

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Індустріальний інститут

факультет технології і організації виробництва

(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра електромеханіки і автоматики

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри

М.В. Чашко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ ”

2018 р.

## Дипломна робота

бакалавра

(освітній ступінь)

на тему Підвищення ефективності роботи скіпової підйомної  
установки Публічного акціонерного товариства «Шахтоуправління  
«Покровське»

Виконав: студент 4 курсу, групи ЕМ-14

(шифр групи)

напряму підготовки (спеціальності) 6.050702 «Електромеханіка»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Берзенія О.Р.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник

доц. каф. ЕМА, к.т.н., доц. Кондратенко В.Г.

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

(підпис)

Рецензент доцент

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

(підпис)

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

Студент

(підпис)

Покровськ – 2018 р.

## АНОТАЦІЯ

Берзенія О.Р. Підвищення ефективності роботи скіпової підйомної установки Публічного акціонерного товариства «Шахтоуправління «Покровське» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за напрямом 6.050702 «Електромеханіка» – Індустріальний інститут ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2018.

Об'єкт дослідження і проектування – Публічне акціонерне товариство «Шахтоуправління «Покровське» з річним видобутком вугілля 6 млн.т. в умовах доробки запасів вугілля, що залишилися.

Мета роботи – виконати перевірочний розрахунок піднімальної установки; розробити технологічну схему, що забезпечує підвищення продуктивності і надійності піднімальної установки; розробити конструктивні пропозиції, що забезпечують виконання рішень, прийнятих у роботі; техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень, визначення річного економічного ефекту; монтаж, ремонт і експлуатація засобів попереднього зневоднювання піднімальних канатів.

Для підвищення надійності роботи та безпеки експлуатації підйомної установки запропоновано пристрій попереднього зневоднювання канатів, який дозволить знизити надходження води з головних канатів на канатоведучий шків тертя підйомної машини. Щоб запобігти надходження твердих часток і вологи в повітродувку, у роботі запропоновано очищати повітряну суміш у спеціальному відстійнику – масловодовідділювачі. В основу принципу роботи масловодовідділювача закладено використання різної по величині інерційності газових і рідинних часток. Впровадження пропозицій забезпечить отримання економічного ефекту в розмірі 2,8 млн. грн.

Ключові слова: ШАХТА, ПІДНІМАЛЬНА УСТАНОВКА, КАНАТ, ТИРИСТОРНИЙ ПРИВОД, ПОПЕРЕДНЄ ЗНЕВОДНЮВАННЯ, ГАЛЬМОВИЙ ПРИСТРІЙ.

## ЗМІСТ

|                                                                                                        | стор. |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| ВСТУП                                                                                                  | 5     |
| 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПІДЙОМНІ УСТАНОВКИ ШАХТИ                                                      | 6     |
| 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СКІПОВОЇ ПІДЙОМНОЇ<br>УСТАНОВКИ                                       | 8     |
| 2.1 Існуюче положення                                                                                  | 8     |
| 2.2. Перевірочний розрахунок піднімальної установки                                                    | 11    |
| 2.3 Розрахунок гальмового пристрою піднімальної машини                                                 | 24    |
| 2.4 Розрахунок тиристорного приводу                                                                    | 32    |
| 2.5 Розробка технологічної схеми, що забезпечує підвищення<br>надійності роботи піднімальної установки | 46    |
| 2.6. Розробка конструктивних параметрів пристрою попереднього<br>зневоднювання головних канатів        | 49    |
| 2.7 Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень. Річний<br>економічний ефект                     | 56    |
| 2.8 Вимоги безпечної експлуатація підйомних установок                                                  | 57    |
| ВИСНОВКИ                                                                                               | 60    |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ                                                                                       | 61    |
| ДОДАТКИ                                                                                                | 48    |

## ВСТУП

Піднімальні установки шахт служать для підйому на поверхню корисної копалини, а також для спуска і підйому по стволах шахт людей і вантажів. Біля половини всіх корисних копалин у нашій країні видається на поверхню за допомогою піднімальних установок, що споживають до 50 % підведеної до шахт електроенергії. Основні вимоги, пропоновані до піднімальних установок — безперебійність, безпека й економічність роботи. Першокласні піднімальні машини випускають заводи: Ново-Краматорський машинобудівний завод (НКМЗ), Донецький машинобудівний завод (ДМЗ). Розвиток гірничої промисловості ставить перед вченими й інженерно-технічними працівниками нове завдання - створення більш досконалих видів комплектного устаткування підйому на базі широкої типізації й останніх досягнень науки. Основні частини піднімальної установки: піднімальна машина, привід до неї, піднімальні судини, канати, що з'єднують піднімальні судини з органом навивки піднімальної машини, копер зі шківками.

## 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПІДЙОМНІ УСТАНОВКИ ШАХТИ

Шахтне поле розкрито двома центрально-здвоєними вертикальними стовбурами - головним і допоміжним. Для цілей вентиляції пройдений східний повітроподавальний ствол №1 і вентиляційний ствол №1 блоку №6 і вентиляційна свердловина.

Головний ствол обладнаний двома багатоканатними піднімальними установками - вугільною і породною машинами. Головний ствол пройдений до горизонту 593м та обладнаний двоскіповим та односкіповим з противагою багатоканатними підйомами з розміщенням підйомних машин в башеному копрі. Двохскіповою вугільний підйом обладнаний скіпами із секторним затвором місткістю  $35\text{м}^3$ , вантажопідйомністю 30т з багатоканатної підйомної машиною ЦШ – 5х4. Привід підйому безредукторний від двигуна постійного струму П2-800-255-8ДО УХЛ4, 4000кВт, 750В, 53,5об/хв. Максимальна швидкість підйому 14м/с. Односкіпової породний підйом обладнаний скіпом із секторним затвором ємністю  $11\text{м}^3$ , вантажопідйомністю 15,8т породи з багатоканатною машиною ЦШ-4х4. Привід підйому без редукторний, двигун постійного струму потужністю 2500кВт, 50 об/хв.

Допоміжний ствол пройдений до горизонту 708м, обладнаний двома одноклітьовими з противагою багатоканатними підйомами з розміщенням підйомних машин в башеному копрі та використовуються для спуску в шахту обладнання, матеріалів та людей. Підйомні установки обладнані підйомними машинами типу ЦШ3,25х4 та двоповерховими клітьми типу 2КНМ4,0.

Повітряноподавальний ствол №1 пройдений до горизонту 593м та обладнаний вантажо-людським та вантажним підйомом. Вантажо-людський підйом обладнаний підйомною машиною типу 2Ц-3,5х1,7, одноповерховою кліттю та використовується для спуску в шахту обладнання, матеріалів та людей. Вантажний підйом обладнаний підйомною машиною типу 2Ц-4х1,8 та баддею ємністю  $5\text{м}^3$ .

Вентиляційний ствол №1 пройдений до горизонту 708м та обладнаний вантажо-людським та вантажним підйомом. Вантажо-людський підйом обладнаний підйомною машиною типу ЦР-4х3/0,7 з одноповерховою кліттю та використовується для спуску в шахту обладнання, матеріалів та людей. Вантажний підйом обладнаний підйомною машиною типу ЦР-4х3/0,7 з баддею ємністю 5м<sup>3</sup>.

Скіповий ствол №2 обладнаний двома двоскіповими підйомами з підйомними машинами типу 1х6,3х4,2/0,63 з електродвигунами постійного струму потужністю 2865 кВт, 36,4 об/хв. та скіпами типу СН15-223-1,1. До скіпу завантажується 16 т гірничої маси.

Повітряноподавальний ствол №2 обладнаний двоклітьовим підйомом №1 та одноклітьовим з противагою підйомом №2 та служить для спуску – підйому людей, виконання допоміжних операцій та видача породи. Двоклітьовий вантажо-людський підйом №1 обладнаний підйомними машинами типу 1х6,3х3,78/0,63 з двома асинхронними електродвигунами потужністю по 800кВт, 245 об/хв., 6кВт. В якості підйомних судів прийнята двоповерхова кліть  $l = 3200_{мм}$  на вагонетку типу ВГ-2,5 та одноповерхова кліть  $l = 5200_{мм}$  на 36 чоловік або на вагонетку типу ВГ-2,5. Одноклітьовим з противагою вантажо - людський підйомом №2 обладнаний підйомними машинами типу 1х6,6х3,4 з двома асинхронними електродвигунами потужністю по 800 кВт, 245 об/хв., 6 кВт та одноповерхова кліть  $l = 3200_{мм}$  на вагонетку типу ВГ-2,5.

Вентиляційна свердловина обладнана допоміжним підйомом із кліттю на 2 людини і машиною ЦР2×1,5. Максимальна швидкість підйому - 2,5 м/с. Електродвигун для підйому АК 104 - 8М, 160 кВт, 380 В, 730 об/хв. Підйом використовується для аварійної видачі людей.

## 2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СКІПОВОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ

### 2.1 Існуюче положення

ПАТ “Шахтоуправління “Покровське” застосовуючи новітнє устаткування і технології, у даний час уже значно перекрила проектні показники. Зокрема, за 2011 рік шахтою добуто близько 11 млн. тонн високоякісного вугілля. Щоб вийти на такі показники, шахта в окремі дні добувала до 35000 тонн. Ці цифри могли б бути і великими. Фактором, що стримує максимальний добовий видобуток, стала головна піднімальна установка шахти.

Обладнано піднімальну установку шахти піднімальною машиною ЦШ 5×4, неопрокидним скіпом ємністю 35 м<sup>3</sup> і приводним двигуном потужністю 4000 кВт. Резерви по збільшенню продуктивності підйому маютьсся. Зокрема, маєтьсся резерв по збільшенню швидкості підйому з 12 м/с до 13,1 м/с, маєтьсся резерв по збільшенню вантажопідйомності судини з 20,5 т до 30 тонн. Однак скористатися наявними резервами без застосування на це фінансових вкладень дуже проблематично.

По-перше, головний ствол шахти обводнений, що створює визначених труднощів при збільшенні швидкості підйому. По-друге, при істотному збільшенні вантажопідйомності судин, буде потрібно заміна головних канатів на канати з великим діаметром, а так само буде потрібно і заміна приводного двигуна на двигун більшої потужності. Про прийняття в проєкті того чи іншого рішення викладемо нижче.

До найбільш розповсюджених технологічних схем провітрювання більшості вугільних шахт відносятьсся схеми з центрально-здвоєним розташуванням повітроподавальних і вентиляційних стволів по шахтному полю. Причому за повітроподавальний ствол використовується, як правило, допоміжний ствол, обладнаний вантажно-людською піднімальною установкою. Як вентиляційний ствол у таких випадках використовується головний ствол,

обладнаний вантажними піднімальними установками, що забезпечують підйом гірської маси на поверхню.

Не виключенням з цього правила є і ПАТ “Шахтоуправління “Покровське”, у якій головний ствол сполучений з вентиляторною установкою головного провітрювання шахти. Тобто головний ствол на цій шахті виконує дві функції: по ньому на поверхню видається гірнича маса і віддаляється вихідний струмінь повітря із шахти.

Як указувалося раніше, головний ствол шахти відноситься до обводнених. Приплив води до ствола складає близько 15 м<sup>3</sup>/год. При протилежних напрямках руху води (униз) і повітря (нагору) по всьому перетині і довжині ствола виникають краплі дощу, частина з яких осідає на головних канатах піднімальних установок. Під час роботи підйому канати, що намокнули в стволі, скидають із себе частини води на приводні шківи тертя, що і створює труднощі в експлуатації піднімальних машин. До таких труднощів варто віднести:

- зменшення коефіцієнта тертя між мокрими головними канатами і футерівкою приводного шківа тертя;
- зниження надійності нормальної роботи гальмових будов піднімальної машини через високу імовірність надходження води на гальмові ободи.

Щоб компенсувати зниження коефіцієнта тертя між мокрими головними канатами і футерівкою приводного шківа тертя, звичайно йдуть по шляху збільшення маси судин і застосування канатів збільшеного діаметра. Компенсувати ж погіршення роботи гальмових пристроїв, при надходженні в них води з домішками олії, практично немає чим. Тому, правилами технічної експлуатації піднімальних машин не допускається надходження води й олії на робочу поверхню гальмових ободів.

Однак, незважаючи на найсуворішу заборону експлуатувати піднімальні машини зі зволженими чи мокрими гальмовими ободами, у практиці відомі випадки, коли вимоги ПТЭ не дотримувалися. Зокрема, на багатоканатній

піднімальній установці шахти ім А.М. Горького виробничого об'єднання "Донецьквугілля" відбулася аварія внаслідок зволоження гальмових ободів, що описується в такий спосіб. Після того як скіпи були зупинені посередині ствола, машиніст підйому помилково включив машину в зворотному напрямку (у напрямку спуска навантаженої судини). При наближенні скіпів до кінцевих положень у машиніста виникли труднощі з гальмуванням піднімальної машини. Через високу швидкість уключилося реле обмежника швидкості, наложився запобіжне гальмо, однак шлях гальмування виявився надзвичайно розтягнутим, унаслідок чого відбувся перепідйом порожнього скіпа на висоту близько 7 м.

При розслідуванні аварії було виявлено, що стан конструкцій шківів тертя, що огорожують, піднімальної машини було незадовільний. Вони пропускали воду, що скидається з піднімальних канатів і яка надходила на гальмові ободи піднімальної машини.

З подібними причинами, але з більш важкими наслідками, відбулася аварія на багатоканатній піднімальній установці шахти "Стаханова" Державного підприємства "Красноармійськвугілля". Як і в першому випадку конструкції приводного шківів тертя, що огорожують, піднімальної машини не забезпечували герметичності. Вода з головних каналів надходила на гальмові ободи приводного шківів тертя, що і з'явилося причиною виникнення аварійної ситуації.

Один раз при руху в автоматичному режимі навантаженого скіпа в розвантажувальних кривих через перевищення швидкості включилося реле обмеження швидкості, наложився запобіжне гальмо, однак гальмового моменту було недостатнє, щоб удержати навантажений скіп у розвантажувальних кривих. Навантажена судина своєю вагою почав розкручувати машину в зворотному напрямку із збільшенням швидкості. В остаточному підсумку навантажена судина збільшила швидкість настільки, що в нижній точці ствола обірвала головні канати, а порожня судина з величезною

швидкістю влетів у копровий будинок, зруйнував амортизаційну раму і частину міжповерхових перекриттів.

На підставі виконаних досліджень можна затверджувати, що коефіцієнт тертя при зволоженні гальмових ободів і колодок піднімальної машини зменшується приблизно в три рази, і його значення не залежить від посилення притискання колодок до гальмового обода.

Виходячи з викладеного, у роботі поставлена мета: розробити конструктивні рішення, що дозволяють збільшити продуктивності головної піднімальної установки шахти, при одночасному збільшенні ефективності та надійності її роботи.

Поставлена мета дозволяє сформулювати наступні задачі:

- \* виконати перевірочний розрахунок піднімальної установки;
- \* розробка технологічної схеми, що забезпечує підвищення продуктивності і надійності піднімальної установки;
- \* розробка конструктивних пропозицій, що забезпечують виконання рішень, прийнятих у проекті;
- \* техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень. Визначення річного економічного ефекту;
- \* монтаж, ремонт і експлуатація засобів попереднього зневоднювання піднімальних канатів.

## 2.2. Перевірочний розрахунок піднімальної установки

Вихідні дані для розрахунку:

|                                                                                   |        |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Максимальна продуктивність піднімальної установки, $A_{\Gamma}$ , млн.т/рік ..... | 4,0    |
| Тип піднімальної машини .....                                                     | ЦШ 5×4 |
| Висота підйому, $H_{\Pi}$ , м.....                                                | 712,6  |
| Діаметр головного каната, $d_k$ , мм .....                                        | 46,5   |

|                                                           |              |
|-----------------------------------------------------------|--------------|
| Маса погонного метра головного каната, Р, кг/м.....       | 8,4          |
| Діаметр каната, що врівноважує, d <sub>y</sub> , мм ..... | 52,0         |
| Маса погонного метра каната, що врівноважує, q, кг/м..... | 11,55        |
| Кількість канатів, що врівноважують, шт.....              | 3            |
| Тип піднімальної судини .....                             | СНМ-35       |
| Тип піднімального двигуна .....                           | П2Ш-800-2557 |
| Номінальна частота обертання двигуна, об/хв.....          | 50           |
| Вантажопідйомність судини, кг .....                       | 20500        |
| Приведена маса піднімальної установки, кг .....           | 469700       |

### 2.2.1 Визначення вантажопідйомності скіпа

Максимальна швидкість руху піднімальної судини:

$$V_m = (\pi \cdot d_{\text{шк}} \cdot n) / 60 = (\pi \cdot 5,0 \cdot 50) / 60 = 13,1 \text{ м/с}$$

де  $d_{\text{шк}} = 5,0 \text{ м}$  - діаметр приводного шківа тертя піднімальної машини;

$n = 50 \text{ хв}^{-1}$  - максимальна частота обертання приводного шківа тертя.

Середня швидкість руху скіпа:

$$V_{\text{cp}} = V_m / \alpha = 13,1 / 1,35 = 9,7 \text{ м/с},$$

де  $\alpha = 1,35$  - множник швидкості для автоматизованих піднімальних установок.

Тривалість руху судин:

$$T = H_{\text{п}} / V_{\text{cp}} = 712,6 / 9,7 = 73,5 \text{ с.}$$

Кількість циклів, виконуваних піднімальною установкою за 1 годину:

$$n_{\text{ц}} = 3600 / (T + t_{\text{п}} + 0,8) = 3600 / (73,5 + 20 + 0,8) = 38,0 \text{ циклу}$$

де  $t_{\text{п}}$  – тривалість паузи, значення якої приймаємо рівної  $t_{\text{п}} = 20\text{с}$  із розрахунку 1 с на навантаження в судину 1 тонни гірничої маси.

Можлива максимальна годинна продуктивність піднімальної установки:

$$A_{\text{ч. возм.}} = m_{\text{гр}} \cdot n_{\text{ц}} = 20,5 \cdot 38,0 = 779,0 \text{ т/ч}$$

Максимальна річна продуктивність піднімальної установки:

$$A_{\text{год}} = A_{\text{ч. возм.}} \cdot N_{\text{дн}} \cdot t_{\text{р}} / K_{\text{н}} = 779,0 \cdot 300 \cdot 18 / 1,2 = 3,5 \text{ млн.т/рік}$$

де  $K_{\text{н}}$  - коефіцієнт нерівномірності роботи піднімальної установки, значення якого для діючих шахт може бути прийняте в межах  $K_{\text{н}} = 1,2 \dots 1,4$  [4].

Для розрахунку приймаємо  $K_{\text{н}} = 1,2$ ;

$N_{\text{дн}}$  - число робочих днів у році, значення якого приймаємо рівним  $N_{\text{дн}} = 300$  днів;

$t_{\text{р}}$  - число годин роботи піднімальної установки в добу, значення якого приймаємо рівним  $t_{\text{р}} = 18$  год.

Тому що розрахункова максимальна річна продуктивність піднімальної установки виявилася менш необхідною ( $3,5 < 4,0$  млн.т), то приймаємо рішення збільшити вантажопідйомність скіпа, величину якої визначимо по залежності:

$$m_{\text{гр}} = (A_{\text{год}} \cdot K_{\text{н}}) / (n_{\text{ц}} \cdot N_{\text{дн}} \cdot t_{\text{р}}) = (4,0 \cdot 10^6 \cdot 1,2) / (38,0 \cdot 300 \cdot 18) = 23,4 \text{ т}$$

Для подальших розрахунків приймемо вантажопідйомність скіпа, рівної  $m_{\text{гр}} = 22,0$  т, тобто збільшимо вантажопідйомність існуючого судини на 1,5 тонни при максимальній швидкості руху судин, рівної 13,1 м/с.

### 2.2.2 Розрахунок і вибір канатів

Маса одного метра головного каната [3]:

$$m_{\text{к.рас}} = [(m_{\text{гр}} + m_{\text{с}}) \cdot z_{\text{н}} \cdot \gamma_0] / (n_{\text{к}} \cdot \sigma_{\text{в}}) = [(22000 + 25820) \cdot 9,5 \cdot 0,1 \cdot 10^6] / (4 \cdot 160 \cdot 9,81 \cdot 10^6) = 7,24 \text{ кг/м}$$

де  $m_{\text{с}}$  – маса судини разом із причіпним пристроєм, значення якого дорівнює  $m_{\text{с}} = 25820$  кг;

$z_{\text{н}}$  - запас міцності в нижньому перетині каната (у причіпного пристрою), значення якого приймаємо рівним  $z_{\text{н}} = 9,5$  [6, §409];

$\gamma_0$  - умовна об'ємна вага матеріалу каната, значення якого для канатів серії ЛК приймемо рівним  $\gamma_{\text{про}} = 0,1$  МН/м<sup>3</sup>;

$\sigma_{\text{в}}$  - межа міцності матеріалу дротів каната, значення якого приймаємо рівним  $\sigma_{\text{у}} = 160$  кг/мм<sup>2</sup>.

Тому що погонна маса експлуатованого каната більше розрахункової маси ( $8,4 > 7,24$ ) до експлуатації залишаємо існуючий канат діаметром 46,5 мм ДСТ 7669-80. Канати, що врівноважують, також залишаються без зміни.

Перевіримо прийнятті канати по запасі міцності.

Запас міцності головних канатів у нижньому перетині:

$$z_{\text{н.ф}} = (n_{\text{к}} \cdot F_{\text{разр.}}) / [(m_{\text{гр}} + m_{\text{с}}) \cdot g] = (4 \cdot 1330 \cdot 10^3) / [(22000 + 25820) \cdot 9,81] = 11,34$$

Запас міцності головних канатів у верхньому перетині:

$$z_{\text{в.ф}} = (n_{\text{к}} \cdot F_{\text{разр.}}) / [(m_{\text{гр}} + m_{\text{с}} + n_{\text{у}} q H_0) \cdot g] = (4 \cdot 1330 \cdot 10^3) / [(22000 + 25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747) \cdot 9,81] = 7,36$$

де  $H_0$  – висота схилу каната, значення якої для умов головного підйому дорівнює  $H_0 = 747$  м.

Тому що розрахункові запаси міцності головних канатів у нижньому і верхньому перетинах перевершують ( $11,34 > 9,5$  і  $7,36 > 4,5$ ) запаси міцності, припустимі правилами безпеки, будемо вважати, що існуючі піднімальні канати задовольняють умовам експлуатації, навіть при збільшенні вантажопідйомності судин з 20,5 до 22,0 тонн.

### 2.2.3 Розрахунок діаграми швидкості

Вихідні дані для розрахунку:

|                                                                           |     |
|---------------------------------------------------------------------------|-----|
| Висота розвантажувальних кривих, $h_0$ , м.....                           | 2,4 |
| Швидкість дотягування скіпа в розвантажувальних кривих, $V_d$ , м/с ..... | 0,5 |
| Швидкість виходу скіпа з розвантажувальних кривих, $V_0$ , м/с .....      | 1,5 |
| Прискорення при стопорінні піднімальної машини, $a_{ст}$ , м/с .....      | 0,5 |

До розрахунку приймаємо шостиперіодну діаграму швидкості.

Максимальне прискорення, що може забезпечити піднімальний двигун при розрахунковій перевантажувальній здатності, рівної 2,0:

$$a_1 = (P \cdot \gamma / V_m - K \cdot m_{пр} \cdot g) / m_{пр} = (4000 \cdot 10^3 \cdot 2 / 13,1 - 1,15 \cdot 22000 \cdot 9,81) / 470900 = 0,77 \text{ м/с}^2$$

де  $K$  - коефіцієнт шкідливих опорів при руху судини в стволі, значення якого приймаємо рівним  $K = 1,15$ ;

$m_{пр}$  - приведена маса піднімальної установки, значення якої з урахуванням збільшення вантажопідйомності судини складе  $m_{пр} = 470900$  кг.

Для подальших розрахунків приймаємо прискорення піднімальної системи рівним  $a_1 = 0,75 \text{ м/с}^2$ .

Розрахунковий час виходу скіпа з розвантажувальних кривих і його прискорення:

$$t_0 = 2h_0 / V_0 = (2 \cdot 2,4) / 1,5 = 3,2 \text{ с},$$

$$a_0 = V_0 / t_0 = 1,5 / 3,2 = 0,47 \text{ м/с}^2.$$

Час прискореного руху скіпа поза розвантажувальними кривими. Шлях, пройдений судиною за цей період:

$$t_1 = (V_m - V_0) / a_1 = (13,1 - 1,5) / 0,75 = 15,5 \text{ с},$$

$$h_1 = [(V_m + V_0) / 2] \cdot t_1 = [(13,1 + 1,5) / 2] \cdot 15,5 = 113,2 \text{ м}.$$

Час стопоріння піднімальної машини і шлях, пройдений судиною за цей період:

$$t_{\text{ст}} = V_d / a_{\text{ст}} = 0,5 / 0,5 = 1 \text{ с},$$

$$h_{\text{ст}} = 0,5 \cdot V_d \cdot t_{\text{ст}} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 1 = 0,25 \text{ м}.$$

Шлях дотягування скіпа і тривалість цієї операції:

$$h_d = h_0 - h_{\text{ст}} = 2,4 - 0,25 = 2,15 \text{ м},$$

$$t_d = h_d / V_d = 2,15 / 0,5 = 4,3 \text{ с}.$$

Прискорення уповільнення судини в стволі при вільному вибігу (рух системи по інерції):

$$a_3 = (K \cdot m_{\text{гр}} \cdot g) / m_{\text{пр}} = (1,15 \cdot 21700 \cdot 9,81) / 470900 = 0,52 \text{ м/с}^2.$$

До розрахунку приймаємо  $a_3 = 1,0 \text{ м/с}^2$ , тобто дане уповільнення буде здійснюватися шляхом підгальмування системи піднімальним двигуном (рекуперативне гальмування).

Час уповільнення судини в стволі і шлях, пройдений за цей період:

$$t_3 = (V_m - V_d)/a_3 = (13,1 - 0,5)/1,0 = 12,6 \text{ с},$$

$$h_3 = [(V_m + V_d)/2] \cdot t_3 = [(13,1 + 0,5)/2] \cdot 12,6 = 85,7 \text{ м}.$$

Шлях і час руху піднімальних судин у стволі з максимальною швидкістю:

$$h_2 = H_n - (2h_0 + h_1 + h_3) = 712,6 - (2 \cdot 2,4 + 113,2 + 85,7) = 508,9 \text{ м},$$

$$t_2 = h_2/V_m = 508,9/13,1 = 38,8 \text{ с}.$$

Фактичний час руху скіпа:

$$T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 + t_d + t_{ст} = 3,2 + 15,5 + 38,8 + 12,6 + 4,3 + 1,0 = 75,4 \text{ с}.$$

Тривалість одного циклу:

$$T_{ц} = T + t_n + t_{п.д} = 75,4 + 22,0 + 0,8 = 98,2 \text{ с},$$

де  $t_n$  - тривалість паузи на завантаження судини, значення якого приймаємо рівної  $t_n = 22,0 \text{ с}$ ;

$t_{п.д}$  - тривалість підготовчого періоду при пуску піднімального двигуна, значення якого приймаємо рівним  $t_{п.д} = 0,8 \text{ с}$ .

Розрахункове число циклів піднімальної установки за 1 годину:

$$n_{ц} = 3600/T_{ц} = 3600/98,2 = 36,7 \text{ шт}.$$

Приймаємо  $n_{\text{ц}} = 36$  шт.

Годинна продуктивність піднімальної установки:

$$A_{\text{ч}} = n_{\text{ц}} \cdot m_{\text{гр}} = 36,0 \cdot 22,0 = 792 \text{ т/год.}$$

Максимальна добова продуктивність піднімальної установки при 18 годинах роботи:

$$A_{\text{сут}} = A_{\text{ч}} \cdot t_{\text{р}} = 792 \cdot 18 = 14256 \text{ т/доб.}$$

Таким чином, збільшення швидкості руху з 12,0 до 13,1, а так само вантажопідйомності судин з 20,5 до 22,0 тонн дозволяє підняти добову продуктивність підйому в порівнянні з досягнутими показниками майже на 1750 тонн.

Розрахункова річна продуктивність піднімальної установки складе:

$$A_{\text{год}} = A_{\text{ч}} \cdot N_{\text{дн}} \cdot t_{\text{р}} / \kappa_{\text{н}} = 792 \cdot 300 \cdot 18 / 1,2 = 3564000 \text{ т.}$$

Тому що розрахункове значення річної продуктивності піднімальної установки менше заданої, рівної 4,0 млн.т, можна зробити висновок, що подальше збільшення продуктивності піднімальної установки можна домогтися тільки за рахунок збільшення потужності приводного двигуна, значного збільшення вантажопідйомності судин і збільшення діаметра канатів. Однак варто сказати, що дійсний режим роботи шахти відрізняється від режиму, прийнятого в проекті. Зокрема, шахта, працюючи за графіком з безупинним робочим тижнем, має число робочих днів у році значно більше 300 днів, прийнятих у проекті (близько 360). Тому при 337 робочих днях у році, проєктована піднімальна установка в стані підняти на гора 4,0 млн. тонн гірської маси.

#### 2.2.4 Розрахунок діаграми рушійних зусиль

Для побудови діаграми рушійних зусиль скористаємося рівнянням М.М.Федорова, що описує математично динаміку урівноваженої піднімальної установки:

$$F_{\text{дв.і}} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} + m_{\text{пр}} \cdot a_i \quad (2.1)$$

Використовуючи прийняті позначення, підставимо відповідні величини в рівняння (2.1):

$$F_{1,2} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} + m_{\text{пр}} \cdot a_0 = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 22000 + 470900 \cdot 0,47 = 469516 \text{ Н},$$

$$F_{3,4} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} + m_{\text{пр}} \cdot a_1 = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 22000 + 470900 \cdot 0,75 = 601368 \text{ Н},$$

$$F_{5,6} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 22000 = 248193 \text{ Н},$$

$$F_{7,8} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} - m_{\text{пр}} \cdot a_3 = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 22000 - 470900 \cdot 1,0 = -222707 \text{ Н},$$

$$F_{9,10} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 22000 = 248193 \text{ Н},$$

$$F_{11,12} = K \cdot g \cdot m_{\text{гр}} - m_{\text{пр}} \cdot a_{\text{ст}} = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 22000 - 470900 \cdot 0,5 = 12743 \text{ Н}.$$

Для наочності результати розрахунків рушійних зусиль представимо графічно.

### 2.2.5 Розрахунок статичного коефіцієнта безпеки і максимальної величини прискорення з умови відсутності ковзання канатів

Розрахунок статичного коефіцієнта безпеки проти ковзання канатів виконаємо по формулі:

$$\sigma_{\text{ст}} = [S_{\text{о.ст}} \cdot (e^{f\alpha} - 1)] / (S_{\text{п.ст}} - S_{\text{о.ст}}) \geq 1,75 \quad (2.2)$$

де  $S_{\text{о.ст}}$  - статичне зусилля вітки канатів, що опускаються, значення якого визначимо по залежності:

$$S_{\text{о.ст}} = (m_c + n_y \cdot m_y \cdot H_o - [(K-1)/2] \cdot m_{\text{гр}}) \cdot g = \\ = (25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747 - [(1,15-1)/2] \cdot 22000) \cdot 9,81 = 491025 \text{ Н};$$

$S_{\text{п.ст}}$  - статичне зусилля вітки канатів, що піднімаються, значення якого визначимо по рівнянню:

$$S_{\text{п.ст}} = (m_{\text{гр}} + m_c + n_k \cdot m_k \cdot H_o + [(K-1)/2] \cdot m_{\text{гр}}) \cdot g = 22000 + 25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747 + \\ + [(1,15-1)/2] \cdot 22000 \cdot 9,81 = 731524 \text{ Н};$$

$e$  - основа натурального логарифма;

$f$  - коефіцієнт тертя каната о футерівку. В умовах підйому ПАТ “Шахтоуправління “Покровське” застосована футерівка Ф 7.05.049 з коефіцієнтом тертя, рівним  $f = 0,3$ ;

$\alpha$  - кут обхвату шківа тертя головними канатами, значення якого для підйому, що розраховується, дорівнює  $\alpha = 194^\circ 45'$ .

$$\alpha = 194^\circ 45' \cdot \pi / 180 = 3,399 \text{ рад.}$$

Підставимо отримані значення у вихідне рівняння (2.2):

$$\sigma_{\text{ст}} = [491025 \cdot (e^{0,3 \cdot 3,399} - 1)] / (731542 - 491025) = 3,62.$$

Тому що розрахункове значення статичного коефіцієнта безпеки проти ковзання більше мінімального значення ( $3,62 > 1,75$ ), будемо вважати, що перевірку піднімальна установка за умовою відсутності ковзання проходить.

#### 2.2.6 Перевірка за тиском канатів на футерівку канатоведущого шків

Розрахунок величини тиску канатів на футерівку визначимо по залежності:

$$b_{\text{уд}} = (S_{\text{п.ст}} + S_{\text{о.ст}}) / (D_{\text{шк}} \cdot n_{\text{к}} \cdot d_{\text{к}}) \leq [b_{\text{уд}}], \quad (2.3)$$

де  $[b_{\text{уд}}]$  – припустимий тиск канатів на футерівку шків тертя, значення якого складає для футерівки Ф 7.05.049  $[b_{\text{уд}}] = 2,0$  МПа.

Підставляючи значення у (2.3), одержимо:

$$b_{\text{уд}} = (731524 + 491025) / (5 \cdot 4 \cdot 0,0465) = 1,31 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,31 \text{ МПа}.$$

Тому що розрахунковий тиск менше припустимого значення ( $1,31 < 2,0$  МПа), можемо вважати, що обрані канати і футерівка по питомому тиску проходять.

### 2.2.7 Перевірка двигуна по еквівалентній потужності

Еквівалентне зусилля в головних канатах визначимо по залежності:

$$F_{\text{ЭКВ}} = (F_i^2 dt) / T_{\text{ц.ЭКВ}} = (9,591 \cdot 10^{12}) / 71,01 = 367357 \text{ Н},$$

$$\begin{aligned} \text{де } F_i^2 dt = F_1^2 t_0 + F_3^2 t_1 + F_5^2 t_2 + F_7^2 t_3 + F_9^2 t_g + F_{11}^2 t_{\text{ст}} = & 469516^2 \cdot 3,2 + 601368^2 \cdot \\ & 15,5 + \\ & + 248193^2 \cdot 38,8 + 222707^2 \cdot 12,6 + 248193^2 \cdot 4,3 + 12743^2 \cdot 1 = 9,591 \cdot 10^{12}; \end{aligned}$$

$T_{\text{ц.ЭКВ}}$  - еквівалентний час циклу, протягом якого відбувається інтенсивне охолодження двигуна, значення якого визначимо по рівнянню:

$$\begin{aligned} T_{\text{ц.ЭКВ}} = t_2 + \alpha_0 \cdot (t_0 + t_1 + t_3 + t_d + t_{\text{ст}} + t_{\text{п.д}}) + \beta_0 \cdot t_{\text{п}} = & 38,8 + (2/3) \cdot (3,2 + 15,5 + 12,6 + 4,3 \\ & + \\ & + 1,0 + 0,8) + (1/3) \cdot 22 = 71,07 \text{ с}, \end{aligned}$$

де  $\alpha_0$ ,  $\beta_0$  - коефіцієнти, що враховують погіршення охолодження двигуна при несталих режимах руху і під час паузи,  $\alpha_0 = 2/3$ ,  $\beta_0 = 1/3$ .

Еквівалентна потужність піднімального двигуна в умовах підйому ПАТ “Шахтоуправління “Покровське”:

$$P_{\text{ЭКВ}} = F_{\text{ЭКВ}} \cdot V_{\text{м}} = 367357 \cdot 13,1 = 4812 \text{ кВт}.$$

Тому що еквівалентна потужність двигуна більше потужності встановленого двигуна ( $4812 > 4000$  кВт), доповнимо виконувану перевірку перевіркою на перевантажувальну здатність:

$$\gamma = F_{\text{max}} / F_{\text{Н}} = 601368 / 305343 = 1,97,$$

де  $F_H$  - зусилля, що виникає в канатах при номінальній потужності двигуна, значення якого визначимо по формулі:

$$F_H = P_H / V_m = (4000 \cdot 10^3) / 13,1 = 305343 \text{ Н.}$$

Фактична перевантажувальна здатність приводного двигуна менше припустимого значення ( $1,97 < 2,0$ ). Отже, двигун, установлений на піднімальній установці, проходить по всіх параметрах і не вимагає заміни.

#### 2.2.8 Техніко-економічні показники піднімальної установки

Витрати енергії на один підйом:

$$W_3 = (V_m \cdot \Sigma F_i t_i) / \eta_{дв} = (13,1 \cdot 18727408) / (0,93 \cdot 1000 \cdot 3600) = 73,3 \text{ кВт} \cdot \text{год},$$

$$\text{де } \Sigma F_i t_i = F_1 t_0 + F_3 t_1 + F_5 t_2 + F_7 t_3 + F_9 t_d + F_{11} t_{ст} = 469516 \cdot 3,2 + 601368 \cdot 15,5 + \\ + 248193 \cdot 38,8 - 222707 \cdot 12,6 + 248193 \cdot 4,3 + 12743 \cdot 1 = 18727408;$$

$\eta_{ду}$  - ККД приводного двигуна, значення якого дорівнює  $\eta_{дв} = 0,93$ .

Витрата енергії на одну тонну гірської маси, що піднімається:

$$e = W_3 / m_{гр} = 73,3 / 22,0 = 3,33 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{т.}$$

Річна витрата енергії:

$$E = e \cdot A_{год} = 3,33 \cdot 3,5 \cdot 10^3 = 11,655 \text{ млн. кВт} \cdot \text{год.}$$

Корисна робота піднімальної установки при виконанні одного циклу:

$$W_{\Pi} = m_{\Gamma P} \cdot g \cdot H_{\Pi} = (22000 \cdot 9,81 \cdot 712,6) / (3,6 \cdot 10^6) = 42,72 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Розрахунковий ККД піднімальної установки:

$$\eta_{\text{уст}} = (W_{\Pi} / W_3) \cdot 100\% = (42,72 / 73,3) \cdot 100\% = 58,3\%.$$

## 2.3 Розрахунок гальмового пристрою піднімальної машини

### 2.3.1 Розрахунок гальмових моментів

Необхідність розрахунку гальмової будови піднімальної машини виникає в зв'язку зі зміною вантажопідйомності піднімальної судини з 20,5 до 22,0 тонн. Зазначені зміни вимагають змін і гальмових моментів робочого і запобіжного гальмування.

Вихідні дані для розрахунку:

Циліндр робочого гальма:

|                   |     |
|-------------------|-----|
| хід, мм .....     | 175 |
| діаметр, мм ..... | 440 |

Циліндр запобіжного гальма:

|                   |     |
|-------------------|-----|
| хід, мм .....     | 380 |
| діаметр, мм ..... | 500 |

Робочий хід поршня ЦРТ, мм ..... 95

Запас ходу поршня ЦРТ, мм ..... 80

Робочий хід поршня ЦТП, мм ..... 190

Діаметр штока ЦТП,  $d_{\text{шт}}$ , мм ..... 150

Маса рухливих частин ЦРТ,  $m_{\text{п.ч.}}^{\text{црт}}$ , кг ..... 730

Маса рухливих частин ЦТП,  $m_{\text{п.ч.}}^{\text{цпт}}$ , кг ..... 1410

Сумарний найбільший гальмовий момент [7]:

$$M_{\text{т. max.1}} \geq 3M_{\text{ст.1}}, \quad (2.4)$$

де  $M_{ст.1}$  - найбільший статичний момент, значення якого для урівноваженого підйому визначиться по залежності:

$$M_{ст.1} = m_{гр} \cdot g \cdot D_{шк} / 2 = 22000 \cdot 9,81 \cdot 5 / 2 = 539550 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $D_{шк} = 5,0\text{м}$  - діаметр шків тертя піднімальної машини типу ЦШ 5×4.

Підставляючи значення в рівняння (2.4), одержимо:

$$M_{т.мах.1} = 3 \cdot 539550 = 1619 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Найбільший гальмовий момент, створюваний одним виконавчим органом гальма:

$$M_{т.1} = 0,5 \cdot M_{т.мах.1} = 0,5 \cdot 1619 = 809,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

### 2.3.2 Визначення параметрів силової частини гальмового пристрою

Гальмові пристрої багатоканатної піднімальної машини ЦШ 5 4 забезпечуються вантажними пружинно-пневматичними приводами із шарнірною опорою.

Визначення гальмової сили на замикаючій штанзі пружинно-пневматичного гальма [7]:

$$F_{тр.пр} = M_{т.рас} / (D_{т.о} \cdot f \cdot u \cdot \eta_t) \quad (2.5)$$

де  $M_{т.рас}$  - розрахунковий гальмовий момент, значення якого приймаємо рівним  $M_{т.рас} = M_{т.1} = 809,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ;

$D_{т.о}$  - діаметр гальмового обода, значення якого для машини ЦШ 5×4 дорівнює  $D_{т.о} = 4,8$  м;

$f$  - коефіцієнт тертя гальмових колодок об обід, значення якого приймемо рівним  $f = 0,3$  [7, 9];

$u$  - передатне відношення виконавчого органа гальма, значення якого дорівнює  $u = 13,0$  [7, 9];

$\eta_t$  - ККД механізму гальма, значення якого приймемо рівним  $\eta_t = 0,9$ .

Підставляючи значення в рівняння (2.5), одержимо:

$$F_{тр.пр} = (809,5 \cdot 10^3) / (4,8 \cdot 0,3 \cdot 13 \cdot 0,9) = 48,05 \text{ кН.}$$

Сила попереднього стиску пружинного блоку:

$$F_{т.бл} = F_{тр.пр} - m_{п.ч} \cdot g = 48,05 \cdot 10^3 - 730 \cdot 9,81 = 40,89 \text{ кН.}$$

Виходячи з технічної характеристики застосованого на машині ЦШ 5×4 пружинні блоки робочого гальмування з діаметром дроту пружин, рівним 20мм, маємо максимальну силу попереднього стиску, рівну 44,2 кН. Тому що  $44,2 > 40,89$ , будемо вважати, що існуючий пружинний блок проходить по максимальному зусиллю.

Величина попереднього стиску пружинного блоку:

$$h_{пр} = F_{т.бл} / c = 40,89 / 120 = 0,34 \text{ м} = 340 \text{ мм},$$

де  $c$  – твердість пружинного блоку, значення якого дорівнює  $c = 120 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

### 2.3.3 Визначення тиску стиснутого повітря в робочому циліндрі, необхідного для забезпечення надійного розгальмовування

Додаткова сила стиску пружинного блоку при розгальмовуванні:

$$F_{\text{доп}} = c \cdot h_{\text{раб}} = 120 \cdot 0,095 = 11,40 \text{ кН},$$

де  $h_{\text{раб}}$  - хід поршня робочого циліндра,  $h_{\text{раб}} = 0,095 \text{ м}$ .

Мінімальний тиск стиснутого повітря в робочому циліндрі при розгальмовуванні:

$$P_{\text{min,р.ц}} = [4 \cdot (F_{\text{тр.пр}} + F_{\text{доп}})] / (\pi \cdot D_{\text{р.ц}}^2 \cdot \eta_{\text{т.п}}) = [4 \cdot (40,89 + 11,40) \cdot 10^3] / (\pi \cdot 0,442^2 \cdot 0,95) = 0,36 \text{ МПа},$$

де  $D_{\text{р.ц}} = 0,44 \text{ м}$  - діаметр поршня робочого циліндра;

$\eta_{\text{т.п}} = 0,95$  - ККД гальмового приводу.

### 2.3.4. Визначення кількості гальмових вантажів і тиску стиснутого повітря в циліндрі запобіжного гальма

Маса вантажів гальмового приводу запобіжного гальмування:

$$m_{\text{доп}} = (F_{\text{тр.пр}} - m_{\text{п.ч}} \cdot g) / (u \cdot g) = (48,05 \cdot 10^3 - 1410 \cdot 9,81) / (13 \cdot 9,81) = 268,3 \text{ кг},$$

де  $u = 13$  - передаточне число виконавчого механізму гальма.

Кількість гальмових вантажів:

$$n_{\text{гр.рас}} = m_{\text{доп}} / m_0 = 268,3 / 50 = 5,4 ,$$

де  $m_0$  - стандартна маса вантажу, значення якої дорівнює  $m_0 = 50$  кг.

Приймаємо кількість гальмових вантажів рівним  $n_{гр.ф} = 6$  шт.

Мінімальний тиск стиснутого повітря в циліндрі запобіжного гальмування:

$$P_{\min.цпт} = 4[F_{тр.пр} + m_0 \cdot g(n_{гр.ф} - n_{гр.пас})] / [\pi \cdot (D_{цпт}^2 - d_{шт}^2) \cdot \eta_{т.п}] = 4 \cdot [48,05 \cdot 10^3 + 50 \cdot 9,81 \cdot (6,0 - 5,4)] / [\pi \cdot (0,50^2 - 0,15^2) \cdot 0,95] = 0,28 \text{ МПа.}$$

Мінімальний тиск стиснутого повітря в повітрозбірнику:

$$P_{в.сб} = 1,2 \cdot P_{\min.цпт} = 1,2 \cdot 0,36 = 0,43 \text{ МПа.}$$

### 2.3.5 Визначення гранично припустимих значень уповільнень при запобіжному гальмуванні

Визначення гранично припустимих значень уповільнень при запобіжному гальмуванні виконується з метою виявлення можливого прослизання канатів по канатоведучому шківі при всіх режимах роботи піднімальної установки: при підйомі і спуску розрахункового вантажу і при перегоні порожніх судин.

Гранично припустиме значення уповільнення при запобіжному гальмуванні незалежно від режиму роботи визначиться по залежності:

$$a_{\text{доп.і}} = [S_{п.ст} \cdot (e^{f\alpha} - 1) + \sigma_{\text{дин}} \cdot (S_{п.ст} - S_{о.ст})] / [\sigma_{\text{дин}} \cdot (m_{п.в} + m_{о.в}) + m_{о.в} \cdot (e^{f\alpha} - 1)],$$

де  $\sigma_{\text{дин}}$  - динамічний коефіцієнт безпеки проти прослизання канатів, значення якого приймається рівним  $\sigma_{\text{дин}} = 1,25$ ;

$m_{п.в}$  ,  $m_{о.в}$  - маса вантажів відповідно у вітках канатів, що піднімаються та що опускаються.

Для спрощення записів у чисельних значеннях визначимо величину

$$e^{f\alpha} - 1 = e^{0,3 \cdot 3,399} - 1 = 1,772.$$

Гранично припустиме значення прискорення при підйомі вантажу:

$$S_{п.ст} = (m_{гр} + m_c + n_k m_k H_o) \cdot g = (22000 + 25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747) \cdot 9,81 = 715337 \text{ Н};$$

$$S_{о.ст} = (m_c + n_y m_y H_o) \cdot g = (25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747) \cdot 9,81 = 507212 \text{ Н};$$

$$m_{п.в} = m_{гр} + m_c + n_k m_k H_o + (G \cdot D_{шк}^2) / D_{шк}^2 = 22000 + 25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747 + 50000 / 3^2 = 78475 \text{ кг};$$

$$m_{о.в} = m_c + n_y m_y H_o = 25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747 = 51704 \text{ кг}.$$

Підставляючи значення в рівняння (5.6), одержимо:

$$a_{доп.п} = [715337 \cdot 1,772 + 1,25 \cdot (715337 - 507202)] / [1,25 \cdot (78457 + 51704) + 51704 \cdot 1,772] = 6,01 \text{ м/с}^2$$

Визначимо гранично припустиме значення прискорення при спуску вантажу.

$$S_{п.ст} = (m_c + n_y m_y H_o) g = (22000 + 25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747) \cdot 9,81 = 507212 \text{ Н};$$

$$S_{о.ст} = (m_{гр} + m_c + n_k m_k H_o) g = (22000 + 25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747) \cdot 9,81 = 715337 \text{ Н};$$

$$m_{п.в} = m_c + n_k m_k H_o + (GD_{шк}^2) / D_{шк}^2 = 25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747 + 50000 / 3^2 = 56475 \text{ кг};$$

$$m_{о.в} = m_{гр} + m_c + n_y m_y H_o = 22000 + 25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747 = 73704 \text{ кг}.$$

Підставляючи значення в рівняння (5.6), одержимо:

$$a_{доп.о} = [507212 \cdot 1,772 + 1,25 \cdot (507212 + 715337)] / [1,25 \cdot (56475 + 73704) + 73704 \cdot 1,772] = 2,18 \text{ м/с}^2$$

Гранично припустиме значення прискорення при перегоні порожніх судин:

$$S_{п.ст} = (m_c + n_k m_k H_o)g = (25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747) \cdot 9,81 = 499517 \text{ Н};$$

$$S_{о.ст} = (m_c + n_y m_y H_o)g = (25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747) \cdot 9,81 = 507212 \text{ Н};$$

$$m_{п.в} = m_c + n_k m_k H_o + (GD_{шк}^2)/D_{шк}^2 = 25820 + 4 \cdot 8,4 \cdot 747 + 50000/3^2 = 56475 \text{ кг};$$

$$m_{о.в} = m_c + n_y m_y H_o = 25820 + 3 \cdot 11,55 \cdot 747 = 51592 \text{ кг}.$$

Підставляючи значення в рівняння (5.6), одержимо:

$$a_{доп.пор} = [499517 \cdot 1,772 + 1,25 \cdot (499517 - 507212)] / [1,25 \cdot (56475 + 51592) + 51592 \cdot 1,772] = 3,87 \text{ м/с}^2.$$

### 2.3.6 Визначення величин уповільнень при запобіжному гальмуванні

Величина гальмового зусилля, що розвивається гальмовим пристроєм при запобіжному гальмуванні:

$$F_{т.ф} = 4 \cdot M_{т.ф} / D_{шк} = 4 \cdot 899400 / 5 = 719520 \text{ Н},$$

де  $M_{т.ф}$  - фактичний гальмовий момент, що розвивається запобіжним гальмом, значення якого визначиться по залежності:

$$M_{т.ф} = M_{т.рас} \cdot n_{гр.ф} / n_{гр.рас} = 809,5 \cdot 6,0 / 5,4 = 899,4 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Уповільнення при підйомі вантажу:

$$a_{п.г} = (m_{гр} \cdot g + F_{т.ф}) / m_{пр} = (22000 \cdot 9,81 + 719520) / 470900 = 1,99 \text{ м/с}^2 .$$

Уповільнення при перегоні порожніх скіпів:

$$a_{п.п.с} = (F_{ст.п} + F_{т.ф}) / m'_{пр}, \quad (2.7)$$

де  $F_{ст.п}$  - статичне зусилля при перегоні порожніх скіпів, значення якого для урівноваженого підйому приймається рівним  $F_{ст.п} = 0$ ;

$m'_{пр}$  - приведена маса піднімальної установки при порожніх скіпах:

$$m'_{пр} = m_{пр} - m_{гр} = 470900 - 22000 = 448900 \text{ кг}.$$

Підставляючи значення в рівняння (2.7), одержимо:

$$a_{п.п.с} = (0 + 719520) / 448900 = 1,60 \text{ м/с}^2 .$$

Уповільнення при спуску розрахункового вантажу:

$$a_{с.г} = (-m_{гр} \cdot g + F_{т.ф}) / m_{пр} = (-22000 \cdot 9,81 + 719520) / 470900 = 1,07 \text{ м/с}^2 .$$

З приведених розрахунків випливає, що при спуску навантаженої судини уповільнення системи складає менш  $1,5 \text{ м/с}^2$ , що не допускається ПБ [4].

Для виконання вимог ПБ збільшимо кількість вантажів до 8 шт. Тоді фактичний гальмовий момент, що розвивається запобіжним гальмом, буде мати значення:

$$M_{т.ф} = M_{т.рас} \cdot n_{гр.ф} / n_{гр.рас} = 809,5 \cdot 8,0 / 5,4 = 1199,3 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Величина гальмового зусилля:

$$F_{т.ф} = 4 \cdot M_{т.ф} / D_{шк} = 4 \cdot 1199,3 \cdot 10^3 / 5 = 959440 \text{ Н.}$$

Підставляючи значення гальмового зусилля, визначимо величини прискорень при гальмуванні в періоди:

підйому вантажу:

$$a_{п.г} = (22000 \cdot 9,81 + 959440) / 470900 = 2,50 \text{ м/с}^2 ;$$

при перегоні порожніх скіпів:

$$a_{п.п.с} = (0 + 959440) / 448900 = 2,14 \text{ м/с}^2 ;$$

при спуску розрахункового вантажу:

$$a_{с.г} = (-22000 \cdot 9,81 + 95940) / 470900 = 1,57 \text{ м/с}^2 .$$

З розрахунків випливає, що отримані розрахункові уповільнення лежать у межах припустимих Правилами безпеки [4], тобто з висновку не перевищують  $5 \text{ м/с}^2$ , але не менше  $1,5 \text{ м/с}^2$ . Отже, на цьому розрахунок гальмової системи піднімальної машини будемо вважати закінченим.

## 2.4 Розрахунок тиристорного приводу

### 2.4.1 Параметри електродвигуна та мережі, вибір тиристорного перетворювача

У зв'язку із тим, що була потреба використовувати електродвигун постійного струму, а мережа електропостачання має змінний струм, то треба здійснити перетворення змінного струму на постійний. В якості такого

перетворювача можна застосовувати тиристорний перетворювач. В нашому випадку проведемо впровадження тиристорного перетворювача на підйомну машину, що розглядається.

Параметри вибраного електродвигуна зведено до таблиці 2.1.

Активний опір якорного ланцюга електродвигуна, що приведенне до робочої температури:

$$R_{я.ц.} = \beta \cdot (R_{я} + R_{к.о} + R_{д.п} + R_{щ}),$$

$$R_{я.ц.} = 1,15 \cdot (0,0064 + 0,006 + 0,006 + 0,00047) = 0,0213 \text{ Ом}$$

де  $\beta$  – коефіцієнт приведення опору якоря до робочої температури,  $\beta = 0,15$ .

Таблиця 2.1 – Характеристики двигуна постійного струму П2-630-214-8КУ4

| Параметр                             | Умовне позначення | Одиниця виміру    | Величина |
|--------------------------------------|-------------------|-------------------|----------|
| Потужність                           | $P_n$             | кВт               | 1600     |
| Частота обертання                    | $n_{дв.ном}$      | об/хв             | 56       |
| Напруга якорю                        | $U_{дв.ном}$      | В                 | 930      |
| Струм якорю                          | $I_{дв.ном}$      | А                 | 1965     |
| Номінальний момент                   | $M_{дв.ном}$      | кН·м              | 278      |
| Маховий момент                       | $GD_{рот}^2$      | кН·м <sup>2</sup> | 380      |
| Перевантажувальна здібність          | $\gamma$          | -                 | 2,2      |
| Опір обмотки якоря                   | $R_{я}$           | Ом                | 0,0064   |
| Опір обмотки додаткових полюсів      | $R_{д.п.}$        | Ом                | 0,006    |
| Опір компенсаційної обмотки          | $R_{к.о}$         | Ом                | 0,006    |
| Опір щіткового контакту              | $R_{щ}$           | Ом                | 0,00047  |
| Кількість активних провідників якоря | $N$               | -                 | 3144     |
| Кількість пар полюсів                | $p$               | -                 | 10       |
| Кількість паралельних гілок          | $a$               | -                 | 10       |
| Номінальний магнітний потік          | $\Phi_{дв.ном}$   | Вб                | 0,36     |
| Напруга збудження                    | $U_{в.ном}$       | В                 | 65       |
| Струм збудження                      | $I_{в.ном}$       | А                 | 65       |
| Опір обмотки збудження               | $R_{ов}$          | Ом                | 0,778    |
| Кількість витків на полюс            | $W_b$             | -                 | 59       |

Коефіцієнт пропорційності між ЕДС електродвигуна та швидкістю руху підйомних посудин:

$$K_v = \frac{U_{\text{дв.ном}} - R_{\text{я.ц}} \cdot I_{\text{дв.ном}}}{\frac{\pi}{30} \cdot R_{\text{ш.к}} \cdot n_{\text{дв.ном}}} = \frac{930 - 0,0213 \cdot 1965}{\frac{3,14}{30} \cdot 4 \cdot 56} = 56,77 \frac{\text{В} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Коефіцієнт пропорційності між рушійним зусиллям та струмом якоря:

$$K_F = \frac{M_{\text{дв.ном}}}{R_{\text{ш.к}} \cdot I_{\text{дв.ном}}} = \frac{278 \cdot 10^3}{2 \cdot 1965} = 66,67 \frac{\text{Н}}{\text{А}}.$$

За величиною  $K_F$  будуюмо діаграму струмів.

Вибираємо тиристорний перетворювач. Ефективне значення струму, що випрямляється перетворювача:

$$I_{\text{эф}} = \frac{\frac{P_{\text{эф}}}{n_{\text{дв}}}}{K_F \cdot V_{\text{т.ф}}} = \frac{\frac{3035,48 \cdot 10^3}{2}}{66,67 \cdot 11,72} = 4309 \text{ А}.$$

З урахуванням номінальної напруги електродвигуна  $U_{\text{дв.ном}}$ , приймаємо тиристорний агрегат неререверсивний за умовою  $I_{\text{д0ном}} > I_{\text{эф}}$  - ТПЗ-5000/660-40/ОУ4. Характеристики тиристорного агрегату приведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристики тиристорного агрегату ТПЗ-5000/930-40/ОУ4

| Параметр                      | Умовне позначення | Одиниця виміру | Величина |
|-------------------------------|-------------------|----------------|----------|
| Номінальна випрямлена напруга | $U_{\text{д0}}$   | В              | 930      |
| Номінальний випрямлений струм | $I_{\text{д0}}$   | А              | 5000     |
| Тип секцій                    | -                 | -              | СВ-1/3   |
| Кількість секцій              | -                 | -              | 1        |
| Кількість силових шаф         | $n_{\text{ш}}$    | -              | 2        |
| Кількість тиристорів у плечі  | $2m$              | -              | 16       |
| ККД агрегату                  | -                 | %              | 96,2     |

Прийнятий тиристорний агрегат перевіряємо на навантажувальну здібність стосовно до робочого режиму.

Для розрахунку приймаємо графік струмового навантаження без урахування обмеження ривка. У відповідності з цим, перевантаження по струму:

$$\gamma = \frac{I_1}{I_2} = \frac{6,68}{4,23} = 1,58.$$

В прийнятому тиристорному агрегаті 2 силових шафи та  $m = 8$  паралельних гілок. Значення розрахункового базового струму:

$$i_{\phi}' = \frac{I_{\phi}}{n_{\text{ш}} \cdot (m-1)} \cdot K_n = \frac{4309}{2 \cdot (8-1)} \cdot 1,05 = 323,2 \text{ А},$$

де  $K_n$  – коефіцієнт нерівномірності (пульсності) випрямленого струму,  $K_n = 1,05$ ;

Множник швидкості:

$$\lambda = \frac{V_{m.\phi}}{V_{cp}} = \frac{V_{m.\phi} \cdot T_{u.\phi}}{H_n} = \frac{11,72 \cdot 143,72}{1055,3} = 1,174.$$

По розрахунковим значенням  $\gamma = 1,58$  та  $\lambda = 1,174$  із графіків залежностей по [15] визначаємо коефіцієнти нагріву тиристорів:  $K = 1,35 \cdot 10^{-4}$  та  $B = 0,097$ .

Температура перегріву структури тиристорів:

$$\Delta\Theta_{\text{max}} = i_{\phi}'(K \cdot i_{\phi}' + B) = 323,2 \cdot (1,35 \cdot 10^{-4} \cdot 323,2 + 0,097) = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Струм однієї шафи:

$$I_{ш} = \frac{I_{эф}}{n_{ш}} = \frac{4309}{2} = 2155 \text{ A.}$$

Температура перегріву повітря, що охолоджує при  $I_{ш} = 2,155 \text{ кА}$  ( $I_{ш} > 1,5 \text{ кА}$ ):

$$\Delta\Theta_{п} = 4 + 6,4 \cdot (I_{ш} - 1,5) = 4 + 6,4 \cdot (2,155 - 1,5) = 8,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура навколишнього повітря та відхилення температури найбільш нагрітого тиристора приймаються відповідно:  $\Delta\Theta_o = 40^{\circ}\text{C}$  та  $\Delta\Theta_{\sigma} = 7^{\circ}\text{C}$ .

Тоді температура тиристора:

$$\Theta_T = \Delta\Theta_o + \Delta\Theta_{п} + \Delta\Theta_{п} + \Delta\Theta_{\max} = 40 + 8,5 + 7 + 46 = 101,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Перегрів тиристора допускається до  $125 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , тому умова  $\Theta_T < 125 \text{ }^{\circ}\text{C}$  виконується та тиристорний агрегат за навантажувальною здібністю відповідає умовам експлуатації.

#### 2.4.2 Вибір силового трансформатора та порівнювальних реакторів

Основа вибору трансформатора – розрахункова потужність та напруга на вторинній обмотці. Комутаційне зниження випрямленої напруги:

$$\Delta U_{к.ф} = 0,5 \cdot e_k \cdot K_v \cdot V_{м.ф} = 0,5 \cdot 0,06 \cdot 56,77 \cdot 8,37 = 14,25 \text{ В,}$$

де  $e_k$  – напруга короткого замкнення трансформатора, приймається спочатку  $e_k = 0,06$ .

ККД випрямлювача:

$$\eta_{\epsilon} = \frac{U_{d0} - \Delta U_m - \Delta U_{\kappa.\phi}}{U_{d0}} = \frac{930 - 0,96 - 14,25}{930} = 0,98,$$

де  $U_{d0}$  – вихідна (випрямлена) напруга тиристорного блока,  $U_{d0} = 930$  В;

$\Delta U_{\tau}$  - середньоквадратичне падіння напруги в тиристорі,  $\Delta U_{\tau} = 0,96$  В.

Номінальна лінійна напруга на вторинній обмотці трансформатора:

$$\begin{aligned} U_{2.ном} &= \frac{K_3}{K_{cx}} \cdot (V_{m.\phi} \cdot K_v + \Delta U_{\kappa.\phi} + I_{\epsilon\phi} \cdot R_{яц}) = \\ &= \frac{11}{1,35} \cdot (11,72 \cdot 56,77 + 14,25 + 4309 \cdot 0,0213) = 473,56 \text{ В}. \end{aligned}$$

де  $K_3$  – коефіцієнт запасу по випрямленій напрузі,  $K_3 = 1,1$ ;

$K_{cx}$  – коефіцієнт схеми випрямлення, для дванадцятіпульсної схеми випрямлення,  $K_{cx} = 1,35$ .

ККД електродвигуна:

$$\eta_{\partial\epsilon} = \frac{V_{m.\phi} \cdot K_v}{V_{m.\phi} \cdot K_v + I_{\epsilon\phi} \cdot R_{яц}} = \frac{11,72 \cdot 56,77}{11,72 \cdot 56,77 + 4309 \cdot 0,0213} = 0,84.$$

Сумарний опір ланцюга випрямленого струму:

$$R_{\Sigma} = R_{яц} + \frac{\Delta U_{\tau} + \Delta U_{\kappa.\phi}}{I_{\epsilon\phi}} = 0,213 + \frac{0,96 + 14,25}{4309} = 0,025 \text{ Ом}.$$

Електромеханічна постійна часу електропривода:

$$T_m = \frac{m_{np} \cdot R_{\Sigma}}{K_v \cdot K_F} = \frac{278700 \cdot 0,025}{56,77 \cdot 66,67} = 1,84 \text{ с}.$$

Середньозважений коефіцієнт потужності для скіпового вугільного підйому приймаємо  $K_{м.ср.вз} = 0,7$ .

Повна потужність трансформатора:

$$S = \frac{\frac{P_{эф}}{n_{дв}}}{\eta_{дв} \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_{т} \cdot K_{и.т} \cdot K_{м.ср.вз}} = \frac{\frac{3035,48}{2}}{0,84 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,955 \cdot 0,7} = 2873 \text{ кВ} \cdot \text{А},$$

де  $K_{и.т}$  – коефіцієнт використання трансформатора. Так як тиристорний перетворювач для шахтного підйому будують на основі трьохфазної мостової схеми випрямлення, то  $K_{и.т} = 0,955$ ;

$\eta_{т}$  – ККД трансформатора. У серійно випускаємих силових трансформаторів для тиристорних агрегатів  $\eta_{т} = 0,95 \dots 0,98$ . Приймаємо  $\eta_{т} = 0,96$ .

Приймаємо трансформатор для дванадцятипульсної схеми трьохобмоточний, з вдома активними частинами типу ТМТП 4000/10У2 з технічними характеристиками приведеними в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики трансформатора ТМТП 4000/10У2

| Параметр                   | Умовне позначення | Од. вим. | Значення                           |
|----------------------------|-------------------|----------|------------------------------------|
| Потужність трансформатора  | $S_{т}$           | кВ·А     | 3920                               |
| Схема з'єднання обмоток    | -                 | -        | У або $\Delta/\Delta$ або $\Delta$ |
| Напруга обмоток            |                   |          |                                    |
| - мережних                 | $U_1$             | В        | 6300                               |
| - вторинних                | $U_2$             | В        | 930                                |
| Струм обмоток              |                   |          |                                    |
| - первинних                | $I_1$             | А        | 820                                |
| - вторинних                | $I_2$             | А        | 2×2570                             |
| Напруга к.з.               | $e_k$             | %        | 7                                  |
| Потужність к.з.            | $P_k$             | кВт      | 49                                 |
| Втрати х.х.                | $P_x$             | кВт      | 7                                  |
| Активний опір фази обмоток |                   |          |                                    |
| - первинних                | $r_{т.1у}$        | Ом       | 0,14                               |
|                            | $r_{т.1д}$        | Ом       | 0,132                              |
| - вторинних                | $r_{т.2}$         | Ом       | 0,00094                            |
| Коефіцієнт трансформації   | -                 | -        | 6,77                               |

Індуктивний опір к.з. активної частини трансформатора:

$$x_k = \frac{e_k}{100} \cdot \frac{U_2}{I_2} = \frac{7}{100} \cdot \frac{660}{2570} = 0,018 \text{ Ом.}$$

Номінальний струм електродвигуна у відносних одиницях:

$$i_{дв} = \frac{I_{дв.ном}}{I_6} = \frac{I_{дв.ном} \cdot R_{\Sigma}}{U_{2,маx}} = \frac{I_{дв.ном} \cdot R_{\Sigma}}{\sqrt{2} \cdot U_2} = \frac{5850 \cdot 0,025}{\sqrt{2} \cdot 660} = 0,16$$

Значення базового параметра навантаження із графіків [15] відповідає мінімальній швидкості підйому, що відповідає куту управління  $80^\circ$ ,  $\text{tg}\Theta_6 = 10,7$ .

Значення параметра навантаження якірного ланцюга відповідно до силової схеми:

$$\text{tg}\Theta_x = N_L \cdot M \cdot \text{tg}\Theta_6 = N_L \cdot \left( \frac{m_{26}}{m_{2x}} \right)^2 \cdot \text{tg}\Theta_6 = 1 \cdot \left( \frac{6}{12} \right)^2 \cdot 10,7 = 2,7 ,$$

де  $N_L$  – параметр трансформатора,  $N_L = 1$ ;

$m_{26}$  – параметр, для шестипульсної схеми випрямлення  $m_{26} = 6$ ;

$m_{2x}$  – параметр, для дванадцятипульсної схеми випрямлення  $m_{2x} = 12$ .

Сумарна індуктивність випрямленого струму:

$$L_{\Sigma} = \frac{R_{\Sigma}}{2 \cdot \pi \cdot f} \cdot \text{tg}\Theta_x = \frac{0,025}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \cdot 2,7 = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ Гн.}$$

Індуктивність активної частини трансформатора:

$$L_{\tau 1} = L_{\tau 2} = \frac{e_k}{100} \cdot \frac{U_2}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot I_2} = \frac{7}{100} \cdot \frac{660}{2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 2570} = 0,057 \cdot 10^{-3} \text{ Гн.}$$

Сумарна індуктивність електродвигуна:

$$L_{\partial\partial} = C_1 \cdot \frac{30 \cdot U_{\partial\partial.\text{ном}}}{p \cdot \pi \cdot n_{\partial\partial.\text{ном}} \cdot I_{\partial\partial.\text{ном}}} = 0,1 \cdot \frac{30 \cdot 930}{10 \cdot 3,14 \cdot 56 \cdot 1965} = 0,31 \cdot 10^{-3} \text{ Гн},$$

де  $C_1$  – коефіцієнт, для компенсованих електродвигунів  $C_1 = 0,1$ .

Так як  $L_{\Sigma} < L_{\text{дв}}$ , то приймаємо зрівняльні реактори з умови обмеження зрівняльного струму:

$$L_{p1} = L_{p2} = 0,003 \cdot \frac{U_{d0}}{I_{\text{д.ном}}} = 0,003 \cdot \frac{660}{5000} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}.$$

Приймаємо реактори, що не насичуються типу СРОС за умовою, що номінальний струм реактора повинен бути не менше  $0,5 \cdot I_{\text{дв.ном}}$  при використанні дванадцятиімпульсної схеми випрямлення. Приймаємо реактори СРОС 3-4000У4 з параметрами, що приведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Параметри реакторів СРОС 3-4000У4

| Параметр          | Умовне позначення | Од. вим. | Значення            |
|-------------------|-------------------|----------|---------------------|
| Номінальний струм | -                 | А        | 4000                |
| Індуктивність     | $L_p$             | Гн       | $0,4 \cdot 10^{-3}$ |
| Активний опір     | $R_p$             | Ом       | 0,0004              |

### 2.4.3 Вибір автоматичного вимикача в якірному ланцюгу

У відповідності до номінального струму двигуна  $I_{\text{дв.ном}} = 1965\text{А}$  та номінальної напруги тиристорного перетворювача  $U_{d0} = 930\text{В}$ , приймаємо автоматичний вимикач ВАТ 42-2000/6Л-У4 на номінальний струм  $2000\text{А}$  та напругу  $1140\text{В}$ .

Струм двигуна максимальний  $I_{\text{дв.мах}} = I_{\text{дв.1}} = 2,68 \text{ кА}$ .

Струм уставки спрацьовування реле максимального захисту:

$$I_{\text{уст}} = K_n \cdot I_{\text{дв.мах}} = 1,1 \cdot 2,68 = 2,948 \text{ кА},$$

де  $K_H$  – коефіцієнт надійності,  $K_H = 1,1$ .

Приймаємо вмонтоване реле захисту РДШ-6000 з межами уставки 3000-9000А.

#### 2.4.4 Вибір тиристорного збудника та комплекту електрообладнання

Тиристорний перетворювач збудження вибираємо в залежності від часу, що потрібен на реверс струму збудження двигуна, яке залежить від постійної часу:

$$T_B = \frac{L_{o.B}}{\beta \cdot R_{o.B}} = \frac{4,44}{1,15 \cdot 0,078} = 4,963 \text{ с.}$$

де  $L_{o.B}$  - індуктивність обмотки збудження:

$$\begin{aligned} L_{o.B} &= L + L_p = 2 \cdot p \cdot W_B^2 \cdot \left( \frac{\Delta\Phi}{\Delta I_B \cdot W_B} + \frac{\Phi_{\text{НОМ}} \cdot (\sigma_{\text{НОМ}} - 1)}{I_{B.\text{НОМ}} \cdot W_B} \right) = \\ &= 2 \cdot 10 \cdot 59^2 \cdot \left( \frac{0,225}{5 \cdot 10^3} + \frac{0,36 \cdot (1,2 - 1)}{65 \cdot 59} \right) = 4,44 \text{ Гн,} \end{aligned}$$

де  $\beta$  – коефіцієнт приведення опору до робочої температури,  $\beta = 1,15$ ;

$\sigma_{\text{НОМ}}$  – коефіцієнт розсіювання при номінальному потоку,  $\sigma_{\text{НОМ}} = 1,1 \dots 1,2$ .

Приймаємо  $\sigma_{\text{НОМ}} = 1,2$ ;

$\Delta\Phi$  – приріст потоку, що відповідає приросту ампер-витків  $\Delta I_B \cdot W_B$ . Визначаємо по кривій намагнічування [16]:  $\Delta\Phi = 0,225 \text{ Вб}$  та  $\Delta I_B \cdot W_B = 5 \cdot 10^3$ .

Коефіцієнт форсування:

$$K_\phi = \frac{T_B}{0,5 \cdot t_0} = \frac{4,963}{0,5 \cdot 4,34} = 2,3.$$

Максимальне значення випрямленої напруги тиристорного збудника:

$$U_{d,max} = K_{\phi} \cdot U_{B,ном} = 2,3 \cdot 65 = 149,5 \text{ В.}$$

Такий рівень напруги можна забезпечити при живленні обмотки збудження від мережі 127 В, тоді випрямлена напруга збудження:

$$U_{d,max}' = K_{cx} \cdot K_i \cdot U_2 \cdot \sin\beta_{max} = 1,35 \cdot 0,913 \cdot 127 \cdot 0,866 = 135,6 \text{ В,}$$

де  $K_i$  – коефіцієнт, що враховує температурну зміну опору обмотки збудження.

Для трьохфазної мостової схеми збудження  $K_i = 0,913$ ;

$\beta_{max}$  – максимальний кут регулювання інвертора,  $\sin\beta_{max} = 0,866$ .

Приймаємо реверсивний тиристорний збудник ТЕР 9-100/460-31У4 на номінальний струм 100А та випрямлену напругу 460В (вибирається по  $U_{d,max}=149,5\text{В}$  та  $I_{B,ном} = 65 \text{ А}$ ).

Коефіцієнт форсування:

$$K_{\phi}' = \frac{U_{d,max}'}{U_{B,ном}} = \frac{135,5}{65} = 2,1.$$

Для зменшення впливу індуктивності  $L_{o,B}$  на вхідні ланцюги тиристорного збудника, треба передбачити підключення додаткового опору, що шунтує обмотку збудження з параметрами:

$$R_{ш} = \frac{10 \cdot R_{об}'}{2} = \frac{10 \cdot 0,778}{2} = 3,89 \text{ Ом.}$$

Потужність опору:

$$P_{R,ш} = \left( \frac{U_{B,ном}}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{R_{ш}} = \left( \frac{65}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{3,89} = 271,5 \text{ Вт.}$$

Вибираємо тахогенератор. По значенню  $n_{\text{дв.ном}} = 560\text{об/хв}$  вибираємо прецензійний тахогенератор, що забезпечує рівень пульсацій вихідної наруги 0,3%, а стабільність характеристики – 0,1%. Приймаємо тахогенератор ПТ-42 на частоту обертання до 1000об/хв, напругу живлення 230В, струм якоря 0,1А, струм збудження 1,1А. Згідно отриманим результатам вибору елементів силової частини тиристорного електропривода з реверсом збудження, приймаємо комплектний тиристорний електропривод згідно: КТЭУ-5000/930 2248326-65Р-УХЛ-А4 із шафою управління УБСР-А4.

#### 2.4.5 Уточнені параметри та характеристики електропривода

Опір від комутації тиристорів:

$$R_{\kappa 1} = R_{\kappa 2} = \frac{3}{\pi} \cdot \chi_{\kappa} \cdot \left( 1 - \frac{4 \cdot \cos \frac{2\pi}{3} + \cos^2 \frac{2\pi}{3}}{3 \cdot (1 + N_L)} \right) =$$

$$= \frac{3}{\pi} \cdot 0,018 \cdot \left( 1 - \frac{4 \cdot \cos \frac{2\pi}{3} + \cos^2 \frac{2\pi}{3}}{3 \cdot (1 + 1)} \right) = 0,023 \text{ Ом.}$$

Згідно до схеми заміщення (рисунок 2.1) ланцюга випрямленого струму, сумарні значення індуктивності та активного опору якірного ланцюга відповідно визначаємо:

$$L_{\Sigma} = \frac{(L_{\tau 1} + L_{p1}) \cdot (L_{\tau 1} + L_{p2})}{L_{\tau 1} + L_{\tau 2} + L_{p1} + L_{p2}} + L_{\text{дв}} = \frac{(0,057 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 10^{-3}) \cdot (0,057 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 10^{-3})}{0,057 \cdot 10^{-3} + 0,057 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 10^{-3}} + 0,31 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ Гн.}$$

$$R_{\Sigma} = \frac{(r_{T1} + R_{p1} + R_{K1}) \cdot (r_{T2} + R_{p2} + R_{K2})}{r_{T1} + r_{T2} + R_{p1} + R_{p2} + R_{K1} + R_{K2}} + R_{я.ц} + R_{ш} =$$

$$= \frac{(0,00094 + 0,0004 + 0,023) \cdot (0,00094 + 0,0004 + 0,023)}{0,00094 + 0,00094 + 0,0004 + 0,0004 + 0,023 + 0,023} + 0,0213 + 0,0005 = 0,034 \text{ Ом},$$

де  $R_{ш}$  – опір шинопровода, визначається з умови падіння наруги на ньому не більше 2 В, тоді:

$$R_{ш} = \frac{2}{I_{эф}} = \frac{2}{1965} = 0,001 \text{ Ом}.$$

Електромагнітна постійна часу якорного ланцюга:

$$T_{я} = \frac{L_{\Sigma}}{R_{\Sigma}} = \frac{0,22 \cdot 10^{-3}}{0,034} = 0,007 \text{ с}.$$

Параметр навантаження:

$$\text{tg}\Theta = \omega \cdot \frac{L_{\Sigma}}{R_{\Sigma}} = \omega \cdot T_{я} = 314 \cdot 0,007 = 2,2.$$

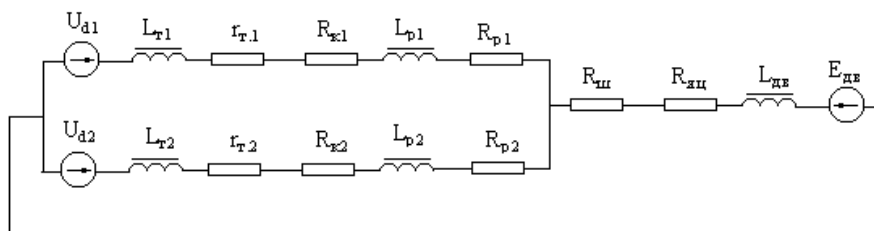
По уточненим параметрам розраховуємо електромеханічні (механічні) характеристики електропривода ТП-Д в області безперервних струмів.

Межа безпечного інвертування:

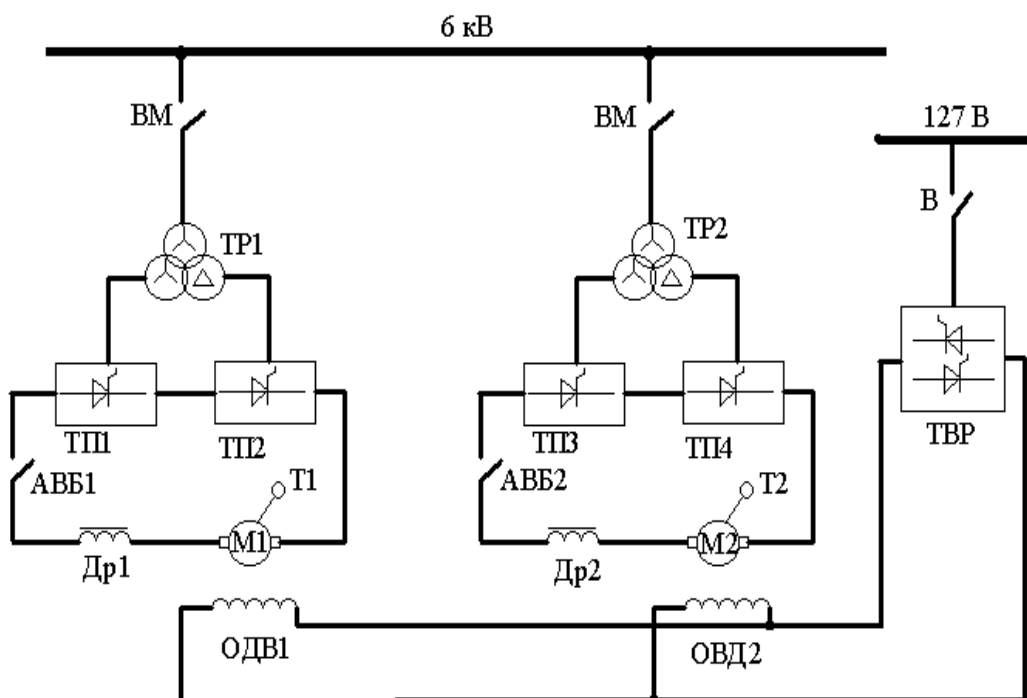
$$V = U_2 \cdot \frac{K_{cx}}{K_v} \cdot \left( 1 - K_{cx} \cdot e_k \cdot \frac{3 \cdot N_L + 2 \cdot \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{3} \right)^2}{3 \cdot \sqrt{2} \cdot (1 + N_L) \cdot \sin \frac{2\pi}{3}} \cdot \frac{I_{дв}}{I_{дв.ном}} \right) =$$

$$= 660 \cdot \frac{1,35}{56,77} \cdot \left( 1 - 1,35 \cdot 0,07 \cdot \frac{3 \cdot 1 + 2 \cdot \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{3} \right)^2}{3 \sqrt{2} \cdot (1 + 1) \cdot \sin \frac{2\pi}{3}} \cdot \frac{I_{дв}}{5850} \right) = 15,7 \cdot (1 - 0,65 \cdot 10^{-4} \cdot I_{дв}).$$

Проаналізуємо рівняння: при  $I_{дв} = 0$ ,  $V = 15,7 \text{ м/с}$ ; при  $I_{дв} = I_{\max} = I_1 = 2,68 \text{ кА}$ ,  $V = 12 \text{ м/с}$ .



**Рисунок 2.1 - Схема заміщення ланцюга випрямленого струму**



Умовні позначення:

ТР1; ТР2 – трансформатори (ТМТП 4000/10У2);

ТП1; ТП2; ТП3; ТП4 – тиристорні агрегати (ТП3 – 5000/930-40/ОУ4);

АВБ1; АВБ2 – автоматичні вимикачі (ВАТ 42-2000/6Л-У4 з реле захисту РШД-6000);

Др1; Др2 – порівнювальні реактори (СРОС 3-4000У4);

М1; М2 – двигуни постійного струму (П2-630-214-8КУХЛ4);

ОВД1; ОВД2 – обмотки збудження двигунів;

ТВР – тиристорний збуджувач (ТЕР 9-100/460-31У4);

Т1, Т2 – тахогенератори (ПТ-42).

**Рисунок 2.2 – Силова схема двохдвигунного електропривода типу ТП-Д з роздільним живленням електродвигунів від комплекту КТЭУ-5000/930 2248326-65Р-УХЛ4**

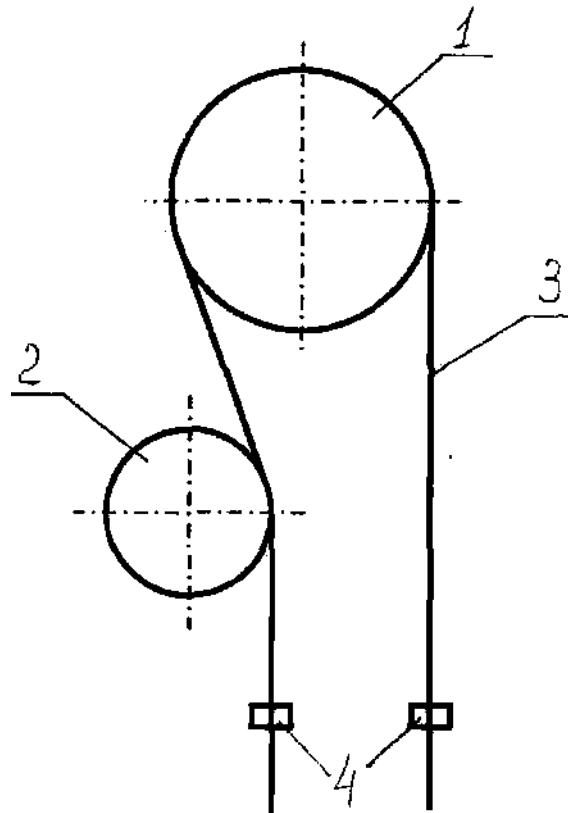
## 2.5 Розробка технологічної схеми, що забезпечує підвищення надійності роботи піднімальної установки

Як указувалося раніше, спостерігається скидання води з головних канатів на канатоведучий шків тертя багатоканатної піднімальної машини. Щоб запобігти надходження води на гальмові ободи багатоканатних машин, останні заводом-виготовлювачем забезпечуються кожухом, що відбиває (водоуловлюючим) . Однак на практиці задача уловлювання води виявилася значно складніше. Вирішити цю задачу в одну ступінь тільки застосуванням кожуха, що відбиває, виявилось досить важко, а іноді і неможливо. Це підтверджується багаторічною практикою експлуатації багатоканатних піднімальних машин, яка показує, що надходження води на гальмові ободи при високих швидкостях підйому судин має місце. Застосування тільки одного кожуха, що відгороджує, у таких випадках не досить. Щоб знизити надходження води з головних канатів на канатоведучий шків тертя піднімальної машини, підемо по шляху застосування попереднього зневоднювання канатів (рисунок 2.3).

Пристрій попереднього зневоднювання 4 головних канатів 3 установлювалося нижче відхиляють шківів 2. Конструктивно воно виготовлялося на обох вітках піднімальних канатів. Прохідні отвори пристрою 4 армувалися гумою з транспортерної стрічки.

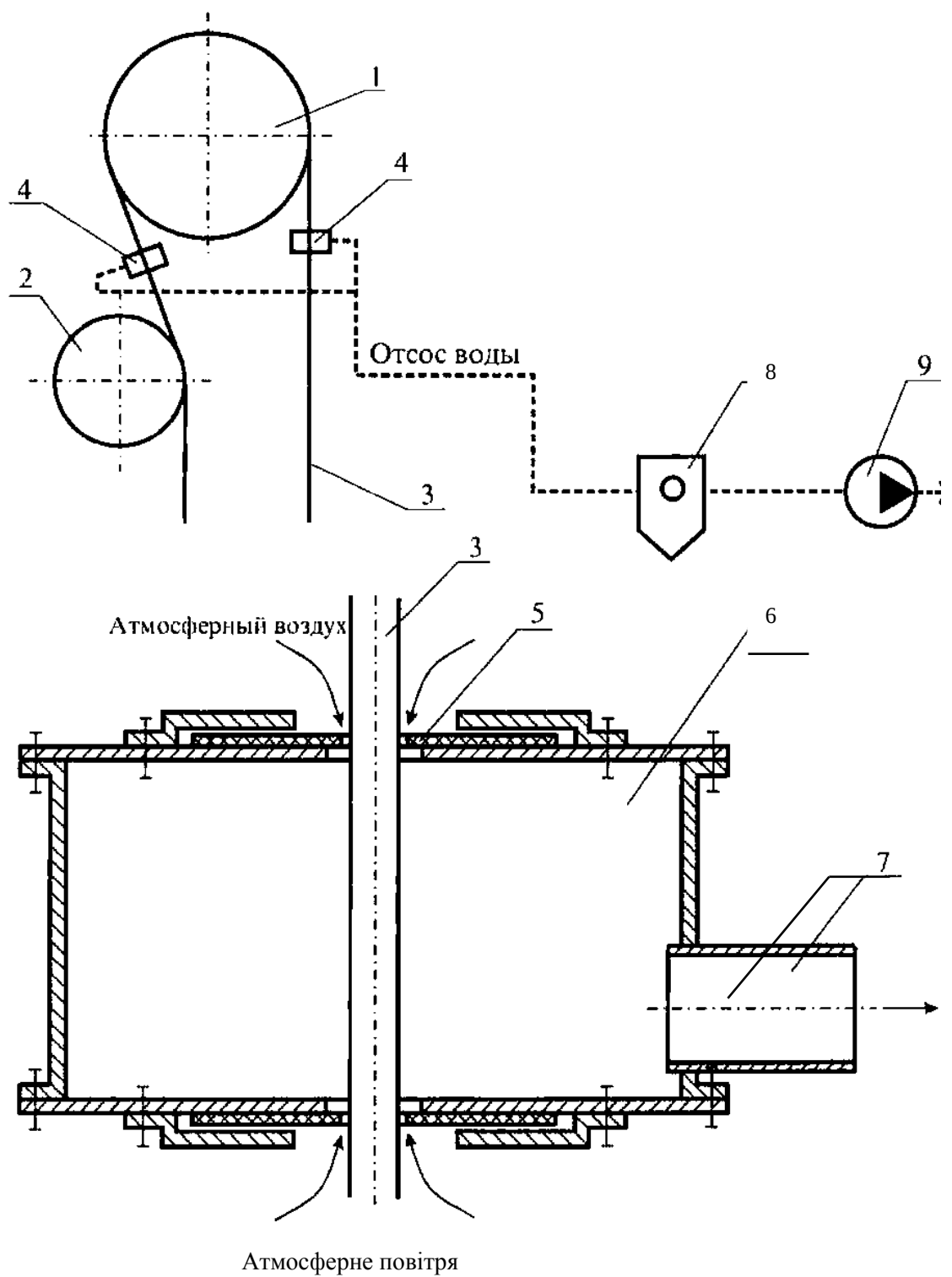
Досвід експлуатації пристрою, що зневоднює, показав, що його ефективність виявилася досить низка. Частка відділення води була порівняно мала. Гумові прокладки пристрою швидко зношувалися, хоча площа контакту прилягаючих поверхонь канатів і гуми була невеликою. Місце установки пристрою, що зневоднює, було обрано невдало. Амплітуда коливання головних канатів у місці установки пристрою досягав половини діаметра піднімальних канатів. Пристрій, що зневоднює, тверде закріплювалося, що при досить великій амплітуді коливання піднімальних канатів викликало інтенсивний знос гумової футеровки отворів. Ґрунтуючись на досвіді, накопиченому на інших шахтах по застосуванню пристрою для попереднього зневоднювання головних канатів багатоканатної установки, пропонується

технологічна схема, що дозволяє усунути більшість недоліків, властивих розглянутий вище схемі (рисунок 2.4).



- 1 – канатоведучий шків піднімальної машини;
- 2- шків, що відхиляє;
- 3- головні канати;
- 4- пристрій для попереднього зневоднювання головних канатів.

Рисунок 2.3 – Технологічна схема попереднього зневоднювання головних канатів багатоканатної піднімальної установки.



- 1 – канатоведущий шків тертя;
- 2 – шків, що відхиляє;
- 3 – головний канат;
- 4 – пристрій для відсосу води;
- 5 – гумові кільця, що ущільнюють;
- 6 – корпус пристрою попереднього зневоднювання канатів;
- 7 – труба, що відсмоктує;
- 8 – масловодовідділювач;
- 9 – повітродувка.

**Рисунок 2.4 – Технологічна схема зневоднення мокрих головних канатів**

Пристрій для попереднього зневоднювання головних канатів розміщується під канатоведучим шківом тертя, тобто там, де амплітуда коливань головних канатів мінімальна. З метою збільшення ступеня осушення канатів пропонується змінити саму конструкцію пристрою попереднього зневоднювання.

У пропонованій конструкції пристрою попереднього зневоднювання головні канати 3 (рисунок 2.4) пропускаються через корпус 6, з якого по трубі 7 відсмоктується водо-повітряна суміш. У корпус 6 через верхнє і нижнє прохідні отвори з великою швидкістю надходить атмосферне повітря. Повітря здуває надлишки вологи з каната і у виді водо-повітряної суміші відсмоктується вакуумною установкою. Ущільнення головних канатів у верхньому і нижньому отворах забезпечується гумовими кільцями 5, що у міру зносу періодично замінюються на нові.

Розрахунок конструктивних параметрів пристрою і вибір устаткування для відсмоктування повітряної суміші виконаємо нижче.

## 2.6. Розробка конструктивних параметрів пристрою попереднього зневоднювання головних канатів

### 2.6.1 Розрахунок витрати повітря для обдування головних канатів. Вибір вакуум-насоса

Вихідні дані для розрахунку:

|                                                                 |      |
|-----------------------------------------------------------------|------|
| Діаметр головного каната, $d_k$ , мм .....                      | 46,5 |
| Діаметр прохідного отвору, $d$ , мм .....                       | 50,5 |
| Кількість прохідних отворів, $n$ , шт.....                      | 16   |
| Швидкість повітря при обдуванні канатів, $\omega_y$ , м/с ..... | 150  |

Процес витікання повітря через прохідні отвори пристрою, що зневоднює, протікає досить швидко, тому теплообміном між повітрям і зовнішнім середовищем зневажаємо. Таким чином, процес витікання повітря через отвори пристрою будемо вважати адіабатним, тобто протікаючим без підведення і відводу теплоти.

Швидкість адіабатного витікання повітря через отвір визначимо по формулі [11]:

$$\omega_B = \sqrt{2K/(K-1) \cdot P_1 \cdot v_1 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(K-1)/K}]} \quad (2.8)$$

де  $K$  – показник адіабати, значення якого для повітря приймається  $K = 1,4$ ;  
 $P_1, P_2$  – тиск повітря відповідно атмосферне й усередині корпусу пристрою, що збезводнює;

$v_1$  – питомий обсяг атмосферного повітря перед входом в отвір, значення якого при атмосферному тиску  $P_1 = 760$  мм. рт.ст. і температурі  $t = 20^\circ\text{C}$  буде дорівнює  $v = 0,83$  м<sup>3</sup>/кг.

З рівняння (2.8) визначимо значення тиску повітря в корпусі пристрою, що збезводнює. Ліву і праву частину рівняння зведемо в квадрат і після перетворення одержимо:

$$P_2 = P_1 [(2K/(K-1)) \cdot P_1 \cdot v_1 - \omega_B^2] / (2K/(K-1)) \cdot P_1 \cdot v_1]^{K/(K-1)} \quad (2.9)$$

Підставляючи значення в рівняння (2.9), одержимо:

$$P_2 = 1,013 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 0,83 - 150^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 1,013 \cdot 10^5 \cdot 0,83} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 88381 \text{ Па.}$$

Визначимо масова витрата повітря через один отвір:

$$G = \Omega_2 \cdot \omega_B \cdot \rho_2, \quad (2.10)$$

де  $\Omega_2$  – площа перетину щілинного отвору;

$\rho_2$  – щільність повітря при  $P_2 = 88381$  Па і температурі  $T_2$ , значення якої визначимо по залежності:

$$\rho_2 = (P_2 \cdot \mu) / (R \cdot T_2),$$

де  $R$  – газова постійна, значення якої дорівнює  $R = 8,31$  Дж/(моль · К);

$T_2$  – абсолютна температура в корпусі повітровідділювача, значення якої визначимо виходячи з закону Шарля:

$$T_2 = T_1 \cdot P_2/P_1 = 293 \cdot 88381/101300 = 256 \text{ K},$$

$\mu$  – молекулярна маса повітря,  $\mu = 29 \cdot 10^{-3}$  кг/моль.

Підставляючи значення в рівняння, одержимо:

$$\rho_2 = (88381 \cdot 29 \cdot 10^{-3}) / (8,31 \cdot 256) = 1,205 \text{ кг/м}^3.$$

Підставляючи розрахункові значення в рівняння (2.10), одержимо:

$$G = (\pi/4) \cdot (d^2 - d_k^2) \cdot \omega_B = (\pi/4) (0,055052 - 0,04652) 150 1,205 = 0,055 \text{ кг/с}.$$

Об'ємна витрата повітря через один отвір, приведена до нормальних умов:

$$Q_B = G / \rho_B = 0,055/1,205 = 0,046 \text{ м}^3/\text{с}.$$

де  $\rho_B$  – щільність повітря при нормальних умовах ( $P=760\text{мм.рт.ст.}$ ,  $t=20^\circ\text{C}$ ), значення якої дорівнює  $\rho_B = 1,205 \text{ кг/м}^3$ .

Об'ємна витрата повітря 16-ти отворів пристрою, що збезводнює:

$$Q_0 = n \cdot Q_{\text{отв}} = 16 \cdot 0,046 = 0,736 \text{ м}^3/\text{с} = 2650 \text{ м}^3/\text{год} = 44,2 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

По розрахунковій витраті повітря і відомому тиску в якості вакуум-насоса приймаємо повітродувку серії ТВ-80-1,2 [13] продуктивністю  $5000 \text{ м}^3/\text{год}$  і надлишковим тиском  $20000 \text{ Па}$ , приводним двигуном потужністю  $55 \text{ кВт}$ .

Зазначена повітродувка може працювати як у режимі нагнітання, так і в режимі усмоктування без істотної зміни своїх характеристик. Тобто при роботі в якості вакуум-насоса вона в нормальному режимі роботи забезпечує вакуум близько  $2 \text{ м вод.ст.}$  ( $20000 \text{ Па}$ ). Тому що розрахункова величина вакууму складає:

$$1,013 \cdot 10^5 - 88381 = 12919 \text{ Па},$$

що менше нормальної величини вакууму ( $12919 < 20000$ ), створюваного повітродувкою.

Виходячи з виконаних перевірок, будемо вважати, що повітродувка серії ТВ-80-1,2 по величині створюваного вакууму і витраті повітря, що відсмоктується, підходить до розглянутих умов.

## 2.6.2 Вибір трубопроводів

Вибір трубопроводів забезпечимо з умови створення в них швидкостей повітря не більш 25 м/с. Діаметр трубопроводу, що відводить, визначимо по спрощеній формулі:

$$d_{\text{тр}} = (4Q_{\text{в.тр}} / \pi \cdot \omega)^{0,5}, \quad (2.11)$$

де  $Q_{\text{в.тр}}$  – об'ємна витрата повітря по трубопроводу, приведена до нормальних умов.

Використовуючи формулу (2.11), визначимо діаметр трубопроводу, що відводить, пристрою, що збезводнює, встановленого на одній з віток піднімальних канатів.

Підставляючи значення в рівняння (2.11), одержимо:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot Q_o}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 0,736}{3,14 \cdot 25}} = 0,137 \text{ м.}$$

Приймаємо за ДСТ 8732-78 сталеву трубу зовнішнім діаметром, рівним 152мм, і внутрішнім 143мм.

Діаметр колекторного трубопроводу, що підводить повітря до повітродувки, приймемо рівним 219мм. Даний діаметр трубопроводу дорівнює діаметру вхідного патрубку повітродувки.

## 2.6.3 Розробка конструкції масловодовідділювача з повітряної суміші

У процесі зневоднювання головних канатів, що рухаються, з поверхні останніх буде видалятися не тільки зайва волога, але і тверді частки вугілля і

породи, що можуть прилипати до них. Прийнята повітродувка серії ТВ-80-1,2 призначена для перекачування чистого атмосферного повітря. У розглянутому випадку, якщо не передбачити відділення вологи і твердих часток з повітря, що відсмоктується, умови експлуатації повітродувки будуть різко відрізнятися в гіршу сторону від тих умов, на які вона розрахована.

Щоб запобігти надходження твердих часток і вологи в повітродувку, у проекті пропонується очищати повітряну суміш у спеціальному відстійнику, який назовемо масловодовідділювачем (рисунок 2.5). Надходження олії в розглянутий відстійник не виключається. Випадки надходження олії можливі після навішення нових канатів, сердечник яких містить у собі досить багато олії, якою консервують. З появою навантаження на канатах, сердечники деформуються, зайве змащення вичавлюється назовні. Щоб надлишок змащення не надходив на канатоведучий шків тертя, необхідно цю олію з канатів відокремити.

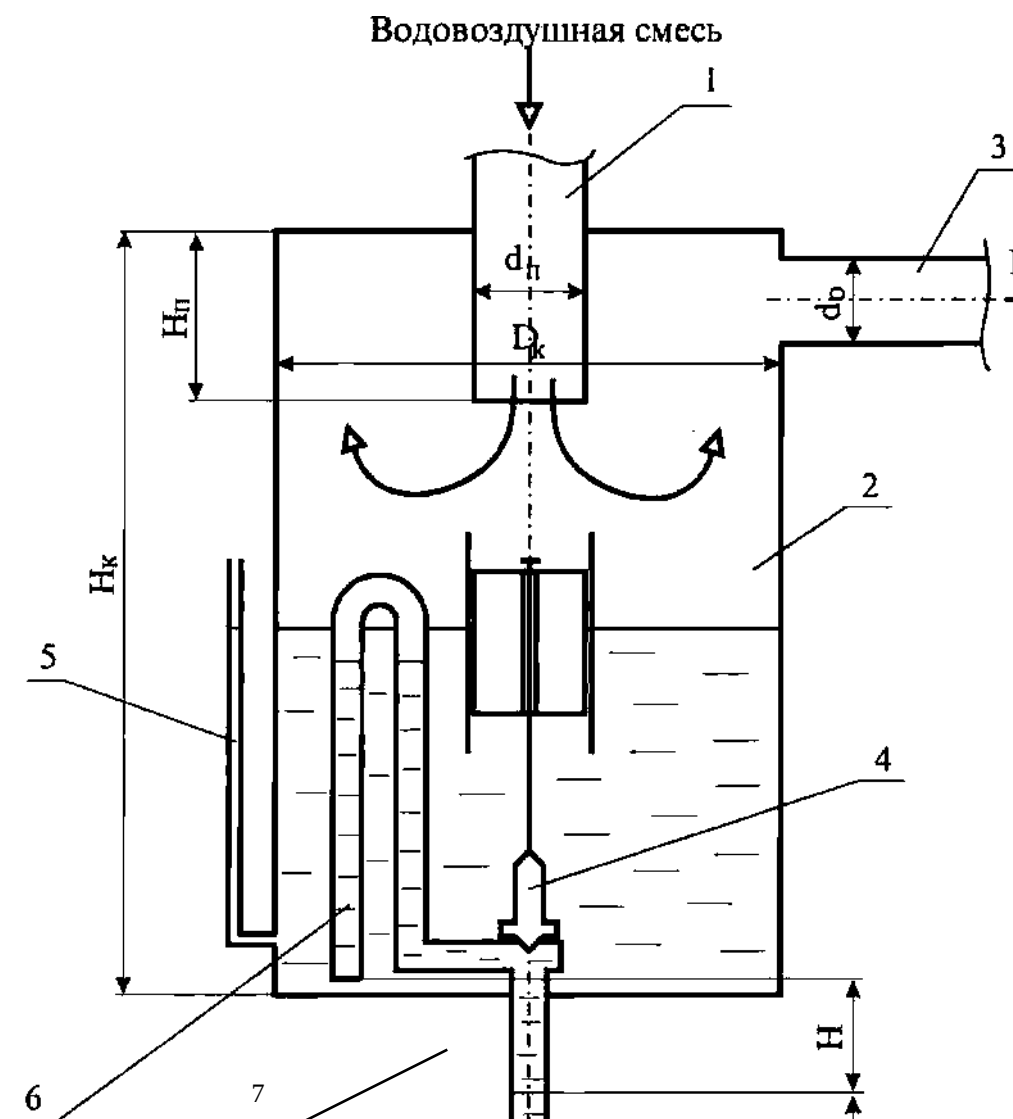
В основу принципу роботи масловодовідділювача закладене використання різної по величині інерційності газових і рідинних (не виключено і твердих) часток. Повітряний потік надходить у корпус 2 віддільника (рисунок 2.5) по трубі 1, що підводить, а відводиться через трубу 3. У корпусі потік змінює свій напрямок руху на  $180^\circ$ . У процесі повороту, більш інерційні тверді і рідкі частки осідають на дно віддільника, а газоподібні ідуть з корпусу через трубу 3, що відводить.

Періодичне автоматичне спорожнювання масловодовідділювача здійснюється за допомогою поплавково-запірного клапана 4 і сифонної труби 6. При досягненні максимального рівня води поплавково-запірний пристрій 4 піднімається, вода починає зливатися. Через якийсь час, при зниженні рівня води в корпусі, пристрій 4 закриє випускний отвір. Однак у цьому випадку повне спорожнювання корпусу буде уже відбуватися через сифонну трубу 6.

Тому що в корпусі масловодоотделителя тиск нижче атмосферного, останній забезпечується гідрозатвором 7, що забезпечує скидання гідросуміші назовні і перешкоджає надходженню атмосферного повітря усередину нього.

Висоту гідрозатвора визначимо з умови виникнення в корпусі віддільника максимального вакууму, тобто

$$h_3 \geq 1,5 \cdot H_{\text{вак}} = 1,5 \cdot 2 = 3 \text{ м вод.ст.}$$



- 1 – труба, що підводить;
- 2 – корпус;
- 3 – труба, що відводить;
- 4 – поплавково-запірний пристрій для автоматичного випуску води, що злилася;
- 5 – мірний пристрій;
- 6 – сифонна труба;
- 7 – зливальна труба з гідрозатвором.

Рисунок 2.5 – Масловодовіділювач

Діаметр зливальної труби гідрозатвора прийемо рівним 50 мм.  
Перевищення нижнього рівня води над висотою гідрозатвора прийемо рівної:

$$H = 3 \cdot v^2 / 2 g,$$

де  $v$  – швидкість витікання води в зливальній трубі гідрозатвора, значення якої прийемо рівної  $v = 1$  м/с;

$3$  – коефіцієнт, що враховує втрати напору в місцевих опорах і по довжині зливальної труби.

$$H = 3 \cdot 1^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,15 \text{ м}.$$

Параметри корпусу віддільника визначимо за укрупненими показниками. Діаметр корпусу віддільника визначимо з умови обмеження висхідного потоку швидкостей, значення яких не повинно бути більш 2 м/с. При більшій швидкості краплі води будуть нестися в трубу, що відводить. Виходячи з цього, мінімальний діаметр корпусу маслководвідділювача визначимо по залежності:

$$D_k = (4 \cdot Q_o / \pi \cdot v_{\min})^{0,5} = (4 \cdot 0,736 / 3,14 \cdot 2,0)^{0,5} = 0,685 \text{ м}.$$

Відповідно до Держстандарту 10704-76 приймаємо прямошовну сталеву трубу зовнішнім діаметром, рівним 820 мм, і внутрішнім діаметром – 804 мм. Висота заглиблення труби, що підводить, у корпус віддільника:

$$H_{\pi} = 2,5 \cdot d_{\pi} = 2,5 \cdot 219 = 547,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $H_{\pi} = 550$  мм.

Висота корпусу віддільника:

$$H_k = 10 \cdot d_{\pi} = 10 \cdot 219 = 2190 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $H_k = 2200$  мм.

Діаметр труби, що відводить  $d_o = d_{\pi} = 219$  мм.

## 2.7 Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень. Річний економічний ефект

При розрахунку річного економічного ефекту від реалізації рішень, прийнятих у проекті, приймемо, що кількість видаваної на гора гірничої маси в базовому і пропонованому варіантах однакова. Відмінності будуть спостерігатися в питомих енерговитратах, що витрачаються на підйом гірської маси на гора в базовому і пропонованому варіантах. Виходячи з прийнятих допущень, річний економічний ефект визначимо по залежності:

$$\Xi = \Pi_e \cdot (A_1 - A_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1) - (C_2 - C_1), \quad (2.12)$$

де  $\Pi_e$  – середня вартість електроенергії по шахті з урахуванням ПДВ, значення якої за 2018 рік складає 1,98 грн./кВт;

$A_2, A_1$  – річні витрати електроенергії відповідно в пропонованому і варіантах;

$E_n$  – коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень, значення якого для вугільної промисловості дорівнює  $E_n = 0,15$ ;

$K_2, K_1$  – капітальні вкладення, зв'язані з удосконалюванням піднімальної установки, відповідно в пропонованому і базовому варіантах;

$C_2, C_1$  – експлуатаційні витрати, зв'язані з експлуатацією піднімальної установки, відповідно в пропонованому і базовому варіантах.

Підставляючи значення у вихідне рівняння (2.12), одержимо:

$$\begin{aligned} \Xi &= 1,98 \cdot (32778000 - 16416000) - 0,15 \cdot (86872000 - 0) - (346564,5 - 144800,30) = \\ &= 2802215 \text{ грн.} = 2,8 \text{ млн. грн.} \end{aligned}$$

Таким чином, пропонований тиристорний електропривод для піднімальної установки забезпечує зниження енергоспоживання, витрати

реактивної енергії, підвищення коефіцієнта потужності, підвищення перевантажувальної здатності та надійності роботи двигунів, зниження втрат у статорних обмотках, тобто знижує енерговитрати.

## 2.8 Вимоги безпечної експлуатація підйомних установок

Підйомні машини, що застосовуються на шахті, повинні відповідати вимогам ГОСТів або ТУ, погоджених з МакНДІ. Для захисту від перепідймання і перевищення швидкості шахтна підйомна установка повинна бути забезпечена запобіжними пристроями: кінцевими вимикачами, обмежувачами швидкості, амортизуючими пристроями.

Максимальні швидкості підймання та опускання людей та вантажів по вертикальних виробках визначаються проектом, але не повинні перевищувати 12 м/с. Величина середнього уповільнення підйомної установки при запобіжному, робочому гальмуванні не повинно перевищувати 5 м/с<sup>2</sup>.

Для захисту від перепідймання і перевищення швидкості шахтна підйомна установка повинна бути забезпечена такими запобіжними пристроями:

1. Кожна підйомна посудина – кінцевим вимикачем, що встановлений у виробці або на копрі та призначений для вимикання запобіжного гальма при підйманні посудини на 0,5 м вище рівня верхнього приймального майданчика.

2. Обмежувачем швидкості, який викликає вмикання запобіжного гальма у випадку:

- Перевищення за період уповільнення швидкості захисної тахограми;
- Перевищення швидкості рівномірного ходу на 15%;
- Наближення посудини до верхнього та нижнього приймального майданчика зі швидкістю більшою за 1,5 м/с.

Шахтні підйомні установки повинні бути обладнані такими захисними та блокуючими пристроями:

1. Пристроєм блокування від надмірного зношення гальмівних колодок;
2. Максимальним та нульовим захистом;
3. Захистом від провисання струни та напуску каната у ствол;
4. Захистом від жорсткої посадки клітей людського та вантажелюдського підйомів;
5. Пристроєм блокування запобіжних ґрат;
6. Пристроєм блокування, який дозволяє вмикати двигун після перепідймання посудини тільки в бік ліквідації перепідймання;
7. Пристроєм, що подає сигнали ствольовому або машиністу при висмикуванні гальмівних канатів у місці їх кріплення в зумпфі;
8. Дублюючим обмежувачем швидкості.

Підйомні машини повинні бути забезпечені апаратом, що показує машиністу положення посудин у стволі.

Кожна підйомна машина повинна мати справно діючі:

- 1) самописній швидкостемір;
- 2) вольтметр та амперметр;
- 3) манометри, що вказують тиск стиснутого повітря або мастила в гальмовій системі.

В кожній підйомній машині повинно бути передбачена робоче та запобіжне гальмування з незалежним один від одного вмиканням приводу. Час спрацьовування гальма, незалежно від типу приводу гальма, не повинно перевищувати 0,8с.

Після заміни елементів гальмівної системи (гальмові колодки, циліндри та ін.) необхідно зробити її випробування. Результати випробувань оформлюються актом.

Для послаблення натягу канату в місці його прикріплення до барабану, на поверхні останнього повинно бути не менше трьох витків тертя (на барабанах які футеруються деревом або пресмасою) , і не менше п'яти витків тертя на барабанах, які не футеруються фрикційними матеріалами.

Підйомні посудини, стопори, підвісні пристрої, завантажуючі та розвантажуючі пристрої, відхилюючі шків, гальмова система та інші елементи підйомної машини, апаратура захисту та система керування повинні оглядатися кожної доби механіком під'йому.

Канати для посудин шахтних підйомних установок повинні мати при підвішуванні запас міцності не нижче 6,5-кратного (для вантажних підйомних установок).

Шахтні канати повинні випробовуватись у відповідності з "Інструкцією по випробуванню шахтних канатів" на канатно-випробувальних станціях, зареєстрованих в Мак НДІ.

Канати, котрі були випробувані перед підвішуванням, повинні повторно випробовуватися через 12 місяців після підвішування, а потім через кожні 6 місяців (на вантажних підйомних установках).

Канат повинен бути знятим і заміненим на інший, якщо при повторному випробуванні:

- запас його міцності менший 5-кратного (для вантажних підйомних установок) ;
- сумарна площа дротинок, які не витримали випробування на розрив та перегрів досягає 25% загальної площини поперечного перерізу всіх дротинок канату.

Канати шахтних підйомних установок повинні оглядатися спеціально виділеними робітниками, які призначаються наказом по шахті в наступні строки: кожної доби – підйомні канати скіпів; кожної неділі – гальмові та провідникові канати; кожного місяця – амортизаційні канати, підйомні канати, за присутності головного механіка шахти.

## ВИСНОВКИ

Таким чином, після виконання розрахунку головної підйомної установки було запропоновано до застосування електропривід з двигунами постійного струму з тиристорним перетворювачем. Даний електропривід більш надійний, економічний та простий в експлуатації.

Для підвищення надійності роботи та безпеки експлуатації підйомної установки пропонується пристрій попереднього зневоднювання канатів, який дозволить знизити надходження води з головних канатів на канатоведучий шків тертя підйомної машини. Пристрій для попереднього зневоднювання головних канатів розміщується під канатоведучим шківом тертя, тобто там, де амплітуда коливань головних канатів мінімальна. З метою збільшення ступеня осушення канатів пропонується головні канати пропускати через корпус, з якого відсмоктується водоповітряна суміш. У корпус через верхнє і нижнє прохідні отвори з великою швидкістю надходить атмосферне повітря. Повітря здуває надлишки вологи з каната і у виді водоповітряної суміші, яка відсмоктується вакуумною установкою. Ущільнення головних канатів у верхньому і нижньому отворах забезпечується гумовими кільцями, що у міру зносу періодично замінюються на нові. Щоб запобігти надходження твердих часток і вологи в повітродувку, у роботі пропонується очищати повітряну суміш у спеціальному відстійнику – масловодовідділювачі. В основу принципу роботи масловодовідділювача закладено використання різної по величині інерційності газових і рідинних часток. Періодичне автоматичне спорожнювання масловодовідділювача здійснюється за допомогою поплавково-запірного клапана і сифонної труби.

Впровадження пропозицій забезпечить отримання економічного ефекту в розмірі 2,8 млн. грн.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу “Горные машины и комплексы”. Коновалов В.И., Осокин П.А. Донецк ДПИ. 1987.
2. Методичні вказівки до курсового проектування “Електропостачання гірничих підприємств”. Коваленко І.І. Красноармійськ. 1998.
3. Пейсахович Г.Я., Ремизов И.П. Подземный транспорт шахт и рудников. Справочник. М., Недра, 1985.
4. Щадов М.И., Владыченко И.М. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М., Недра, 1986.
5. Методические указания по проектированию шахтных водоотливных установок. Малыгин С.С., Малеев В.В. Донецк ДПИ. 1986.
6. Методические указания по проектированию шахтных вентиляторных установок главного проветривания. Дулин В.С. Донецк ДПИ. 1986.
7. Методические указания к проектированию шахтных подъёмных установок. Яценко Н.И., Зима П.Ф., Гулин В.В. Донецк ДПИ. 1988.
8. Правицкий Н.К. Рудничные подъёмные установки: Учеб. пособие для студ. горн. спец. вузов. и фак. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 416 с.
9. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу: «Шахтные подъёмные установки» / Сост. А.А. Белоцерковский, Н.И. Яценко. – Донецк: ДПИ, 1990.
10. Траубе Е.С., Найдено И.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъёмных машин, М., Недра, 1980.
11. Песвианидзе А.В. Расчет шахтных подъёмных установок: Уч.пособие для вузов. – М.: Недра, 1992.
12. Фёдорова З.М. Рудничные подъёмные установки, М: Недра, 1966.
13. Справочник механика угольной шахты / А.И. Пархоменко, В.И. Остапенко, И.М. Митько и др. М.: Недра, 1985. – 448 с.

14. Дзюбан В.С., Риман Я.С., Маслий А.К. Справочник энергетика угольной шахты. М.: Недра, 1983. – 542 с.
15. Комплектные тиристорные электроприводы: Справочник/ И.Х.Евзеров, А.С.Горобец и др.; Под ред. канд. техн. наук В.М.Перельмутера. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 319 с.: ил.
16. Католиков В.Е., Динкель А.Д., Седунин А.М. Тиристорный электропривод с реверсом возбуждения двигателя рудничного подъёма. – М.: Недра, 1990. – 382 с.: ил.
17. Малашкина В.А., Малеев В.Б. Ремонт и эксплуатация стационарного оборудования шахт: Справочник рабочего. – М.: Недра, 1990. – 329 с.
18. Методика определения экономической эффективности использования в угольной промышленности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: недра, 1979. – 120 с.
19. Техническое обслуживание и ремонт горно-шахтного оборудования / А.Н.Коваль, А.М.Горлин, В.И.Чекавский и др. – М.: Недра, 1987. – 344 с. (Б-ка электромеханика шахты).
20. Охрана труда: Учебник для вузов / К.З.Ушаков, Б.Ф.Кирин, Н.В.Ножкин и др. Под ред. К.З.Ушакова. – М.: Недра, 1986. – 624 с.