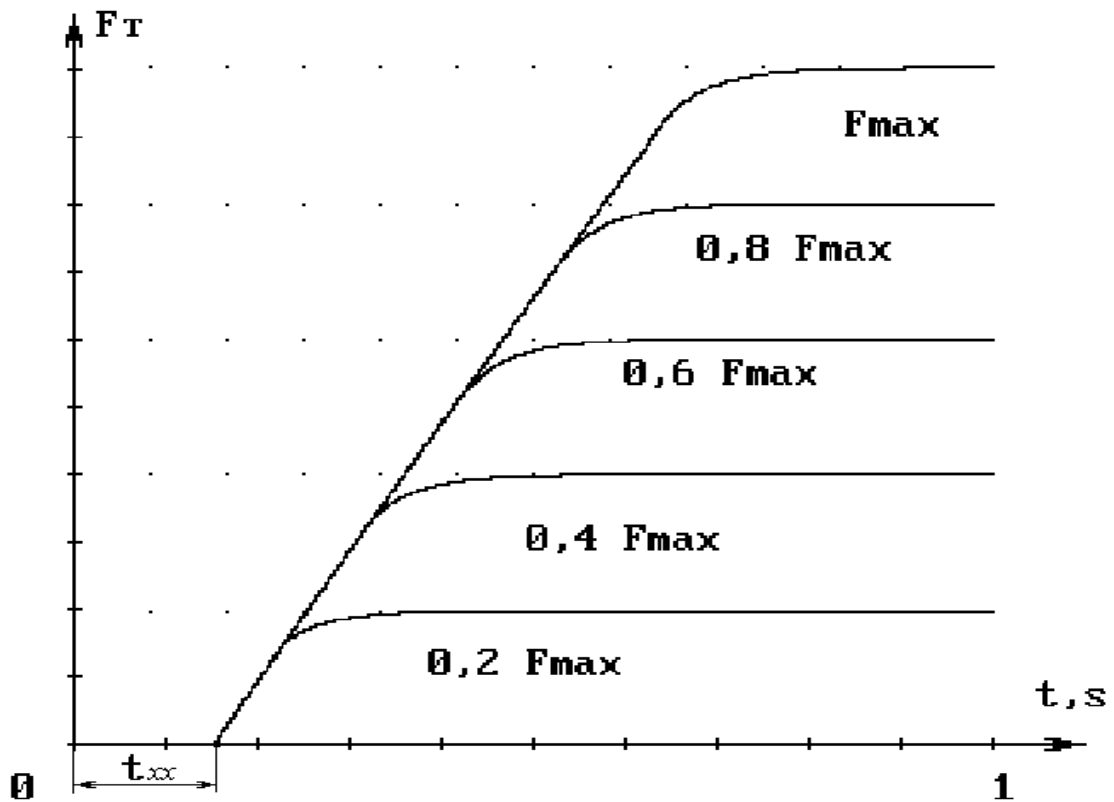


Рис. 2.2 Сімейство перехідних характеристик цифрової моделі запобіжного гальма для випадку одночасної роботи 1, 2 і 3 клапанів (див. рис. 2.3, а) при різних вхідних впливах

Порівняння характеристик отриманої моделі зі знятими експериментально перехідними характеристиками, сімейство яких наведено на рис. 1.1, дають підставу вважати отриману модель коректною, адекватно відображаючою функції гальма що дозволяє використовувати її для дослідження режимів запобіжного гальмування спільно з цифровими моделями окремих елементів і складових частин підіймальної установки, її пружної частини і системи керування запобіжним гальмом.

Для застосування даної моделі запобіжного гальмування необхідно в програму ввести параметри: K_1 , USM і ін. з експериментально отриманих перехідних характеристик запобіжного гальма.

2.3 Розробка структурної схеми математичної і комп'ютерної моделі удосконаленої системи АРЗГ

На основі отриманих результатів при комп'ютерному моделюванні і проведених експериментальних дослідженнях в умовах промислових випробувань системи АРЗГ з клапанним приводом гальма, що описано в розділі 3 розроблено структурну схему системи двобічного регулювання запобіжним гальмуванням з лінеаризованою характеристикою регулятора тиску в якості приводу. Реалізація пропонованого проєкта дасть ефективне зниження динамічні перевантаження в аварійних режимах, в тому числі на заключному етапі стопоріння. Що є суттєвим для вертикальних багатоканатних підймальних установок зі шкивом тертя.

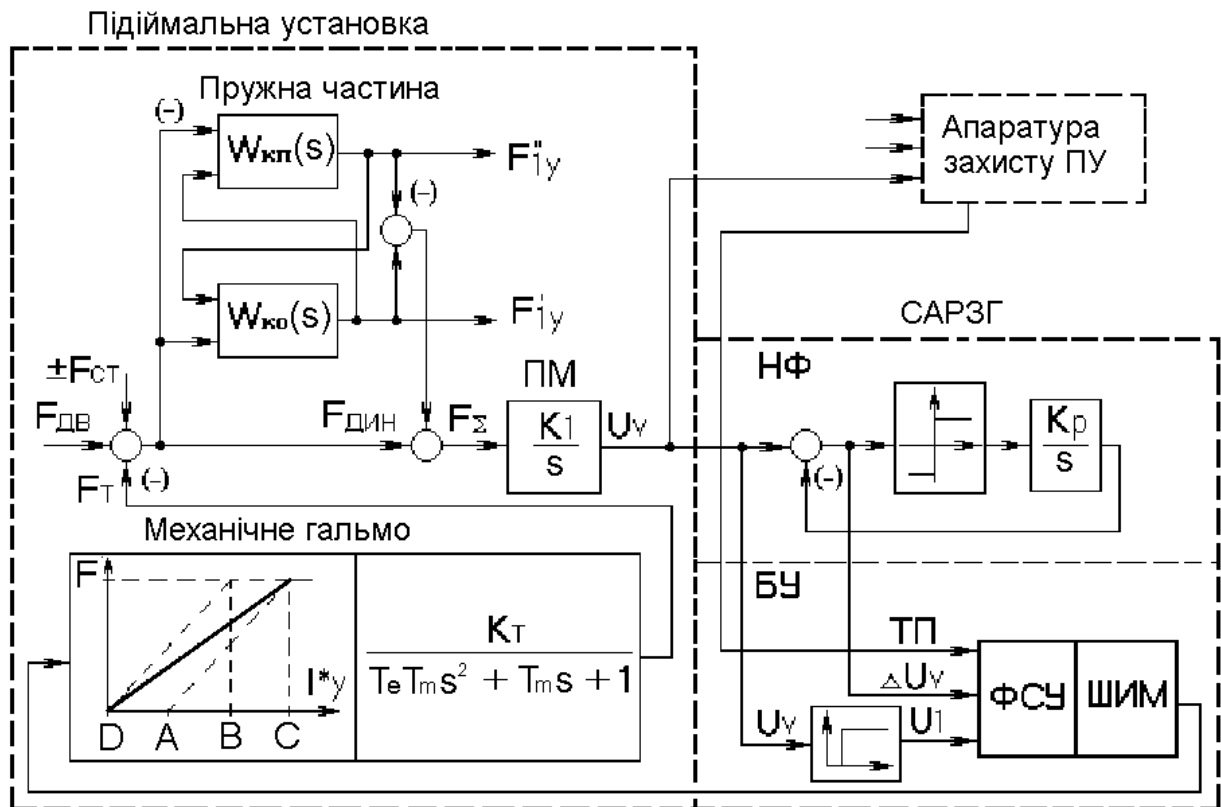


Рис. 2.3. Функціональна схема системи АРЗГ двобічного регулювання запобіжним гальмом ШПУ.

На основі отриманої функціональної схеми було створено спрощений діючий лабораторний макет системи автоматичного регулювання без урахування впливів пружної частині на процес. На макеті досліджувались принцип двобічного регулювання зі зворотним зв'язком пропорційне (П), по відхиленню вихідної змінної і з застосуванням пропорційно-диференційного (ПД) регулятора, з

додатком диференціючої складової для запобігання коливальним явищам. Результати досліджень представлені на рис. 2.4

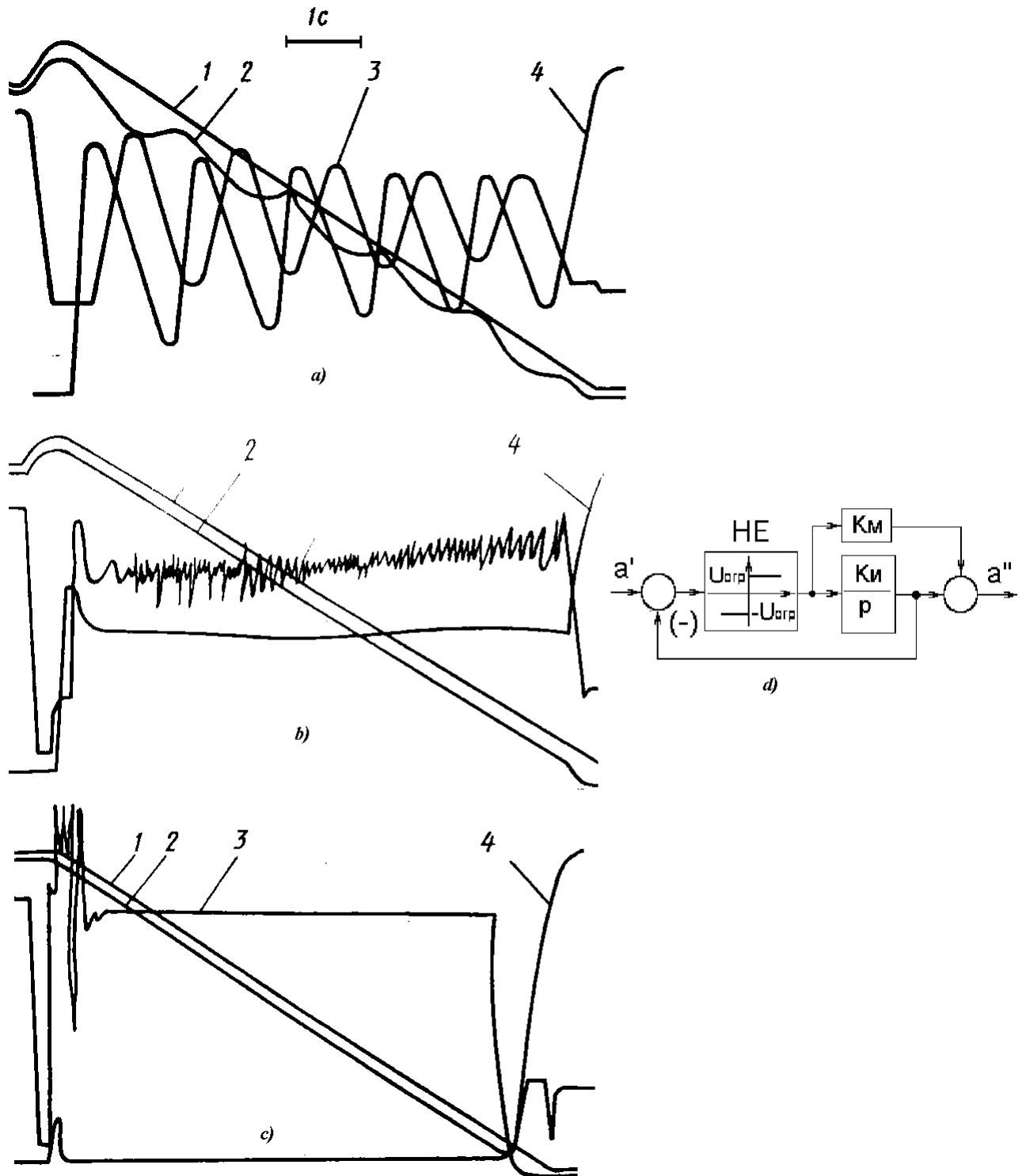


Рис. 2.4. Осцилограми запобіжного гальмування сигналів лабораторного макету АРЗГ ШПУ двобічного регулювання. Де (а) – П-регулювання, режим спуску, (b) – ПД-регулювання, спуск, (c) – ПД – підйом; (d) – структурна схема ПД-регулятора. Позначені: 1 – задана швидкість, v_z ; 2 – дійсна швидкість, v_d ; 3 – струм керування приводом гальма, I_y ; 4 – гальмівне зусилля, F_m

Аналіз проведених досліджень показав, що система регулювання, побудована на базі П-регулятора, має схильність до нестійкої роботи, навіть при істотному зниженні коефіцієнта посилення сигналу неузгодженості K_0 , що пов'язано зі значною інерційністю гальмівної системи.

Тому регулятор було доопрацьовано та побудовано за принципом пропорційно-диференціального регулятора (ПД-регулятор, рис. 2.4d). Такий пристрій, при налаштуванні, має хороші властивості, що демпфують. В якості його був застосований нелінійний фільтр, аналогічний фільтру в каналі контролю неузгодженості за швидкістю, але використовується як коригувальний пристрій.

Фільтр складається з елемента порівняння, нелінійного елемента типу "обмеження", інтегратора, підсилювача K_m диференціює складової сигналу неузгодженості. Коефіцієнт передачі інтегратора $K_i = U_{вх} / R \cdot C$ вибирається якомога більшим для того, щоб фільтр працював як повторювач з незначною затримкою. Тоді сигнал з виходу елемента "обмеження" посилюватиметься до необхідного рівня і підсумовуватиметься з сигналом на виході інтегратора. Таким чином, вихідний сигнал фільтра буде сигналом, пропорційним неузгодженню і похідною від нього, яка буде проявлятися в перехідних режимах роботи об'єкта регулювання. Вибір коефіцієнта передачі масштабуючого підсилювача визначається постійної часу об'єкта регулювання, переважно його механічної частини. Його величина відповідає:

$$K_m = T_o K_u,$$

де T_o - стала часу об'єкта регулювання (приводу гальма), с;

K_i - коефіцієнт передачі інтегратора, 1/с.

Таким чином, правильно налаштований нелінійний фільтр обмежує першу похідну вихідного сигналу керованої змінної об'єкта регулювання, оптимізуючи динаміку процесу. Застосування коригувального пристрою такого типу замість класичного ПД-регулятора дає в даному

2.4 Комп'ютерне моделювання режимів запобіжного гальмування

Структурна схема математичної моделі запобіжного гальмування представлена на рис. 2.1-2.3 з урахуванням впливу пружної частини за методикою [2] було реалізовано програмно, створивши її комп'ютерну модель. Внаслідок її використання були отримані результати на рис. 2.5 моделювання запобіжного гальмування в режимах спуску та підйому вантажу на ШПМ

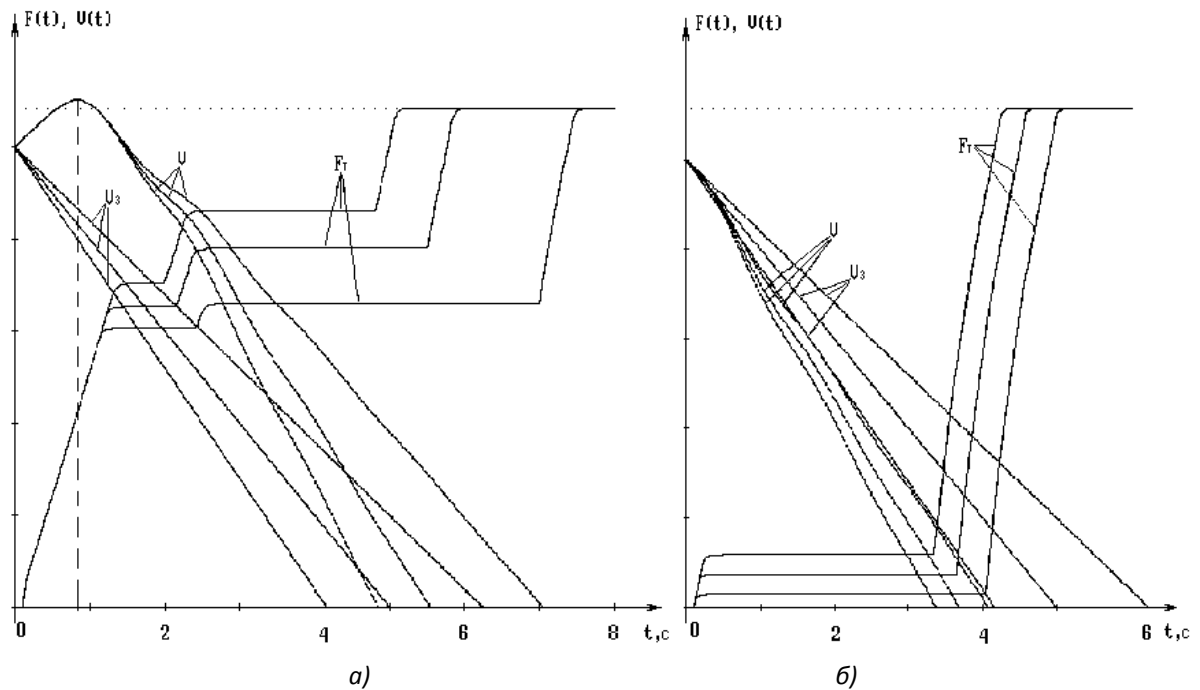


Рис. 2.5. Результати комп'ютерного моделювання запобіжного гальмування АРЗГ ШПУ однобічного регулювання при спуску (а) та підйому (б) вантажу. Де позначено: V_3 – задана швидкість, V – дійсна швидкість, F_T – гальмівне зусилля.

Порівняння основних показників моделі рис. 2.5. і експериментально отриманих на випробуваннях результатів (см. рис. 3.3) дає задовільний для практики результат, корисний для подальшого застосування комп'ютерного моделювання в дослідженнях складних систем.

РОЗДІЛ 3

ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ АРЗГ З КЛАПАННИМ ПРИВОДОМ

3.1 Випробування вхідного дослідного зразка АРЗГ з клапанним приводом

Системи запобіжного гальмування шахтних підйомних установок [1,14] повинні забезпечувати однаковий режим гальмування під час підйому та спуску вантажу, що у ряді випадків не дозволяє виконати всі вимоги Правил безпеки та обмежує підвищення продуктивності підйомних установок. Для зняття цих обмежень запропоновано автоматизувати цей процес за допомогою систем регульованого запобіжного гальмування (АРЗГ). Один з дослідних зразків, проходив випробування на нахиленому вантажному підйомі шахти "Бутівка-Донецька" ПО Донецьквугілля [3, 4]. За їхніми результатами система АРЗГ успішно пройшла промислові випробування і була рекомендована до серійного виробництва для підйомних установок даного класу.

Система АРЗГ призначена для управління діючими приводами пружинно-пневматичного гальмівного пристрою, а також для управління багатоступінчастим дисковим гідравлічним гальмом підйомних установок.

Функціональна схема вхідного зразка системи АРЗГ представлено на рис. 3.1. Барабан 1 шахтної підйомної машини (ШПМ) має гальмо 2 з пружинами 3. Розгальмовування ШПМ проводиться подачею робочого тіла (стисненого повітря) в циліндр 4 гальмівного приводу. У нормальному режимі електромагніт 6 клапана запобіжного гальмування (КПТ) включений і клапан 5 встановлений у положення, вказане в нижньому квадраті: циліндр 4 з'єднаний з магістраллю, що веде до регулятора тиску (РД).

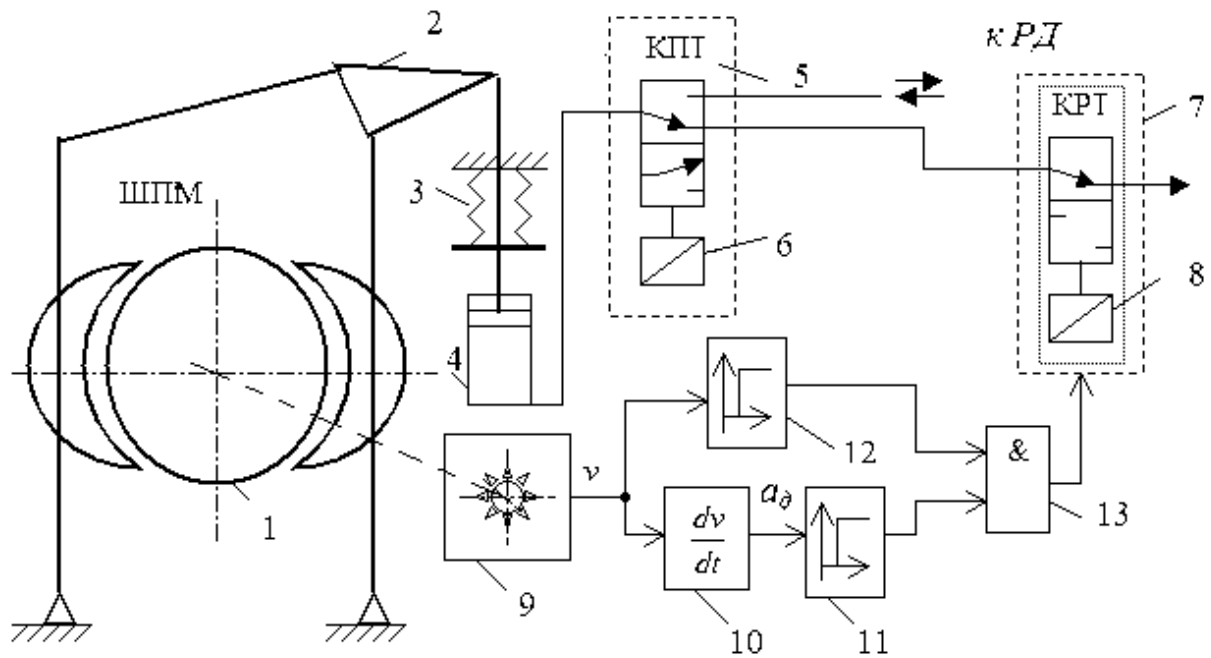


Рис. 3.1 – Функціональна схема вхідного дослідного зразка системи АРЗГ:

1- барабан ШПМ; 2 – гальмо; 3 – пружинний блок гальма;

4 – робочий циліндр гальмівного приводу; 5, 6 – електромагніт та клапан запобіжного гальмування (КПТ); 7, 8 – електромагніт та клапан регулювання гальмування (КРТ); 9 – імпульсний датчик; 10 – датчик уповільнення; 11 - $a_d > a_z$; 12 – компаратор, $v_d > v_{мин}$; 13 - логічний елемент "І"

Оператор керує гальмом через регулятор тиску рукояткою з пульта та регулює величину гальмівного зусилля.

При запобіжному гальмуванні електромагніт 6 відключається ланцюгом захисту підйомної установки, клапан 5 встановлюється в положення, зазначене верхнім квадратом. Робоче тіло з циліндра 4 надходить до клапана 7 регулювання гальмування (КРТ). Електромагніт 8 в момент запобіжного гальмування відключається, і клапан 7 встановлюється в положення, зазначене верхнім квадратом. Робоче тіло з пневмо-/гідроциліндра 4 виходить в атмосферу / ємність. За наявності гальмівного зусилля, що створюється гальмом 2, відбувається уповільнення барабана, швидкість підйомної машини знижується. Справжня швидкість підйомної машини вимірюється імпульсним датчиком 9, пов'язаним з барабаном підйомної машини.

Сигнал швидкості надходить на цифровий датчик 10 уповільнення, що виконує функцію диференціювання швидкості. З його виходу сформований

сигнал уповільнення пекло надходить на вхід блоку порівняння 11 і порівнюється із заданим уповільненням a_z . При уповільненні $a_d > a_z$ з виходу блоку порівняння на вхід логічного елемента "І" 13 надходить сигнал керування електромагнітним клапаном на його включення і тим самим зупинення зростання гальмівного зусилля. При цьому блоком порівняння 12 контролюється дійсна швидкість підйомної машини v_d і порівнюється з мінімальною v_{min} . При швидкості $v_d > v_{хв}$ сигнал з виходу блоку порівняння надходить на вхід логічного елемента "І" 13, на інший вхід якого надходить сигнал з блоку 11. В результаті наявності сигналів на виходах блоків 11 і 12 вихідний сигнал з блоку 13 включає електромагніт 8. КРТ перемикається в положення, показане нижнім квадратом. Випуск повітря з циліндра 4 припиняється і встановиться постійне гальмівне зусилля, при якому швидкість підйомної машини знижуватиметься з уповільненням, що визначається доданим у цей момент гальмівним зусиллям і величиною статичного навантаження. При досягненні швидкості значення $v_d = v_{min}$ зникає сигнал з виходу блоку 12 і електромагніт 8 відключається. Клапан перемикається на випуск робочого тіла з циліндра 4 і при повному виході з циліндра встановлюється повне гальмівне зусилля і підйомна машина стопориться.

Якщо в процесі гальмування при включеному електромагніті 8, з яких-то причин, уповільнення зменшується і стає менше заданого, сигнал на виході блоку 13 зникає і починається додатковий вихід робочого тіла з циліндра і процес регулювання (збільшення) гальмівного зусилля продовжиться до досягнення умови $a_d > a_z$, при якому сигналом блоку 13 клапан закривається.

Описана система АРЗГ – односторонньої дії і відповідно до ПБ вона може працювати лише на збільшення гальмівного зусилля, поки темп зниження швидкості нічого очікувати відповідати заданому уповільненню. При цьому підймальна установка розглядалась як одномасова система уповільнення якої змінюється монотонно. Проведені під час промислових випробувань дослідження показали, що на динаміку ШПУ суттєво впливає її пружна частина і тому, підймальну установку необхідно розглядати як багатомасову систему, в якій за певних умов виникають динамічні явища, що впливають на керування.

Конструктивно система АРЗГ складається з гальмівної панелі та системи керування запобіжним гальмом при спрацюванні сигналу захисту. Гальмівна панель для пружинно-пневматичного гальмівного пристрою складається з регулятора тиску, що працює від рукоятки машиніста в робочому режимі, трьох електромагнітних клапанів, керованих системою АРЗГ в режимі запобіжного гальмування та електромагнітних клапанів, що перемикають гальмівну панель з робочого в аварійний режим. Перший електромагнітний клапан призначений для скорочення часу холостого ходу механічного гальма і працює протягом певного заданого часу в момент спрацьовування ланцюга захисту підйомної установки, а два інших вищеназваних КРТ призначені для регулювання витрати робочого тіла в гальмівних циліндрах і, отже, швидкості наростання гальмівного зусилля. Для цього клапани мають задріпані вихідні отвори і працюють тільки в режимі випуску робочого тіла з гальмівних циліндрів. При вимиканні клапана гальмівне зусилля зростає, при включенні – його зупиняється. Тобто гальмівне зусилля у процесі регулювання можна лише збільшувати, а зменшити його не можна. Призначення системи АРЗГ – забезпечення сталості уповільнення у всіх режимах роботи – під час підйому та спуску вантажу з точністю $\pm 20\%$. Вибір виконавчого механізму клапанного типу продиктований підвищеними вимогами Правил безпеки аварійного гальмування.

Структурну схему вхідної, за технічним завданням, системи АРЗГ, що відповідала лабораторному макету замовника представлено на рис. 3.2, а. Схема складається з інтегруючої ланки, яка в режимі запобіжного гальмування з коефіцієнтом K_1 моделює функцію зміни швидкості підйомальної машини і враховує наведені до осі барабана моменти інерції всіх частин підйомальної установки, що обертаються. Для простоти, схема не враховує вплив окремих характеристик підйомальної установки, зокрема пружної частини, природної нелінійності, що є в гальмівному пристрої: зону нечутливості (холостий хід), гістерезис характеристики гальма та ін. Відповідно, не відображена на схемі робота першого клапана, ” час холостого ходу. Сигнал швидкості руху підйомної машини U_v знімається з датчика швидкості, фрикційно пов'язаного з полем

гальмівним барабаном підйомної установки. Цей сигнал перетворюється диференціюючим ланкою сигнал $U_{ад} = \frac{dU_{вд}}{dt}$, порівнюється із заданим уповільненням $U_{аз}$. Сигнал неузгодженості ΔU управляє регулятором, який вимикає або включає електромагнітні клапани і тим самим регулює збільшення гальмівного зусилля F_t . Регулятор у схемі представлений нелінійними ланками – компараторами, кожен з яких налаштовується на певний поріг уповільнення, яке виходи підключені до входів інтеграторів, які є моделями виконавчих механізмів – електромагнітних клапанів. Коефіцієнти інтеграторів K_2 та K_3 пропорційні площам відповідних дросельних отворів електромагнітних клапанів. Підключена до виходів інтеграторів через суматор аперіодична ланка зі сталим часом T_m моделює інерційність механічного гальма. На рисунку 3.2.б представлений один з результатів осцилографування випробувань системи АРЗГ в режимі спуску декількох завантажених вагонеток.

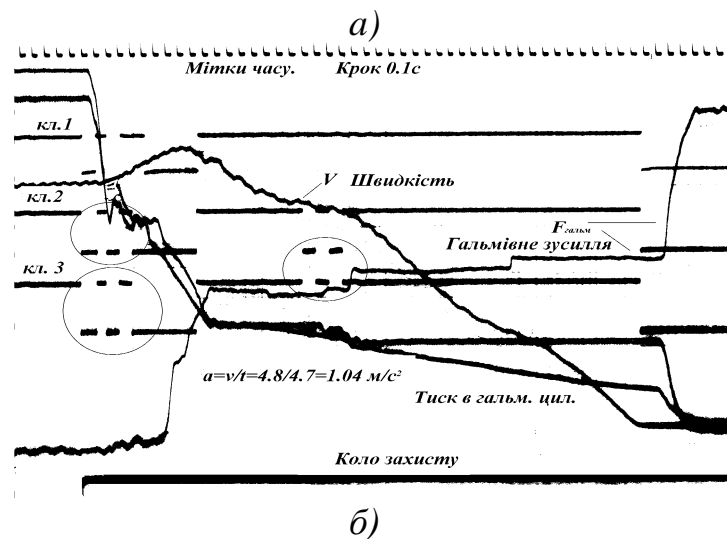
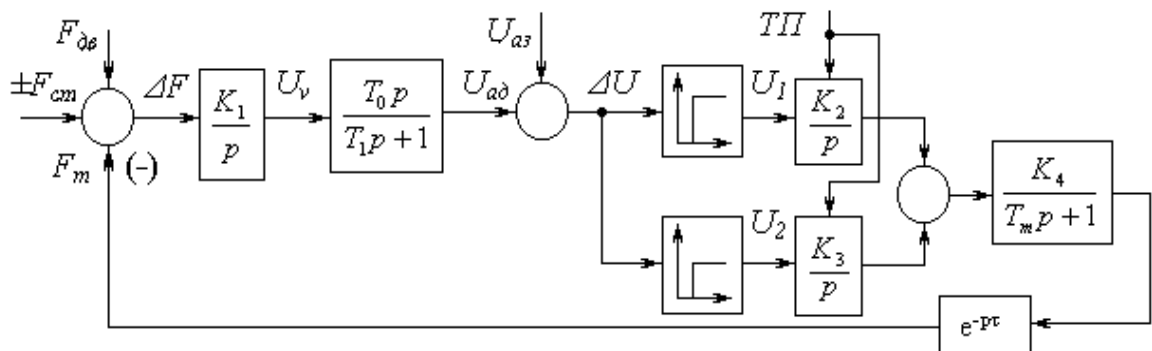


Рис. 3.2. Структурна схема моделі вхідного дослідного зразка замкнутої системи АРЗГ з клапанним приводом запобіжного гальма (а) та результат його осцилографування в режимі спуску вантажу.

Дослідні зразкі системи АРЗГ проходили промислові випробування на двох ШПУ Донбасу. На нахиленому вантажному підйомі ш. “Бутівка-Донецька” і вертикальному врівноваженому багатоканатному підйомі зі шкивом тертя, обладнаним 8-ми-модульним (східчастим) дисковим гальмом ш. ім. ІХ п'ятирічки. Обидва підйоми з точки зору динаміки відносяться до складних систем по вантажопідйомності і глибині порядку 1000м. При цьому найбільш складні режими, нахиленого – підйом вантажу (можливість аварійного набігання вагонеток на ослаблений канат і динамічний зворотний ривок). Для вертикального врівноваженого, складним є випадок коли протилежні, вантаж і противага знаходяться на протилежних кінцях стволу, що створює небезпечні умови для низькочастотних коливань з суттєвими значеннями амплітуд і створює умови просклізання канатів по шкиву тертя, як це змодельоване в підрозділі 2.4.

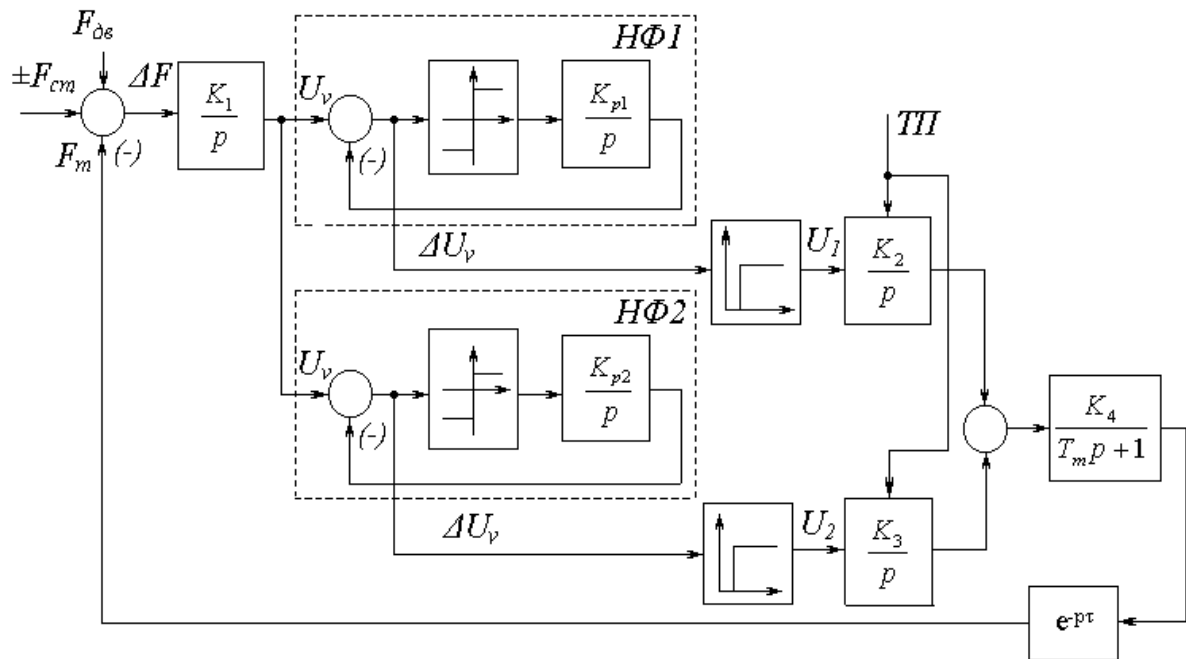
Випробування показали ряд суттєвих недоліків вхідних технічних рішень системи. Так за заданої точності 20% система була схильна до перерегулюванню уповільнення из-за низької завадостійкості по високо і низько частотним завадам. Прийшли до висновку, що отримання величини уповільнення/прискорення шляхом диференціювання сигналу швидкості має низьку якість і точність через високочастотні завади від вібрацій, биття шестерень редуктору тощо. Також додавали помилок низькочастотні завади пружної частини. Тому було прийняте рішення відмовитися від контролю уповільнення і перейти до контролю швидкостей за заданим уповільненням і з урахуванням впливу холостого ходу на задану швидкість. Також для мінімізації умов понадрегулювання уповільнення доцільно введення гистерезису при керуванні виконавчими клапанами.

3.2 Випробування і осцилографування удосконаленого дослідного зразка АРЗГ

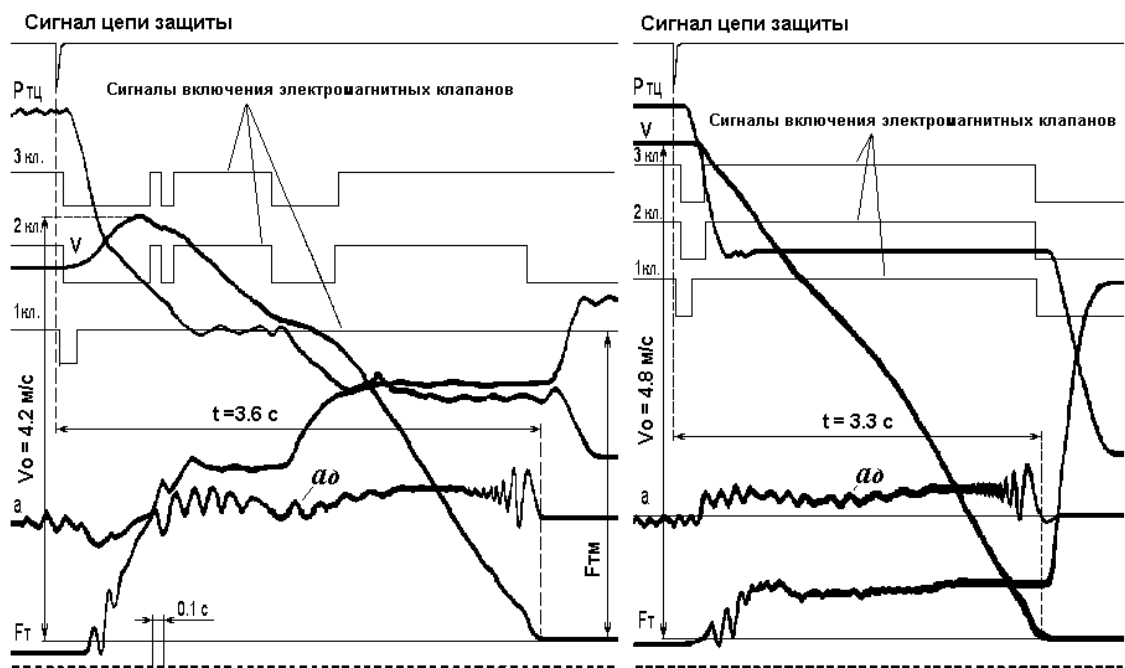
В результаті була отримана удосконалена структурна схема керування уповільнення за заданою швидкості з контролем швидкості [3,4,10].

Заданий закон підтримання уповільнення по швидкості реалізований нелінійними фільтрами $H\Phi 1$ і $H\Phi 2$. При чому задана уповільність включення 2-

го і 3-го клапанів, а також прискорення вільного вибігу в час холостого ходу гальма під впливом вантажу визначається уставками обмежень елементами типу “обмеження” і K_{pi} .



а)



б)

в)

Рис. 3.3. Структурна схема моделі удосконаленого зразка замкнутої системи АРЗГ з клапанним приводом запобіжного гальма (гальмування в функції контролю заданої швидкості із застосуванням нелінійних фільтрів) (а) та відповідно, діаграми осцилографування запобіжного гальмування в режимі спуску і підйому вантажу (б), (в).

Високочастотні перешкоди у механічних вузлах підйомальної установки внаслідок вібрацій, що виникають, при контакті гальмівних колодок з барабаном, зіткнень шестерень у редукторі та інших факторів. Наявність у вимірювальній системі диференціюючого пристрою, що має великий коефіцієнт посилення на високих частотах, сприяє цьому, погіршує перешкодостійкість і точність системи.

Низькочастотні перешкоди є амплітуди коливань зусиль пружної частини підйомної установки, які впливають на процес одностороннього збільшення гальмівного зусилля, що також призводить до погіршення точності системи.

Для покращення системи необхідно мінімізувати вплив зазначених перешкод. Аналіз осцилографування показав, що найбільше впливають високочастотні перешкоди. Низькочастотні перешкоди на однокінцевому підйомі проявляються за умов великих глибин підйому. При цьому в системах одностороннього регулювання враховувати та пригнічувати їх досить складно. Для вертикальних врівноважених підйомних установок з односторонньою системою регулювання таке придушення можливе з огляду на частотні властивості пружної частини. Зокрема, застосування низькочастотного нелінійного фільтра другого порядку дозволяє пригнічувати високочастотні перешкоди, враховувати холостий хід гальмівного пристрою і відстежувати коливання амплітуд низькочастотної складової сигналу уповільнення вище заданого рівня і формувати збільшення гальмівного зусилля. Однак, як правило, зміни гальмівного зусилля провокують нові коливання пружної частини системи. Тому, при доопрацюванні системи був обраний спосіб зниження впливу низькочастотних перешкод, при якому до закону регулятора було включено нелінійність типу "гістерезис". При цьому відключення та включення клапанів здійснюються на різних рівнях уповільнення. Цей порівняно не складний метод показав цілком задовільні результати на однокінцевих підйомах.

Мінімізація високочастотних перешкод за допомогою їхньої фільтрації призвела б до зниження швидкодії та інших характеристик системи. Більше ефективно виключення із законів управління функцій диференціювання, і шляхом зниження порядку похідної і перейти на регулювання швидкості за заданим

уповільненням. У цьому випадку системі необхідно в момент вимкнення двигуна запам'ятовувати значення дійсної швидкості і від нього за заданим уповільненням обчислити заданий закон зміни швидкості та порівнювати по ньому дійсну швидкість. При цьому елемент пам'яті ускладнить систему регулювання, але головний недолік такого способу полягає в тому, що при спуску вантажу, в момент відключення двигуна і наявності холостого ходу гальма швидкість підйомної установки під дією статичного навантаження може збільшитися і це може призвести до перерегулювання гальмівного зусилля. Щоб контролювати зміну швидкості під час холостого ходу гальма, необхідно врахувати початкові умови: статичне навантаження, напрямок руху (спуск, підйом вантажу), швидкість, прискорення тощо. Це також ускладнює систему. Тому, з метою поліпшення точності та надійності системи управління була розроблена, досліджена та змодельована на АОМ система АРЗГ із зворотним зв'язком за швидкістю [11], [16]. Структурну схему її наведено на рис. 3.3,*a*. Особливістю даної системи є подача сигналу, пропорційного дійсної швидкості, гальмівне пристрій через нелінійні фільтри першого порядку. Коефіцієнти K_{p1} і K_{p2} інтеграторів визначають задані значення уповільнення відповідно до першого і другого ступенів гальмування. На виходах інтеграторів формуються сигнали заданої швидкості при уповільненні та прискоренні. Ці сигнали порівнюються із сигналом дійсної швидкості. Темп наростання гальмівного зусилля знижується, коли дійсна швидкість стає меншою за задану на відповідному ступені гальмування і стає рівним нулю, коли дійсна швидкість досягає заданого уповільнення. Ланка запізнення моделює затримку роботи гальма в початковий момент гальмування, зумовлене наявністю в ньому холостого ходу.

Принцип формування заданої швидкості шляхом перемикання законів наростання та зниження за допомогою нелінійного фільтра та осцилограми моделі такої системи АРЗГ на АОМ, що відповідають запобіжному гальмуванню при спуску вантажу, наведено на рис. 3.3, *a*. Як видно з характеристик, пристрій стежить за змінами швидкості під час холостого ходу і змін швидкості від впливу пружних сил в канатах. При виході на режим заданого уповільнення, коли дійсна

швидкість трохи менша за задану уповільнення, відбувається зупинка зростання гальмівного зусилля. Чергове включення запобіжного гальма відбувається при зменшенні уповільнення, коли $V\partial(t) > V_3(t)$ або досягнення мінімальної швидкості стопоріння $V\partial(t) < V_{\min}(t)$. Такий принцип АРЗГ з урахуванням впливу пружної частини моделювався на АОМ, були показані задовільні результати. Тому наведений принцип було покладено основою розробки документації настановної серії апаратури АРЗГ. Апаратуру було виготовлено, налагоджено та випробувано на шахті "Северо-Пещанская" Богословського р/у ПО Уралруда (Росія). При цьому було показано результати, що відповідають заданим технічним характеристикам.

Осцилограми запобіжного гальмування промислового зразка системи АРЗГ, удосконаленої за принципом, описаним у цьому розділі, зняті на шахті "Северо-Пещанская", наведені в [16].

Таким чином, якщо коефіцієнт K_1 вибрати рівним одиниці, то коефіцієнти, що визначають вплив зусиль $\pm F_{ст}$, F_T , F_Σ на підйомну установку дорівнюватимуть відносинам відповідних зусиль до сумарної маси рухомих частин установки, приведеної до осі обертання шківа тертя (барабана). Такі параметри відповідають реальному об'єкту моделювання.

Процес запускається сигналом запобіжного гальмування ТП, що формується апаратом захисту при виникненні будь-якої аварійної ситуації: відключення електроенергії, порушення в роботі електрообладнання, невідповідність параметрів руху захисній діаграмі швидкості та ін.

Апарат управління АРЗГ призначений для контролю та підтримки процесу запобіжного гальмування ШПУ із заданим уповільненням. Логіка роботи апарату полягає в контролі процесу і регулюванні уповільнення.

Контроль здійснюється у функції заданої швидкості, яка формується нелінійним фільтром (НФ) [3,10,4]. Застосування такого формувача знижує порядок похідної контрольованої змінної, підвищуючи перешкодостійкість системи від високочастотних вібрацій. Крім того, дозволяє формувати задану швидкість з урахуванням природного впливу холостого ходу гальма в початковий

момент роботи системи та враховувати вплив низьких частот пружної частини системи (канатів) на процес роботи системи, щоб при необхідності скоригувати параметри уповільнення сигналами АРЗГ.

Формувачем сигналів управління (ФСУ) формуються впливи, пропорційні неузгодженню між заданою і дійсною швидкістю. Далі сигнали модулюються ШІМ і надходять на керування електромеханічним перетворювачем.

Для зниження динамічних перевантажень на заключному етапі гальмування процес контролюється датчиком мінімальної швидкості, за сигналом якого перед зупинкою діаграма заданої швидкості переводиться з лінійної траєкторії на параболічну, відповідну природним динамічним властивостям системи ШПУ.

Система АРЗГ може також використовуватися в розімкнутій адаптивній системі регулювання, описаної в [3]. Такий режим зручно використовувати для зниження динамічних перевантажень від пружної частини в системах врівноважених ШПУ, до яких відносять багатоканати зі шківками тертя. У цьому випадку немає необхідності використання ШІМ, оскільки в цьому режимі регулювання спрямоване на зниження динамічних перевантажень шляхом компенсації впливу інерційності пружної частини ШПУ за рахунок одномоментного формування раціонального закону регулювання, перетворення його в сигнали впливу на систему.

ВИСНОВКИ

Розглянуто методику розробки апаратури для покращення системи автоматично регульованого запобіжного гальмування ШПУ шляхом застосування в системі перетворювача з нелінійною петлевою інерційністю. На підставі результатів експериментальних досліджень, знайдені закономірності, розроблено спосіб і технічні рішення для лінеаризації природних петлевих інерційних властивостей виконавчого механізму та проведено комп'ютерні моделювання. Розроблена модель підсистеми включена в модель апробованої і впровадженої в серійне виробництво системи автоматично регульованого запобіжного гальмування ШПУ. Проаналізовано можливості застосування апаратури для замкнених і розімкнених систем автоматики. Двостороннє регулювання гальмівного зусилля електромеханічним приводом, сформоване у вигляді сигналів АРЗГ на основі раціонального закону, виключає динамічні навантаження в системі. Тим самим покращуються експлуатаційні характеристики системи, її безпека та надійність.

Проведені дослідження сучасних методів мінімізації динамічних перевантажень шляхом демпфірування зусиль і коливань в складних системах в перехідних режимах дозволяють зробити наступні висновки.

1. Демпфування методом параметричної оптимізації за рахунок зниження загального коефіцієнта передачі має обмежену сферу застосування по швидкодії і точності систем.

2. Класичні методи, пов'язані з підняттям або придушенням вищих і середніх частот (зазвичай з використанням стандартних ПД-регуляторів) ефективні, але не універсальні.

3. В замкнених системах автоматичного регулювання по сигналам похідних, не рек отриманих шляхом диференціювання сигналу іншої основної кординати, що також контролюється

Проблема зниження динамічних перевантажень в механічних вузлах машин в критичних режимах може бути вирішена шляхом формування раціональних

управляючих впливів на механічну систему апаратурою автоматично регульованого гальмування.

Метод багатокординатного керування спрямований на компенсацію фазових зсувів, не погіршує смугу пропускання системи і не змінює модуль частотної передавальної функції, що дає можливість використання його для високоточних швидкодіючих систем з астатизмом 2-го і вище порядку. На його основі можуть бути реалізовані робастні високоточні і високоманеврені системи. ефективно пригнічує реактивні процеси перерозподілу енергії всередині системи

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Інформ.-аналітичн. центр «ЛІГА», 2010. – 187 с.
2. Чермалых В. М. Исследование сложных электромеханических систем. – Киев, КПИ, 1979. – 63 с.
3. Васильев В.І. Обґрунтування раціональних динамічних параметрів запобіжного гальмування шахтних підймальних установок : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – “Динаміка та міцність машин” / Васильев Володимир Іванович; Сумський держ. ун-т. – Суми, 2012. – 20с.: іл. – Бібліогр.: с. 17-18.
4. Протокол осциллографирования режимов предохранительного торможения подъемной машины 1×3×2У с АРПТ к "Акту приемки комплекса автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин (АРПТ)". ПО Донецьгормаш, Донецк, 13.09.1983 г.
5. А. с. № 1715705 СРСР, МКІ В 66 В 1/32 / Способ дискретного управления тормозом шахтной подъемной машины / Васильев В.И., Чермалых В. М., Матвиенко Н.П. // Открытия. Изобретения. - 1992. Бюл. № 8.
6. Васильев В.І. Компенсация нелинейной петлевой инерционности для систем предохранительного торможения шахтных подъемных установок / В.И. Васильев // Вісник національного технічного університету України "КПІ". Серія - Радіотехніка. Радіоапаратобудування, 2012. - вип. 48. - С. 126-133.
7. Зайцев Г.Ф. Компенсация естественных нелинейностей автоматических систем / Г. Ф. Зайцев, В. К. Стеклов //– М.: Энергоиздат., 1982. – 94 с.
8. Спосіб гальмування шахтної підймальної установки. Патент України на винахід UA114179 / В.І.Васильєв, Є.В.Васильєв // – Київ.:ДП “УПВ” (Укрпатент), опубл. 10.05.2017, бюл. № 9.
9. А.с. № 1447743 СССР, МКІ В 66 В 5/00 /Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины./Васильев В.И., Дубовик В.Г., Чермалых В. М. Открытия. Изобретения.- 1988. - № 48.

10. А.с. № 1296500 СССР, МКИ В 66 В 5/00 / Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Чермалых В.М., Васильев В.И., Матвиенко Н.П. Открытия. Изобретения.- 1987. - № 10.

11. Васильев В.И. Застосування нелінійних фільтрів в системі управління запобіжним гальмуванням підйомних установок / В.И. Васильев, Л. А. Козьякова, Е. І. Алтухов // Укр. Київ. політехн. ін-ту. Гірнична електромеханіка та автоматика. - К.: 1984. - Вип. 15. - С. 13 - 15.

12. Barkand T. D. Investigation of the accident and installation and testing of dynamic braking on the main elevator at Duquesne Light, Warwick Mine, #3 North Portal / T. D. Barkand // MSHA. Mine Electrical Systems Division Investigative Report C-052287-12. May 1987. URL: <https://arlweb.msha.gov/s&hinfo/paper5.htm>

13. Barkand T. D. Emergency braking systems for mine hoists / T. D. Barkand // MSHA. United States Department of the Interior. Bureau of Mines. Mineral Commodity Summaries 1992. p.5. U.S. Government Printing Office. 1992-619-434/41349. URL: <http://www.msha.gov/s&hinfo/techrpt/hoist/paper6.htm>

14. Траубе Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е. С. Траубе, И.С. Найдено // – М. : Недра, 1980, – 256 с.

15. Алистратова И. Е. Системы автоматически регулируемого предохранительного торможения шахтных подъемных машин // И. Е. Алистратова, Н. Л. Беликов, В. И. Васильев, И. П. Ковалевский, В. Е. Католиков, С. Н. Шапочка / : Обзор ЦНИЭИуголь. – М.: 1987. – Вып. 22. – 42 с.

16. Васильев В.И. Пути снижения динамических нагрузок в канатах шахтных подъемных установок системами автоматически регулируемого предохранительного торможения / В.И. Васильев // Стальные канаты: Сб. науч. тр. МАИСК. – Одесса: “Астропринт”, 2010, №8. – С. 18-29.

17. Васильев В.И. Оптимизация управления сложной электромеханической системой с распределенными параметрами [Текст] // Адаптивні системи автоматичного керування. Міжвідомчий науково-технічний збірник – 2013. – 1(22). – С. 95-101 – Реж. дост.: <http://asac.kpi.ua/article/view/29085> .

18. Васильев, В.И. Дослідження способів оптимального керування динамічними системами. [Текст] / В.И. Васильев, Є.В. Васильев // Радіотехнічні поля, сигнали, апарати та системи (теорія, практика, історія, освіта) РТПСАС'2014: Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 11–16 березня 2014 р.) – Київ: 2014. — С. 51-53.
http://conf.rtf.kpi.ua/attachments/article/260/RTPSAS_2014_s2_t2.pdf

19. Васильев В.И. Оптимальное управление сложными динамическими системами / В.И. Васильев, Е.В. Васильев // East European Scientific Journal #5(45), 2019, p.32-44. Jerozolimskie 85/21, 02-001 Warsaw, Poland (Східноєвропейський науковий журнал #5(45), 2019, С.32-44) — https://eesa-journal.com/wp-content/uploads/EESA_may1.pdf

20. Блэкборн Дж. Ф. Гидравлические и пневматические системы управления. / Дж. Ф. Блэкборн, Г. Ритхоф, Дж. Л. Шерер //– М.: ИИЛ, 1962. – 612 с.

21. Васильев В.И. Формирование рациональных воздействий для управления предохранительным торможением шахтных подъемных установок / В.И. Васильев // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 68. – С. 96-100.

22. Васильев В. І. Комп'ютерне дослідження динаміки зупинки ШПУ при запобіжному гальмуванні / В. І. Васильев // Вісник Сум ДУ. Серія Технічні науки, 2011, №1 - С. 84-88.

23. Солодовников В.В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования / В.В. Солодовников, В.Н. Плотников, А.В. Яковлев // М.: Машиностроение, 1985. – с. 155.

24. Ажогин В.В. Моделирование на цифровых, аналоговых и гибридных ЭВМ / В.В. Ажогин, М.З. Згуровский // – К. : Вища школа., 1982. – 280 с.

25. <http://nuclphys.sinp.msu.ru/enc/e082.htm>

26. Абакумов В.Г. Электронные промышленные устройства. Киев, изд. ”Вища школа”, 1978, 376 с.

27. Васильев В.И. Оптимизация управления сложной электромеханической системой с распределенными параметрами [Текст] // Адаптивні системи автоматичного керування. Міжвідомчий науково-технічний збірник – 2013. – 1(22). – С. 95-101 – Режим доступу: <http://asac.kpi.ua/article/view/29085> .
28. Дорф Р. К., Бишоп Р. Х. Современные системы управления. М : Лаборатория базовых знан., 2004. 832 с.
29. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования. В.А. Бесекерский, Е.П. Попов // М., Наука, Гл. ред. ф.-м. литер. / 1975. –768 с.
30. Католиков В.Е. Автоматизированный электропривод подъемных установок глубоких шахт / В.Е. Католиков, А.Д. Динкель, А.М. Седуниин // – М. : Недра, 1983. – 270 с.
31. Степанов А.Г. Аварийное торможение подъемных установок сверхглубоких шахт. Горное оборудование и электромеханика №7, 2014 г., с. 33-41.
32. Васильев В.И. Формирование рациональных воздействий для управления предохранительным торможением шахтных подъемных установок / В.И. Васильев // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2002. – Вип. 68. – С. 96-100.
33. Васильев В.И. Регуляторы давления для систем регулируемого предохранительного торможения / В. И. Васильев, Н. П. Матвієнко // Механізація і автоматизація виробництва., 1990, № 11.- С. 25-27.
34. Литягин В. Ф. Построение системы управления предохранительным торможением ШПМ з многоступенчатым дисковым тормозом / В. Ф. Литягин, В. І. Васильєв // Уголь Украины - 1989. - № 7. - С. 23 - 24.
35. Васильєв В. І. Комп'ютерне моделювання запобіжного гальмування шахтної підйомної установки / В. І. Васильєв // АСУ та прилади автоматики: Всеукр. Міжвід. н.-техн. зб. - 2002. - Вип. 121. - С. 48-51.
36. Сиденко А. Ф. Аппаратура управления тормозными приводами шахтных подъемных машин / А. Ф. Сиденко, А. П. Солоха, Б. С. Роженцов // - М.: Недра, 1974. - 226 с.