

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КОНОТОПСЬКИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра електронних  
приладів і автоматики

Кваліфікаційна робота бакалавра

**ОПТИМІЗАЦІЯ КЕРУВАННЯ ПІДЙМАЛЬНИМИ УСТАНОВКАМИ  
ГЛИБОКИХ ШАХТ В РОБОЧИХ І АВАРІЙНИХ РЕЖИМАХ**

Студент гр. ЕІ-81<sub>к</sub>

Д.В. Любивий

Науковий керівник,  
ст. викладач, к.т.н.

В.І. Васильєв

Конотоп 2022

## РЕФЕРАТ

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є системи і способи оптимізації керування шахтними підймальними установками глибокого підйому в аварійних режимах.

Мета роботи полягає у дослідженні і аналізі ефективності відомих систем запобіжного гальмування підймальних машин для різних режимів роботи (спуск, підйом) і статичних навантажень.

При виконанні роботи використовувалися методи математичного і фізичного аналізу, досліджень, проведених як вітчизняними фахівцями – розробниками систем автоматично регульованого запобіжного гальмування так і закордонні публікації з досвіду розробки і впровадження подібних складних електромеханічних систем, аналіз результатів промислових випробувань систем оптимального за динамічністю керування.

Робота викладена на 41 сторінках, у тому числі включає 31 рисунок, список цитованої літератури із 31 джерел.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** оптимальне керування, пружна частина підйому, маси що рушаються, обмеження динамічних координат, частотні параметри системи, передавальна функція, якість керування, динамічні перевантаження.

## Зміст

<b>Вступ</b> .....	3
<b>Розділ 1 СИСТЕМА КОНТРОЛЮЄМОГО ВІДКАТУ</b> .....	5
1.1 ПРИБЛИЖЕНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ ШАХТИ AGNICO EAGLE # 3.....	7
1.2 СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ, ЯКА ЗМЕНШУЄ КОЛИВАННЯ ПІСЛЯ ЗУПИНКИ МАШИНИ.....	9
<b>Розділ 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ АВАРІЙНОГО ГАЛЬМУВАННЯ</b> .....	11
2.1 СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО ПІДТРИМАННЯ ЗАДАНОЇ ШВИДКОСТІ ПРИ КОНТРОЛЬОВАНОМУ ВІДКАТІ.....	13
2.2 АВАРІЙНЕ ГАЛЬМУВАННЯ ПРИ СПУСКУ ВАНТАЖА .....	14
2.3 АНАЛІЗ СТРУКТУР СИСТЕМ ПІДПОРЯДКОВАНОГО КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ З УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН .....	15
<b>Розділ 3 ПРИСТРІЙ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ПРИВОДОМ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ</b> .....	27
3.1 АЛЬТЕРНАТИВНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ПРИВОДОМ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	30
3.2 СПОСІБ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ .....	33
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	37
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	39

## Вступ

У світовій практиці є шахтні підйомні установки, що здійснюють підйом людей та вантажу з глибини понад 2200 м [1]. Також є похилі підйомні установки з великою довжиною траси похилої. Наприклад, шахта імені Чапаєва на Донбасі має довжину ствола 1945 м із кутом нахилу 15-20 градусів. У кліті цієї шахти розміщується до 40 шахтарів. Як орган навивки для подібних умов, як правило, використовуються однобарабанні машини. Наприклад, шахта Agnico Eagle # 3 Квебек (Канада) з висотою підйому 2195 м має однобарабанну машину діаметром 4,57 м [2]. При аварійному гальмуванні під час підйому вантажу у подібних однокінцевих підйомних установках виникають великі уповільнення, які можуть перевищувати величини, що регламентуються Правилами Безпеки, наприклад вертикальних підйомів [3, 4, 5]. Відомо, що при аварійному гальмуванні при ступінчастому обуренні уповільнення кінцевої маси, прикріпленої до канату перевищує середню величину вдвічі [4]. Великі величини уповільнень створюють надмірні навантаження в канаті та механічних частинах підйомної установки, шкідливо відбиваються на фізичному стані людей у кліті та можуть бути непереносними [5]. При експлуатації шахтного підйому на шахті Agnico Eagle # 3 було виявлено, що в нижніх перерізах стовбура направляючі провідники мали характерні пошкодження (bite-зазубрини), які говорили про те, що в цих місцях часто спрацьовували парашутні пристрої клітки [2]. При експериментальній перевірці, при розміщенні датчиків уповільнення в клітці, аварійному гальмуванні після зупинки машини були зафіксовані коливання клітки з уповільненнями від  $-7,4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  до  $+8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ , при цьому максимальна абсолютна величина уповільнення машини була  $-4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  [2]. Велика величина уповільнення кліті призводила до зменшення натягу каната, як наслідок, до спрацьовування парашутного пристрою. Такі явища не допустимі на підйомних установках та керівництво шахти звернулося на всесвітньо відому фірму АВВ. Фахівець та винахідник цієї фірми Klaus Касу розробив пристрій, на який отримав патенти в Канаді та США [6], [7].

## РОЗДІЛ 1

### СИСТЕМА КОНТРОЛЮЄМОГО ВІДКАТУ

Отримавши патенти та впровадивши їх на шахті Agnico Eagle # 3, винахідник Klaus Касу виступив з доповіддю з цієї проблеми на Міжнародній конференції з шахтного підйому в Las Vegas США в 2010 році [2]. Суть запропонованої системи управління гальмом однокінцевих підйомів понад глибоких шахт, яку автор патентів назвав системою контрольованого відкату (“Controlled Rollback”), полягає в тому, що при аварійному гальмуванні установка уповільнюється за рахунок натягу каната з невеликим або нульовим гальмівним зусиллям і з уповільненням при коливаннях кліті після досягнення машиною нульової швидкості пропонується дати можливість барабану продовжувати обертатися та отримати негативну швидкість. Досягши певної величини негативної швидкості формується гальмівне зусилля, яке зупиняє машину. Машина повторно набуває нульової швидкості і надійно стопориться. Автор винаходу вважає, що за час цього процесу відбудеться дисипація енергії та абсолютні значення уповільнення при коливаннях кліті зменшаться. У патенті наводиться малюнок, який пояснює роботу запропонованої системи управління гальмом, який автор статті наводить на рис. 1. До подачі сигналу на аварійне гальмування підйомна машина рухалася зі швидкістю  $12,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ . Під дією статичного зусилля  $S_{st}$  та невеликого гальмівного зусилля  $F_1$  швидкість  $S$  зменшується. На позначці часу  $t_2 = 4,4 \text{ с}$  швидкість машини досягає нульового значення.

Перед цим гальмівне зусилля зменшується до нульової величини, але в позначці часу  $t_1 = 4,25 \text{ с}$  зростає до  $F_2 = 151000 \text{ Н}$ . Так як в цей момент зусилля в канаті більше гальмівне, машина починає набувати негативну швидкість (точка 54). Гальмівне зусилля поступово збільшується до величини  $F_3 = 173000 \text{ Н}$ . Коли гальмівне зусилля стане більшим за статичний, швидкість машини почне зменшуватись і при досягненні нульового значення (точка 58) машина надійно стопориться. За час цього процесу автор винаходу вважає, що відбувається

часткова дисипація і після зупинки машини коливання вантажу будуть зменшені. По-перше, термін дисипації (розсіювання) тут не правильно відображає суть процесу. Розсіювання енергії (потенційної та кінетичної) може відбуватися лише за рахунок сил в'язкого або сухого тертя, які в даному випадку не змінюються. Тут відбувається поглинання коливань, що виникають за рахунок того, що при дії на механічну систему гальмівного зусилля генеруються додаткові коливання. Ці коливання виходячи з принципу суперпозиції можуть зменшити або збільшити амплітуди. Слід зазначити, що ці графіки побудовані дуже приблизно з урахуванням інтуїтивних уявлень автора винаходу. При побудові графіків не враховано жорсткість каната, тому відсутні коливальні процеси, які суттєво спотворять представлені характеристики.

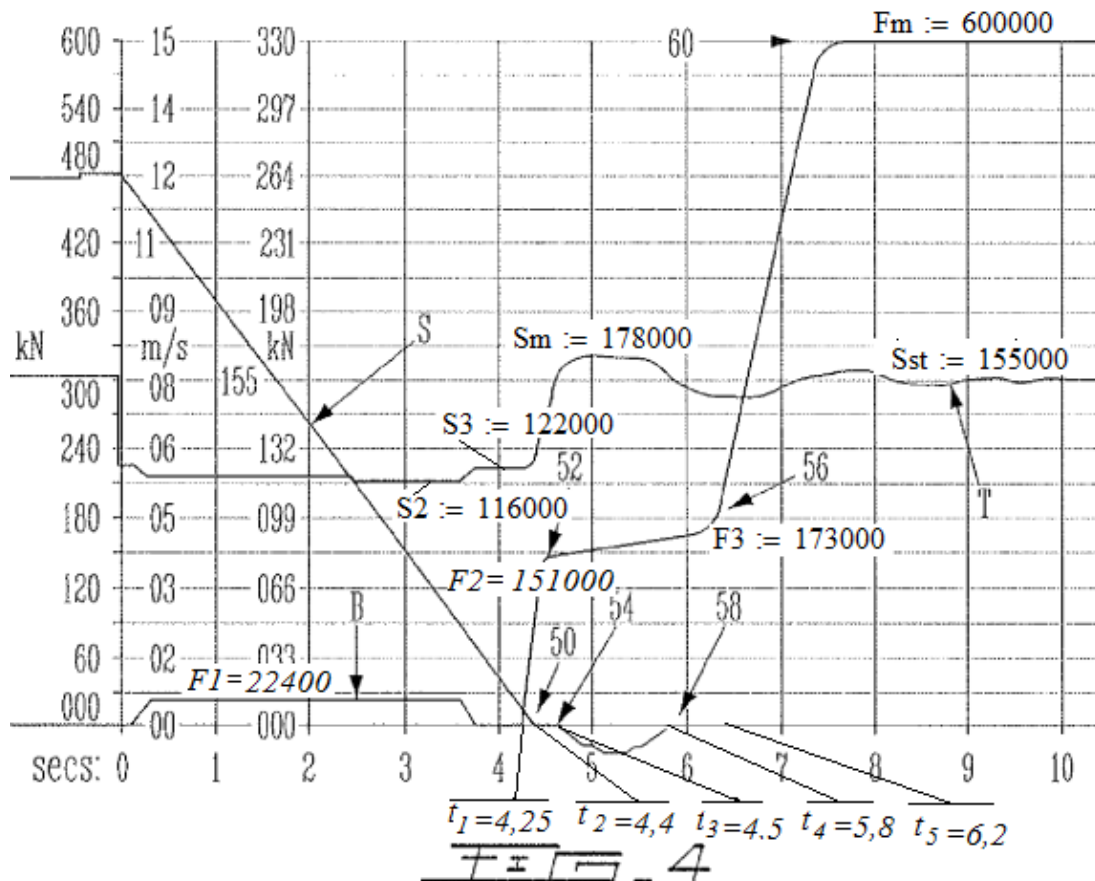


Рисунок 1 – Аварійне гальмування із системою контрольованого відкату

## 1.1 ПРИБЛИЖЕНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ ШАХТИ AGNICO EAGLE # 3

На рис. 1 показана максимальна величина гальмівного зусилля, що дорівнює , отже, якщо припустити, що вимоги Правил Безпеки в Канаді аналогічні (або близькі) до Російських та СНД, то максимальне статичне зусилля. Для людських підйомних установок, у яких довжина каната більше відношення сумарного розривного зусилля всіх дротів каната до кінцевого вантажу (без урахування ваги підйомного каната) має бути не менше 13-кратного, а з урахуванням ваги каната не нижче 5-кратного. Значить, коли кліть перебуває у нижньому положенні сумарне розривне зусилля каната має бути більше . Цією умовою задовольняє канат фірми Bridon типу Tiger 24 LS з наступною характеристикою: діаметр каната, лінійна щільність, сумарна площа зволікань у канаті, сумарне розривне зусилля зволікань у канаті [8].

Для того щоб забезпечити 13-кратний запас міцності каната у верхньому перерізі, при припущенні, що довжина каната від шківів до кліті у верхньому її положенні дорівнює маса вантажу повинна бути меншою.

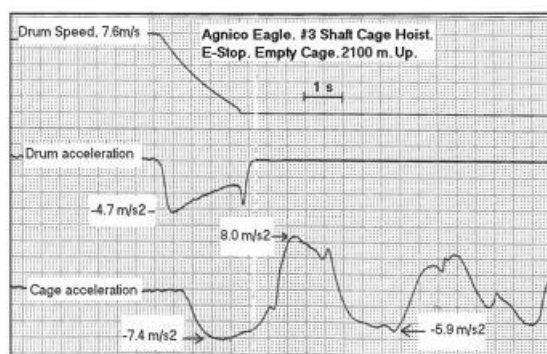


Figure 6. Agnico Eagle cage hoist. E-stop up. Depth 2100 m. Original system, no rollback control.

### Рисунок 2 – Осцилограма процесу аварійного гальмування

Для визначення маси вантажу скористаємося осцилограмою, наведеної у статті [2] (Figure 6), копія якої наведена на рис. 2. На цій осцилограмі показаний процес аварійного гальмування при підйомі порожньої кліті (без людей) на глибині, отже, з урахуванням довжини струни ( ) та висоти верхнього приймального майданчика ( ) довжина каната буде . Машина рухалася зі

швидкістю. Після зупинки машини період коливань вантажу дорівнює, амплітудні величини уповільнень вантажу дорівнюють  $i$ . Відомо, що для маси  $m_y$ , підвішеної на канаті, частота коливань  $f$  і період визначаються за формулами [9]

$$W_{zu}(L) = \frac{a}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \sqrt{-1,5 + \sqrt{3 \cdot \frac{p}{m_y} \cdot L + 2,25}}, \quad T = \frac{1}{W_{zu}(L)} \quad (1)$$

де  $a = \sqrt{\frac{E \cdot f}{p}}$  - швидкість поширення пружної хвилі в канаті,  $E = 12,8 \cdot 10^{10}$  -

модуль пружності каната,  $H \cdot m^{-2}$ . З цих співвідношень можна визначити масу

$$\text{вантаж} \quad m_y = \frac{3 \cdot L \cdot p}{\left[ \left( \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot L^2}{a^2 \cdot T^2} + 1,5 \right)^2 - 2,25 \right]} \approx 7000 \text{ кг}$$

Укрупнено маса машини визначається з таких міркувань. Зупинка машини сталася через отже, середня величина уповільнення  $a_{cp} = \frac{7,6}{2,0} = 3,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ . Справедливе співвідношення  $F_{cm}(L) = a_{cp} \cdot M$ , де  $F_{cm}(L) = g \cdot (m_y + p \cdot L)$  - статичний натяг залежно від довжини каната,  $H$ ,  $M$  - приведена до кола барабана маса установки, кг. З цих співвідношень для  $L = 2180 \text{ м}$   $F_{cm}(2180) = 2,043 \cdot 10^5 \text{ Н}$ ,  $M = 53750 \text{ кг}$

З іншого боку  $M = m_x + m_y + p \cdot L$ . Отже, при довжині каната  $L = 2180 \text{ м}$ , маса машини  $m_x(2180) = 32930 \text{ кг}$ , а при довжині каната  $L = 0 \text{ м}$ ,  $m_x(0) = 46750 \text{ кг}$ . Функція, що характеризує величину маси машини в залежності від довжини каната  $m_x(L) = m_x(0) - p \cdot L$ , де  $m_x(0) = 46750 \text{ кг}$  - маса машини при верхньому положенні кліті ( $L = 0$ ). Маса вантажу в кліті має бути меншою  $8271 - 7000 = 1271 \text{ кг}$ , тобто у кліті можна транспортувати не більше 15 осіб ( $\frac{1271}{80} = 15,87$ ), тут 80 - орієнтовно маса одного шахтаря. Використовуючи ці залежності та формули (1), можна визначити середні величини уповільнень



вільного вибігу, частоти та періоди коливань кліті залежно від довжини каната для даних:  $m_y = 7000 \text{ кг}$ ,  $p = 6,34 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-1}$ ,  $f = 551 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $E = 12,8 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-2}$ . На рис. 3 показані функції зміни періоду коливань частоти та середньої величини уповільнення залежно від довжини канату. Враховуючи той факт, що при аварійному гальмуванні амплітудне значення уповільнення кліті може перевищувати середню величину уповільнення органу навивки вдвічі [4], при довжині каната  $L = 2180 \text{ м}$  ця величина може досягати  $8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ , що підтверджується експериментом, виконаним винахідником Klaus Касу (Рис. 2). Частота коливань кінцевої маси змінюється від 0,28 до 2 гц, а період коливань від 3,6 до 0,5 с. Відповідно до [5], при частоті коливань 1-10 гц величина уповільнення  $1,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  вважається шкідливою, а  $4,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  - непереносимою.

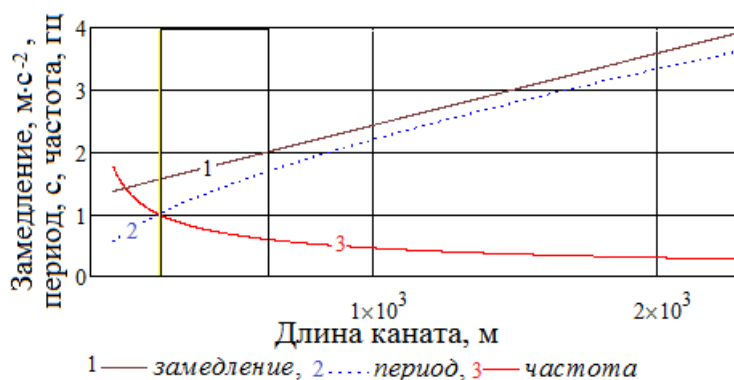


Рисунок 3 – Функції уповільнення, періоду та частоти коливань від довжини каната

Частота коливань кінцевої маси змінюється від 0,28 до 2 Гц, а період коливань від 3,6 до 0,5 с. При частоті коливань 1-10 Гц величина сповільнення  $1,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  вважається шкідливою, а  $4,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  – непереносимою.

## 1.2 СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ, ЯКА ЗМЕНШУЄ КОЛИВАННЯ ПІСЛЯ ЗУПИНКИ МАШИНИ

Розрахунки показують, що розглянута підймальна установка повинна мати потужність двигуна близько 2000 квт. Для того, щоб забезпечити зупинку машини за час кратний періоду коливань необхідно для конкретного положення кліті мати

певну швидкість. Швидкості  $12 \text{ м*с}^{-1}$  відповідає довжина канату 2200 м, а графік функції періода коливань при великих довжинах канату близький до лінійного. Числові експерименти показують, що при довжинах канату від 2200 до 1400 м, швидкість повинна зменшитися з 12,0 до  $8,3 \text{ м*с}^{-1}$ . При довжині канату 1100 м та швидкості  $12 \text{ м*с}^{-1}$  зупинка відбудеться за час рівний двом періодам коливань. На рисунку 4 зображена діаграма заданої швидкості.

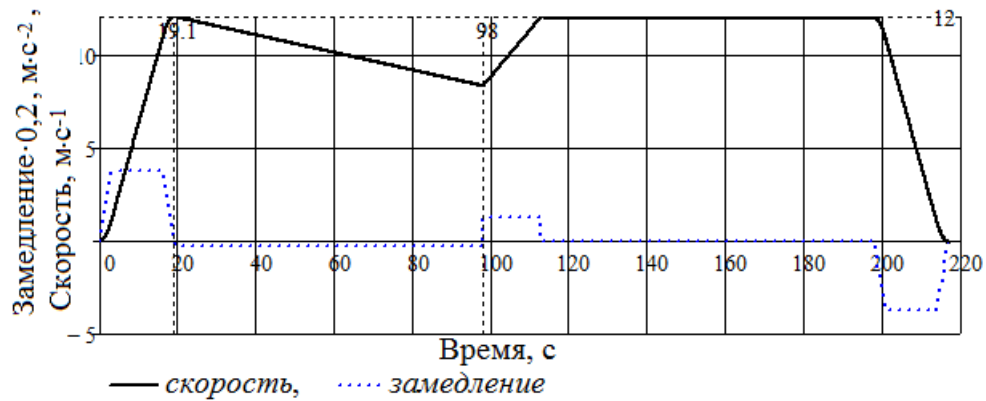


Рисунок 4 – Діаграма заданої швидкості

За час 19,1 с переміщення кліті дорівнює 114,6 м, що відповідає довжині канату 2165 м. Застосування такої діаграми швидкості дозволить суттєво зменшити коливання кліті після зупинки машини при довжинах канату від 2200 до 1000 м. При довжині канату менше 1000 м середня величина сповільнення барабану не перебільшує  $-2,5 \text{ м*с}^{-2}$  та потрібно мати максимальну швидкість  $12 \text{ м*с}^{-1}$ . Зміна швидкості в інтервалі часу від 19,1 до 112 с збільшить час циклу на 14,5 с.[10]

З метою надання універсальності системі контрольованого відкату пропонується пристрій, який буде формувати гальмівне зусилля здатне зменшити коливання кліті при аварійному гальмуванні. Гальмівне зусилля під час контрольованого відкату необхідно формувати по характеристиці близькій до ступінчатої. Величина першої сходинки обирається з умови, щоб швидкість при відкаті була в межах  $1,5\text{-}2,5 \text{ м*с}^{-1}$  та повинна дорівнювати  $(0,5\text{-}0,7)*F_{cm}(L)$ . Друга сходинка гальмівного зусилля має прикладатися до машини в момент коли сповільнення кліті під час відкату досягає максимуму.

## РОЗДІЛ 2

### МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ АВАРІЙНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Отримані характеристики підіймальної установки шахти Agnico Eagle #3 дозволяють провести математичне моделювання динамічних процесів при аварійному гальмуванні. У відповідності з дослідженнями при аварійному гальмуванні з вільним вибігом, при довжині канату 2200 та 1100 м, після зупинки машини коливання кліті будуть мінімальними, а при довжинах 1400 та 850 м – максимальними. При довжині канату 1100 м середня величина сповільнення  $2,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ , яка при подальшому зменшенні довжини канату буде зменшуватися.

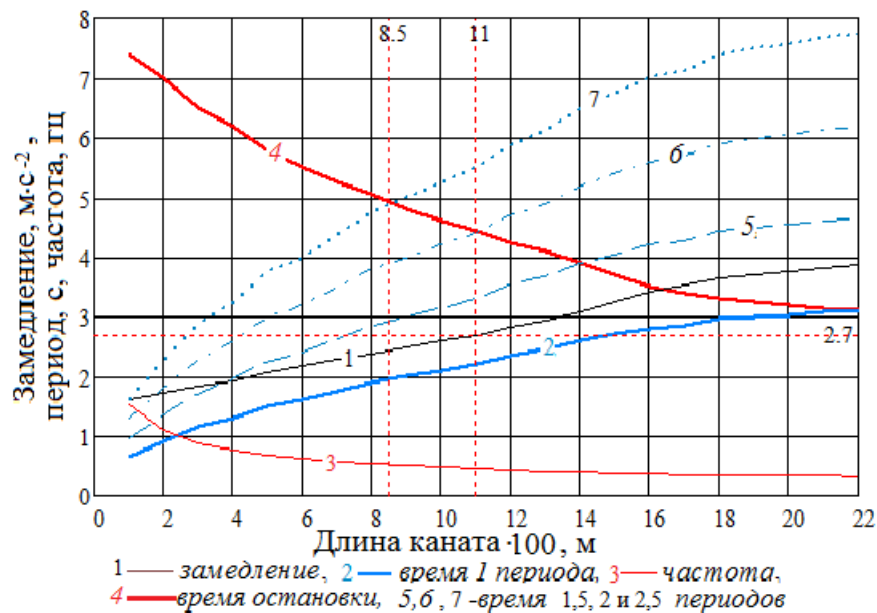


Рисунок 5 – Характеристики підіймальної установки, отримані в результаті численного моделювання

Процеси аварійного гальмування при різних швидкостях та довжинах канату в момент подачі сигналу на аварійне гальмування зображені на Рисунку 5. При довжині канату  $L=2180 \text{ м}$  та при швидкості  $7,6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$  зупинка машини відбулася на позначці часу  $2,17 \text{ с}$ . У момент часу рівного половині періода коливань сповільнення кліті набуває максимальної величини рівної  $-7,6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ .

Характеристики коливального процесу після зупинки машини залежать від величини сповільнення та швидкості маси підвішеної на канаті, у момент

досягнення барабаном нулевої швидкості. Сповільнення підйимальної ємності змінюється від  $+7,4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  до  $-6,4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ , а зусилля на канаті біля кліті зменшуються практично до нуля, що призводить до спрацювання парашутного пристрою.[12]

Швидкість кліті після зупинки машини змінюється від  $-4,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$  до  $+4,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ . Характеристики числових експериментів аварійного гальмування при довжинах канату  $L=2200$  та  $1100$  м при максимальній швидкості  $12 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$  приведені на Рисунку 5. При  $L=2200$  та  $1100$  м час зупинки машини рівний відповідно одному та двом періодам коливань.

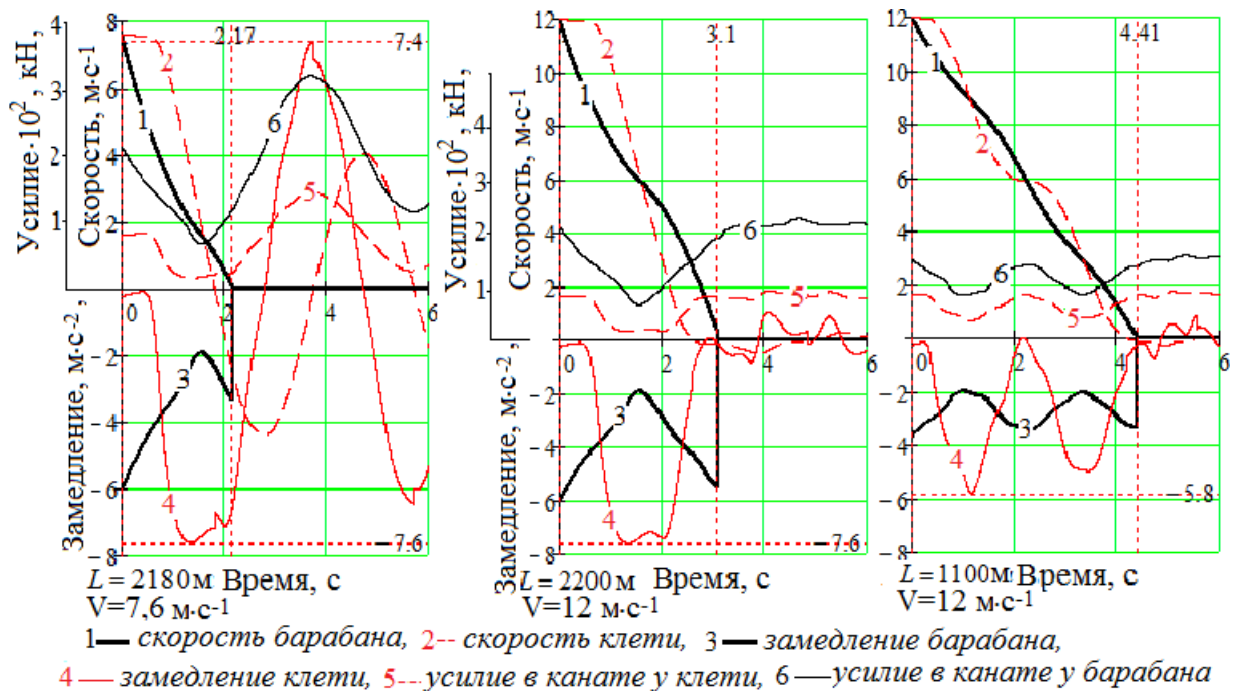


Рисунок 6 – Процеси аварійного гальмування при різних швидкостях та довжинах канату

При довжині канату  $L=1100$  м початковий імпульс сповільнення барабану знижується до величини  $-3,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ . При коротких довжинах канату (100-200 м) кліть має високочастотні коливання, при цьому швидкості барабану та кліті практично співпадають, а сповільнення наближається до нижньої границі ( $-1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ ).

Із наведених характеристик математичного моделювання динамічних процесів аварійного гальмування можна відмітити, що до значного зменшення коливань вантажу після зупинки машини, необхідно перед зупинкою мати мінімально можливі величини швидкості та сповільнення кліті. Ці величини

залежать від швидкості в момент подачі сигналу на сповільнення, від частоти коливань та характеристики зміни гальмівного зусилля.

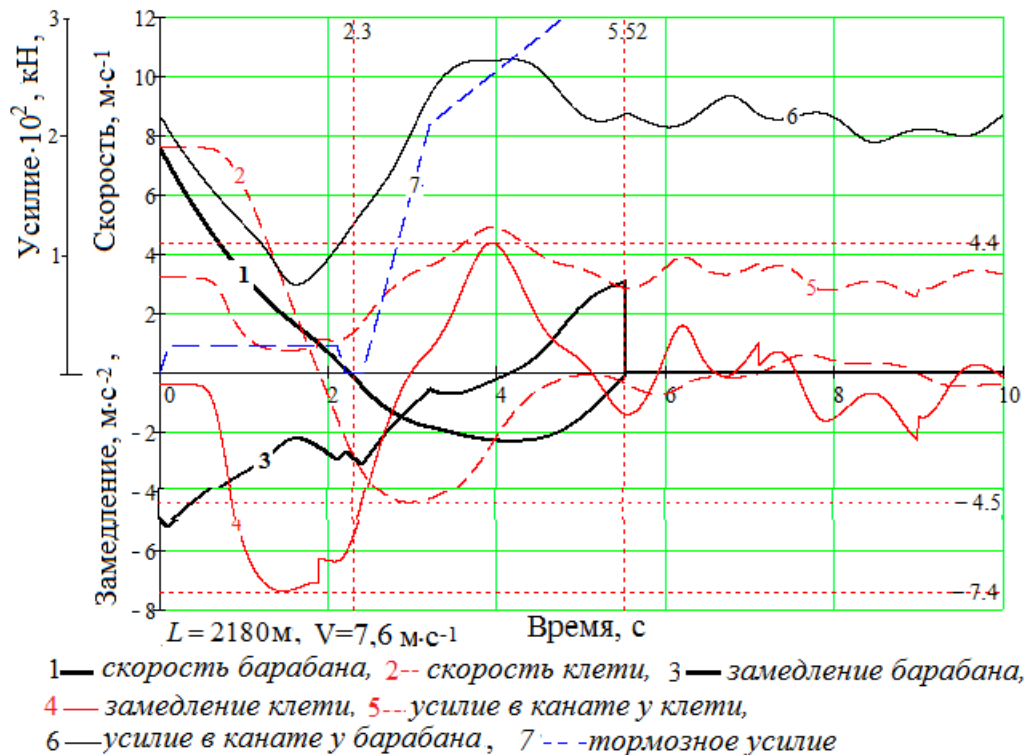


Рисунок 7 – Процес аварійного гальмування з системою контрольованого відкату

## 2.1 СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО ПІДТРИМАННЯ ЗАДАНОЇ ШВИДКОСТІ ПРИ КОНТРОЛЬОВАНОМУ ВІДКАТІ

Зменшити коливання кліті при аварійному гальмуванні після зупинки машини при різних швидкостях та довжинах канату можна, якщо використовувати пристрій, який формує задану швидкість, а гальма підтримує цю швидкість у процесі контрольованого відкату. При досягненні нульової швидкості барабану задана швидкість при відкаті повинна збільшуватися з постійним прискоренням рівним  $1-2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ . Після того, як час процесу стане рівним періоду коливань задана швидкість повинна зменшитися з заданим сповільненням  $-(1-2) \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ .

У момент часу  $2,17 \text{ с}$  швидкість барабану досягає нульової величини, задаючий пристрій формує задану швидкість з прискоренням  $+1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  та сповільненням  $-1,115 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ . На відмітці часу  $5,95 \text{ с}$  машина зупиняється гальмами.

Після зупинки коливання швидкості не перебільшують  $0,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ , а сповільнення  $1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ .

## 2.2 АВАРІЙНЕ ГАЛЬМУВАННЯ ПРИ СПУСКУ ВАНТАЖА

Для отримання мінімально допустимого сповільнення підіймальної установки при аварійному гальмуванні при скинці вантажа незалежно від місцезнаходження кліті та її завантаження необхідна система автоматичного підтримання заданої швидкості. Для обмеження коливань у момент відключення електродвигуна до машини слід прикласти гальмівне зусилля, рівне статичному. Задана швидкість повинна змінюватися з постійним заданим сповільненням (наприклад  $2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ ) з інтенсивністю близькою до періода коливань.

Перед зупинкою машини задана швидкість повинна формуватися при зменшенні сповільнення за час рівний періоду коливань, або при ступінчатому зменшенні, за половину періода коливань.

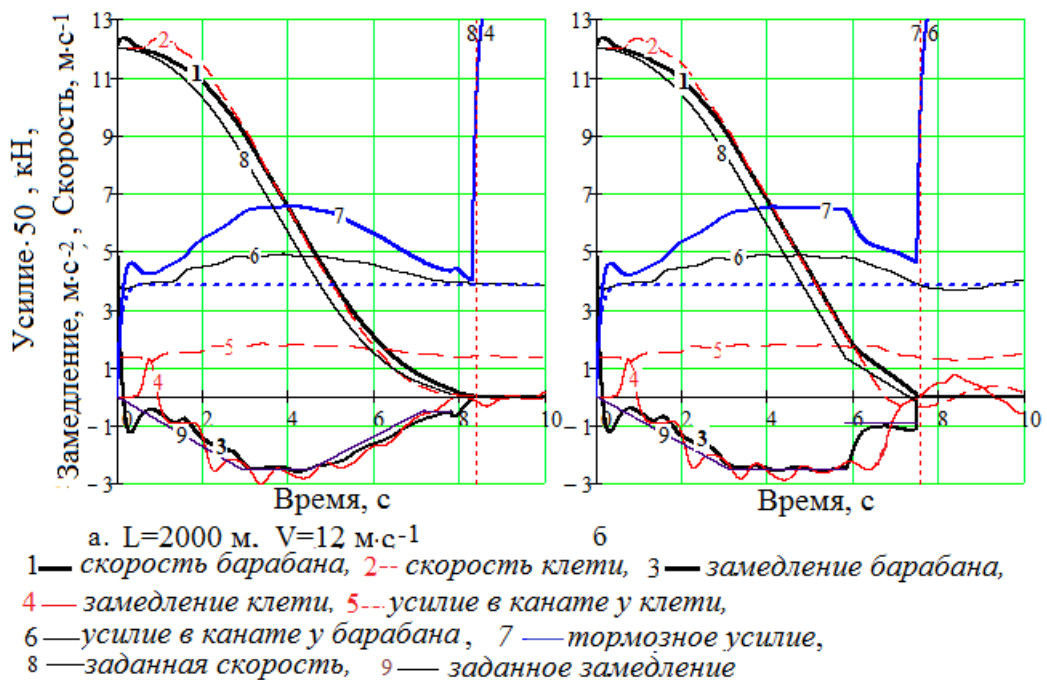


Рисунок 8 – Аварійне гальмування при спуску вантажа

На рисунку 8 а показаний процес при зміні заданого сповільнення на початку та в кінці процесу за час рівний періоду коливань, а на рисунку 8 б перед зупинкою машини сповільнення ступінчато зменшується за час рівний половині періоду. У обох випадках під час гальмування та після зупинки в системі

формується досить незначні коливання, які можна зменшити, якщо в систему автоматичного підтримування заданої швидкості додатково включити зворотній зв'язок. Пік сповільнення та швидкості на початку процесу пояснюється реакцією механічної системи на ступінчате зменшення зусилля в момент відключення двигуна та присутності запізнення гальмівного зусилля.[13]

Проведені дослідження показують, що для комплексного рішення проблем аварійного гальмування підймальних установок надглибоких шахт необхідна багатofункціональна програма керування, основою якої повинна бути математична модель з вхідними сигналами, які визначають підйом чи спуск, розсташування кліті, довжину канату, струм двигуна, період та частоту коливань. При подачі сигналу на аварійне гальмування програма моделює процес та формує один з розглянутих видів гальмування.

Реалізація запропонованих рішень дозволить знизити динамічні навантаження, знизити шкідливий вплив коливань на людей в кліті при аварійному гальмуванні та підвищити надійність експлуатації підймальних установок надглибоких шахт.

### 2.3 АНАЛІЗ СТРУКТУР СИСТЕМ ПІДПОРЯДКОВАНОГО КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ З УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ПІДЙМАЛЬНИХ МАШИН

Розглянемо питання доцільності використання двох- або трьохконтурних статичних або астатичних САУ, способів обмеження параметрів заданої діаграми руху, темпу зміни струму якірного ланцюга приводу, побудування та налаштування контурів регулювання струму та швидкості, використання астатичних систем керування швидкістю. Статична система з РС-П по відношенню до задаючої дії має лише астатизм першого порядку, має постійну швидкісну помилку, а величина статичної помилки визначається коефіцієнтом підсилення.

Вибір оптимальних параметрів РС-П для отримання найбільш високих якісних показників повинен враховувати якісні характеристики механічного

обладнання. У тому випадку, якщо в системі наявні значні нелінійності та люфти в передачах двигуна до валу навантаження та тахогенератору, то коефіцієнт підсилення системи та її якісних показників знижуються.

Статична точність регулювання для ряду виконання приводів підймальних машин визначаються не тільки зміною зовнішнього впливу відносного падіння навантаження в якірному ланцюгу, коефіцієнта зворотного зв'язку по швидкості, але також зміною діапазону регулювання швидкості. Відносне падіння навантаження в якірному ланцюгу привода, відносні величини приведенного діапазону регулювання для окремих характерних виконань приводів підймальних машин мають свої межові значення [15].

При інших рівних умовах відносна статична помилка регулювання зростає при збільшенні діапазону регулювання швидкості, абсолютна та відносна статичні помилки регулювання зростають при збільшенні меж зміни статичного навантаження. Помилка регулювання збільшується при збільшенні опору якорного ланцюга привода та переходу від редукторного привода до безредукторного.

При однакових параметрах САУ найбільшу статичну помилку регулювання бідуть мати кліткові барабанні підймальні машини з безредукторним виконанням привода, так як при цій зміні величин будуть найбільшими, як і необхідні величини  $D$ .

Статична система підпорядкованого керування швидкістю з РС-П надає різні якісні показники для різного типу підймальних установок та виконань приводів, що небажано.

Різні величини точності регулювання швидкості для різних установок можуть бути допущені тільки у випадку надлишкового реального коефіцієнту підсилення та досягаємої точності регулювання над необхідними значеннями. Для приводів шахтних підймальних машин доречно використання САУ-С з РС-ПИ та двохкратним інтегруванням, яке забезпечує відсутність статичної помилки.

Дослідження на моделі двухконтурної САУ показали можливість її практичної реалізації, але при цьому необхідно забезпечити установку



коефіцієнтів РТ-регулятора, відповідних їх розрахунковим значенням. Допустиме відхилення значень коефіцієнтів по співставляючим функціям РТ-ПИД не повинно перевищувати 25-30 %. Відхилення вище указаної межі приводять до недопустимих коливань регулюємих параметрів приводу.

Указані вимоги точності настройки РТ можуть біти виконані з реалізацією РТ-ПИД на елементах підвищеної точності.

Структурна модифікація двухконтурної САУ-С з гнучким зворотнім зв'язком по якірному струму дозволяє покращити процеси у порівнянні з САУ без ГОС-І та зменшити коливання якірного струму. Виявляється доцільним використовувати структурне побудування двухконтурної САУ з гнучким зворотнім зв'язком по струму та швидкості.[17]

Побудова САУ-С з гнучким зворотнім зв'язком по струму пов'язано з реалізацією в ГОС-І ланки з передаточною функцією

$$W_{\text{ГОС-І}}(p) = \frac{T\rho + 1}{T_{\text{я}}\rho + 1} k,$$

$$k = 1 - \frac{a_{\text{T}}T_{\text{м}}}{T_{\text{м}}}; \quad T = \frac{T_{\text{м}}T_{\text{я}} - a_{\text{T}}^2T_{\text{м}}^2/2}{T_{\text{м}} - a_{\text{T}}T_{\text{м}}}$$

Ця функція реалізується пасивною ланкою

$$z(p) = \frac{\gamma T_1 p + 1}{T_1 p + 1},$$

$$\gamma = R_2 / (R_1 + R_2); \quad T_1 = R_1 C.$$

Використання ГОС-І зменшує перерегулювання струму, як при реакції на скачок напруги, так і на скачок струму.

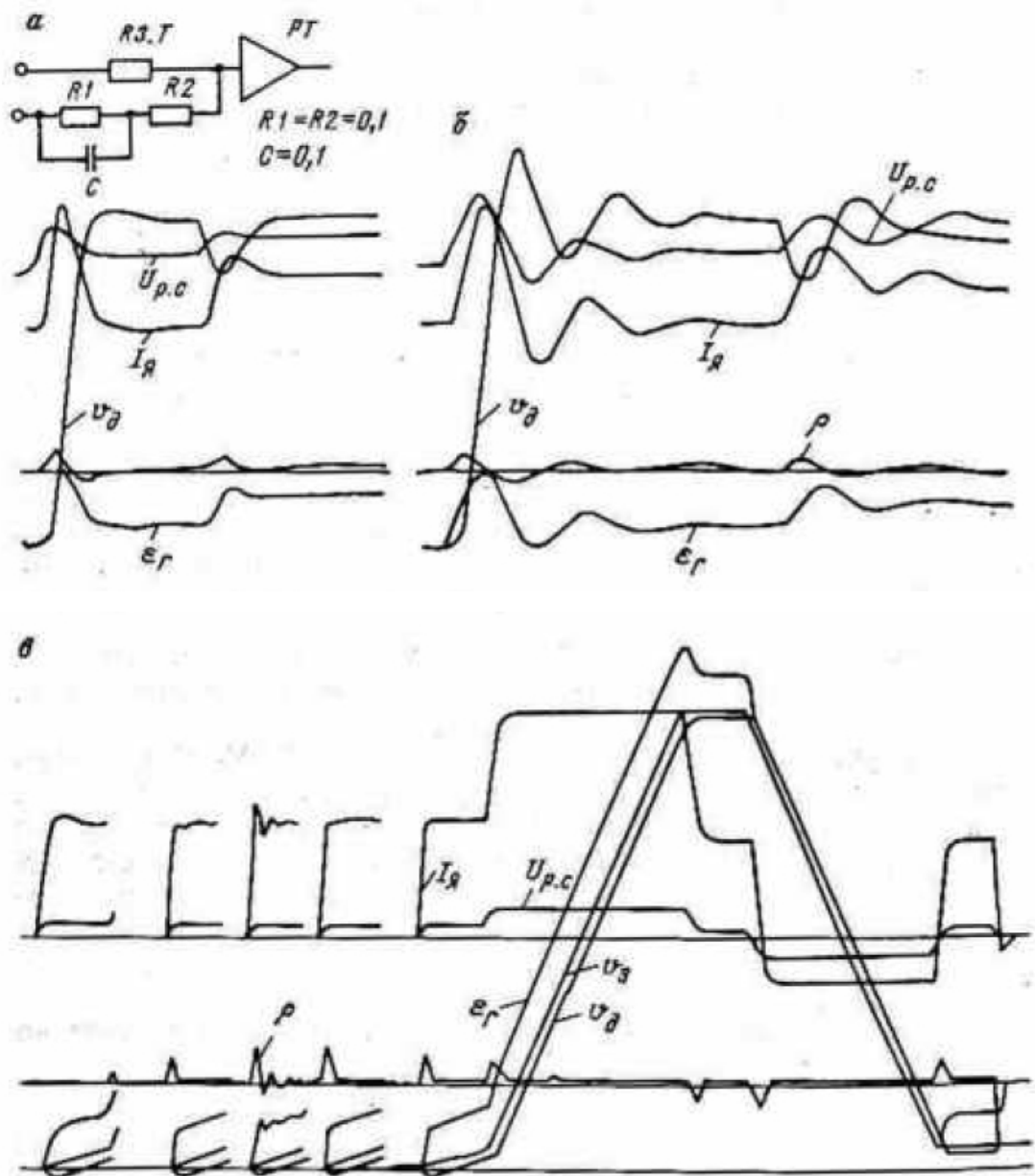


Рисунок 9 – Перехідні процеси в САУ; а – з додатковою ГОС по струму; б – без неї, при скачку напруги; в – при програмній зміні напруги

Затягування процесу зміни струму при скачку напруги видно з порівнювальної осцилограми процесів в САУ з ГОС-І та без неї, приведених на рисунку 9. Вплив зміни ГОС-І на процеси в приводі з програмною зміною напруги ілюструються осцилограмою рисунок 9,в.

Зі зміною параметрів ГОС-І можна отримати різний характер перехідного процесу по струму від коливального до аперіодичного та забезпечити мінімальний час регулювання по цьому параметру.

Результати дослідження двухконтурних САУ-С на моделі показали можливість примінення двухконтурної САУ-С приводу Г-Д підймальних машин. Але практична побудова такої системи не рекомендується через більш складне її налаштування у порівнянні з трьохконтурною САУ-С.

Основними вимогами, які пропонує САУ підймальних машин, являються забезпечення програмування руху та основних параметрів діаграми руху та навантажень, забезпечення безаварійної роботи приладів. В САУ-С основним регулюємим параметром являється швидкість, яка вимірюється тахогенератором, в САУ-П основний регульований параметр –  $h$ , який вимірюється датчиком переміщення ємності.

Для прямого обмеження похідних регульованих параметрів необхідно наявність контура регулювання та датчика похідної цього параметра, що ускладнює реалізацію таких систем. Пряме обмеження прискорення зазвичай ускладнюється побудовою точних датчиків виміру прискорення. Технологічні особливості характеризують необхідність забезпечення руху з заданим обмеженням  $j$  по ПБ при значній зміні статичного навантаження. Тому для підймальних машин приймають обмеження завдання  $j$  шляхом задатчика – формувача програми зміни основних параметрів руху з функціями багатократної зміни цих параметрів протягом циклу.

Застосування окремого контуру регулювання ривка, вимірюваного шляхом подвійного диференціювання швидкості, являється складним. Для безаварійної роботи перетворювача та двигуна, нормальної комунікації електричних машин використовують обмеження пускового струму, струму при стоянці машин.[20]

Режими прикладеного навантаження скачком являються для підймальних машин або випадковими прицесами або особливими. Для програмних САУ-С немає сенсу видвигати вимоги по обробці випадкових набросів навантаження. Постановка задачі відработки скачка струму при ударі сосуда на стику

неправляючих нецілесобразна. Для тих особливих режимів, якщо вони не приводять до аварійного відключення автомату головного ланцюга приводу, не видвигаються особливих вимог по якості керування та забезпечення високої швидкодії САУ, час обробки може бути при цьому обмежений в межах 3-4 с, яке поєднується з демпфированими налаштуваннями контуру струму.

Скачки навантаження в робочих режимах можливі до 0,1 І. Для режимів роботи зі зміною струму накладаються обмеження не по зміні струму, а по умові зміна струму більша ніж зміна часу. До таких режимів відноситься зміна струму з темпом меншим 0,5 сили струму, при руху машини з БЦКБ на максимальній швидкості в результаті зміни рівноваги системи підйому при розгрузці скрипів в кривих на швидкість. Темп зміни струму внаслідок нерівноваги для машин з циліндричним барабаном досить малий, для машин з БЦКБ може бути меншим 0,2 струму, причому менші значення характерні для випадків використання невизначених скрипів, а більші – для опрокидних.

Умова час задовольняється при демпфированих налаштуваннях САУ і тим більше при відомих оптимальних налаштуваннях. Висока бистродія не заперечує реалізації цих режимів керування.

Вимагаємий та допустимий час зміни струму в приводу Г-Д обмежується оптимальними умовами гашення поля двигуна, які визначаються постійною часу обмотки заведення двигуна  $T$  та коефіцієнтом форсування по напрузі заведення  $K$ .

$$\begin{aligned}
 t_{\text{доп}} &\leq t_{\text{гаш}} = 0,8T_{\text{в.д}}/k_{\text{ф.в}} \\
 &= 2,5 \div 5 \text{ с и } k_{\text{ф.в}} = 4 \div 5 \quad t_{\text{доп}} \leq 0,4 \div 0,8 \text{ с;} \\
 \left(\frac{dI_{\text{я}}}{dt}\right)_{\text{гаш}}^* &\geq \frac{2I_{\text{я.к}}}{t_{\text{гаш}}} = (2,5 \div 5) I_{\text{я.к}}; \\
 \rho_{\text{гаш}} &= (I_{\text{доп.пв}}/t_{\text{гаш}}) \approx 2 \div 1 \text{ м/с}^2.
 \end{aligned}$$

У процесі гальмування машини необхідно регулювання величини зміни струму в межах:

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{dI_{\text{я}}}{dt}\right)_{\text{доп.отт}} &\leq \frac{\pm I_{\text{ят}}}{t_{\text{отт}}} = \frac{0 \div (\pm I_{\text{я.к}})}{0,2 \div 0,4} = 0 \div (2,5 \div 5) I_{\text{я.к}}; \\
 \left(\frac{dI_{\text{я}}}{dt}\right)_{\text{доп.затоп}}^* &= \frac{2I_{\text{я.к}}}{t_{\text{зат}}} = \frac{2I_{\text{я.к}}}{0,2 \div 0,4} = 0 \div (5 \div 10) I_{\text{я.к}}.
 \end{aligned}$$

Умови обмеження зміни струму по комфортності перевезення людей, по оптимальності гашення поля двигуна та гальмування машини практично співпадають та виявляються значно меншими по визначенню допустимої комунікації електричних машин.

Налаштування контурів регулювання підпорядкованої САУ повинна враховувати технологічні умови обмеження зміни струму:

$$\left[ \left( \frac{dI_n}{dt} \right)_{\text{гаш}}^* = (2,5 \div 5) I_{n, n} \right] < \left( \frac{dI_n}{dt} \right)_{\text{тех}} < \left[ \left( \frac{dI_n}{dt} \right)_{\text{людн}} = (5 \div 10) I_{n, n} \right].$$

Основним параметром що регулюється є уповільнення швидкості руху підймальних ємностей, а основним режимом роботи системи регулювання – режим відробки заданої програми швидкості при відповідності вимогам по точності.

Система підпорядкованого регулювання швидкості приводу постійної сили струму підймальних машин повинна бути астатичною, по відношенню до основної возмущаємої дії система повинна бути двохкратно-інтегрованою.

Одним з факторів, які впливають на вибір структури САУ-С являється визначення параметрів, які вимагають обмеження. У каналі керування САУ-С доцільно використовувати пристрій задачі та формування програми руху для обмеження заданих величин швидкості, прискорення та ривка. Найбільш противоречні умови виникають при виконанні обмеження зміни струму на зміну часу, які достатньо задовольняють при запереченні по керуванню сигналу обмеженням заданої величини ривка шляхом пристрою задачі – формування програми, що дозволяє обрати та зберегти швидкодію САУ з умови обробки навантаження [3, 4, 5].

На рисунку 10 приведені структурні схеми трьох- та двохконтурних САУ швидкості, побудовані на основі аналітичного опису в відносних одиницях. Схеми приведені для приводу при постійному струму збудження.

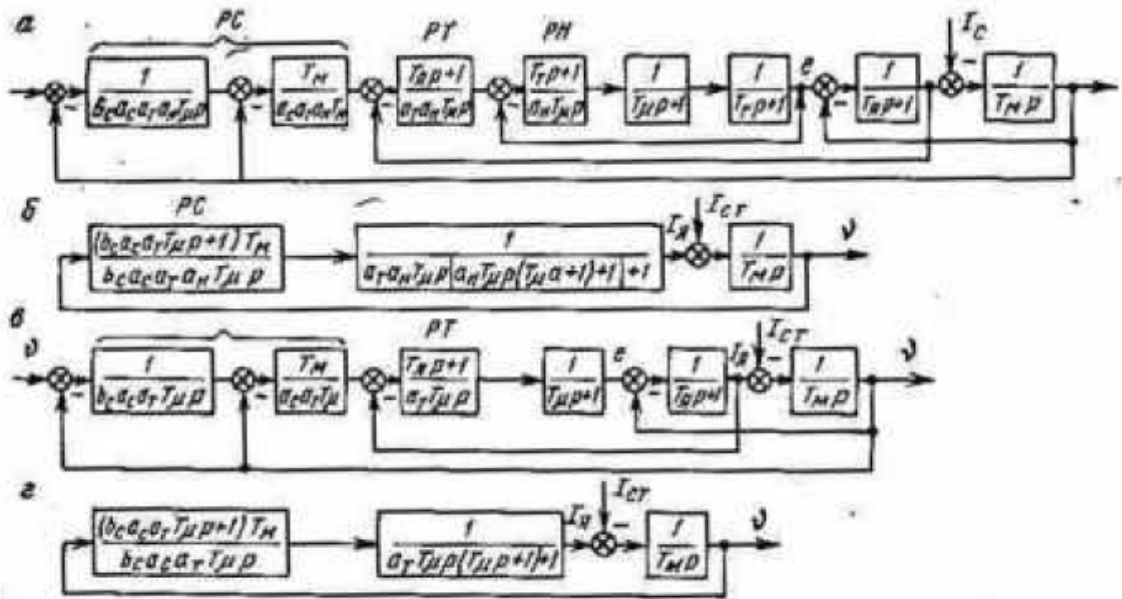


Рисунок 10 – Структурні схеми систем САУ швидкості:  
а,б – трьохконтурної; в,г – двохконтурної

Для оцінки величини зміни струму на зміну часу проводять аналіз контурів регулювання струму застосовується до розглянутих систем. Згідно з приведеними структурними схемами передаточні функції для замкнутих контурів регулювання струму запишемо для одноконтурної та двохконтурної систем регулювання струму у вигляді:

$$W_{з.т}(p) = \frac{1}{a_T T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1) + 1};$$

$$W_{з.т}(p) = \frac{1}{a_T a_H T_{\mu} p [a_H T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1) + 1]} =$$

$$= \frac{1}{a_T a_H T_{\mu} p (a_H T_{\mu} p + 1) + 1}.$$

Перехідний процес у відповідності з цими передаточними функціями описується вираженням:

$$i(t) = 1 - \frac{2}{\sqrt{2-a_T}} e^{-\frac{t}{2T_{\mu 0}}} \times \\ \times \sin \left( \frac{1}{2T_{\mu 0}} \sqrt{\frac{4-a_T}{a_T}} t + \arcsin \sqrt{1 - \frac{a_T}{4}} \right),$$

Максимальне значення швидкості нарощування струму при максимальному значенні сигналу на вході РТ, рівно:

$$\left( \frac{di_a}{dt} \right)_{\max} = \frac{2}{T_{\mu 0} \sqrt{a_T}} e^{\sqrt{\frac{a_T}{4-a_T}} \arcsin \sqrt{1 - \frac{a_T}{4}}}.$$

У САУ приводу рудничних підйомів необхідно приймати міри по обмеженню зміни струму на зміну часу. Доцільним з точки зору реалізації являється збільшення степені демпформування контура шляхом збільшення коефіцієнта а регулятора струму або включення фільтра з відповідною постійною на виході регулятора.[25]

При включенні фільтра на виході РТ передаточна функція об'єкта регулювання:

$$W_{o.p}(\rho) = \frac{1}{[T_{\phi} T_{\mu} \rho^2 + (T_{\phi} + T_{\mu}) \rho + 1] (T_{\pi} \rho + 1)},$$

Вирождена передаточна функція замкнутого контура регулювання струму з урахуванням фільтра може бути представлена у вигляді:

$$W_{z.t}^o(\rho) = \frac{1}{a_T T_{\mu 0} \rho (T_{\mu 0} \rho + 1)},$$

Перехідний процес в контурі регулювання струму описується приведеною формулою для  $I_a(T)$ , відповідно задавши значення зміни струму на зміну часу, по приведеній вище формулі можна знайти залежність для визначення коефіцієнтів демпформування з умови обмеження швидкості нарощування струму, які наведені на рисунку 11.

Використовуючи ці залежності можна здійснити оптимізацію контура регулювання струму по критерію обмеження сили струму на час допустимими значеннями.

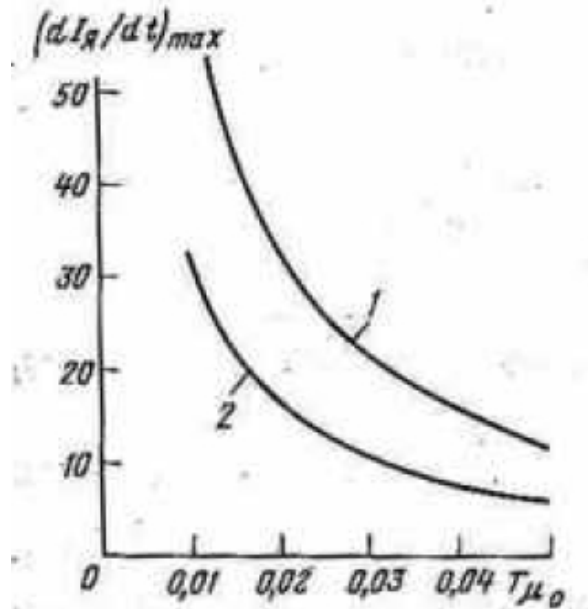


Рисунок 11 – Графіки залежності швидкості нарощування струму при системі регулювання струму:

1 – одноконтурної; 2 – двоконтурної

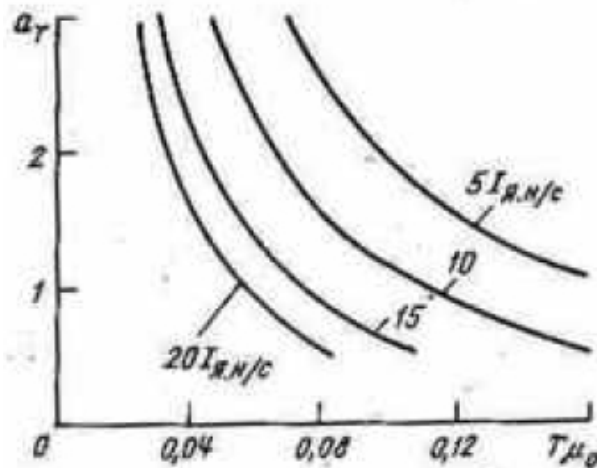


Рисунок 12 – Графіки для визначення коефіцієнта демпфування з умови обмеження швидкості нарощування струму

Являє практичний інтерес можливість застосування одноконтурної системи застосування одноконтурної системи регулювання струму в приводі Г-Д з



тиристорним збудженням. Тому проведемо дослідження одноконтурної системи регулювання струму, в якій компенсується тільки постійна часу обмотки збудження генератора. Передаточна функція для такої замкнутої системи

$$T_{\mu 0} = T_{\mu} + T_{я}$$

відповідає функції  $W(p)$  у якій прийнято

Приймаючи значення  $a$  в рекомендованих межах по графікам можна визначити граничні значення  $T$  у залежності від значення швидкості нарощування струму, де використовується одноконтурна система регулювання струму. Наприклад, якщо прийняти швидкість нарощування струму рівною  $10 \text{ I}$  на секунду можна використовувати одноконтурну систему, якщо виконується

$$0,05 \text{ с} \leq (T_{\mu} + T_{я}) \leq 0,08 \text{ с.}$$

співвідношення

Однак при значеннях  $T_{\mu} + T_{я} < 0,05 \text{ с}$  також можна використовувати одноконтурну систему, але на вході регулятора необхідно включити фільтр, параметри якого визначаються по вищевказаній методиці. При значеннях  $T_{\mu} + T_{я} > 0,08 \text{ с}$  доцільно використовувати двохконтурну систему.[27]

Виконавши синтез та розрахунок параметрів контуру регулювання струму можна перейти до синтезу контуру регулювання швидкості. Система автоматичного регулювання швидкості повинна бути двохкратно-інтегрована та забезпечувати необхідну точність відработки заданої діаграми швидкості.

Згідно з цими передаточними функціями були розраховані перехідні функції при різних значеннях  $T_T = aT$ .

На рисунку 13 показана реакція системи регулювання швидкості на одиничну керуючу дію. Розгляд ряду процесів показує, що досить задовільні результати по якості регулювання забезпечуються без додаткової корекції при відношенні

$$(T_T/2) < 0,6.$$

Якщо значення цього відношення більше указаної межі, то з метою забезпечення необхідної якості регулювання необхідна додаткова корекція.

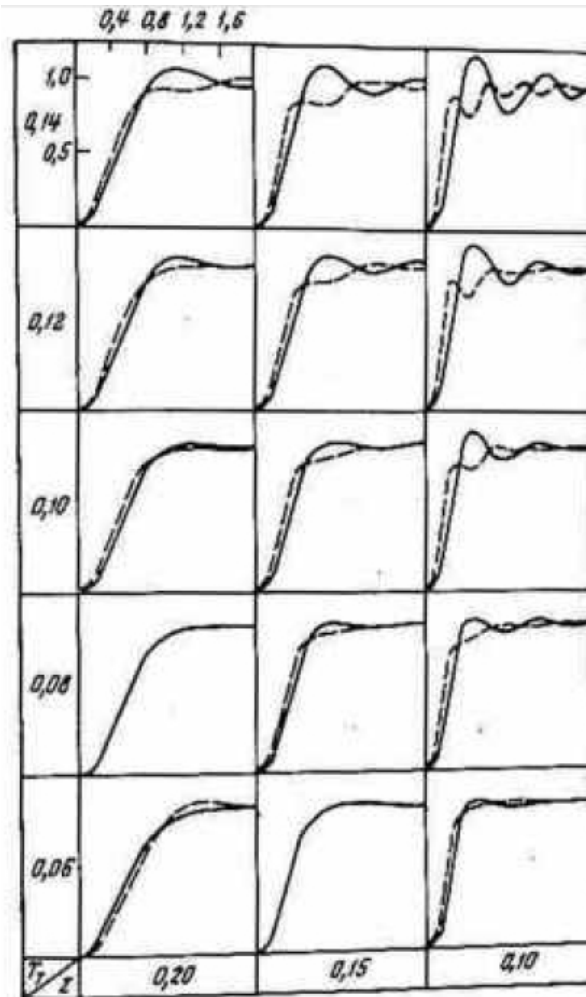


Рисунок 13 – Реакція системи регулювання швидкості на одиничну керуючу дію

При виконанні синтезу системи підпорядкованого регулювання приводу рудничних підймальних установок по викладеній методиці задовольняється умова обмеження швидкості нарощування струму якірного ланцюга при бажаній якості регулювання швидкості.

Висунуті принципи пошуку оптимального налаштування САУ підпорядкованого керування рудничного підйому виправдані лише у тому випадку, коли в регуляторах системи забезпечується повна компенсація більших постійних часу. Однак, як показує практика, забезпечити повну компенсацію неможливо через помилки у визначенні (при розрахунку). Тому на ряду з оптимальними налаштуваннями, отриманими по вищезазначеній методиці, допустимо відхилення від них для досягнення бажаного реального процесу керування в контурах САУ.

### РОЗДІЛ 3

## ПРИСТРІЙ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ПРИВОДОМ ШАХТНОЇ ПІДЙМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Винахід [3] відноситься до шахтного підйому ті може бути використаний для керування гальмування шахтних підймальних машин та лебідок. Мета винаходу – підвищення точності керування та розширення функціональних можливостей пристрою. Пристрій має підймальну машину 1, з'єднану з датчиком швидкості 2, регулятор робочого гальмування 3 та регулятор запобіжного гальмування 4. Регулятори 3 та 4 гальмування мають елементи порівняння 5.

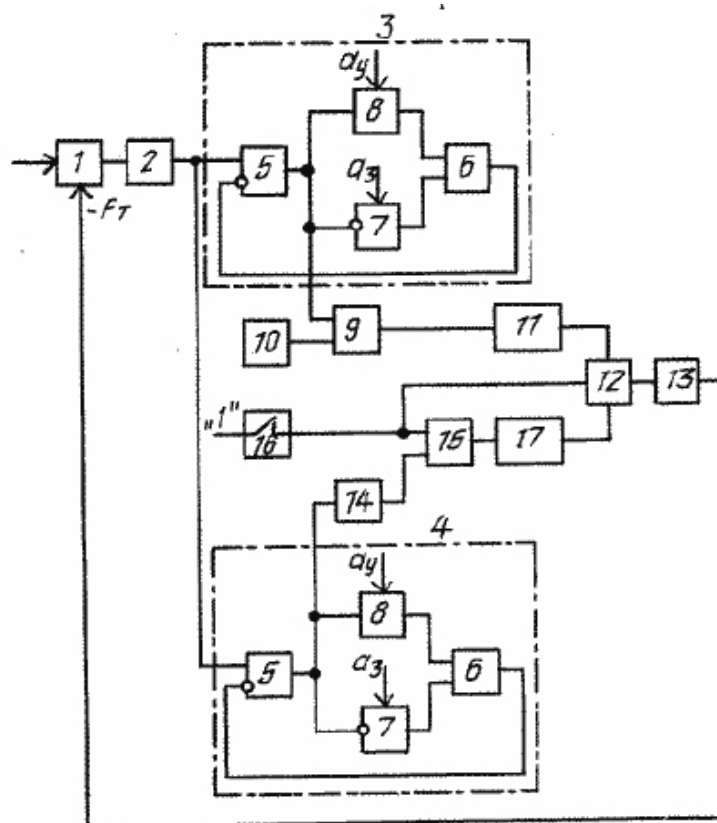


Рисунок 14 – Схема підйальної машини шахтних пристроїв

Пристрій складається з підйальної машини 1, з'єднаної з датчиком швидкості 2, регулятора робочого гальмування 3 та регулятора запобіжного гальмування 4. Регулятори робочого 3 та запобіжного гальмування 4 складаються з елементів порівняння 5, прямі входи яких з'єднані з виходом датчика швидкості 2, а інверсні – з виходами елементів додавання 6. Одні входи елементів додавання 6 регуляторів робочого 3 та запобіжного 4 гальмування підключені до відповідних

виходів блоків 7 формування законів зниження швидкості в часі, а інші – до відповідних виходів блоків 8 формування закону нарощування швидкості в часі. Виходи елементів порівняння 5 з'єднані відповідно з інверсними входами блоків 7 формування закону зниження швидкості в часі та з одними входами блоків 8 формування закону нарощування швидкості в часі. Другі входи блоків 8 підключені до датчиків максимально можливого прискорення підйомальної машини, а другі входи блоків 7 – до датчиків заданого сповільнення підйомальної машини.[28]

Вихід елемента порівняння 5 регулятора робочого гальмування 3 з'єднаний з входом елемента додавання 9, другий вхід якого підключений до виходу блоку 10 ручного керування гальмом. Вихід елемента додавання 9 підключений до входу приводу робочого гальмування 11, вихід якого підключений до першого входу електромагнітного перемикача 12, вихід якого підключений до механічного гальма 13. Вихід елемента порівняння 5 регулятора запобіжного гальмування 4 з'єднаний через формувач 14 з входом елемента 15, другий вхід якого підключений до виходу реле 16 запобіжного гальмування та керуючого входу електромеханічного перемикача 12, а вихід через привід запобіжного гальмування 17 підключений до другого входу електромеханічного перемикача 12.

Блоки 8 регуляторів робочого 3 та запобіжного 4 гальмування формують закони нарощування швидкості в часі при наявності сигналів з виходів елементів порівняння 5 відповідних  $V-V>0$ .

Закони нарощування швидкості в часі визначаються

$$V_{jn}(t) = V_{ic} + \int_{t_i}^t a_j dt,$$

де  $a$  – максимально можливе прискорення розгону підйомальної машини для регулятора 3 або максимально можливе прискорення вільного вибігу підйомальної машини для регулятора 4;

$V(t)$  – величина нарощування заданої швидкості в часі;

$t$  – момент часу переключення;

$i$  – порядковий номер переключення.

Блоки 7 формують закони зниження швидкості в часі при наявності сигналів з виходів елементів порівняння 5 відповідних  $V-V<0$ . Закони зниження швидкості в часі визначаються

$$V_{ac}(t) = V_{aj} - \int_{t_j}^t a_3 dt,$$

де  $V(t)$  – величина зниження заданої швидкості в часі;

$a$  – максимально можливе сповільнення гальмування підйомальної машини для регулятора 3;

$t$  – момент часу переключення;

$i$  – порядковий номер переключення.

Блоки 6 виконують алгебраїчне додавання вхідних сигналів. На їх виходах формується сигнал закону заданої швидкості

$$V_v(t) = V_{zu}(t) + V_{ac}(t).$$

Робота регуляторів робочого 3 та запобіжного 4 гальмування при розірваних зв'язках виходів регуляторів на елементи 9 та 15 показано на рисунку 15, де 18 – закони нарощування швидкості в часі; 19 – закони зниження швидкості в часі; 20-23 – траєкторії зміни дійсної швидкості підйомальної машини відповідно; 20 – при розгоні підйомальної машини та гальмування з прискоренням та сповільненням, не перевищуючим закони нарощування та зниження швидкості в часі; 21 – при зниженні дійсної швидкості до нуля; 22 – при гальмуванні підйомальної машини з сповільненням, перевищуючим закон зниження швидкості в часі; 23 – при розгоні підйомальної машини з прискоренням, перевищуючим закон нарощування швидкості в часі; 24-27 – закони зміни сигналів на виходах елементів порівняння регуляторів при відповідних траєкторіях зміни дійсної швидкості.

Пристрій для керування приводом шахтної підйомальної машини, який має механічні гальма, що впливає на привод підйомальної машини, з яким з'єднаний датчик дійсної швидкості, вихід якого підключений до виходів елементів порівняння регуляторів робочого та запобіжного гальмування виходи яких

з'єднані з інверсними входами відповідних блоків формування закону зниження швидкості в часі, другі входи яких підключені до датчиків заданого сповільнення підйомальної машини.

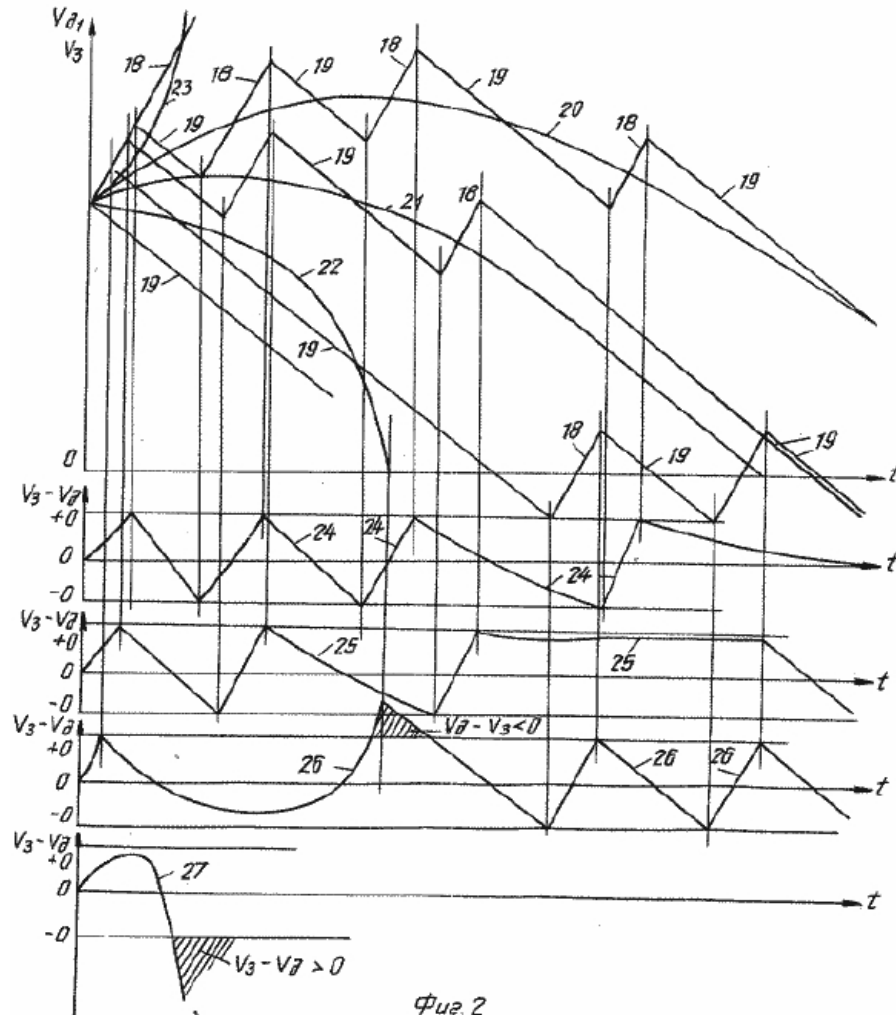


Рисунок 15 – Формування діаграми заданої швидкості підйомальної машини від часу з урахуванням впливу холостого ходу гальма і низько частотних коливань пружної частини підйому [3, 4]

### 3.1 АЛЬТЕРНАТИВНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ПРИВОДОМ ШАХТНОЇ ПІДЙОМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Винахід відноситься до техніки керування шахтним підйомом, може бути використаний для керування гальмами шахтних підйомальних машин та лебідок та дозволяє підвищити надійність та безпечність експлуатації підйомальної машини. Для цього в пристрій, який має підйомальну машину 1, датчик швидкості 2, регулятор робочого 3 та запобіжного 4 гальмування, механічне гальмо 24,

здатчики максимального можливого прискорення 13 та заданого сповільнення 14, блок ручного керування гальмами 17, суматор 16, приводи робочого 18 та запобіжного 23 гальмування, електромеханічний перемикач 19 та контакт реле 20 запобіжного гальмування, додатково введені два нелінійні елементи 15 та 22 та другий суматор 21 [29].

З датчика 2 сигнал надходить на регулятори 3 та 4, у яких обробляється в залежності від співвідношення з сигналами датчиків 13 та 14. У режимі робочого гальмування контакт 20 замкнутий. Тому керування гальмами 24 йде як від регулятора 3 через елемент 15, обмежуючий скачок керуючого сигналу, суматор 16, привід 18 та перемикач 19, так і від блоку 17 шляхом зменшення його вихідного навантаження, поступаючого на один з входів суматора 16. У режимі запобіжного гальмування контакт 20 розімкнутий, що забезпечує перемикання перемикача 19. Керування гальмами 24 відбувається від регулятора 4 через елемент 22, обмежуючий скачок керуючого сигналу, суматор 21, привід 23 та перемикач 19.

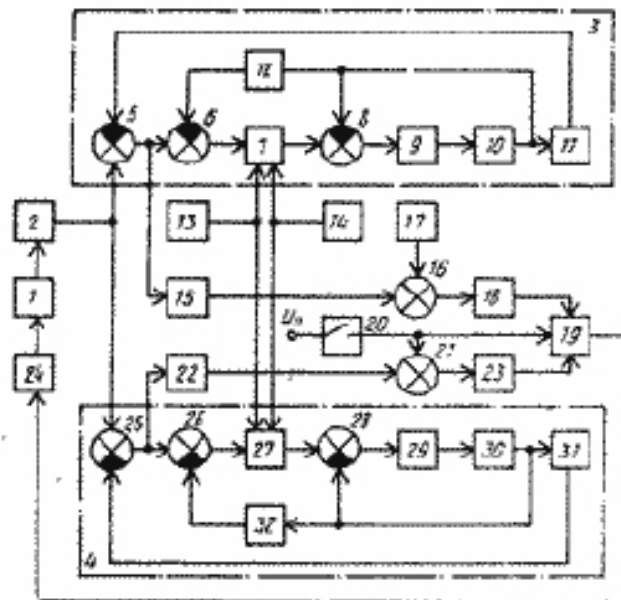


Рисунок 16 – Структурна схема пристрою для керування приводом шахтної підйомальної машини

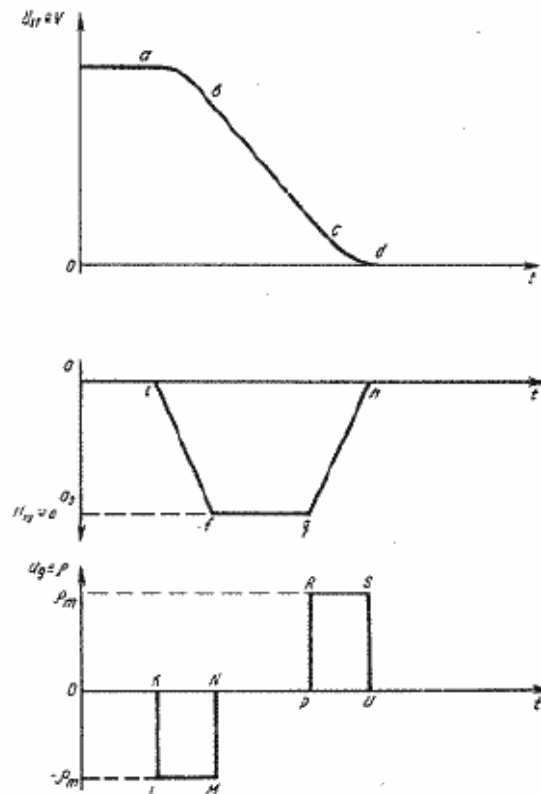


Рисунок 17 – Оптимальні за динамічністю діаграми швидкості, прискорення та ривка

Пристрій для керування приводом шахтної підіймальної машини, який має механічні гальма, які впливають на привід підіймальної машини, з яким з'єднані датчик швидкості, вихід якого підключений до перших входів регуляторів робочого та запобіжного гальмування, блок ручного керування гальмами, вихід якого з'єднаний з першим входом першого суматора, вихід якого з'єднаний через привід робочого гальмування з першим входом електромеханічного перемикача, другий вхід якого з'єднаний з виходом приводу запобіжного гальмування, вихід – з входом механічних гальм, а керуючий вхід – з одним контактом реле запобіжного гальмування, другий контакт якого з'єднаний з джерелом постійної напруги, виходи датчиків максимально можливого прискорення та заданого сповільнення підіймальної машини з'єднані відповідно з другим та третім входами регуляторів робочого та запобіжного гальмування, відрізняючими тим, що з метою підвищення надійності та безпечності експлуатації підіймальної машини, воно має два нелінійні елементи та другий суматор, причому виходи регуляторів робочого та запобіжного гальмування відповідно через перший та



другий нелінійні елементи з'єднані з другими виходами першого та другого суматорів відповідно, перший вхід останнього з'єднаний з керуючим входом електромеханічного перемикача, а вихід – з входом приводу запобіжного гальмування.

### 3.2 СПОСІБ ГАЛЬМУВАННЯ ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Винахід належить до підйімально-транспортної техніки. Спосіб гальмування підйімальних машин, передбачає вплив на привід гальма за законом, що є сумою функції зміни гальмового зусилля та приведених до неї її першої і другої похідних. Функцію зміни гальмового зусилля, її першу та другу похідні визначають в залежності від заданого закону керування, частотних параметрів подовжніх коливань та динамічних параметрів приводу гальма. Технічним результатом є зменшення величини перепаду уповільнення в момент зупинки і, як наслідок, мінімізація амплітуди коливань при накладенні максимального гальмового зусилля.

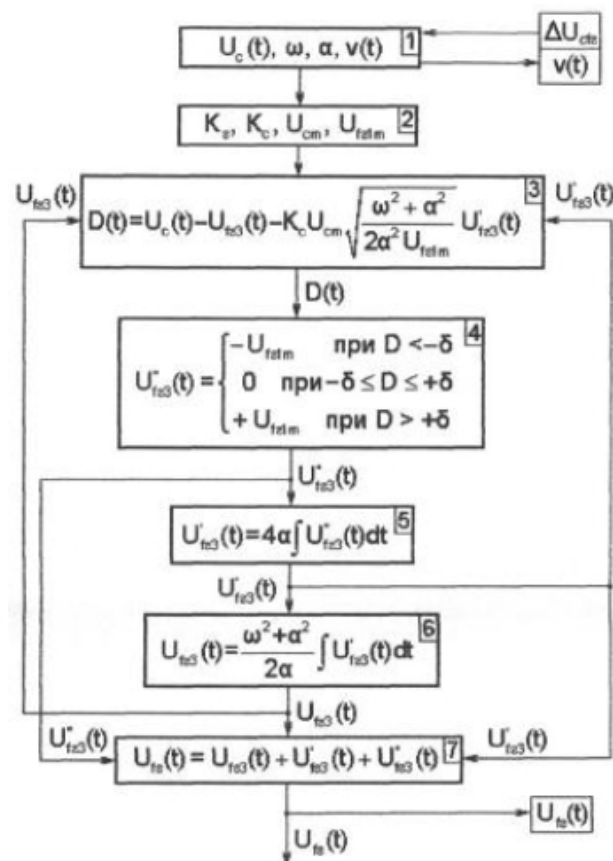


Рисунок 18 – Блок-схема алгоритму дій

Винахід належить до підіймально-транспортної техніки.

Відомий спосіб у пристрої по авторському свідоцтву СРСР № 1447743 з назвою "Пристрій для керування приводом шахтної підіймальної машини" МПК В66В5/00 [1], при якому вплив на гальмо визначається у функції заданої швидкості з обмеженнями уповільнення і ривка. При цьому враховується вплив часу холостого ходу гальма і низькочастотних коливань у пружній 5 частині підйому на процес. Гальмування регулюється у функції зворотного зв'язку по швидкості, визначеної відповідно до заданого уповільнення.[30]

Недоліком способу є те, що динамічні складові, внесені пружною частиною системи (взаємодія пружності канатів і мас, що рухаються), контролюються як частина сигналу загального зворотного зв'язку всіх інерційних елементів системи, не враховує при визначенні 10 впливів частотних й інерційних параметрів пружної частини підйому і гальмової системи, що не запобігає умовам перерозподілу енергії в пружній системі підйому.

Відомо авторське свідоцтво СРСР № 1346552 з назвою "Спосіб запобіжного гальмування підіймальної машини" МПК В66В1/28 [2], згідно з яким для зменшення динамічних зусиль у канаті після зупинки підіймальної машини і запобігання набіганню судини на канат 15 контролюються: приведена до органа навивки маса частин, що рухаються, швидкість підіймальної машини, період коливань каната і статичне навантаження на канаті. По цих параметрах визначається величина гальмового ступеня і час її накладення. Це дозволяє зменшити уповільнення перед повною зупинкою і знизити динамічні зусилля на канати, що можуть виникнути, коли один кінець каната на органі навивки застопорений гальмом, а іншої, з 20 прикріпленим вантажем, вільний.

Недоліками способу є обмежена область застосування тільки для моменту зупинки, а також складність його здійснення, пов'язана з необхідністю визначення великої кількості параметрів руху, обчислення величини ступеня гальмування і моменту часу для її накладення.

Відомий також патент RU 2342309 з назвою "Спосіб гальмування підіймальних машин" МПК 25 В66В1/24, В66В1/32, В66D5/00 [3]. Задачею

способу, є зменшення динамічних зусиль у канаті при запобіжному гальмуванні. Досягається це за рахунок того, що послідовно з витримкою в часі включають перший і другий ступені гальмового зусилля, причому другий ступінь включають із затримкою за часом на ціле число плюс половина періоду подовжніх коливань каната, викликаних включенням першого ступеня. При рівності гальмових зусиль першого і другого 30 ступенів спосіб після включення другого ступені дозволяє цілком ліквідувати подовжні коливання вантажного каната, оскільки за час затримки їх можна точно вимірити.

Недоліком способу є наявність суттєвих динамічних зусиль у системі каната до включення другого ступеня, низька точність і ефективність, які залежать від точності виміру періоду і вибору часу включення другого ступеня. Спосіб має вузьку область застосування, що обмежена 35 умовами, коли час гальмування порівнянний з періодом коливань, і можливістю його виміру під час дії першого ступеня. Досвід досліджень промислових систем автоматично регульованого запобіжного гальмування на підймальних установках глибиною до 1000 м [4], показав, що для глибини 450 м час періоду подовжніх коливань каната з вантажем 14 т складає 1.7 с. Правилами безпеки експлуатації підймальних установок час спрацьовування гальма (від початку 40 гальмування до моменту, коли гальмове зусилля дорівнюється статичному навантаженню на канаті) обмежений 0.8 с. При запобіжному гальмуванні на спуску вантажу зі швидкістю 4 м/с із заданим уповільненням  $1.2 \text{ м/с}^2$  час запобіжного гальмування складає 3.7 с, що відповідає двом періодам подовжніх коливань і не задовольняє умовам здійснення способу. При збільшенні глибини підйому буде збільшуватись і період коливань каната. 45

Іншим недоліком способу є те, що після двоступінчастого гальмування пружної системи підйому, при зупинці підйальної машини відбувається третій природний ступінь, що полягає в стрибкоподібній зміні уповільнення від гальмового моменту другого ступеня до нуля при зупинці. Це створює умови для виникнення подовжніх коливань каната, один кінець якого зафіксований через орган навивки гальмом, а другий з вантажем вільний.

В основу винаходу [5] поставлена задача удосконалення способу впливу на привод гальма, що враховує частотні параметри пружної системи підйому (канати і маси, що рухаються) з метою підвищення енергетичної ефективності, швидкодії і зниження динамічних зусиль від перерозподілу механічної енергії в пружній частині системи під час гальмування і після зупинки підйомальної машини [31].

Рух будь-якої системи, характеризується зміною координат руху: переміщення, швидкості, прискорення (уповільнення), ривку тощо. Координати функціонально зв'язані між собою в часі природною похідною залежністю. Запобігти перерозподілу енергії в системі з реактивними властивостями можна раціональними впливами по кожній координаті, що спрямовані на компенсацію реактивних властивостей.

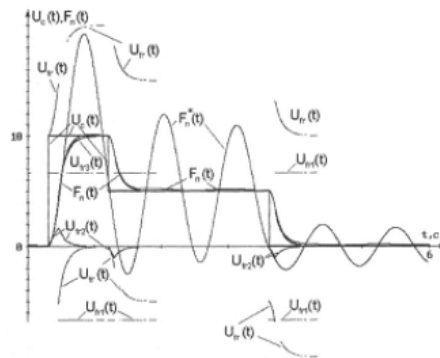


Рисунок 19 – Перехідні процеси в пружній системі при багатоступінчастій функції керування

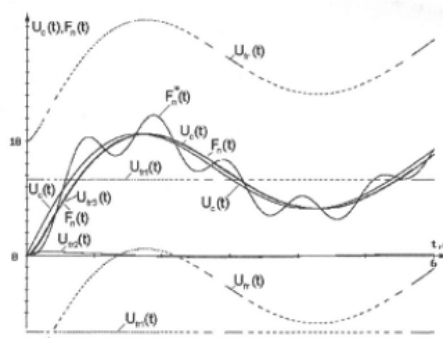


Рисунок 20 – Перехідні процеси при плавній зміні системи

## ВИСНОВКИ

При аварійному гальмуванні установка уповільнюється за рахунок натягу каната з невеликим або нульовим гальмівним зусиллям і з уповільненням при коливаннях кліті після досягнення машиною нульової швидкості пропонується дати можливість барабану продовжувати обертатися та отримати негативну швидкість.

При експериментальній перевірці, при розміщенні датчиків уповільнення в клітці, аварійному гальмуванні після зупинки машини були зафіксовані коливання клітки з уповільненнями від  $-7,4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  до  $+8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ , при цьому максимальна абсолютна величина уповільнення машини була  $-4,7 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ .

Розсіювання енергії (потенційної та кінетичної) може відбуватися лише за рахунок сил в'язкого або сухого тертя, які в даному випадку не змінюються. Тут відбувається поглинання коливань, що виникають за рахунок того, що при дії на механічну систему гальмівного зусилля генеруються додаткові коливання. Ці коливання виходячи з принципу суперпозиції можуть зменшити або збільшити амплітуди.

Коли гальмівне зусилля стане більшим за статичний, швидкість машини почне зменшуватись і при досягненні нульового значення машина надійно стопориться.

Для людських підйомних установок, у яких довжина каната більше відношення сумарного розривного зусилля всіх дротів каната до кінцевого вантажу (без урахування ваги підйомного каната) має бути не менше 13-кратного, а з урахуванням ваги каната не нижче 5-кратного. Значить, коли кліть перебуває у нижньому положенні сумарне розривне зусилля каната має бути більше.

Для того щоб забезпечити 13-кратний запас міцності каната у верхньому перерізі, при припущенні, що довжина каната від шківів до кліті у верхньому її положенні дорівнює маса вантажу повинна бути меншою.

При аварійному гальмуванні амплітудне значення уповільнення кліті може перевищувати середню величину уповільнення органу навивки вдвічі, при довжині каната  $L = 2180$  м ця величина може досягати  $8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ , що підтверджується експериментом, виконаним винахідником Klaus Касу.

Режими прикладеного навантаження скачком являються для підймальних машин або випадковими прицесами або особливими. Для програмних САУ-С немає сенсу видвигати вимоги по обробці випадкових набросів навантаження.

Перед зупинкою машини задана швидкість повинна формуватися при зменшенні сповільнення за час рівний періоду коливань, або при ступінчатому зменшенні, за половину періода коливань.

Проведені дослідження показують, що для комплексного рішення проблем аварійного гальмування підймальних установок надглибоких шахт необхідна багатофункціональна програма керування, основою якої повинна бути математична модель з вхідними сигналами, які визначають підйом чи спуск, розсташування кліті, довжину канату, струм двигуна, період та частоту коливань.

Статична точність регулювання для ряду виконання приводів підймальних машин визначаються не тільки зміною зовнішнього впливу відносного падіння навантаження в якірному ланцюгу, коефіцієнта зворотного зв'язку по швидкості, але також зміною діапазону регулювання швидкості. Відносне падіння навантаження в якірному ланцюгу привода, відносні величини приведенного діапазону регулювання для окремих характерних виконань проводів підймальних машин мають свої межові значення.

Висунуті принципи пошуку оптимального налаштування САУ підпорядкованого керування рудничного підйому виправдані лише у тому випадку, коли в регуляторах системи забезпечується повна компенсація більших постійних часу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чермалих В.М. Дослідження складних електромеханічних систем. – Київ, КПІ, 1979. – 63 с.
2. А.с. № 1296500 (СРСР) Устройство для управления приводом шахтной подъемной машины / Чермалых В. М., Васильев В. И., Матвиенко Н. П. // Открытия. Изобретения. - 1987. Бюл. № 10.
3. Васильєв В.І. Комп'ютерне дослідження динаміки зупинки ШПУ при запобіжному гальмуванні, Вісник Сум ДУ. Серія Технічні науки, 2011, №1 – С. 84-88.
4. А.с. №1447743 (СРСР). Пристрій для керування приводом шахтної підйимальної машини, Васильєв В.І., Дубовик В.Г., Чермалих В.М. Опубл. 30.12.88. Бюл.№48.
5. Спосіб гальмування шахтної підйимальної установки. Патент України на винахід UA114179 /В.І.Васильєв, Є.В.Васильєв// – Київ.: ДП “УПВ” (Укрпатент), опубл. 10.05.2017, бюл. № 9.
6. Вавилов А.А. Частотні методи розрахунку нелінійних систем, 1970.
7. Васильєв Б.В. Програмний пристрій задання швидкості шахтних підйимальних машин, 1975, 34-36 с.
8. Гарнов В.К. Уніфіцировані системи автокерування електроприводом в металургії, 1971.
9. Динкель А.Д. Синтез нелінійної оптимальної системи регулювання приводу рудничного підйому. 1965, с. 24-30.
10. Еланчик Г.М. Шахтні стаціонарні установки. 1964.
11. Еланчик Г.М. Розвиток шахтного підйому за роки Радянської влади. Гірні машини та автоматика. 1967.
12. Зусман В.Г. Автоматизація позиційних електроприводів. 1970.
13. Залесов О.А. Комплексне рішення задачі підйому в опрокидних клітях. 1984.
14. Загальский Л.Н. Частотний аналіз систем автоматичного електроприводу. 1968.

15. Іванченко Г.Е. Основи теорії та розрахунку систем автоматичного регулювання рудничних підймальних машин. 1961.
16. Киричок Ю.Г. Привід шахтних підймальних установок великої потужності. Ю.Г. Киричок, В.М. Чермалих, 1972.
17. Ключев В.І. Обмеження динамічних навантажень електроприводу. Енергія, 1971.
18. Ковалев Л.М. Дослідження на АВМ САР приводу Г-Д у режимі плаваючої підвіски з урахуванням пружності канатів. 1971.
19. Квартальнов В.В. Динаміка електроприводів з пружними ланками. Енергія, 1965.
20. Католіков В.Е. Області застосування тиристорного приводу з реверсом збудження для шахтних підймальних машин. 1969.
21. Нікулін Н.І. Побудування системи автоматичного керування шахтної підймальної установкз іонним електроприводом при загрузці підйомних емностей на весу. 1968.
22. Кулаковский А.І. Основи моделювання на аналогових розрахункових машинах. 1971.
23. Пучков В.С. Визначення потужності джерел реактивної енергії на промислових підприємствах по інтегральній кривій навантаження. 1967.
24. Пономаренко Ю.Ф. Вплив контактного керування асинхронним двигуном підймальної установки на міцність канату. 1953.
25. Савастеев В.Г. Руднична автоматика та телемеханіка. 1958.
26. Слежановський О.В. Реверсивний електропривід постійного струму. Металургія, 1967.
27. Соколов Н.І. Аналітичний метод синтезу лінеаризованих систем автоматичного регулювання. Машинобудування, 1966.
28. Терехов В.М. Електорпривід та автоматика багатоканатних рудничних підймальних машин. 1964.
29. Тулин В.С. Системи електропривода в гірній промисловості. Гірні машини та автоматика. 1967.



30. Фішбейн В.Е. Розрахунок систем підпорядкованого регулювання вентильного електроприводу постійного струму. 1972.

31. Чермалих В.М. Системи електроприводу та автоматики рудничних стаціонарних машин та установок. 1977.