

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій
 (повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра прикладної механіки
 (повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

С.О. Вірич
 (підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” 20__ р.

Випускна кваліфікаційна робота

магістра
 (освітній ступінь)

на тему: «Дослідження робочих параметрів підйомних установок для умов відокремленого структурного підрозділу «Шахтоуправління імені Героїв космосу» Приватного акціонерного товариства «ДТЕК Павлоградвугілля»
(«Investigation of operation parameters of lifting equipment for the conditions of separated structural subdivision «Colliery Group Heroes of Space» of private joint-stock company «Donetsk fuel and power company Pavlogradvugillia»)

Виконав: студент 2 курсу, групи ГМКМ-22
 (шифр групи)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування (освітня програма Гірничі машини та комплекси)
 (шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Агафонов К.К.
 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

Керівник доц. каф. ПМ, к.т.н., доц. Калиниченко В.В.
 (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

 (підпис)

Рецензент _____
 (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)

Луцьк – 2023р.

АНОТАЦІЯ

Агафонов К.К. Дослідження робочих параметрів підйомних установок для умов відокремленого структурного підрозділу «Шахтоуправління імені Героїв космосу» Приватного акціонерного товариства «ДТЕК Павлоградвугілля» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. – ДВНЗ «ДонНТУ», Луцьк, 2023.

В роботі було зроблено дослідження можливості підвищення продуктивності скіпової багатоканатної підйомної установки для видачі гірничої маси на поверхню. У процесі виконання роботи досліджено технічний стан підйомної машини типу ЦШ5×4 та армування стволу; зроблені розрахунки максимально припустимої вантажопідйомності установки за умовою не ковзання канатів і швидкості підйому з урахуванням фактичного стану армування; розроблені заходи для збільшення продуктивності та надійності підйому; виконані розрахунки годинної, добової і річної пропускної здатності підйомного комплексу при реалізації рекомендованих заходів.

Ключові слова: скіпова підйомна установка, шків тертя, головні канати, кліть, електропривод, система керування, активна потужність.

ANNOTATION

K. Agafonov. Investigation of operation parameters of lifting equipment for the conditions of separated structural subdivision «Colliery Group Heroes of Space» of private joint-stock company «Donetsk fuel and power company Pavlogradvugillia» / Graduation qualification work for obtaining an educational degree «Master» in specialty 133 Sectoral engineering. – SHEE «Donetsk National Technical University», Lutsk, 2023.

In the work, a study was made of the possibility of increasing the productivity of the skip multi-rope lifting device for delivering mining mass to the surface. In the course of the work, the technical condition of the lifting machine and the reinforcement of the barrel was investigated; calculations were made of the maximum permissible load capacity of the installation under the condition that the ropes do not slip and the lifting speed, taking into account the actual state of the reinforcement; developed measures to increase productivity and reliability of lifting; calculations of the hourly, daily and annual capacity of the lifting complex were carried out during the implementation of the recommended measures.

Keywords: skip lifting device, friction pulley, main ropes, cage, electric drive, control system, active power.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК	8
1.1 Загальні відомості про підйомні установки	8
1.2 Дослідження параметрів скіпової багатоканатної підйомної установки	8
1.3 Дослідження параметрів одноканатної двохклітьової підйомної установки	22
2 ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ	31
3 УДОСКОНАЛЕННЯ СКІПОВОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ	39
3.1 Новий посадковий пристрій	39
3.2 Нові канати, що врівноважують, з гумовою поверхнею	42
3.3 Розрахунок умов не ковзання канатів по канатоведучому шківу	47
3.4 Визначення статичного коефіцієнту безпеки проти ковзання	55
3.5 Розрахунок фактичних уповільнень	57
3.6 Розрахунок динамічного коефіцієнту безпеки проти ковзання	59
3.7 Дослідження виконаних розрахунків	60
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	68
5 КОРОТКІ ВІДОМОСТІ З ПРАВИЛ БЕЗПЕКИ НА ПІДЙОМНИХ УСТАНОВКАХ	71
ВИСНОВОК	73
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	74
ДОДАТКИ	75

ВСТУП

На теперішній час як на гірничих підприємствах так і в Україні в цілому спостерігаються складні умови для економічного розвитку. На шахті потрібен безперервний ріст видобутку вугілля та продуктивності окремих ланок підприємства. Збільшення виробничої потужності шахти призводить до того, що навантаження на транспортну систему збільшується, але питання удосконалення конвеєрного транспорту на підприємстві вирішуються шляхом застосування нового прогресивного обладнання та встановлення його у «вузьких» містах. А от комплекс підйомних установок проектується на весь строк служби шахти, тому глобальне вдосконалення його не можливо, що призводить до чисельних виходів обладнання з ладу, зношення окремих деталей, а крім скіпового комплексу видавання збільшеного вантажопотоку вугілля неможливо ніякими іншими засобами. Тому до надійності, ремонтпридатності, довговічності та до інших параметрів, що характеризують роботу скіпової підйомної установки та її економічну доцільність, треба звертати підвищену увагу. Перед тим як визначити, які саме параметри у скіповій підйомній установці потребують вдосконалення, необхідно провести перевірочний розрахунок існуючої підйомної установки.

1 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК

1.1 Загальні відомості про підйомні установки

Поле відокремленого структурного підрозділу «Шахтоуправління імені Героїв космосу» Приватного акціонерного товариства «ДТЕК Павлоградвугілля» (блок №1) розкрите двома центрально-здвоєними стволами: головним (скіповим) і допоміжним (клітьовим).

Головний ствол обладнаний двохскіповим вугільним і односкіповим породним з противагою підйомами. Видавання вугілля здійснюється з горизонту 470м двома вугільними скіпами ємністю 35м^3 , вантажопідйомністю 20,5т (обмеження вантажопідйомності за умовами натягу канатів) з використанням багатоканатної підйомної машини типу ЦШ5×4, що забезпечує максимальну швидкість підйому 10,5м/с. Породний підйом обладнаний скіпом ємністю 11м^3 та підйомною машиною ЦШ4×4 з максимальною швидкістю підйому 9м/с. Видавання породи здійснюється з горизонтів 350м, 370м та 470м.

Допоміжний ствол обладнаний двома одноклітьовими з противагами підйомними установками з підйомними машинами типу ЦР6×3,2/0,5 з приводом кожної від електродвигуна потужністю 630кВт з синхронною частотою обертання 300об/хв, що забезпечує максимальну швидкість підйому 8м/с. Кліті двоповерхові, на одну вагонетку типу ВГ-3,3 в поверсі з максимально підйомним вантажем 10,6т.

1.2 Дослідження параметрів скіпової багатоканатної підйомної установки

При дослідження будемо враховувати, що: глибина шахти $H_{\text{ш}}=580\text{м}$; річна продуктивність $A_p=1392$ тис. т/рік.

При визначенні параметрів скіпа будемо виходити із раціональної вантажопідйомності, яка визначається за формулою проф. Єланчика Г.М. [1, 4]:

$$m_{\text{ван.роз.}} = A_z \cdot \frac{4 \cdot \sqrt{H_{\text{ш}}} + t_n}{3600}, \quad (1.1)$$

де A_z – продуктивність скіпового підйому, т/год.:

$$A_z = A_p \cdot \frac{K_n}{N \cdot t_p}, \quad (4.2)$$

де K_n – коефіцієнт нерівномірності та резерву, $K_n=1,5$;

N – кількість робочих днів в році, $N=300$ днів/рік;

t_p – тривалість роботи підйому за добу, $t_p=18$ год./доб;

t_n – тривалість паузи, орієнтовно приймаймо $t_n=15$ с.

За формулою (1.2) розраховуємо:

$$A_z = 13,92 \cdot \frac{1,5}{300 \cdot 18} = 387 \text{ т / год};$$

а за формулою (1.1) визначаємо:

$$m_{\text{ван.роз.}} = 387 \frac{4 \cdot \sqrt{580} + 15}{3600} = 10,36 \text{ т.}$$

За $m_{\text{ван.роз}}$ приймаймо скіп з розвантаженням через дно 1СН35-2.

Характеристика скіпа [2]:

- вантажопідйомність $m_{\text{ван}}$ дорівнює 30000кг;
- маса скіпа $m_c = 30300$ кг;

- відстань між скіпами в стволі $S_0=2,5\text{м}$;
- перевищення рами скіпа над бункером під час розвантаження $h^*=0,3\text{м}$;
- довжина розвантажувальної ділянки шляху $h_0=2,40\text{м}$;
- висота скіпа $h_c=16,50\text{м}$;

Вага вантажу, яку підіймає даний скіп, визначається:

$$Q = m_{\text{ван}} \cdot g = 30000 \cdot 9,81 = 294300 \text{ Н}.$$

Вага самого скіпа буде:

$$G = m_c \cdot g = 30300 \cdot 9,81 = 297243 \text{ Н}.$$

Копер для багатоканатного підйому обрано в залежності від вантажопідйомності скіпа. Отже, основні параметри копра [2]:

- висота бункера $h_6=35\text{м}$;
- висота копра $H_k=82\text{м}$;
- відмітка встановлення шківів, що відхиляються $h_{\text{в.ш.}}=69\text{м}$.

Визначимо параметри головних канатів та канатів, що врівноважують. Канати для багатоканатного підйому розраховуються за методикою для шахт з глибиною видачі гірничої маси $H_{\text{ш}} < 600\text{м}$. Маса одного метра головного каната визначається за формулою:

$$m_{\text{к.роз.}} = \frac{(m_{\text{ван.}} + m_c) \cdot \gamma_0 \cdot Z_n}{\delta_{\text{в}} \cdot n_k}, \quad (1.3)$$

де n_k – кількість головних канатів, $n_k=4$ шт.;

Z_n – запас міцності каната в нижньому перерізі, $Z_n=9,5$;

$\delta_{\text{в}}$ – межа міцності матеріалу дротів канату, $\delta_{\text{в}}=1400\text{--}2000\text{МПа}$;

γ_0 – умовна об'ємна вага матеріалу каната, $\gamma_0=0,1 \text{ МН/м}^3$.

Знайдемо за формулою (1.3):

$$m_{k,poz} = \frac{(30000 + 30300) \cdot 0,1 \cdot 9,5}{2000 \cdot 4} = 7,16 \text{ кг/м}.$$

Для багатоканатних підйомів в якості головних канатів застосовуються трьохграннопрядні (ДСТ3085-80). Характеристика канату [3, 4]:

- маса 1м канату за каталогом $m_k=7,465\text{кг/м}$;
- діаметр каната $d_k=40,5\text{мм}$;
- розривне зусилля всіх дротів в канаті $F_{роз}=1555\text{кН}$.

Співвідношення між вагою та масою 1м каната:

$$p_k = m_k \cdot g = 7,465 \cdot 9,81 = 73,2. \quad (1.4)$$

Після вибору канатів перевіряємо їх на фактичну міцність:

- запас міцності в нижньому перерізі [12]:

$$z_{н.ф} = \frac{n_k \cdot F_{роз}}{Q + G} = \frac{4 \cdot 1555 \cdot 10^3}{294300 + 297243} = 10,5 > 9,5; \quad (1.5)$$

- запас міцності в верхньому перерізі:

$$z_{в.ф} = \frac{n_k \cdot F_{роз}}{Q + G + n_k \cdot p_k \cdot H_v} = \frac{4 \cdot 1555 \cdot 10^3}{294300 + 297243 + 4 \cdot 73,2 \cdot 665} = 7,9 > 4,5, \quad (1.6)$$

де H_v – довжина елементів відвісу канату, $H_v=665\text{м}$.

Отже, згідно розрахунків фактичні запаси міцності вищі ніж запаси міцності, які допустимі за правилами безпеки (ПБ) [12].

Визначимо основні параметри підйомної машини скіпової установки.

Діаметр канатоведучого шківа при $\alpha=(1,1 \dots 1,6) \cdot \pi$ з відхиляючими шківками залежить від діаметру застосованого канату:

$$D_{ш.к} \geq 95 \cdot d_k = 95 \cdot 40,5 = 3847,5 \text{ мм.} \quad (1.7)$$

Максимальний статичний натяг гілки визначається з урахуванням завантаженого скіпа:

$$F_{cm.max} = Q + G + n_k \cdot p_k \cdot H_g = 2940300 + 297243 + 4 \cdot 73,2 \cdot 665 = 786255 \text{ Н.} \quad (1.8)$$

Різниця статичних натягів завантаженої та порожньої гілок канатів буде дорівнювати вазі гірничої маси, яку підіймає скіп на поверхню $\Delta F_{cm} = Q = 294300 \text{ Н}$.

За визначеними діаметром канатоведучого шківа $D_{ш.к}$, максимальним статичний натяг завантаженої гілки $F_{ст.маx}$ та різницею статичних натягів завантаженої та порожньої гілок канатів $\Delta F_{ст}$ згідно ДСТ18116–72 застосовано підйомну машину ЦШ5×4 з наступними характеристиками [1-4]:

- діаметр канатоведучого шківа $D_{ш.к} = 5,0 \text{ м}$;
- ширина канатоведучого шківа $B_{ш.к} = 1,0 \text{ м}$;
- максимальний статичний натяг канатів $F_{ст.маx} = 1450 \text{ кН}$;
- різниця статичних натягів гілок канатів $\Delta F_{ст} = 350 \text{ кН}$;
- швидкість руху скіпа без редуктора $V_T = 16 \text{ м/с}$;
- діаметр відхиляючих шківів $D_{ш.в} = 3,0 \text{ м}$;
- маховий момент канатоведучого шківа $G \cdot D_{ш.к}^2 = 6250 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$;
- маховий момент шківів, що відхиляють, $G \cdot D_{ш.в}^2 = 500 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$.

Схема багатоканатної скіпової підйомної установки типу ЦШ5×4 представлена на рисунку 1.1.

Визначимо статичний коефіцієнт безпеки проти ковзання відповідно до ПБ за формулою [12]:

$$\sigma_{cm} = \frac{S_{o.cm} \cdot (e^{f\alpha} - 1)}{S_{n.cm} - S_{o.cm}} \geq 1,75, \quad (1.9)$$

де $S_{o,ст}$ – статичне зусилля гілки, що опускається:

$$S_{o,cm} = G + \sum q \cdot H_{\epsilon} - \frac{k-1}{2} \cdot Q = 297243 + 146.4 \cdot 665 - \frac{1.15-1}{2} \cdot 294300 = 372526.5H, \quad (1.10)$$

де $\sum q = p_k \cdot n_k$ або $\sum m_{ky} = m_k \cdot n_{ky}$ – сумарна вага 1м канатів, що врівноважують;
 n_{ky} – кількість канатів, що врівноважують, $n_{ky}=2$;

$$\sum q = 73.2 \cdot 2 = 146.4 \text{ Н або } \sum m_{ky} = 7.465 \cdot 2 = 14.93 \text{ кг.}$$

$S_{п,ст}$ – статичне зусилля гілки, що піднімається:

$$S_{п,cm} = Q + G + n_k \cdot p_k \cdot H_{\epsilon} + \frac{k-1}{2} \cdot Q = 294300 + 297243 + 4 \cdot 73.2 \cdot 665 + \frac{1.15-1}{2} \cdot 294300 = 808327.5H; \quad (1.11)$$

f – коефіцієнт тертя каната і футеровки, для прес-маси ПП-45 $f=0.25$;

α – кут обхвату канатом шківа, який веде, $\alpha=(1.1 \dots 1.6) \cdot \pi = 1.4 \cdot 3.14 = 4.396 \text{ рад.}$

Статичний коефіцієнт безпеки проти ковзання знайдемо з виразу (1.10):

$$\sigma_{cm} = \frac{372526.5 \cdot (e^{0.25 \cdot 4.396} - 1)}{808327.5 - 372526.5} = 2.56 \geq 1.75.$$

Визначимо величину прискорення a_{lk} , яке допускається за умови відсутності ковзання [4]:

$$a_{lk} = \frac{S_{o,cm} \cdot (e^{f\alpha} - 1) - \delta_{дин} \cdot (S_{п,cm} - S_{o,cm})}{\delta_{дин} \cdot (m_{п.г} + m_{о.г}) + m_{о.г} \cdot (e^{f\alpha} - 1)}, \quad (1.12)$$

де $\delta_{дин}$ – динамічний коефіцієнт безпеки проти ковзання, $\delta_{дин}=1.25$;

$$m_{n.г} = m_{ган} + m_c + n_k \cdot m_k \cdot H_г = 30000 + 30300 + 4 \cdot 7,465 \cdot 665 = 653227 \text{ кг}; \quad (1.13)$$

$$m_{o.г} = m_c + n_{к.у} \cdot m_{к.у} \cdot H_г + \frac{G \cdot D_{ш.г}^2}{g \cdot D_{ш.г}^2}, \quad (1.14)$$

де $G \cdot D_{ш.г}^2$ – маховий момент шківів, що відхиляють, $G \cdot D_{ш.г}^2 = 500 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$;

$D_{ш.г}$ – діаметр шківів, що відхиляють, $D_{ш.г} = 3 \text{ м}$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Повну масу гілки, що опускається, визначаємо за формулою (1.14):

$$m_{o.г} = 30300 + 2 \cdot 14,93 \cdot 665 + \frac{500}{9,81 \cdot 3^2} = 50162,5 \text{ кг}.$$

Величину прискорення, припустимого за умови відсутності ковзання знайдемо з виразу (1.12):

$$a_{1к} = \frac{372526,5 \cdot (e^{0,25 \cdot 4,396} - 1) - 1,25 \cdot (808327,5 - 372526,5)}{1,25 \cdot (652227 + 50162,5) + 50162,5 \cdot (e^{0,25 \cdot 4,396} - 1)} = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Знайдемо величину тиску канатів на футерову головного шківа, що веде :

$$\sigma_{ym} = \frac{S_{n.cm} + S_{с.с.м}}{D_{ш.к} \cdot n_k \cdot d_k} \leq [\sigma_{ym}] \quad (1.15)$$

де $[b_{yt}]$ – допустиме значення тиску канатів на футеровку для ПП-45, $[b_{yt}] = 2,0 \text{ МПа}$.

$$\sigma_{yt} = \frac{808327,5 + 327526,5}{3847,5 \cdot 4 \cdot 40,5} = 1,8 \text{ МПа} < 2 \text{ МПа}.$$

Отже, умова нормальної експлуатації футеровки головного шківa як і скіпової підйомної установки загалом виконується.

Дослідимо кінематичні параметри скіпової підйомної установки. Перший основний параметр – це максимальна швидкість руху скіпа, на який впливає час руху скіпа, який знаходиться:

$$T = T_{\text{ц}} - t_n = \frac{3600 \cdot m_{\text{ван}}}{A_{\text{с}}} - t_n = \frac{3600 \cdot 30}{387} - 30 = 264 \text{ с.} \quad (1.16)$$

Середня швидкість підйому буде:

$$v_c = \frac{H_n}{T} = \frac{640,3}{264} = 2,42 \text{ с.} \quad (1.17)$$

Максимальна розрахункова швидкість підйому:

$$v_{\text{max.роз}} = \alpha \cdot v_c = 1,25 \cdot 2,42 = 3,025 \text{ м/с}; \quad (1.18)$$

де α – коефіцієнт швидкості, для автоматизованого підйому, $\alpha=1,25$.

Доцільніше експлуатація багатоканатної підйомної машини в безредукторному виконанні. Це знижує початкові капітальні витрати та в майбутньому експлуатаційні витрати поєднані з більшою простотою обслуговування.

При безредукторному виконанні використовуємо тихохідні двигуни постійного струму одиничної потужності з частотою обертання головного шківa, що веде (це є також і частотою обертання підйомного двигуна) [6]:

$$n_{\text{д.в}} = n_{\text{ш.к}} = \frac{60 \cdot v_{\text{max.роз}}}{\pi \cdot D_{\text{ш.к}}} = \frac{60 \cdot 3,025}{3,14 \cdot 5} = 11,56 \text{ об/хв.} \quad (1.19)$$

За значенням $n_{\partial.в.}=11,56 \text{ хв}^{-1}$ застосовано необхідну частоту обертання двигуна $n_{\partial.в.к}=40 \text{ хв}^{-1}$ за умовою, що $n_{\partial.в.к} > n_{\partial.в.}$.

Визначимо фактичну максимальну швидкість:

$$v_{\max.\phi} = \frac{\pi \cdot D_{ш.к} \cdot n_{\partial.в.к}}{60} = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 40}{60} = 10,5 > v_{\max.роз} = 3,25 \text{ м/с}. \quad (1.20)$$

Для підйомного двигуна розрахуємо орієнтовне еквівалентне зусилля [4]:

$$F_{екв.ор} = K \cdot Q \cdot \xi, \quad (1.21)$$

де K – коефіцієнт, що враховує шкідливі опори при русі скіпів, $K=1,15$;

ξ – коефіцієнт еквівалентності сил навантаження, який для врівноваженого підйому складає $\xi=1,1$.

$$F_{екв.ор} = 1,15 \cdot 294300 \cdot 1,1 = 372289,5 \text{ Н}.$$

Еквівалентна потужність двигуна підйомного двигуна скіпової установки розраховується [6]:

$$P_{екв.ор} = \frac{F_{екв.ор} \cdot v_{\max.\phi}}{1000} = \frac{372289,5 \cdot 10,5}{1000} = 3909 \text{ кВт}. \quad (1.22)$$

За параметрами частоти обертання $n_{д.в.}$ та еквівалентної потужності $P_{екв.ор}$ приймаємо тихохідний електродвигун П2-800-256-8КУ4 з наступними характеристиками [4]:

- номінальна активна потужність електродвигуна $P_{\partial в} = 4000 \text{ кВт}$;
- частота обертання електродвигуна $n_{д.в} = 40 \text{ хв}^{-1}$;
- напруга якоря електродвигуна постійного струму $U_{я} = 750 \text{ В}$;
- струм якоря електродвигуна постійного струму $I_{я} = 5830 \text{ А}$;

- номінальний момент електродвигуна $M_H=975\text{кН}\cdot\text{м}$;
- маховий максимальний момент електродвигуна $M_M=2630\text{ кН}\cdot\text{м}^2$.

Приведена маса підйомної установки знаходиться:

$$m_{np} = m_{ван.} + 2 \cdot m_c + n_k \cdot p_k \cdot H_{\epsilon} + n_{к.у} \cdot m_{ку} \cdot H_{\epsilon} + \frac{1}{d} \cdot \left(\frac{G \cdot D_{шв}^2}{D_{шв}^2} + \frac{G \cdot D_{шк}^2}{D_{шк}^2} + n_{\phi} \cdot \frac{G \cdot D_{ром}^2}{D_{шк}^2} \cdot U^2 \right) = \quad (1.23)$$

$$= 30000 + 2 \cdot 30300 + 4 \cdot 73,2 \cdot 665 + 2 \cdot 14,93 \cdot 665 + \frac{1}{9,81} \cdot \left(\frac{500}{3^2} + \frac{6250}{5^2} + 1 \cdot \frac{2630}{5^2} \cdot 1^2 \right) = 305211H.$$

Прискорення уповільнення знаходиться:

$$a_1 = \frac{F_{ном} \cdot \gamma_{роз} - K \cdot Q - (p_k - q) \cdot H_n}{m_{np}} = \frac{372289,5 \cdot 2 - 1,15 \cdot 294300 - (73,2 - 73,2) \cdot 640,3}{305211} = \quad (1.24)$$

$$= 1,33\text{м} / \text{с}^2$$

Прискорення повинні знаходитися в межах $0,6\text{м} / \text{с}^2 \leq a_1 \leq 1,2\text{м} / \text{с}^2$. В нашому випадку $a_1 > 1,2\text{м} / \text{с}^2$, тому в розрахунку слід приймати $a_1 = 1,2\text{м} / \text{с}^2$.

Уповільнення розраховуємо за формулою:

$$a_y = \frac{\frac{4}{3} \cdot K \cdot Q - (P_k - q) \cdot H_n}{m_{np}} = \frac{\frac{4}{3} \cdot 1,15 \cdot 294300 - (73,2 - 73,2) \cdot 640,3}{305211} = 1,48\text{м} / \text{с}^2. \quad (1.25)$$

У нашому випадку $a_y > 1,2\text{м} / \text{с}^2$, тому в цьому випадку слід уповільнення визначати за формулою [4]:

$$a_y = \frac{\frac{2}{3} \cdot K \cdot Q - (P_k - q) \cdot H_n}{m_{np}} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 1,15 \cdot 294300 - (73,2 - 73,2) \cdot 640,3}{305211} = 0,74\text{м} / \text{с}^2. \quad (1.25)$$

Визначимо параметри діаграми зусиль, які діють на підйомну установку. Вигляд діаграми швидкостей, прискорень та зусиль показано на рисунку 1.2.

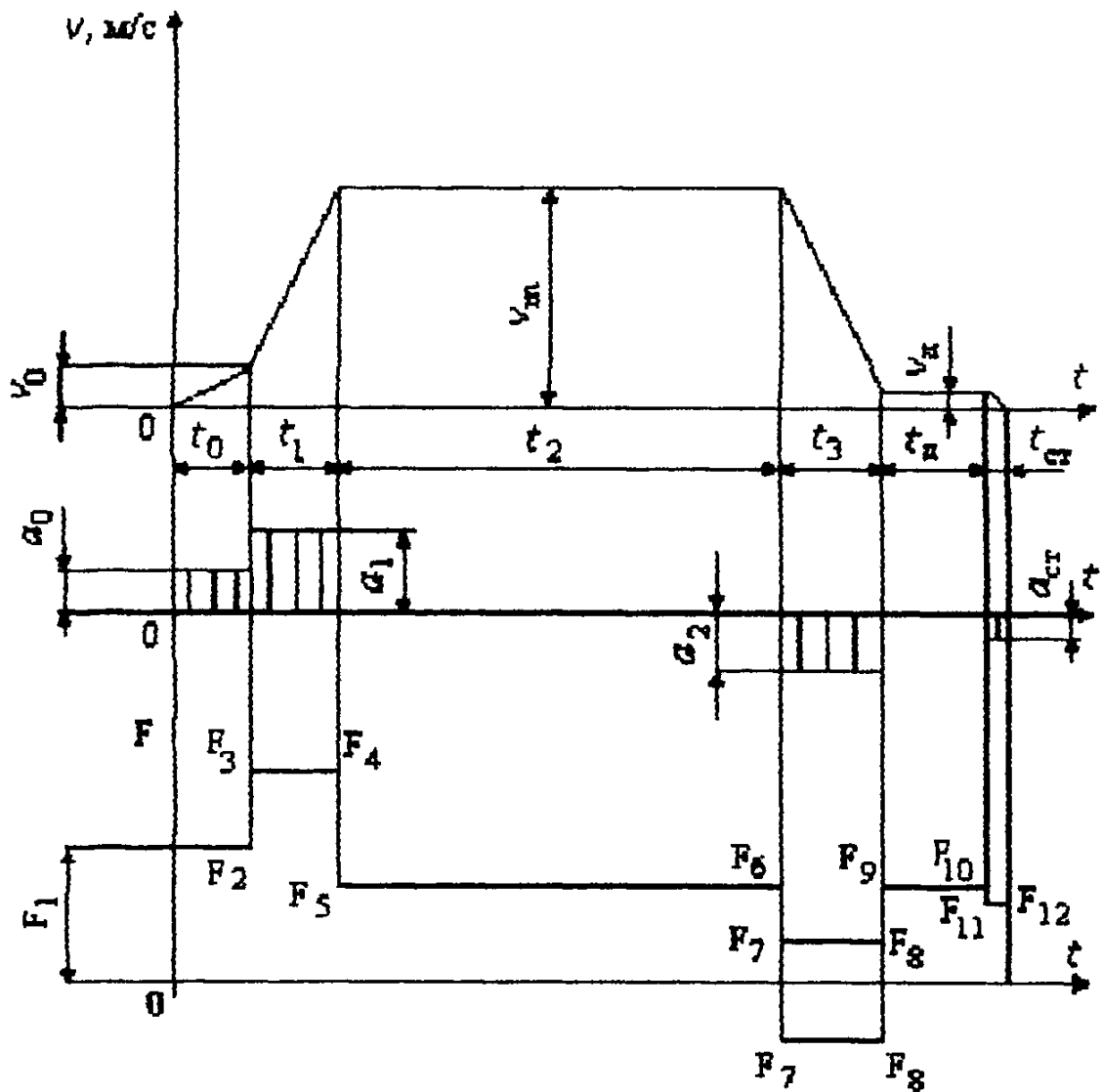


Рисунок 1.2 – Діаграма швидкостей, прискорень та зусиль

Зусилля, що діє в будь-який момент часу при русі скіпів, визначається за рівнянням академіка М.М. Федорова, яке для врівноваженого підйому має вигляд:

$$F_{\text{дв } i} = k \cdot Q + m_{np} \cdot a_i, \quad (1.26)$$

де a_i – прискорення i -го періоду на діаграмі зусиль.

$$F_1 = F_2 = k \cdot Q + m_{np} \cdot a_0 = 1,15 \cdot 294300 + 305211 \cdot 0,21 = 402539 \text{ Н};$$

$$F_3 = F_4 = k \cdot Q + m_{np} \cdot a_1 = 1,15 \cdot 294300 + 305211 \cdot 1,2 = 704698 \text{ Н};$$

$$F_5 = F_6 = k \cdot Q = 1,15 \cdot 294300 = 338445 \text{ Н};$$

$$F_7 = F_8 = k \cdot Q - m_{np} \cdot a_y = 1,15 \cdot 294300 - 305211 \cdot 0,74 = 112589 \text{ Н};$$

$$F_9 = F_{10} = k \cdot Q = 1,15 \cdot 294300 = 338445 \text{ Н};$$

$$F_{11} = F_{12} = k \cdot Q - m_{np} \cdot a_{cm} = 1,15 \cdot 294300 - 305211 \cdot 0,4 = 216361 \text{ Н}.$$

Уточнюємо еквівалентну потужність підйомного двигуна з урахуванням значень діаграми зусиль.

Еквівалентне зусилля розраховується [4, 6]:

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{\int_0^t F_i^2 \cdot dt}{T_{ц.екв}}}, \quad (1.27)$$

де $\int_0^t F_i^2 \cdot dt$ – твірна від квадрату зусиль на різних ділянках діаграми у часі;

$$\begin{aligned} \int_0^t F_i^2 \cdot dt = & 0,5 \cdot (F_1^2 + F_2^2) \cdot t_0 + 0,5 \cdot (F_3^2 + F_4^2) \cdot t_1 + \frac{1}{3} \cdot (F_5^2 + F_5 \cdot F_6 + F_6^2) \cdot t_2 + \\ & + 0,5 \cdot (F_7^2 + F_8^2) \cdot t_y + 0,5 \cdot (F_9^2 + F_{10}^2) \cdot t_d + 0,5 \cdot (F_{11}^2 + F_{12}^2) \cdot t_{ст}; \end{aligned} \quad (1.28)$$

$$\begin{aligned} \int_0^t F_i^2 \cdot dt = & 0,5 \cdot (402539^2 + 402539^2) \cdot 4,8 + 0,5 \cdot (704698^2 + 704698^2) \cdot 7,92 + \\ & + 0,33 \cdot (338445^2 + 338445 \cdot 338445 + 338445^2) \cdot 49,1 + 0,5 \cdot (112589^2 + 112589^2) \cdot 13,65 + \\ & + 0,5 \cdot (338445^2 + 338445^2) \cdot 5,5 + 0,5 \cdot (216361^2 + 216361^2) \cdot 1,0 = 11,18 \cdot 10^{12} \text{ Н}; \end{aligned}$$

$T_{ц.екв}$ – тривалість еквівалентного циклу руху скіпа:

$$T_{ц.екв} = t_2 + \alpha_0 \cdot (t_0 + t_1 + t_y + t_d + t_{cm} + t_{n.д}) + \beta_0 \cdot t_n, \quad (1.29)$$

де α_0 і β_0 – коефіцієнти погіршення умов охолодження приводного електродвигуна підйомної установки, $\alpha_0 = \frac{2}{3}$, $\beta_0 = \frac{1}{3}$.

$$T_{ц.екв} = 49,1 + \frac{2}{3} \cdot (4,8 + 7,92 + 13,65 + 1,0 + 0,75) + \frac{1}{3} \cdot 30 = 77,85 \text{ с.}$$

Отже, визначимо еквівалентне зусилля з виразу (1.27):

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{11,18 \cdot 10^{12}}{77,85}} = 378958 \text{ Н.}$$

Еквівалентна потужність підйомного електродвигуна скіпової багатоканатної установки буде:

$$P_{екв} = \frac{F_{екв} \cdot V_{\max, \phi}}{1000} = \frac{378958 \cdot 10,5}{1000} = 3979 \text{ кВт.} \quad (1.30)$$

Порівнюємо еквівалентну потужність з потужністю застосованого двигуна:

$$P_{ном.} \geq P_{екв}, \quad 4000 \text{ кВт} > 3979 \text{ кВт.}$$

Умова виконується, тому застосований електродвигун перевіряємо на фактичне перевантаження:

$$\gamma_{\phi} = \frac{F_{\max}}{F_{ном}} = \frac{704698}{372289,5} = 1,89 \leq \gamma_{роз} = 2,0, \quad (1.31)$$

де $F_{\max}$ – найбільше зусилля, що приймається з діаграми зусиль, $F_{\max} = 704698 \text{ Н.}$

Отже, умова перевірки електродвигуна на фактичне перевантаження також виконується.

1.3 Дослідження параметрів одноканатної двохклітьової підйомної установки

Для виконання дослідження приймемо наступні дані:

- глибина шахти (відстань від устя ствола до рівня рудничного двору) $H_{ш}=370\text{м}$;
- добова видача на поверхню породи складає $A_{доб}=106\text{т/доб}$;
- тип вагонетки ВГ-3,3;
- вантажопідйомність вагонетки $m_{ван.в}=3,3\text{м}^3$ (вага вантажу визначається $Q_v=g \cdot m_{ван.в}=9,81 \cdot 4030=39534 \text{ Н}$);
- маса вагонетки $m_{ваг}=1270\text{кг}$ (вага самої вагонетки розраховується $G_{ваг}=g \cdot m_{ваг}=9,81 \cdot 1270=12459 \text{ Н}$).

За прийнятим типом вагонетки та її вантажопідйомністю застосовано двоповерхову кліть типу 2УКН4-1, яка має наступні характеристики:

- максимальне навантаження біля коуша, $Q_0=113\text{кН}$;
- вантажопідйомність кліті для одного поверху $m_{ван.1}=5300\text{кг}$, для двох поверхів $m_{ван.2}=10600\text{кг}$;
- маса кліті з причіпним пристроєм $m_k=8620\text{кг}$ (вага при цьому складає $G=g \cdot m_k=9,81 \cdot 8620=84562\text{Н}$);
- висота кліті $H_k=8,58\text{м}$;
- корисна площа кліті $S_{кл}=11,2\text{м}^2$.

Визначимо орієнтовну максимальну швидкість руху кліті (для шахт глибиною до 400м) за формулою [4]:

$$V_{\text{max,роз}} = 0,4 \cdot \sqrt{H_{ш}} = 0,4 \cdot \sqrt{370} = 7,7 \text{ м/с}. \quad (1.32)$$

Виходячи із значення $V_{\max, \text{роз}}$ середня швидкість руху кліті визначається за наступною формулою:

$$V_c = \frac{V_{\max, \text{роз}}}{\alpha} = \frac{7,7}{1,25} = 6,16 \text{ м/с}, \quad (1.33)$$

де α – множник швидкості руху кліті, $\alpha=1,2\dots1,3$.

Визначимо тривалості спуску – підйому зміни. Тривалість підйомного циклу при спуску – підйомі людей складає:

$$T_y = T + t_n, \quad (1.34)$$

де T – час руху кліті, який визначається:

$$T = \frac{H_a}{V_c} = \frac{370}{6,16} = 60 \text{ с}; \quad (1.35)$$

t_n – тривалість паузи, яка визначається із розрахунку 1с на посадку-висадку одної людини та часу на допоміжні операції для двоповерхової кліті:

$$t_n = N_{\text{кл}} \cdot I + 25, \quad (1.36)$$

де $N_{\text{кл}}$ – кількість людей, які перевозяться кліттю за один цикл, розраховується за формулою:

$$N_{\text{кл}} = \frac{S_{\text{кл}}}{S_{\text{ІБ}}} = \frac{11,2}{0,2} = 56 \text{ чол.}, \quad (1.37)$$

де $S_{ПБ}$ – посадочна норма підлоги кліті на одну людину, за ПБ [12]
 $S_{ПБ}=0,2\text{м}^2/\text{люд.}$

Отже, за формулами (1.36) та (1.34) отримаємо:

$$t_n=56\cdot 1+25=81\text{с};$$

$$T_y=60+81=141\text{с}.$$

Визначимо кількість підземних працівників:

$$N_{\text{підз}} = \frac{A_{\text{доб}}}{P_{\text{підз}}} = \frac{106}{0,8} = 133\text{чол.}, \quad (1.38)$$

де $P_{\text{підз}}$ – продуктивність одного підземного працівника, яка приймається за даними шахти, $P_{\text{підз}}=0,8\text{т/добу.}$

Число людей, що опускаються в шахту в найбільш завантажену зміну:

$$N_{\text{зм}}=0,4\cdot N_{\text{підз}}=0,4\cdot 133=53\text{чол.} \quad (1.39)$$

Кількість циклів, що виконується клітьовою підйомною установкою в найбільш завантажену зміну:

$$n_{\text{л.зм}} = \frac{N_{\text{зм}}}{N_{\text{кл}}} \cdot k_n = \frac{53}{56} \cdot 1,5 = 1,42\text{цикла}, \quad (1.40)$$

де k_n – коефіцієнт нерівномірності спуску-підйому людей клітьовою підйомною установкою, $k_n=1,5$.

За розрахунками приймаємо $n_{\text{л.зм}}=2$ (округлення в більший бік).

Тривалість спуску-підйому зміни клітьовою підйомною установкою визначається:

$$t_{3M} = T_{\text{ц}} \cdot n_{\text{л.3M}} = 141 \cdot 2 = 282 \text{ с.} \quad (1.41)$$

Значення часу $t_{3M} = 282 \text{ с} = 4,7 \text{ хв.}$ слід порівнювати з його нормативною величиною $t_{3M.M} = 40 \text{ хв.}$ Умова виконується: $t_{3M} \leq t_{3M.M}$; $4,7 \text{ хв} < 40 \text{ хв.}$

Визначимо параметри головних канатів клітьової підйомної установки (для шахти глибиною до 600м та для неврівноваженого підйому, коли вага 1м канату, що врівноважує, $q_k = 0 \text{ кг/м}$). Маса 1м головного канату визначається за формулою:

$$m_{\text{к.роз}} = \frac{m_{\text{ван}} + m_{\text{к}}}{\frac{\sigma_{\text{с}}}{\gamma_0 \cdot z} - H_{\text{с}}}, \quad (1.42)$$

де $\sigma_{\text{с}}$ – межа міцності матеріалу дротів канату, $\sigma_{\text{с}} = 1400 - 2000 \text{ МПа}$;

γ_0 – умовна об'ємна вага матеріалу канату, для канату типу ЛК $\gamma_0 = 0,1 \text{ МН/м}^3$;

z – статичний запас міцності для вантажно-людських підйомів, $z = 7,5$;

$H_{\text{с}}$ – найбільший відвіс канату клітьового підйому:

$$H_{\text{с}} = H_{\text{ш}} + H_{\text{к}}, \quad (1.43)$$

де $H_{\text{к}}$ – висота копра, яка залежить від поверховості кліті, $H_{\text{к}} = 33 \text{ м.}$

$$H_{\text{с}} = 370 + 33 = 403 \text{ м;}$$

$$m_{\text{н.роз}} = \frac{10600 + 8620}{\frac{2000}{0,1 \cdot 7,5} - 403} = 8,5 \text{ кг / м.}$$

За значенням $m_{к,роз}$ згідно ДСТ7669–80 застосовано підйомний канат типу ЛК–РО діаметром $d_k=50,5\text{мм}$ з розрахунковою масою погонного метру $m_{роз}=9,94\text{кг/м}$. Відповідно вага одного погонного метру канату буде:

$$p_k = m_k \cdot g = 9,94 \cdot 9,81 = 97,51 \text{Н/м}.$$

Перевірку фактичного запасу міцності виконуємо за формулою:

$$z_\phi = \frac{F_{роз}}{Q + G + P_k \cdot H_\phi} = \frac{1970000}{103986 + 845662 + 97,51 \cdot 403} = 8,6 \geq z = 7,5. \quad (1.44)$$

де $F_{роз}$ – розривне зусилля всіх дротів в канаті, $F_{роз}=1970\text{кН}$.

Отже, умова за міцністю виконується.

Визначимо основні параметри підйомної машини клітьової установки. Діаметр барабану буде мати значення [4]:

$$D_{б.min} = 79 \cdot d_k = 79 \cdot 50,5 = 3989,5 \text{мм}. \quad (1.45)$$

Визначимо максимальний статичний натяг канату клітьової підйомної установки:

$$F_{ст.max} = Q + G + p_k \cdot H_\phi = 103986 + 845662 + 97,51 \cdot 403 = 227844,5 \text{кН}. \quad (1.46)$$

Різниця статичних натягів навантаженої та порожньої гілок канатів для невірноваженого клітьового підйому ($q=0$) буде:

$$\Delta F_{ст} = Q_\phi + p_k \cdot H_n = 39534 + 97,51 \cdot 370 = 75613 \text{кН}. \quad (1.47)$$

За значенням діаметру барабана D_ϕ , максимального статичного натягу $F_{ст.max}$, різницею статичних натягів навантаженої та порожньої гілок $\Delta F_{ст}$ згідно

ДСТ18115-72 застосовано підйомну машину ЦР-6×3,2/0,5, яка має наступні параметри (всі значення більше розрахованих) [1]:

- діаметр барабану $D_6=6,0\text{м}$;
- ширина барабану $B=3,2\text{м}$;
- ширина відрізної частини барабану $B_1=0,5\text{м}$;
- найбільший статичний натяг канату $F_{cm,max}=300\text{кН}$;
- різниця статичних натягів гілок канату $\Delta F_{cm}=255\text{кН}$;
- передаточні відношення редуктора: $U_1=10,5$; $U_2=11,5$;
- допустима швидкість підйому $V_{max}=16\text{м/с}$.

Перевіримо барабан підйомної машини на канатоємність. Фактичну ширину барабану, що заповнюється канатом для машини типу ЦР, визначаємо за формулою [6]:

$$B_{роз} = \left(\frac{H_p + l_3}{\pi \cdot D_6} + n_{тер} + n_0 \right) \cdot (d_k + \varepsilon) \leq B - B_1, \quad (1.48)$$

де $H_{п}$ – висота підйому, $H_{п}=H_{ш}=370\text{м}$;

l_3 – запас канату на періодичні випробування, $l_3=25\ldots30\text{м}$;

$n_{тер}$ – кількість витків тертя на барабані, $n_{тер}=5$;

n_0 – кількість витків для розміщення додаткової довжини канату внаслідок його витягування, $n_0=7$ шт.;

ε – зазор між витками канату на барабані, $\varepsilon = 2\ldots3\text{мм}$;

B – ширина барабану за характеристикою, $B=3,2\text{м}$;

B_1 – ширина відрізної частини барабану, $B_1=0,5\text{м}$.

$$B_{роз} = \left(\frac{370 + 30}{3,14 \cdot 6,0} + 5 + 7 \right) \cdot (50,5 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3}) = 1,74 < 3,2 - 0,5 = 2,7\text{м}.$$

Умова виконується: розрахункова ширина барабану менше за застосовану.

Скоректуємо максимальну швидкість підйому кліті V_{max} для визначення синхронної частоти обертання підйомного двигуна та передаточного числа редуктора.

Частота обертання барабану підйомної машини клітьової установки буде:

$$n_{\phi} = \frac{60 \cdot V_{\max, \text{роз}}}{\pi \cdot D_{\phi}} = \frac{60 \cdot 7,7}{3,14 \cdot 6,0} = 24,5 \text{ об / хв.} \quad (1.49)$$

Визначимо частоти обертання підйомного електродвигуна:

$$n_{\phi 1} = n_{\phi} \cdot U_1 = 24,5 \cdot 10,5 = 257,25 \text{ об/хв.}; \quad (1.50)$$

$$n_{\phi 2} = n_{\phi} \cdot U_2 = 24,5 \cdot 11,5 = 281,75 \text{ об/хв.,} \quad (1.51)$$

де U_1, U_2 – передаточне відношення редукторів, один з яких може бути встановлений на підйомній машині.

Із синхронного ряду частот обертання підйомних двигунів застосовано $n_c = 300$ об/хв. Тоді, фактична швидкість руху кліті буде розраховуватися за формулою:

$$V_{\max, \phi} = \frac{\pi \cdot D_{\phi} \cdot n_c \cdot (1 - S)}{60 \cdot U}, \quad (1.52)$$

де n_c – синхронна частота обертання електродвигуна, $n_c = 300$ об/хв.;

S – номінальне ковзання електродвигуна, $S = 0,02 \dots 0,03$;

U – прийняте передаточне відношення редуктора, $U = 11,5$.

$$V_{\max, \phi} = \frac{3,14 \cdot 6,0 \cdot 300 \cdot (1 - 0,03)}{60 \cdot 11,5} = 7,9 \text{ м / с.}$$

Підйомний двигун обрано за еквівалентною (орієнтовною) потужністю та синхронною частотою його обертання. Орієнтовна еквівалентна потужність визначається за формулою:

$$P_{екв.ор} = \frac{F_{екв.ор} \cdot V_{\max.ф}}{1000 \cdot \eta_{ред}}, \quad (1.53)$$

де $F_{екв.ор}$ – орієнтовне еквівалентне зусилля:

$$F_{екв.ор} = k \cdot Q_c \cdot \xi, \quad (1.54)$$

де k – коефіцієнт шкідливих опорів при руху кліті, $k=1,2$;

Q_c – розрахунковий вантаж, що піднімається у вагонетці (має більші значення ніж вага людей), $Q_c = Q_6 = 39534 \text{ Н}$;

ξ – коефіцієнт еквівалентності навантаження, $\xi=1,2\dots1,3$.

$$F_{екв.ор} = 1,2 \cdot 39534 \cdot 1,25 = 59301 \text{ Н};$$

$\eta_{ред}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора, $\eta_{ред}=0,95$.

$$P_{екв.ор} = \frac{59301 \cdot 7,9}{1000 \cdot 0,95} = 493 \text{ кВт}.$$

При перевірці потужності електродвигуна умова виконується:
 $P_{ном} = 630 \text{ кВт} \geq P_{екв.ор} = 493 \text{ кВт}.$

За значенням еквівалентної потужності $P_{екв.ор}$ та синхронною частотою обертання електродвигуна n_c застосовано підйомний електродвигун типу АКН2-18-36-20, який має наступні параметри:

- напруга $U_{ном} = 6 \text{ кВ}$;
- потужність $P_{ном} = 630 \text{ кВт}$;

- номінальна частота обертання електродвигуна $n_{ном}=290 \text{ хв}^{-1}$;
- струм статора електродвигуна $I_{ст}=87 \text{ А}$;
- електрорушійна сила (ЕРС) ротора електродвигуна $E_p=905 \text{ В}$;
- струм ротора електродвигуна $I_p=430 \text{ А}$;
- перевантажувальна спроможність електродвигуна $\gamma_{табл}=2,3$;
- ККД електродвигуна $\eta_{дв}=0,93$;
- маховий момент електродвигуна $G \cdot D_{дв}^2=32,0 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$.

Редуктор клітьової підйомної установки обрано за максимальним крутним моментом та передаточним відношенням, прийнятим при коректуванні V_{max} :

$$M_{кр. max} = F_{ном} \cdot \gamma_{роз} \cdot \frac{D_{б}}{2}, \quad (1.55)$$

де $\gamma_{роз}$ – розрахункова перевантажувальна здатність.

$$\gamma_{роз}=0,75 \cdot \gamma_{табл}=0,75 \cdot 2,3=1,725.$$

$$M_{кр. max} = 59301 \cdot 1,725 \cdot \frac{6}{2} = 307, \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Прийнято редуктор типу ЦО-22 з передаточним відношенням $U=11,5$ та наступними параметрами (для приводу з одним електродвигуном):

- максимальний крутний момент $M_{кр. max}=500 \text{ кН} \cdot \text{м}$;
- міжцентрова відстань $h=2,2 \text{ м}$;
- ККД редуктора $\eta_{ред}=0,96$;
- маховий момент $G \cdot D_{ред}^2=2800 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$.

2 ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ

Всі можливі заходи для підвищення продуктивності підйому зведені до двох напрямків: збільшенню маси вантажу, що піднімається, та зменшенню часу підйомного циклу. Кожне з напрямків охоплює визначені вузли установки та включає одне чи кілька заходів, що забезпечують підвищення продуктивності. У ряді випадків їх реалізація викликає додаткові роботи. Розрахунки продуктивності підйомної установки полягали у визначенні максимальної продуктивності за умови не ковзання канатів і швидкості підйому з урахуванням технічного стану армування ствола. Експлуатаційні можливості армування ствола встановлювалися з урахуванням фактичного зносу розстрілів і регламентованого діючими Правилами безпеки (ПБ) зносу робочих поверхонь провідників. Розрахунок полягав у перебуванні фактичних геометричних характеристик перетинів балок-розстрілів та провідників, припустимих і фактичних запасів стійкості системи «судина-армування». Це дозволило виявити можливості інтенсифікації діючої підйомної установки й установити норми припустимого зносу розстрілів.

Тривалість роботи шахтного підйому визначена за часом його зупинки для технічного обслуговування та ремонту відповідно до вимог ПБ, ПТЕ, інструктивних матеріалів заводів-виготовлювачів, нормативів тривалості зупинок та «Посібника з технічного обслуговування і ремонту шахтних підйомних установок».

Дослідимо механічну частину підйомної машини ЦШ5×4 для визначення її фактичного стану та розробки заходів, що забезпечують безпечну експлуатацію при підвищенні навантаження і швидкості підйому. Дослідження полягало в перевірці стану основних вузлів (приводний шків, корінний вал, гальмовий пристрій, підшипники, сполучна муфта, блок шківів, що відхиляють, рама) органолептичними й інструментальними методами та піднімальними судинами; в дослідженні гальма підйомної машини з реєстрацією параметрів процесу

запобіжного гальмування; у перевірочному розрахунку канатів на не ковзання; у перевірці рівномірності розподілу навантажень між головними канатами; у розробці заходів і технічних рішень з безпечної експлуатації механічної частини в умовах підвищення швидкості підйому і кінцевого навантаження.

В ході дослідження механічної частини встановлено:

- коефіцієнт навантаження машини складає 0,64, екстремим навантаженням вона не піддавалася. Середня інтенсивність роботи підйому за час експлуатації складає близько 250 циклів за добу; у даний час максимальна інтенсивність може складати 400 циклів за добу;
- порушень цілісності обичайки, кілець жорсткості приводного шківа не виявлено. Виявлено порушення цілісності зварених швів двох ребер жорсткості лобовини, що не поширюються на її тіло. Відзначені тріщини зварених швів були заварені з дотриманням рекомендованої технології виробництва зварювальних робіт;
- стан корінного валу та підшипникових опор задовільний, результати дефектоскопії валу в зонах можливого підвищення втомних тріщин позитивні;
- порушення працездатності окремих шарнірів підвіски гальмових балок та нерівномірний знос гальмівних колодок на правій передній балці. Рекомендований ремонт непрацездатних шарнірів, що шахта може виконати власними силами;
- порушення цілісності рами одного скіпа, що відремонтований за рекомендованою технологією та по закінченні нормативного терміну експлуатації замінена;
- обстежувана машина експлуатувалася при об'ємному дозуванні гірничої маси. Дозуючий пристрій було настроєно на масу 20,5т. Таке навантаження отримане відповідно до розрахунків, виконаним налагоджувальною організацією. Розрахунковий коефіцієнт тертя канатів по футеровці канатоведучого шківа прийнятий $f=0,3$, що не має нормативних обґрунтувань. З огляду на сказане і відсутність вагового дозування гірничої маси, зроблений висновок, що нормативні запаси не ковзання канатів у даних

умовах не гарантовані. За результатами зроблених розрахунків на не ковзання канатів доведено, що неодмінною умовою дотримання безпеки підйому варто вважати оснащення установки ваговим дозуючим пристроєм;

- для перевірки розподілу навантаження між головними канатами використані методи, викладені в «Посібнику з контролю та регулювання розподілу навантаження між головними канатами багатоканатних піднімальних установок РТМ07.01.015-82». Довжини головних канатів перевірялись методами хвилі, що біжить, шляхом виміру періодів поперечних коливань секундоміром; розходження між радіусами навивки – за відносними переміщеннями позначених перетинів. Нерівномірність розподілу навантаження між головними канатами не перевищує 25% при верхньому положенні скіпа та 15% – при нижньому, що задовольняє нормативним вимогам [9].

Дослідимо армування ствола для визначення припустимої швидкості руху та припустимої маси навантаженого скіпа за фактором «армування» з обліком його фактичного стану. Досліди виконуються з використанням візуальних, інструментальних і аналітичних методів та включає: вивчення технічної документації й умов експлуатації підйомної установки; обстеження армування; виконання розрахунків за умовою динамічної взаємодії з підйомною судиною; аналіз.

Армування головного ствола призначено для забезпечення роботи двохскіпової вугільної та односкіпової з противагою породної установок. Ярус армування являє собою Ш-подібну стрижневу конструкцію, що складається з корінного розстрілу, закріпленого обома кінцями в кріпленні ствола, та із шести робочих розстрілів, що примикають, на які навішені провідники, що забезпечують спрямований рух по стволу трьох скіпів та однієї противаги. Провідники стосовно судин мають двостороннє бічне розташування. Відстань між ярусами по вертикалі (крок армування) 6м. В якості розстрілів застосовано зварені коробчасті балки перетином 212×130×12мм, як провідники – 200×190×16мм.

Підйомна установка для видачі гірничої маси обладнана двома скіпами із секторними затворами, що мають власну масу 30,3т та вантажопідйомність 20,5т. Рух скипів по провідниках здійснюється за допомогою пружних роликів напрямних; максимальна проектна швидкість 14м/с, фактична – 10м/с; максимальна висота підйому 640м. Кріплення ствола – бетон, залізобетон, чавунні тюбінги. Діаметр ствола – 6,5м. Обстеження армування та розрахунки з урахуванням інструментальних вимірів показали наступне. Стан балок- розстрілів, провідників, болтових з'єднань, закладень кінців розстрілів у лунках кріплення ствола, вузлів кріплень провідників до розстрілів та їх стиків задовільний. Знос елементів армування визначено за допомогою ультразвукового товщиноміру УТ-92П. Знос робочих поверхонь провідників по всій глибині ствола незначний – не перевищує 1,5-2мм на сторону. Знос балок-розстрілів через корозію практично відсутній.

Розрахунки виконувалися за умовами стійкості руху скипів, кінематичного зв'язку їх напрямних із провідниками та міцності елементів армування відповідно до «Методики розрахунку твердого армування вертикальних стволів шахт», що є нормативним документом у вугільній промисловості, з урахуванням фактичного стану армування. При цьому приймалося, що балки-розстріли не мають зносу через корозію, а знос лобових і бічних робочих поверхонь провідників складає 2мм. З розрахунків випливає, що існуюче армування забезпечить нормальну роботу двохскіпової підйомної установки не тільки на проектних, але і на значно більш інтенсивних режимах за швидкістю та вантажопідйомністю.

Отже зроблені висновки, що армування в цілому (розстріли, провідники, вузли кріплення) знаходиться в задовільному стані та забезпечують нормальну роботу двохскіпової підйомної установки зі швидкістю до 20м/с при масі навантажених судин до 100т.

Перевірочні розрахунки на не ковзання канатів виконані відповідно до «Методичними вказівками до розрахунку гальмового моменту та перевірконому розрахунку на не ковзання канатів у режимах запобіжного

гальмування підйомних машин зі шківами тертя», розробленими НДІГМ імені Федорова. Розраховано максимальна продуктивність двохскіпової вугільної установки, необхідна потужність приводного електродвигуна, робоча діаграма підйому, режими запобіжного гальмування. Потужність двигуна розраховано за класичним методом з коефіцієнтом запасу 1.15. При аналізі визначалися резерви підвищення продуктивності підйому за рахунок модернізації або заміни окремих елементів установки.

При збільшенні пропускної здатності ствола в результаті підвищення вантажопідйомності судини, особлива увага приділена безпеці експлуатації. Для цього необхідно визначити можливості налаштування гальмової системи, при якій виконуються умови не ковзання канатів та запобігання аварійного перепідйому судин. Правильність такого налаштування характеризується гальмовим моментом, що забезпечує своєчасну зупинку машини при відсутності ковзання в режимі запобіжного гальмування. Для надійної експлуатації підйому глибина регулювання гальмового моменту повинна бути не менш 10%. Нижня границя припустимих значень гальмового моменту запобіжного гальма визначається мінімально припустимим уповільненням машини при спуску розрахункового вантажу, тобто не менш $1,5\text{ м/с}^2$. Для вантажних установок при обладнанні підйомної машини пристроєм, що обмежує швидкість спуска 1 м/с , мінімально припустиме уповільнення повинне бути не менш $1,2\text{ м/с}^2$. Верхня границя припустимих значень гальмового моменту визначається відсутністю ковзання канатів із заданим запасом не ковзання. Важливим параметром у цьому випадку є коефіцієнт тертя між канатами та футеровкою канатоведучого шківа, розрахункове значення якого приймається 0,25 для футеровок усіх видів зі штучних матеріалів, дозволених до експлуатації. В окремих випадках допускається коефіцієнт 0,3.

Оцінка запасів не ковзання канатів виробляється за критерієм віддаленості фактичного стану системи при запобіжному гальмуванні від критичного, коли можливе ковзання канатів. Розрізняють три принципово різні критичні стани системи по ознакам: відношення натягів гілок канату, що збігає і набігає на

шків; уповільнення машини; різниця натягів канатів. Відповідно відношення критичних значень зазначених параметрів до їх фактичних величин у режимах запобіжного гальмування визначають запас не ковзання канатів.

При розрахунку добової та річної продуктивності час роботи шахтного підйому визначено виходячи з тривалості його зупинок для виконання робіт з технічного обслуговування й ремонту. Передбачалося, що підйом працює 300 днів у році по 18 годин за добу. Нормативне співвідношення технічної продуктивності скіпового вугільного підйому та гірничих робіт (коефіцієнт нерівномірності надходження вантажу) при розрахунках прийнято рівним 1,25 з урахуванням бункера, що акумулює.

На підставі зроблених розрахунків для зручності аналізу складена таблиця 2.1, у яку зведені найбільш характерні результати різних варіантів. Для порівняння приведені фактичні дані при існуючому режимі роботи підйому (варіант 0). Параметри робочої тахограми, використовувані при розрахунку продуктивності, визначені за результатами хронометрування циклу підйому максимальна швидкість $v = 10 \text{ м/с}$, тривалість $T_{\text{ц}} = 150 \text{ с}$). Маса $m_{\text{гр}}$ корисного вантажу також фактична, на яку настроєний об'ємний дозуючий пристрій. При розрахунку маси корисного вантажу налагоджувальною організацією прийнятий коефіцієнт тертя канатів по футеровці приводного шківів $f=0,3$. Варіанти 1-5 підраховані для $f=0,25$, параметри робочої тахограми підйому при визначенні продуктивності Q встановлені відповідно до норм ОНТП 5-86.

Аналіз показує, що при існуючій настройці гальмової системи максимальна маса корисного вантажу не повинна перевищувати 19,8т. За рахунок скорочення шляху дотягування та приведення параметрів робочої тахограми підйому у відповідність до норм ОНТП 5-86 навіть зі зменшенням маси вантажу з 20,5 до 19,8т при існуючій швидкості підйому досягається збільшення годинної продуктивності підйому на 15%.

Отже, з двох напрямків підвищення продуктивності підйому – збільшення корисного вантажу та зменшення чистого часу підйому – найбільш ефективним є друге. Збільшення корисного вантажу спричиняє підвищення навантаження

на двигун, що недоцільно. Крім того, зростає час завантаження підйомних судин (якщо не приймати спеціальних заходів для модернізації затворів скипів та завантажувальних пристроїв), що робить цей напрямок менш ефективним.

Таблиця 2.1 – Порівняльний аналіз параметрів роботи

Варіанти	Швидкість, v , м/с	Маса, M_{sp} , т	Тривалість, T_u , с	Кількість циклів на годину	Продуктивність Q		
					т/год	тис. т/доб	млн. т/рік
0	10	20,5	150	24	493	7,1	2,13
1	10	19,7	122,8	29,3	581	8,4	2,51
2	10	22,3	125,3	28,7	641	9,2	2,77
3	13	22,3	113	31,8	710	10,2	3,06
4	10	22,7	125,7	28,7	650	9,4	2,8
5	13	22,7	113,4	31,7	720	10,4	3,1
6	10	26,8	129,8	27,7	744	10,7	3,2

Для підвищення продуктивності скіпової підйомної установки необхідно передбачити наступне:

- скоротити необґрунтовано завищені шляхи дотягування підйомних судин при підході до крайніх положень до значень, що відповідають нормам. Це дозволить збільшити продуктивність піднімальної установки на 15% у порівнянні з існуючим значенням;
- підвищити швидкість підйому з 10 м/с до проектної – 13 м/с, що дає приріст продуктивності майже 10%;
- переналадити гальмову систему машини на мінімально припустимого уповільнення $1,2 \text{ м/с}^2$. Режим гальмування повинні відповідати розрахунковим значенням;
- перевірити після переналагодження гальма підйомну машину в режимах запобіжного гальмування з випробним навантаженням;

- обладнати підйомну установку ваговим дозуючим пристроєм, зробити ревізію блокування, що обмежує спуск навантаженого скіпа зі швидкістю 1м/с.

Таким чином, після здійснення перерахованих заходів вугільний комплекс шахти може працювати з добовою продуктивністю 10-12тис.т. При цьому виконані всі вимоги нормативних документів по забезпеченню його надійної та безпечної експлуатації.

3 УДОСКОНАЛЕННЯ СКІПОВОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Новий посадковий пристрій

При заміні канатів і судин багатоканатних підйомних установок використовуються стаціонарні посадкові пристрої, виконані у виді обертових площадок, шарнірно закріплених на спеціальних силових балках або на розстрілах. Площини у вихідні положення встановлюються приводом, що жорстко з'єднаний з віссю пристрою, або за допомогою тягового каната, закріпленого одним кінцем на барабані приводу, а іншим – на площині. Жорстке з'єднання механізмів створює додаткові зусилля на підшипниках редуктора, що знижують їх довговічність, а нерівномірний розподіл навантажень на опорні конструкції вимагає збільшення металоемності.

У неробочому положенні площадки встановлюють під кутом 5° щодо вертикалі з нахилом убік від підйомних судин. У такий спосіб запобігається їх мимовільне падіння в робочу зону шахтних підйомів у випадку обриву каната чи поломки якої-небудь ланки пристрою. Крім того, площадки додатково фіксують до опор, розташованих усередині верстата копра.

При жорсткому з'єднанні приводу з площадкою установка її в робоче положення після розблокування відбувається без особливих проблем. При гнучкому зв'язку для виведення площадки зі стану покою та подолання нейтрального (вертикального) положення необхідно використовувати спеціальні пристосування або виконувати це вручну в стиснутій зоні внутрішнього простору верстата, де робота сполучена з визначеною небезпекою.

Уніфіковані габарити копрів в окремих випадках не дозволяють розмістити площадки похило усередині верстата. У зв'язку з цим у його нижній частині з урахуванням розмірів площадок та нормативних зазорів виконуються прорізи, окантовані міцними рамними вузлами, а також

підсилюються стійки верстата і суміжні конструкції відповідно до розрахункових даних.

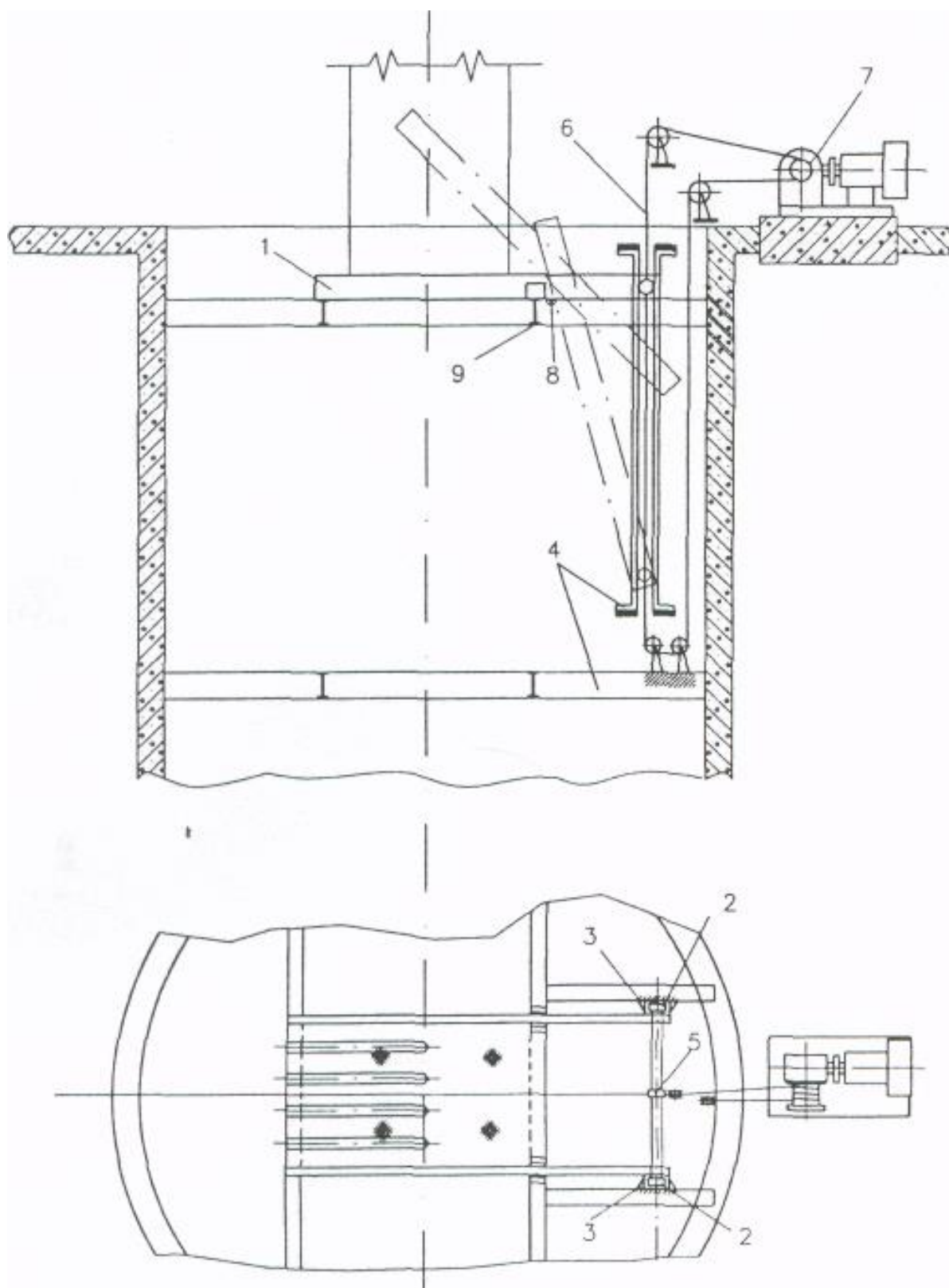


Рисунок 3.1 – Посадковий пристрій, що пропонується

Удосконалена система установки підйомних судин при їх зміні та зміні підйомних канатів виключає недоліки існуючих технологій. В основу пропозиції, що визначає конструкцію посадкового пристрою, закладена ідея використання вільного простору між розстрілами і кріпленням ствола.

Пристрій (рисунок 3.1) складається з посадкової площадки 1 з роликами 2, що переміщуються в направляючих 3, закріплених до армування ствола 4. На площадці 1 розташована вільно обертова втулка 5, до якої кріпиться канат 6 приводу 7. Посадкова площадка виконана з щілинами для пропуску канатів та причіпних пристроїв підйомних судин. Для перекриття ствола включається привід 7. Площадка 1, роблячи поступальний-обертальний рух у направляючих 3 і роликах 8 на балці 9, займає робоче (горизонтальне) положення на опорних балках. Зупинка приводу виконується кінцевими вимикачами.

Посадковий пристрій, що пропонується, вимагає приводу меншої потужності в порівнянні зі схемою з жорстким з'єднанням приводу і площадки. У неробочому стані площадка знаходиться в стійкому положенні, при якому виключається можливість її переміщення в підйомне відділення. Відпадає необхідність у додатковій фіксації. Наявність гнучкого зв'язку між приводом і площадкою, а також зазорів між роликами та напрямними дозволяє при установці судини передати навантаження на опорні балки рівномірно й уникнути додаткових зусиль на привід. Канат дає можливість установити привід у найбільш зручне місце.

Отже, посадковий пристрій, що пропонується для використання при зміні підйомних канатів та судин, дозволяє скоротити обсяг підготовчих робіт, тому що він постійно готовий до експлуатації. Відсутність додаткової фіксації площадки усередині верстата копра та її надійне встановлення в неробочому положенні забезпечують високий рівень безпеки для шахтного підйому й обслуговуючого персоналу в порівнянні з існуючими посадковими пристроями аналогічного призначення.

3.2 Нові канати, що врівноважують, з гумовою поверхнею

На вугільних шахтах України експлуатується близько 3500т канатів, що врівноважують, причому велика частина виготовлена за кордоном. Термін служби канатів 1,5-4 роки. Для врівноважування багатоканатних підйомних установок застосовуються наступні конструкції канатів: круглопасмові багат шарові, плоскі металеві та плоскі гумо-тросові.

Круглопасмові (двошарові) канати використовуються тільки з вертлюжними причіпними пристроями. Багат шарові круглопасмові канати діаметром більш 42мм (найбільш застосовувані) в Україні не виготовляються. Недоліки застосування таких канатів: крутіння (для глибини 1000м вертлюг зробить більш ніж 10 оборотів за цикл підйому); наявність вертлюга, розміри якого збільшуються з глибиною і діаметром каната; розшарування; можливість перехльостування при заклинюванні вертлюга чи збільшення коефіцієнта тертя в підшипнику. При експлуатації мали місце розшарування канатів (вихід назовні внутрішнього шару), перехльостування гілок канатів, значне втомливе руйнування дротів, незважаючи на великі запаси міцності при навішенні. Переваги круглопасмових двошарових канатів – менша (у порівнянні з іншими) вартість, кругла форма, що виключає прояв аеродинамічних ефектів під дією повітряних потоків.

Менш поширені (ніж круглопасмові) плоскі металеві канати або канати плоскої конструкції, що складаються з декількох стренг, з'єднаних між собою за допомогою ушивальника чи заклепок. Ширина канатів до 235мм, товщина до 40мм. Такі канати, за винятком невеликого обсягу, що виготовляються Харківським канатним заводом, закупуються в Угорщині, Німеччині та інших країнах. Канати набули застосування на шахтах для зрівноважування скипів вантажопідйомністю від 20т до 50 т.

Недоліки канатів плоскої конструкції: стирання ушивальника (заклепок) і контактуючих з ними дротів при проходженні петлі; розплітання при випаданні

заклепок і руйнуванні ушивальника; нерівномірність розподілу зусиль між окремими стренгами через «жорстке» з'єднання їх між собою за допомогою заклепок чи ушивальника. Нерівномірність натягу окремих стренг веде до серповидної форми канатів в процесі експлуатації, а також появи некомпенсованого моменту, що крутить, у перетинах каната, що за певних умов може стати причиною перехльостування канатів у стволі. Термін служби цих канатів вище, ніж багат шарових круглопасмових – від трьох років.

Недоліки круглопасмових та плоских канатів, що врівноважують, привели до пошуку нових конструктивних рішень і появи плоских гумовотросових канатів. Так для врівноважування підйомних машин зі скіпами вантажопідйомністю 50т застосовують плоскі канати, отримані шляхом подовжнього розрізування гумовотросової стрічки типу РТЛ-2500, виготовленої на основі латунованих тросів діаметром 7,4мм. Ширина канатів 320 і 515мм, навішували їх на причіпний пристрій барабанного типу один зверху іншого [1]. Ці канати за спеціальними технічними умовами виготовляли на основі 18-28 несучих латунованих тросів діаметром 8,25мм. Ширина каната складала до 450мм, товщина 20-25мм.

Недоліки плоских гумовотросових канатів: ускладнене стикування окремих відрізків довжиною до 250м з метою одержання необхідної довжини; застосування для виготовлення несучих тросів дротів діаметром 0,55мм, що при невисокій якості виготовлення та міцності зв'язку між тросом і гумою може обумовити швидке корозійне руйнування дротів; значна ширина канатів (350-450мм) і їх парусність; непаралельність укладання тросів при виготовленні в умовах застарілої технологічної лінії, у якій відсутній натяг тросів (були випадки обривів канатів на шахтах).

Незважаючи на недоліки (невдалий досвід експлуатації на шахтах, де відбулося розгойдування канатів у шахтному стволі під дією сильних повітряних потоків і великої парусності), ці канати дотепер іноді експлуатуються через відсутність надійних альтернативних варіантів. Польська фірма SAG освоїла випуск гумовотросових канатів на основі оцинкованих

тросів діаметром 14-24мм, число тросів 2-8, ширина 60-212мм, товщина 29мм та 35мм. Канати випускають необхідної довжини для навішування. Недолік цих канатів – велика вартість, майже в 3 рази більше вартості круглопасмових багатошарових канатів. Канати конструкції SAG успішно експлуатуються в Польщі на вугільних шахтах та на деяких шахтах України. Пропонуються до застосування гумовоотросові канати нового покоління, які почали випускатися в Україні, зображені на рисунку 3.2. На рисунку 3.2 показано канат типу РТК-1 цілком з гумовою поверхнею (а) та РТК-2 частково з гумовою поверхнею (б).

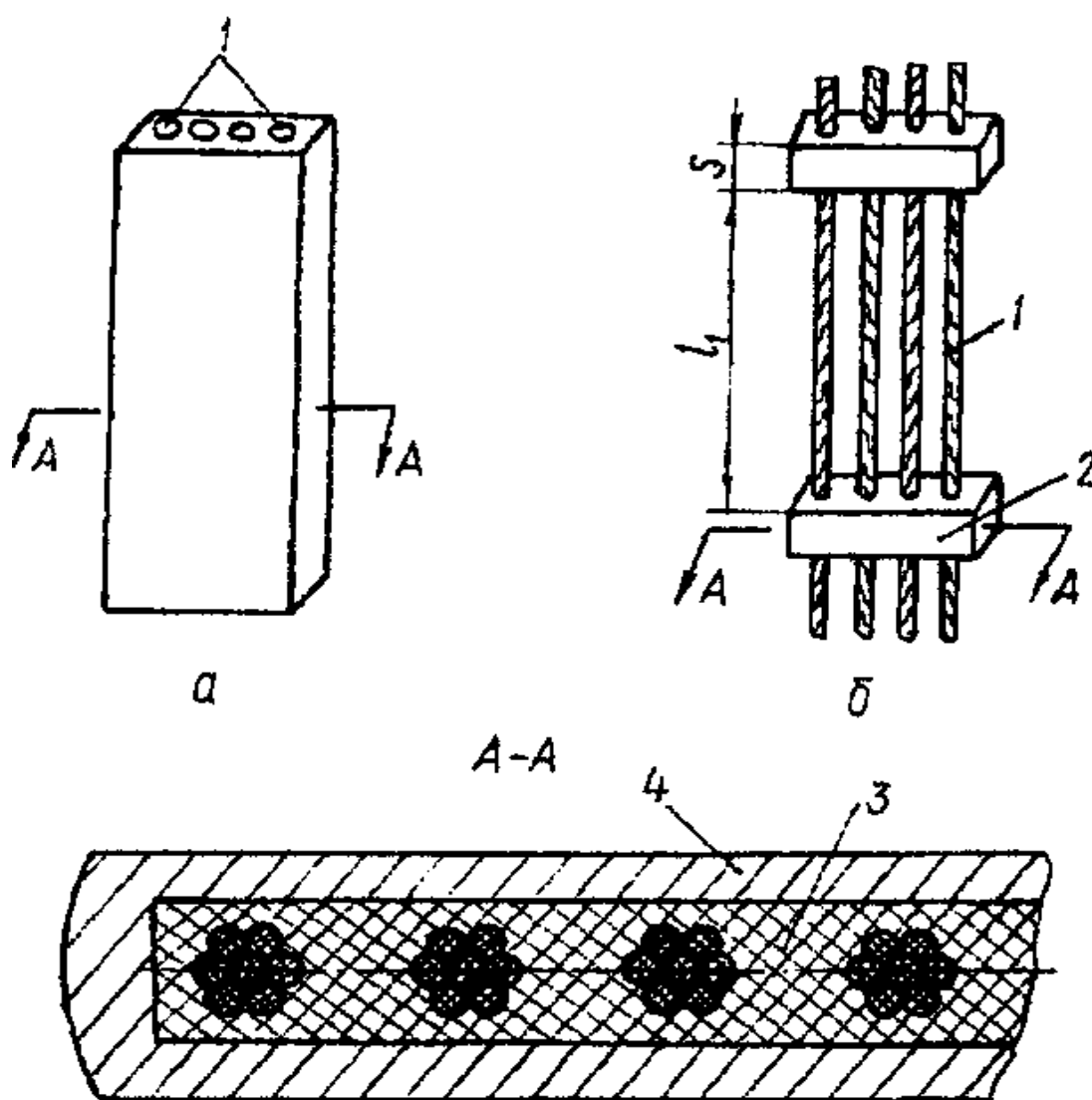


Рисунок 3.2 – Канати, що врівноважують, типу РТК

Умовні позначення на рисунку 3.2: 1 – троси, що несуть навантаження; 2 – сполучний елемент; 3 – внутрішній гумовий сердечник; 4 – зовнішні обкладки.

Обґрунтовано дві конструкції канатів: РТК-1 (цілком з гумовою поверхнею) та РТК-2 (частково з гумовою поверхнею). В другій конструкції несучі троси з'єднані між собою гумовими елементами, розташованими з визначеним кроком l_1 по довжині каната (рис. 3.2 б). Канати виготовляють на основі оцинкованих тросів діаметром 15-28,5мм, для зменшення крутильних деформацій троси мають збільшений крок звивки (крок звивки пасом дорівнює 10-ти діаметрам троса).

Розрахункова маса 1м канатів РТК-1 складає 4-16,8кг, діаметр тросів 15-25,5мм, їх число 2-8, ширина канатів 72-235мм, товщина 28-35мм, масовий вміст гуми 34-60%. Розрахункова маса 1м РТК-2 дорівнює 4-18,4кг; діаметр тросів 21,5-28,5мм, їх число 2-6; ширина канатів 73-250мм, товщина 34,5-42мм, масовий вміст гуми 5,1-6,5%. Малий масовий вміст гуми в РТК-2 як найбільш дорогого компоненту (ціна гуми майже в 2 рази вище, ніж тросів) зменшує загальну вартість каната.

Наявність еластичних гумових сполучних елементів у канаті РТК-2 забезпечить рівномірний розподіл зусиль між усіма тросами, виключить механічне стирання між дротами каната і твердим сполучним елементом (ушивальник, заклепки), тобто усуне практично всі головні недоліки, які властиві плоским та круглим металевим канатам. Троси для канатів РТК-2 виконані з дротів збільшеного діаметра (як і дроти стренг плоских металевих канатів), що дозволяє забезпечити досить високий їхній ресурс в умовах шахтного корозійного середовища. Зовнішні обкладки канатів (чи сполучних елементів) випускаються в звичайному та вогнестійкому виконанні.

Сутність процесу виготовлення канатів полягає у вулканізації гумової оболонки до полотнини тросів. Технологічна схема включає наступні стадії: запасування несучих тросів на накопичувальному та прийомному барабанах; натяг кожного троса вантажним пристроєм; збірку канату на підготовчому столі; вулканізацію каната (чи сполучних елементів) у гідравлічному пресі;

намотування готового канату на прийомний барабан. Вулканізація відбувається при температурі 150°C та питомому тиску більше 5,5МПа. Застосовувані матеріали й технологія виробництва забезпечують міцність зв'язку між гумою і тросом не менш 450-700Н/мм для тросів діаметром 15-28,5мм.

Був досвід для врівноважування підйомної установки на шахті «Першотравнева» з вантажопідйомністю скипів 50т використання канатів типу РТК-2, маса 1м якого дорівнювала 15,4кг, троси діаметром 25мм, їх число 6; ширина канату 245мм, довжина 600м. Канати навішені по двох на причіпний пристрій (один зверху іншого). Для зручності запанцірування кінцеві ділянки канатів довжиною 20-30м цілком завулканізовані по типу РТК-1. При іспитах було виконано аналіз напружено-деформованого стану гуми сполучних елементів на підставі вимірів скривлення нанесених на них поперечних смуг (перпендикулярно осі тросів) і наступного тарування вимірів у лабораторних умовах. Іспити показали, що гумові елементи практично виключають деформації крутіння тросів і в той же час не перешкоджають їх зсувам один щодо іншого, тобто реалізується механізм вирівнювання натягів усіх тросів. Петля канату поводитись стійко при будь-якій швидкості руху судин, її поперечні відхилення незначні, незважаючи на періодичну функцію вигину та маси канатів РТК-2. Обмежувальні і розділові пристрої в зумпфовій частині ствола не потрібні, що підвищує безпеку експлуатації. Також є можливість контролю стану канатів існуючими приладами магнітної дефектоскопії (польський ЛРМ-САГ, вітчизняний УКПЛ-1).

Отже, на шахті імені Героїв космосу для врівноважування підйомних установок, обладнаних машинами ЦШ5×4 на вугільному і породному скіпових підйомах, пропонується застосувати канати, що врівноважують, типу РТК-1:

- на породному підйомі – маса 1м канату складає 13кг, містить чотири несучі троси діаметром по 23мм; ширина каната 134мм, товщина 35мм, довжина 500м;

- на вугільному підйомі – маса 1м канату 15кг, що містить чотири несучі троси діаметром по 25мм; ширина каната 147мм, товщина 35мм, довжина 600м.

Канати експлуатуються в умовах агресивного середовища, сильної запиленості, при наявності просипання 3-6 т/доб. Попередні дані іспитів свідчать про невеликі крутильні деформації (кут повороту до 45°), стійкості руху петлі, незважаючи на наявність сильних повітряних потоків у шахтному стволі. Через малу ширину канатів РТК-1 (до 235мм), що не перевищує ширину плоских металевих канатів, розгойдування їх під дією повітряних потоків у шахтних стволах не виявлено. Форма та параметри жорсткості канатів не допускають флатерних явищ. Прогнозований термін служби для канатів РТК-1 при запасі міцності 5,5 перевищує 10 років, а для РТК-2 при запасі міцності 7 більш 5 років, що майже в 2 рази більше ресурсу багат шарових круглопасмових та плоских канатів. Вартість РТК-1 та РТК-2 у 2 рази менше, ніж польських SAG, і практично не вище, ніж канатів інших конструкцій.

3.3 Розрахунок умов не ковзання канатів по канатоведучому шківу

Основною особливістю багатоканатної підйомної машини, від якої залежить схема та конструкція усіх вузлів, є принцип передачі підйомного зусилля тертям. Тому головним у розрахунку та конструюванні багатоканатної підйомної машини є забезпечення умов, при яких не могло б відбуватися прослизання канатів по шківу тертя. Для дослідження динамічних режимів підйомної установки використовуємо перевірочний розрахунок багатоканатної скіпової підйомної установки, виконаний раніше.

Розглянемо умови, при яких з'являється небезпека ковзання канатів по ведучому шківу у різних режимах та умовах роботи підйомної установки. Силами опору руху підйомних судин зневажаємо. Вихідні дані для розрахунку:

- кут обхвату шківа тертя канатом з урахуванням відхиляючого шківу $\alpha=3,4\text{рад.}$;
- коефіцієнт тертя канату о футерівку шківу (шків футеровано пластиком ПП-45) змінюється у діапазоні $f = 0,2...0,3$;
- вага корисного вантажу при розрахунковому завантаженні – 20000кг; з урахуванням 25% недовантаження – 14250кг; з урахуванням 25% перевантаження – 23750кг.

При нерухомому шківі ковзання канатів може відбутися коли натягнення канатів в одній гілці стане у $e^{f\alpha}$ раз більше, ніж у другій. Ця умова початку ковзання визначається рівнянням Ейлера:

$$T_1 = T_2 \cdot e^{f\alpha} \text{ або } \frac{T_1}{T_2} < e^{f\alpha}, \quad (3.1)$$

де T_1 – натягнення канатів завантаженої гілки, Н;

T_2 – натягнення канатів порожньої гілки, Н.

Для того, щоб забезпечити не ковзання канатів при нерухомому шківі тертя, необхідно та достатньо дотриматися умови:

$$\frac{T_1}{T_2} < e^{f\alpha}. \quad (3.2)$$

$\frac{T_1}{T_2} = k_{ст}$ є відношенням повних зусиль у гілках канатів підйомної установки, що набігають та збігають:

$$k_{ст} = \frac{Q_{п} + Q_{м} + (n \cdot p \cdot H)}{Q_{м} + (n' \cdot q \cdot H)}, \quad (3.3)$$

де $Q_{п}$ – маса корисного вантажу, кг;

Q_m – маса порожнього скіпа, кг;

n, n' – кількість головних канатів та канатів, що врівноважують, відповідно;

p, q – погонна вага головного канату та канату, що врівноважує, відповідно, кг/м;

H – висота підйому, м.

При 25 % недовантаженні маємо:

$$k_{ст} = \frac{14250 + 18400 + (4 \cdot 6,27 \cdot 680)}{18400 + (2 \cdot 11,5 \cdot 680)} = 1,46.$$

При розрахунковому завантаженні буде:

$$k_{ст} = \frac{19000 + 18400 + (4 \cdot 6,27 \cdot 680)}{18400 + (2 \cdot 11,5 \cdot 680)} = 1,6.$$

При 25 % перевантаженні отримаємо:

$$k_{ст} = \frac{23750 + 18400 + (4 \cdot 6,27 \cdot 680)}{18400 + (2 \cdot 11,5 \cdot 680)} = 1,73.$$

Визначимо величину $e^{f\alpha}$ для різних умов роботи підйомної установки:

$$f = 0,2; e^{0,2 \cdot 3,4} = 1,97;$$

$$f = 0,25; e^{0,25 \cdot 3,4} = 2,34;$$

$$f = 0,3; e^{0,3 \cdot 3,4} = 3,29;$$

$$f = 0,35; e^{0,35 \cdot 3,4} = 3,29.$$

У процесі пуску підйомної машини при підйомі завантаженої судини ковзання канату по шківу відбудеться у тому випадку, коли прискорення

розгону досягне такої величини, при якій натяг вантажної гілки, що збільшився, стане у $e^{f\alpha}$ раз менше натягнення порожньої гілки, що зменшилося. При цьому почне пробуксовувати ведучий шків.

Таким чином, умова виникнення ковзання у період пуску (розгону) може бути виражено рівнянням:

$$T_1 + m_1 \cdot a'_{кр} = (T_2 - m_2 \cdot a_{кр}) \cdot e^{f\alpha}; \quad (3.4)$$

$$a'_{кр} = g \cdot \frac{e^{f\alpha} - k_{ст}}{e^{f\alpha} + k_{ст}}, \text{ м/с}^2,$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Результати розрахунку критичних прискорень при підйомі вантажу, враховуючи різні умови експлуатації зведені у таблицю 3.1, де прискорення при підйомі завантаженої судини критичні знаходяться у чисельнику, а припустимі – у знаменнику.

Таблиця 3.1 – Параметри при різних режимах розгону підйомної установки

$f \backslash k_{ст}$	1,46	1,6	1,73
0,2	$\frac{1,46}{1,17}$	$\frac{1,02}{0,82}$	$\frac{0,64}{0,51}$
0,25	$\frac{2,27}{1,82}$	$\frac{1,84}{1,47}$	$\frac{1,46}{1,17}$
0,3	$\frac{2,91}{2,32}$	$\frac{2,62}{2,10}$	$\frac{2,26}{1,81}$

Аналіз даних таблиці 3.1 показує, що найбільш небезпечним режимом при підйомі завантаженої судини є режим з параметрами $k_{ст} = 1,73$ та $f = 0,2$.

У процесі гальмування підйомної машини при спуску вантажу ковзання канатів по ведучому шківу почнеться у тому випадку, якщо уповільнення досягне такої величини, при якій натягнення вантажної гілки, яке збільшилося у

$e^{f\alpha}$ раз стане більше натягнення гілки, що піднімається, яке зменшилося. Умова виникнення ковзання у цьому випадку може бути виражено рівнянням:

$$T_1 + m_1 \cdot a_{\text{кр.с.}} = (T_2 - m_2 \cdot a_{\text{кр.с.}}) \cdot e^{f\alpha}; \quad (3.5)$$

$$a_{\text{кр.с.}} = g \cdot \frac{e^{f\alpha} - k_{\text{ст}}}{e^{f\alpha} + k_{\text{ст}}}, \text{ м/с}^2.$$

Результати розрахунку критичних уповільнень при спуску вантажу, враховуючи різні умови експлуатації, зведені у таблицю 3.2, де прискорення при підйомі завантаженої судини критичні знаходяться у чисельнику, а припустимі – у знаменнику.

Таблиця 3.2 – Параметри при різних режимах гальмування підйомної установки

$f \backslash k_{\text{ст}}$	1,46	1,6	1,73
0,2	$\frac{1,46}{1,17}$	$\frac{1,02}{0,82}$	$\frac{0,64}{0,51}$
0,25	$\frac{2,27}{1,82}$	$\frac{1,84}{1,47}$	$\frac{1,46}{1,17}$
0,3	$\frac{2,91}{2,32}$	$\frac{2,62}{2,10}$	$\frac{2,26}{1,81}$

Аналіз даних таблиці 3.2 показує, що найбільш небезпечним режимом гальмування при підйомі завантаженої судини є режим з параметрами: $k_{\text{ст}}=1,73$ та $f=0,2$, а також, що критичне уповільнення при спуску вантажу та критичне прискорення при підйомі вантажу однакові по величині. ПБ [12] встановлюють мінімальне уповільнення при спуску вантажу $a_c = 1,5 \text{ м/с}^2$.

У процесі гальмування підйомної машини при підйомі вантажу ковзання канатів може початися, якщо уповільнення досягне такої величини, при якій натягнення вантажної гілки, яке зменшилося у $e^{f\alpha}$ раз менше натягнення

порожньої гілки, що збільшилося. Умова виникнення ковзання у цьому випадку виражено рівнянням:

$$(T_1 - m_1 \cdot a_{\text{кр.п.}}) \cdot e^{t\alpha} = T_2 + m_2 \cdot a_{\text{кр.п.}}, \quad (3.6)$$

де $a_{\text{кр.п.}}$ – критичне уповільнення гальмування при підйомі вантажу:

$$a_{\text{кр.п.}} = g \cdot \frac{e^{f\alpha} \cdot k_{\text{ст}} - 1}{e^{f\alpha} \cdot k_{\text{ст}} + 1}, \text{ м/с}^2,$$

Результати розрахунку критичних уповільнень при підйомі вантажу, враховуючи різні умови експлуатації, зведені у таблицю 3.3, де уповільнення при підйомі завантаженої судини критичні знаходяться у чисельнику, а припустимі – у знаменнику.

Таблиця 3.3 – Параметри при різних режимах уповільнення підйомної установки (при підйомі вантажу)

$f \backslash k_{\text{ст}}$	1,46	1,6	1,73
0,2	$\frac{4,70}{3,76}$	$\frac{5,08}{4,06}$	$\frac{5,35}{4,28}$
0,25	$\frac{5,36}{4,28}$	$\frac{5,67}{4,53}$	$\frac{5,92}{4,74}$
0,3	$\frac{5,90}{4,72}$	$\frac{6,19}{4,95}$	$\frac{6,41}{5,13}$

Аналіз даних таблиці 3.3 показує, що найбільш небезпечним режимом уповільнення при підйомі завантаженої судини є режим з параметрами $k_{\text{ст}}=1,73$ та $f = 0,3$. ПБ [12] встановлюють мінімальне уповільнення при підйомі вантажу $a_c = 5 \text{ м/с}^2$.

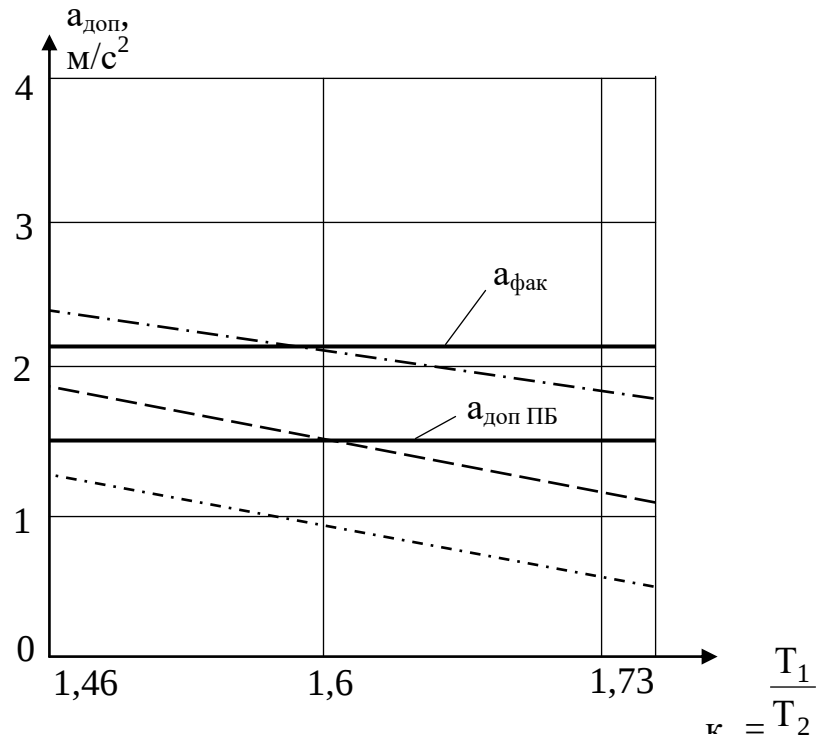


Рисунок 3.3 – Припустимі уповільнення при спуску завантаженого скіпа

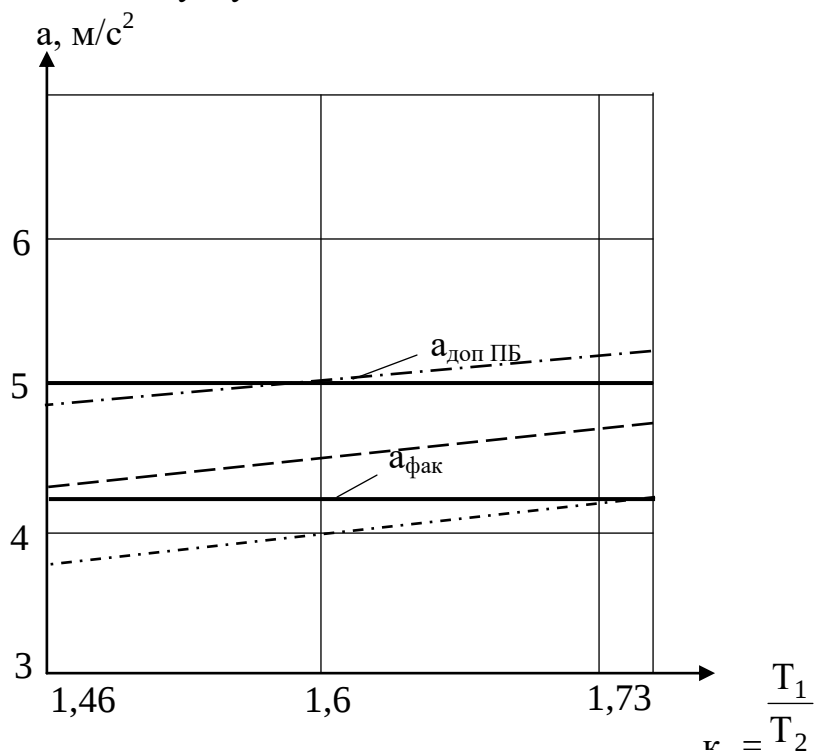


Рисунок 3.4 – Припустимі уповільнення при підйомі завантаженого скіпа

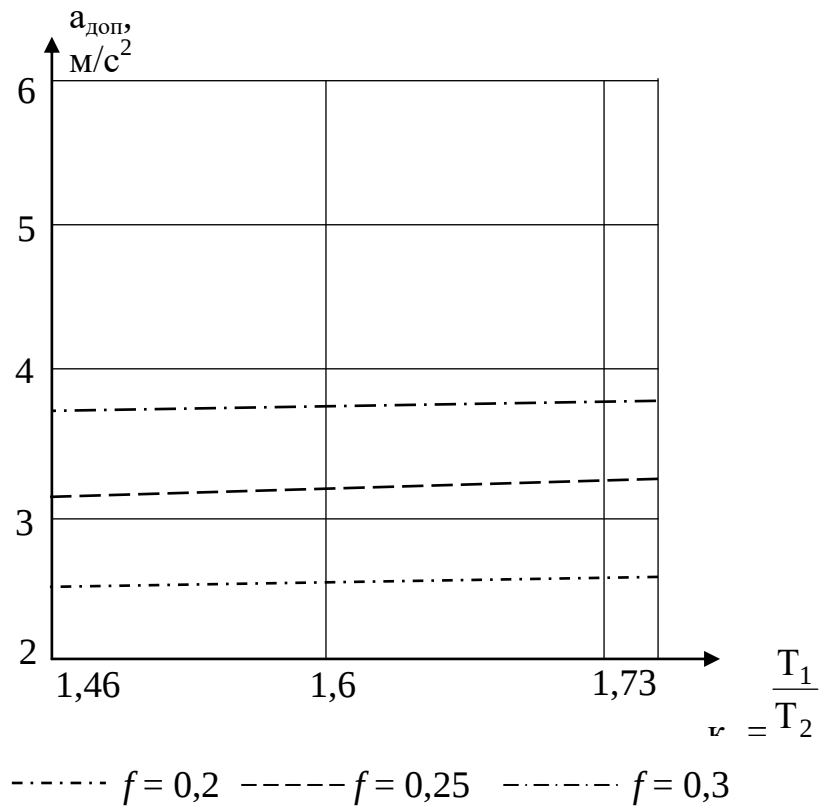


Рисунок 3.5 – Припустимі уповільнення при перегоні порожніх скипів

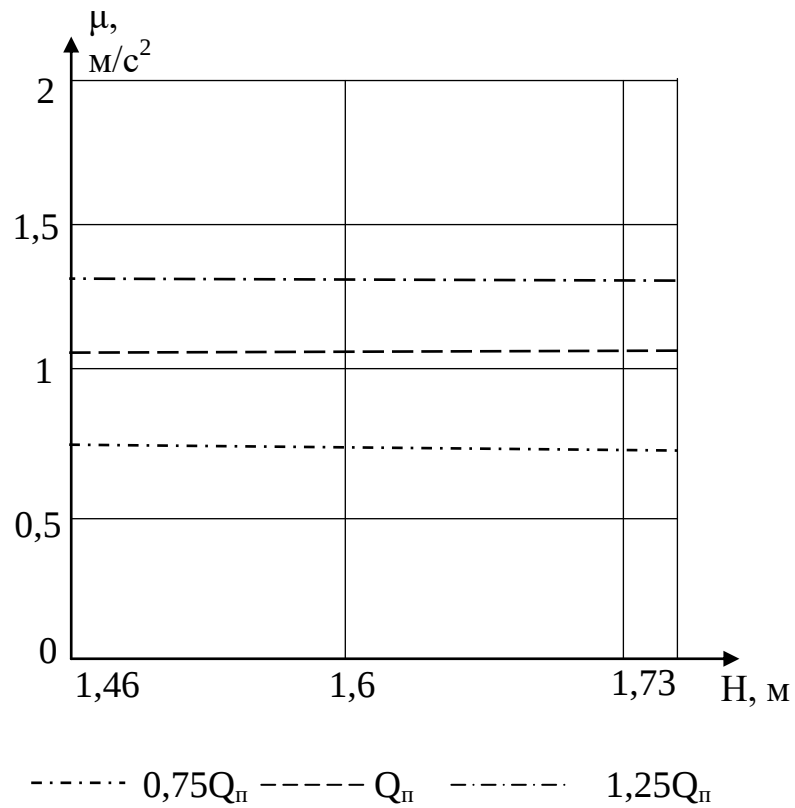


Рисунок 3.6 – Прискорення вільного вибігу підйомної установки

При гальмуванні підйомної машини у процесі перегону порожніх судин коли в обох гілках натяги однакові, ковзання канатів виникає, коли настає умова:

$$(T_2 - m_2 \cdot a_{\text{кр.пер.}}) \cdot e^{\alpha} = T_2 + m_2 \cdot a_{\text{кр.пер.}} \quad (3.7)$$

Результати розрахунку критичних уповільнень при перегоні порожніх судин, враховуючи різні умови експлуатації, зведені у таблицю 3.4, де критичні уповільнення знаходяться у чисельнику, а припустимі – у знаменнику.

Таблиця 3.4 – Параметри при перегоні порожніх судин підйомної установки

$f \backslash k_{\text{ст}}$	1
0,2	$\frac{3,20}{2,56}$
0,25	$\frac{3,93}{3,15}$
0,3	$\frac{4,60}{3,68}$

Графічні залежності критичних прискорень та уповільнень при різних умовах експлуатації приведені на рисунках 3.3 – 3.6.

3.4 Визначення статичного коефіцієнту безпеки проти ковзання

Щоб запобігти прослизання канатів по шківу під час роботи багатоканатних підйомних машин їх проектують таким чином, щоб сила тертя канату по канатоведучому шківу була більше, ніж найбільша різниця

натягнення робочих гілок канатів. Прослизання визначається статичним коефіцієнтом безпеки проти ковзання канату:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{оп.ст.}} (e^{f\alpha} - 1)}{T_{\text{п.ст.}} - T_{\text{оп.ст.}}}; \quad (3.8)$$

де $T_{\text{оп.ст.}}$ та $T_{\text{п.ст.}}$ – статичні натягнення гілок канатів, що опускаються та піднімаються.

Результати розрахунку $\sigma_{\text{ст}}$ у режимі підйому вантаженої судини при різних умовах експлуатації представлені у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Значення $\sigma_{\text{ст}}$ у режимі підйому завантаженої судини

$f \backslash m_{\text{п}}$	$0,75m_{\text{п}}$	$m_{\text{п}}$	$1,25m_{\text{п}}$
0,2	2,11	1,62	1,31
0,25	2,91	2,23	1,81
0,3	3,85	2,95	2,39

Результати розрахунку $\sigma_{\text{ст}}$ у режимі спуску вантаженої судини при різних умовах експлуатації представлені у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Значення $\sigma_{\text{ст}}$ у режимі спуску завантаженої судини

$f \backslash m_{\text{п}}$	$0,75m_{\text{п}}$	$m_{\text{п}}$	$1,25m_{\text{п}}$
0,2	3,08	2,85	2,28
0,25	4,25	3,57	3,15
0,3	7,27	6,11	5,39

3.5 Розрахунок фактичних уповільнень

Максимальний статичний момент на шківі тертя багатоканатної підйомної машини для двохскіпового підйому:

$$M_{\text{ст}} = Q_{\text{п}} \cdot R_{\text{ш}}, \text{ Н/м} \quad (3.9)$$

де $Q_{\text{п}}$ – розрахунковий корисний вантаж, що піднімається, Н;

$R_{\text{ш}}$ – радіус шківу тертя, м.

При 25% перевантаженні маємо:

$$M_{\text{ст}} = 23750 \cdot 9,8 \cdot 2 = 465500 \text{ Н/м.}$$

При розрахунковому завантаженні буде:

$$M_{\text{ст}} = 19000 \cdot 9,8 \cdot 2 = 372400 \text{ Н/м.}$$

При 25% недовантаженні отримаємо:

$$M_{\text{ст}} = 14250 \cdot 9,8 \cdot 2 = 279300 \text{ Н/м.}$$

Коефіцієнт масивності підйомної установки або уповільнення (прискорення) вільного вибігу:

$$\mu = \frac{Q_{\text{п}}}{m_{\text{пр}}}, \text{ м/с}^2, \quad (3.10)$$

де $Q_{\text{п}}$ – вага вантажу, що піднімається, Н;

$m_{\text{пр}}$ – приведена до окружності органу навивки маса рухомих елементів підйомної установки.

$$\mu = \frac{19000 \cdot 9,8}{175662} = 1,06 \text{ м/с}^2.$$

Запас гальмового моменту відносно розрахункового максимального статичного моменту по ПБ [12] повинен бути не менше трьохкратного значення:

$$M_T \geq M_{\text{ст.мах.}} \quad (3.11)$$

$$M_{\text{т.пер.}} = 3 \cdot 465500 = 1396500 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{т.роз.}} = 3 \cdot 372400 = 1117200 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Уповільнення, які задаються підйомній машині за умов, які необхідні для гальмового моменту:

$$a_{\text{под}} = \frac{M_T + M_{\text{ст}}}{m_{\text{пр}} \cdot R}, \text{ м/с}^2; \quad (3.12)$$

$$a_{\text{сп}} = \frac{M_T - M_{\text{ст}}}{m_{\text{пр}} \cdot R}, \text{ м/с}^2.$$

Розраховані уповільнення за умов необхідного гальмового моменту приведені у таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Уповільнення, які задаються

$f \backslash m_{\text{п}}$	$0,75m_{\text{п}}$	$m_{\text{п}}$	$1,25m_{\text{п}}$
$a_{\text{сп}}$	2,45	2,12	1,81
$a_{\text{под}}$	4,08	4,23	4,39

3.6 Розрахунок динамічного коефіцієнту безпеки проти ковзання

Динамічний коефіцієнт безпеки проти ковзання визначається:

$$\sigma_{\text{дин.}} = \frac{(S_{\text{оп.ст.}} \pm a \sum m_{\text{оп.}}) \cdot (e^{f\alpha} - 1)}{(S_{\text{п.ст.}} - S_{\text{оп.ст.}}) \pm a(\sum m_{\text{п.}} + \sum m_{\text{оп.}})}, \quad (3.13)$$

де $S_{\text{оп}}$ та $S_{\text{ст}}$ – статичні натягнення гілок, які опускаються та піднімаються;

$\sum m_{\text{оп}}$ та $\sum m_{\text{п}}$ – сума приведених мас рухомих частин підйомної установки зі сторони гілок канатів, які опускаються та піднімаються;

a – прискорення (уповільнення) у розглянутий момент часу руху, м/с^2 .

Розрахований динамічний коефіцієнт безпеки проти ковзання є основним критерієм оцінки безпеки підйомної установки.

Розраховані динамічні коефіцієнти безпеки проти ковзання приведені у таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Динамічний коефіцієнт безпеки проти ковзання при гальмуванні

f	0,2	0,25	0,3
підйом	2,39	3,30	5,64
спуск	1,62	2,23	3,82

Величину запасу на не ковзання канатів визначається як:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{T_2 \cdot (e^{f\alpha} - 1)}{T_1 - T_2} \geq 1,75; \quad (3.14)$$

$$\sigma_{\text{дин.}} = \frac{T_{2\text{дин.}} \cdot (e^{f\alpha} - 1)}{T_{1\text{дин.}} - T_{2\text{дин.}}} \geq 1,25.$$

Зв'язок між $k_{\text{ст}}$ та $\sigma_{\text{дин.}}$ легко може бути отриманий у вигляді:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{k_{\text{ст}} - 1}. \quad (3.15)$$

Підставляючи у формулу (3.15) значення $k_{\text{ст.мах.}}$, отримаємо мінімальне значення $\sigma_{\text{ст.}}$ при: $f = 0,02$, $\sigma_{\text{ст.мін.}}=2$; $f = 0,25$, $\sigma_{\text{ст.мін.}}=2,3$; $f = 0,3$, $\sigma_{\text{ст.мін.}}=3$.

Із аналізу даних таблиць виходить, що для підйомної установки ЦШ5×4 у режимі запобіжного гальмування умова не ковзання головних канатів виконується тільки при коефіцієнті тертя $f=0,3$ та розрахунковому завантаженні скіпа. Зменшення $f_{\text{тр}}$ та перевантаження скіпа може привести до виникнення аварійної ситуації.

3.7 Дослідження виконаних розрахунків

Аналізуючи розраховані режими приходимо до висновку, що існує небезпека ковзання канатів по шківу тертя при спуску вантажу, коли судина перевантажена і коефіцієнт тертя стає менше 0,3. Також, при підйомі вантажу можливо наступ критичного режиму при перевантаженні підйомної судини. При розрахунковому завантаженні підйомна машина працює у режимах, близьких до критичних, що є небезпечним та невеликі відхилення в умовах експлуатації (падіння коефіцієнту тертя, збільшений гальмовий момент), можуть привести до аварії. Тому, щоб зменшити динамічні зусилля в головних канатах при запобіжному гальмуванні підйомної машини пропонується наступна пропозиція.

Сутність пропозиції полягає у тому, що послідовно з витримкою за часом включають першу та другу ступінь гальмового моменту, причому другу ступінь

гальмового моменту, рівну за величиною першій ступені, включають з інтервалом часу, який рівний півперіоду подовжніх коливань канату.

У графічній частині роботи (додаток А) зображені залежності змінення зусиль у канаті при його подовжніх коливаннях при двохступеновому включенні гальмового моменту.

При здійсненні гальмування підйомної машини включають гальмовий пристрій та створюють на канатоведучому шківі гальмовий момент першої ступені, який дорівнює по величині половині гальмового моменту, який необхідний. Включення першої ступені гальмового моменту викликають подовжні коливання канату (крива А), амплітуда яких складає половину амплітуди подовжніх коливань канату у випадку безступеневого гальмування. Через половину періоду подовжніх коливань канату додатково включають другу ступінь гальмового моменту, яка дорівнює по величині, як і перша ступінь, половині значення гальмового моменту, який необхідний. Включення другої ступені гальмового моменту викликають додаткові подовжні коливання канату (крива В). Подовжні коливання канату, які виникають при включенні першої та другої ступенів гальмового моменту, знаходяться у протифазі та гаснуть.

Пропонований засіб гальмування дозволить враховувати дійсну динаміку зусиль у канаті та забезпечить гасіння додаткових динамічних зусиль, які діють на канат, що особливо важливо для виключення прослизання канату на канатоведучому шківі. Другу ступінь гальмового моменту можна забезпечити дроселюванням стиснутого повітря на виході з циліндра гальмового приводу. Тому основною ціллю удосконалення пневмосистеми управління, є підвищення швидкодії гальмового приводу. Використання для цього нормально закритих регулюючих клапанів не завжди забезпечує виконання вимог ПБ до максимального часу холостого ходу. Тому розроблено пристрій, застосування якого дозволить виключити вказані недоліки існуючих пневмосистем управління пневмопружинним приводом гальма та підвищить безпечність експлуатації шахтних підйомних установок.

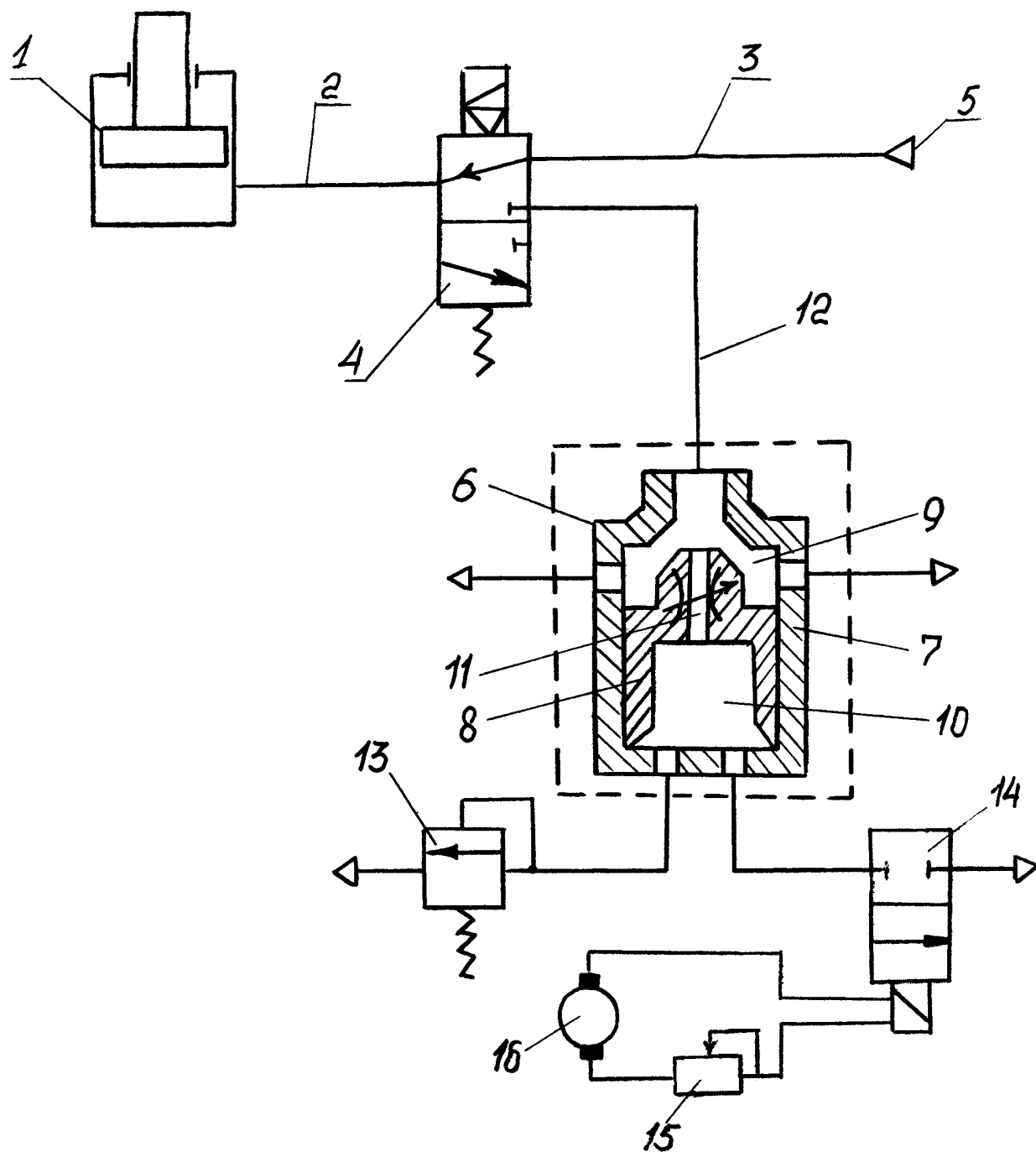


Рисунок 3.7 – Схема пристрою для управління пневмопружинним приводом гальма шахтної підйомної установки

На рисунку 3.7 показана принципова схема цього пристрою. Основним елементом є регулюючий пристрій 6, виконаний у вигляді циліндру 7 з поршнем 8, який утворює клапанний блок вихлопу 9 на одному кінці, а на другому кінці – камеру управління 10, яка з'єднана через регулюючий дросель 11 з патрубком, що виходить, 12 трьохлінійного електропневматичного клапану 4. Камера управління одним виходом з'єднана з атмосферою через нормально закритий перепускний клапан 13, а другим через дволінійний електропневматичний клапан 14, обмотка управління якого з'єднана через регулюючий резистор 15 зі струмогенератором, кінематично пов'язаним з органом шківів тертя. Як і в стандартній схемі гальмовий циліндр 1 з пружинним приводом з'єднаний трубопроводом, що підводить 2 та нагнітає 3, через трьохлінійний електропневматичний клапан 4 з джерелом стиснутого повітря 5 та, крім того, з описаним вище регулюючим пристроєм 6.

При запобіжному гальмуванні трьохлінійним електропневматичним клапаном 4 відключається гальмовий циліндр від джерела стисненого повітря та з'єднується з регулюючим пристроєм. Стиснене повітря із гальмового циліндра поступає через електропневматичний клапан 4 та відкритий клапанний блок в атмосферу. Одночасно стиснене повітря поступає через регулюючий дросель 11 у камеру управління 10, тиск у якому залежить від прохідного перетину дроселя 11 та від настроювання нормально закритого клапану 13, який відкривається при підвищенні тиску в камері управління до визначеної величини. Після його закриття із-за падіння тиску у циліндрі приводу, та, відповідно у камері управління, поршень 8 пересувається уверх, припиняючи вихід стисненого повітря із циліндру приводу. Цей тиск повинен відповідати гальмовому зусиллю, яке не викликає перевищення припустимих уповільнень.

Повне гальмове зусилля накладається після зниження швидкості шківів тертя до безпечної швидкості різкого гальмування. Для цього сигнал зі струмогенератора відкриває дволінійний електропневматичний клапан 14 та тиск у циліндрі приводу гальма знижується до атмосферного, так як поршень 8

опускається у вихідне положення і повітря із циліндра поступово виходить через клапанний блок.

Таким чином, застосування розробленого пристрою дозволяє реалізувати двоступеневу характеристику додавання гальмового зусилля з одночасним підвищенням швидкодії гальмового приводу внаслідок застосування нормально відкритого клапанного блоку вихлопу.

Виконаємо розрахунок коливань канату. Вільні коливання канату з вантажем можуть бути розраховані за формулою:

$$\nu = \frac{a_k \cdot \lambda}{l}, \text{ Гц} \quad (3.16)$$

де a_k – швидкість проходження хвилі у канаті, м/с;

l – довжина обвісу канату, м;

λ – крива гармоніка коливань, яка визначається з таблиці 3.9.

Величина α , визначається з урахуванням λ :

$$\alpha = \lambda \cdot \operatorname{tg} \lambda = \frac{n \cdot p \cdot l}{Q}, \quad (3.17)$$

де n – кількість головних канатів;

p – погонна вага канату, кг/м;

l – довжина звису канату, м;

Q – повна маса однієї гілки системи, що коливається, кг.

Результати розрахунку частоти, періоду коливань зведені у таблицю 3.9.

Виникнення резонансу при гальмуванні можливо, коли частоти коливань завантаженої та порожньої гілок канату співпадають. Виходячи із графіка періодів це можливо, коли завантажена судина буде знаходитися на глибині 270м.

Таблиця 3.9 – Параметри вільних коливань гілок канатів підйомної машини

Гілка	H, м	Q, кг	a, м/с	α	λ	ν , Гц	T, с
завантажений	680	37400	2000	0,46	0,629	1,85	3,39
	300	46140	2000	0,16	0,372	2,48	2,53
	50	51890	2000	0,02	0,149	5,95	1,06
порожній	50	32890	2000	0,038	0,210	8	0,79
	300	27140	2000	0,32	0,540	2,9	2,17
	680	18400	2000	0,93	0,831	2,4	2,62

Визначимо максимальні динамічні напруги у небезпечному усіченні канату. Максимальна динамічна напруга, яка виникає у процесі різкого гальмування, у небезпечному усіченні канату визначається за формулою:

$$F_{\text{дин.мах.}} = \frac{c \cdot a}{g} \cdot Q, \text{ Н} \quad (3.19)$$

де c – коефіцієнт, який залежить від параметрів підйомної установки;

a – величина уповільнення, м/с^2 ;

Q – вага кінцевого вантажу, Н;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Для визначення максимальної довжини звису канату c застосуємо формулу:

$$c = 2,00 + 1,76 \cdot \alpha;$$

де α – коефіцієнт параметрів підйомної установки:

$$\alpha = \frac{n \cdot \rho \cdot g \cdot L}{Q}, \quad (3.20)$$

де ρ – погонна маса головних канатів, кг/м ;

n – кількість головних канатів;

L – довжина звису головних канатів, м;

Q – вага кінцевого вантажу, Н.

Для максимальної довжини звису канату завантаженої гілки отримаємо:

$$\alpha = \frac{4 \cdot 6,27 \cdot 9,81 \cdot 680}{37400 \cdot 9,81} = 0,456.$$

$$c = 2,00 + 1,76 \cdot 0,456 = 2,8.$$

$$F_{\text{дин.мах.}} = \frac{2,8 \cdot 4,95}{9,81} \cdot Q = 1,41Q = 528400\text{Н.}$$

Без урахування коливань будемо мати:

$$\begin{aligned} F'_{\text{дин.мах}} &= \alpha \cdot \frac{(n \cdot \rho \cdot g \cdot L) + Q_{\text{гр}}}{g} = \frac{Q \cdot \left(1 + \frac{n \cdot \rho \cdot g \cdot L}{Q}\right)}{g} \cdot a = \\ &= \frac{(1 + 0,456) \cdot 4,95}{9,81} \cdot Q = 0,73Q = 274760\text{Н} \end{aligned}$$

Отже, величина динамічних зусиль з урахуванням коливальних процесів складась:

$$\Delta F_{\text{дин.}} = F_{\text{дин.мах.}} - F'_{\text{дин.мах.}} = 1,41Q - 0,73Q = 0,68Q = 254320\text{Н}$$

Вплив з урахуванням коливальних процесів у канаті складе:

$$\frac{\Delta F_{\text{дин.}}}{F_{\text{дин.мах.}}} = \frac{0,68Q}{1,41Q} \cdot 100\% = 48,2\%$$

Це показує, що для розрахунку припустимих уповільнень за умови не ковзання канатів бажано враховувати динамічні зусилля, які виникають в перехідних режимах.

Отже, як показали розрахунки та дослідження режимів роботи обладнання підйомної установки обране відповідно до необхідних техніко-економічних показників і можлива безпечна та надійна експлуатація цієї підйомної установки.

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Визначимо витрати електроенергії. Фактична витрата електроенергії за один цикл підйому для клітьової підйомної установки складає [4, 6]:

$$W_{\phi} = \frac{Q_c \cdot H_n}{3600 \cdot \eta_{уст}}, \quad (4.1)$$

де Q_c – величина середнього вантажу, що піднімається в кліті, $Q_c=39534\text{Н}$;
 $\eta_{уст}$ – ККД підйомної установки, $\eta_{уст}=0,55\dots0,65$.

$$W_{\phi} = \frac{39534 \cdot 370}{3600 \cdot 0,6} = 677,2 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Річна витрата електроенергії буде:

$$E_p = W_{\phi} \cdot n_{ц.заг} \cdot N, \quad (4.2)$$

де N – число робочих днів у році, $N=300$;

$n_{ц.заг}$ – загальна кількість підйомних циклів, що виконуються підйомною установкою за добу:

$$n_{ц.заг} = n_{л.доб} \cdot k_{ін}, \quad (4.3)$$

де $n_{л.доб}$ – число циклів по спуску-підйому людей за добу:

$$n_{л.доб} = n_{л.зм} \cdot n_{зм}, \quad (4.4)$$

де $n_{зм}$ – число змін, $n_{зм}=4$.

$$n_{\text{л.доб}}=2\cdot4=8 \text{ циклів};$$

$k_{\text{ін}}$ – коефіцієнт, що враховує кількість циклів по всім іншим операціям, $k_{\text{ін}}=3$ (орієнтовно за хронометричними вимірами).

$$n_{\text{ц.заг}}=8\cdot3=24 \text{ циклів.}$$

$$E_p=677,2\cdot24\cdot300=4875840 \text{ кВт}\cdot\text{год.}$$

Витрати електроенергії за один підйомний цикл скіпової підйомної установки складуть [4]:

$$W_{\text{с}} = \frac{V_{\text{max.ф}} \cdot \sum F \cdot t_i}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{дв}}}, \quad (4.5)$$

де $\sum F \cdot t_i$ – сумарна складова всіх зусиль під час руху скіпа, Н:

$$\begin{aligned} \sum F \cdot t_i &= 0,5 \cdot (F_1 + F_2) \cdot t_0 + 0,5 \cdot (F_3 + F_4) \cdot t_1 + 0,5 \cdot (F_5 + F_6) \cdot t_2 + 0,5 \cdot (F_7 + F_8) \cdot t_y + 0,5 \cdot (F_9 + \\ &+ F_{10}) \cdot t_d + 0,5 \cdot (F_{11} + F_{12}) \cdot t_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (402539 + 402539) \cdot 4,8 + 0,5 \cdot (704698 + 704698) \cdot 7,92 + \\ &+ 0,5 \cdot (338445 + 338445) \cdot 49,1 + 0,5 \cdot (112589 + 112589) \cdot 13,65 + 0,5 \cdot (338445 + \\ &+ 338445) \cdot 5,5 + 0,5 \cdot (216361 + 216361) \cdot 1 = 27745693 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$\eta_{\text{дв}}$ – ККД електродвигуна скіпової підйомної установки, $\eta_{\text{дв}}=0,94$.

$$W_{\text{с}} = \frac{10,5 \cdot 27745693}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,94} = 86,4 \text{ кВт}\cdot\text{год.}$$

Витрата електроенергії на підйом 1т гірничої маси, що видається:

$$e = \frac{W_{\epsilon}}{m_{\text{ван}}} = \frac{86}{30,0} = 2,87. \kappa Bm \cdot \text{год} / m. \quad (4.6)$$

Річна витрата електроенергії розраховується:

$$E = e \cdot A_p = 2,87 \cdot 1392000 = 3995040 \text{ Вт}. \quad (4.7)$$

Корисна енергія підйомної установки при виконанні одного циклу визначається за формулою:

$$W_{\kappa} \frac{Q \cdot H_n}{3,6 \cdot 10^6} = \frac{294300 \cdot 640,3}{3,6 \cdot 10^6} = 52,3. \kappa Bm \cdot \text{год}. \quad (4.8)$$

Отже, коефіцієнт корисної дії скіпової вугільної підйомної установки буде:

$$\eta_{\text{ycm}} = \frac{W_{\kappa}}{W_{\epsilon}} = \frac{52,3}{86} = 0,61. \quad (4.9)$$

5 КОРОТКІ ВІДОМОСТІ З ПРАВИЛ БЕЗПЕКИ НА ПІДЙОМНИХ УСТАНОВКАХ

Кожна підйомна установка повинна бути обладнана захистом від перевищення визначених меж підйому та збільшення номінальної швидкості за допомогою запобіжних пристроїв: кінцеві вимикачі, обмежувачі швидкості, пристроїв, що амортизують [11].

Для стволів, обладнаних одним підйомом, які використовуються в аварійних випадках і для ремонтних робіт, повинні бути розроблені заходи виведення людей із підйомної посудини, що застрягла (зависла).

Забороняється перехід людей через підйомні відділення ствола. На всіх горизонтах шахти перед стволами повинні бути встановлені запобіжні ґрати для запобігання просуванню робочих через ці відділення. На верхніх горизонтах допускається робота в людському та вантажному режимах без посадочних кулаків [13].

Усі проміжні, нижні та верхні приймальні майданчики вертикальних стволів, по яких проводиться підймання та опускання вантажів у вагонетках, а також майданчики перед перекидачем повинні бути обладнані стопорними пристроями, що забезпечують разове дозування і попереджають довільне скочування вагонеток [12].

Підйомні посудини, парашути, стопори, підвісні пристрої, направляючі башмаки, посадочні пристрої та ті, що завантажують і розвантажують, шківів, що направляють, з футерівкою та підшипниками, гальмівну систему й інші елементи підйомної машини, апаратуру керування та захисту необхідно оглядати і перевіряти щодоби механіком підйому або особою, що має відповідну кваліфікацію і призначена наказом по шахті для цієї мети [12]. Спускання та підймання довгомірних матеріалів або великогабаритного устаткування під кліттю повинні виконуватися під керівництвом особи технічного догляду.

Електрична частина з апаратурою автоматизації підйомних установок повинна проходити ревізію та налагодження через 6 місяців.

Кожна підйомна установка повинна бути забезпечена пристроєм для подачі сигналу від ствольового до рукоятника і від рукоятника до машиніста, а також ремонтною сигналізацією.

Канати, що застосовуються на підйомних установках шахти, повинні відповідати вимогам діючих ДСТ або ТУ, погоджених з МакНДІ. Шахтні канати повинні випробовуватися згідно з «Інструкцією з випробування шахтних канатів» на канатно-випробувальних станціях, зареєстрованих у МакНДІ [12].

ВИСНОВКИ

В роботі було зроблено дослідження можливості підвищення продуктивності підйомної установки для видачі гірничої маси на поверхню та розроблено технічні рішення зі збільшення пропускної здатності головного ствола. У процесі виконання роботи досліджено технічний стан підйомної машини типу ЦШ5×4 та армування стволу; зроблені розрахунки максимально припустимої вантажопідйомності установки за умовою не ковзання канатів і швидкості підйому з урахуванням фактичного стану армування; розроблені заходи для збільшення продуктивності та надійності підйому; виконані розрахунки годинної, добової і річної пропускної здатності підйомного комплексу при реалізації рекомендованих заходів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Песвианидзе А.В. Расчет шахтных подъёмных установок: Уч.пособие для вузов. – М.: Недра, 1992.
2. Картавий М.Г., Топорков А.А. Шахтні стаціонарні установки. – М.: Надра, 1978. – 263 с.
3. Алексеев В.В. Стационарные машины. М.: Недра, 1989.
4. Методические указания к проектированию шахтных подъёмных установок. Яценко Н.И., Зима П.Ф., Гулин В.В. Донецк ДПИ. 1988.
5. Правицкий Н.К. Рудничные подъёмные установки: Учеб. пособие для студ. горн. спец. вузов. и фак. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 416с.
6. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу: «Шахтные подъёмные установки» / Сост. А.А. Белоцерковский, Н.И. Яценко. – Донецк: ДПИ, 1990.
7. Фёдорова З.М. Рудничные подъёмные установки, М: Недра, 1966.
8. Справочник механика угольной шахты / А.И. Пархоменко, В.И. Остапенко, И.М. Митько и др. М.: Недра, 1985. – 448 с.
9. Шиповский И.А. Эксплуатация и ремонт оборудования шахт: Учебное пособие для вузов. – М.: недра, 1987. – 215 с.: ил.
10. Малашкина В.А., Малеев В.Б. Ремонт и эксплуатация стационарного оборудования шахт: Справочник рабочего. – М.: Недра, 1990. – 329 с.
11. Правила безпеки у вугільних шахтах ДНАОП 1.1.30-1.01-96. – Київ, 1996. – 424 с.
12. Щадов М.И., Владыченко И.М. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М., Недра, 1986.
13. 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.