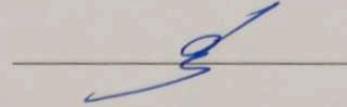


Міністерство освіти і науки України
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу
Кафедра нафтогазової інженерії та технологій
Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

До захисту

Завідувач кафедри



МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

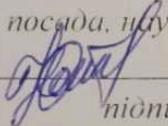
на тему: Модернізація конструкції та дослідження роботи
пневматичних клинів ротора

Пояснювальна записка

Керівник

Ст. викладач Міщук Ю.С.

посада, наук. ступінь, ПІБ

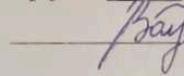

підпис, дата

Виконавець роботи

Волощенко Богдан Юрійович

студент, ПІБ

група 601-МН


підпис, дата

Консультант за 1 розділом

к.т.н. доц Михайловська О.В.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

к.т.н. доц Жестеренко Т.М.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

к.т.н. доц Михайловська О.В.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту 20.04.2025р.

Полтава, 2025

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі розроблено наступні розділи:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено порівняльний огляд бурових комплексів та аналіз конструктивних особливостей роторів із пневматичними клинами, обґрунтовано вибір бурової установки та ротора. Коротко описано призначення, будову, комплектність та принцип дії вибраного обладнання.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з удосконалення конструкції роторів із пневматичними клинами, запропонована модернізована конструкція пневматичних клинів, обґрунтовано її технічну доцільність, розрахований економічний ефект від його впровадження.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” проаналізовано лабораторно-експериментальні дослідження роботи роторів із пневматичними клинами.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” проведено розрахунки на довговічність, міцність та жорсткість деталей ротора і пневматичних клинів.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” розглянуто комплекс робіт з монтажу та підготовки до експлуатації модернізованого обладнання, описано технічні заходи з обслуговування та ремонту ротора із пневматичними клинами, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації роторів із пневматичними клинами, а також методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці, наведені інженерні розрахунки.

Навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра нафтогазової інженерії та технологій

Освітньо-кваліфікаційний рівень: Магістр

Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

(цифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГІТ

“ ” 20__ року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Волощенко Богдан Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація конструкції та дослідження роботи пневматичних клинів ротора

Керівник роботи ст. викладач Міщук Юлія Сергіївна

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

затверджена наказом закладу вищої освіти від “09” 08 2024 року № 189/24

2. Строк подання студентом роботи 28.10 2024 року

3. Вихідні дані до роботи _____

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

1 Вибір та опис технологічного обладнання: 1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання. 1.2 Опис вибраного технологічного обладнання. 2 Опис технічної пропозиції: 2.1 Опис модернізованої конструкції. 2.2 Оцінка економічної ефективності. 3 Дослідно-конструкторська робота. 4 Розрахунки працездатності. 5 Монтаж і експлуатація обладнання: 5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання. 5.2 Експлуатація та ремонт обладнання. 5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання. Висновки. Список використаної літератури. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Етапи підготовки | Термін виконання |
|-------|---|------------------|
| 1 | Інформаційно-оглядова частина | 14.10-03.11 |
| 2 | Експериментальна частина | 04.11-24.11 |
| 3 | Теоретична частина (Аналітика. Статистика. Моделювання) | 25.11-15.12 |
| 4 | Впровадження результатів досліджень | 16.12-05.01 |
| 5 | Оформлення та узгодження роботи | 06.01-12.01 |
| 6 | Попередні захисти робіт | 13.01-17.01 |
| 7 | Захист магістерської роботи | |

Студент


 (підпис)

 Б.Ю. Волощенко
 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи


 (підпис)

 О.С. Мельник
 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

| | Стор. |
|--|-------|
| Вступ..... | 4 |
| 1. Вибір та опис технологічного обладнання..... | 7 |
| 1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання | 7 |
| 1.2 Опис вибраного обладнання | 16 |
| 2. Опис технічної пропозиції..... | 20 |
| 2.1 Опис модернізованої конструкції пневматичних клинів ротора..... | 20 |
| 2.2 Оцінка економічної ефективності..... | 23 |
| 3. Дослідно-конструкторська робота..... | 33 |
| 3.1 Визначення і опис основних параметрів роботи запропонованого технічного рішення, які вимагають проведення науково-дослідних робіт.. | 33 |
| 3.2 Вибір методів досліджень основних параметрів..... | 33 |
| 3.3 Програма проведення досліджень роботи обладнання підйомного комплексу | 35 |
| 3.4 Аналіз одержаних результатів та визначення раціональних або оптимальних конструктивних та експлуатаційних рішень..... | 37 |
| 4. Розрахунки працездатності..... | 40 |
| 4.1 Розрахунок на міцність швидкохідного валу ротора вибраної БУ..... | 40 |
| 4.2 Розрахунок конструктивних елементів пневматичних клинів ротора... | 48 |
| 5. Монтаж і експлуатація обладнання..... | 58 |
| 5.1 Технологія монтажу обладнання..... | 58 |
| 5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання..... | 63 |
| 5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання..... | 69 |
| Висновки..... | 76 |
| Список використаної літератури | 79 |

ВСТУП

Актуальність теми. В процесі буріння нафтогазових свердловин широко використовуються бурові ротори, які є невід'ємною частиною бурового обладнання і устаткування.

Буровий ротор, скорочено званий ротором або обертачем, призначений для виконання наступних операцій [5]: обертання поступально рухомої бурильної колони в процесі проходки свердловини роторним способом; сприймання реактивного крутного моменту і забезпечення подовжньої подачі бурильної колони при використанні вибійних двигунів; утримання бурильної або обсадної колони труб над гирлом свердловини при нарощуванні і спуско-підйомних операціях; провертання інструменту при ловильних роботах та інших ускладненнях, що зустрічаються в процесах буріння і кріплення свердловини.

При спуско-підйомних операціях затискачі ведучої труби витягують з ротора, а для утримання колон труб на роторі використовують клиновий захват із пневматичним приводом.

Ефективність функціонування ротора з пневматичними клинами напряму залежить від надійності та безпеки роботи, зручності в експлуатації пневматичних клинів ротора. До недоліків існуючих конструкцій пневматичних клинів ротора слід віднести наступні: немає можливості безаварійного натискання на шарнірні вузли підвіски клинів завантаженим елеватором для зниження висоти різьбового з'єднання колони труб, підвищення зручності роботи на роторі, виключення згину автоматичним буровим ключем консольного кінця колони труб, які утримуються клинами; після захоплення труб клинами кран управління встановлюється в нейтральне положення з випусканням стисненого повітря з обох порожнин силового циліндра, при цьому надійність захоплення колони труб клинами при спуско-підйомних операціях без постійного підтискання силовим циліндром знижується. Проковзування колони труб в клинах може виникнути в будь-який момент і привести до аварійних ситуацій; використовувані пневматичні клини ротора не

забезпечують необхідної довговічності вузлів і деталей через перевантаження при натисканні на підняті державки і планки пристрою завантаженим елеватором; кран управління має громіздку і недостатньо надійну конструкцію, особливо для зимових умов [17, 19, 30].

Таким чином, на сьогодні конструкція пневматичних клинів ротора потребує модернізації та дослідження ефективності роботи модернізованого пристрою. Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції пневматичних клинів ротора з метою забезпечення надійності захоплення труб і довговічності вузлів та деталей клинового захвату із пневматичним приводом.

Мета роботи. Модернізація системи підведення повітря й крана керування клинами та дослідження роботи пневматичних клинів ротора.

Об'єкт дослідження. Процеси руху стиснутого повітря при керуванні пневматичними клинами ротора.

Предмет дослідження. Властивості і характеристики пневматичних клинів ротора, що оснащені другим повітророзподільником та удосконаленим краном керування.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. При запровадженні даної конструкції пневматичних клинів ротора, що оснащені другим повітророзподільником та удосконаленим краном керування, очікується: підвищення зручності робіт на роторі; виключення згину автоматичним ключем консольного кінця колони труб, утримуваної клинами; забезпечення надійності захоплення труб за рахунок постійного підтискання клинів силовим циліндром при спуско-підйомних операціях; підвищення довговічності вузлів та деталей пневматичних клинів ротора при натисканні на підняті державки завантаженим елеватором; спрощення конструкції крана керування клинами.

Наукова новизна.

- розроблена схема процесу підйому елеватора з використанням модернізованих пневматичних клинів ротора;

- установлені режими раціонального управління процесом зняття колон з клинів в міру збільшення їх ваги.

Апробація роботи. Основні положення магістерської роботи доповідались та обговорювались на 76-й науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», секція нафтогазова інженерія та технології, м. Полтава, 20.05.2024 р.

Структура й обсяг магістерської роботи.

Магістерська робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 37 найменувань. Основна частина магістерської роботи викладена на 78 сторінках комп'ютерного набору і містить 12 рисунків і 14 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 82 сторінки.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

1.1.1 Вихідні дані для магістерської роботи

Конструкція свердловини глибиною 5400 м подана на рис. 1.1.

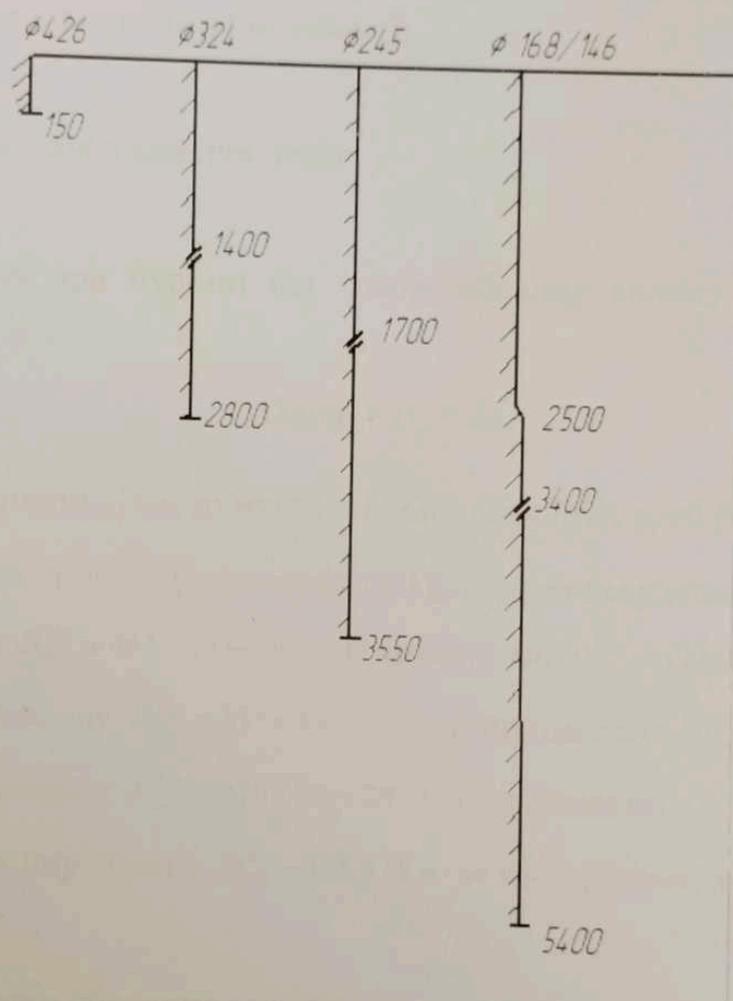


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор $d = 426$ мм спускається на глибину 150 м з метою перекриття верхніх нестійких порід. Цементується по всій довжині. Проміжна колона $d = 324$ мм спускається на глибину 2800 м двома секціями зі стиковкою на глибині 1400 м з метою перекриття нестійких крейдових порід, де можливі обсіпання, поглинання, жолобоутворення і звуження стінок ствола свердловини. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона $d = 245$ мм спускається на глибину 3550 м двома секціями зі стиковкою на глибині 1700 м з метою перекриття юрських, тріасових і верхніх та середніх карбонатних відкладів, де можливі обсіпання, обвали, звуження ствола свердловини. Цементується колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона $d = 168/146$ мм спускається до проектної глибини 5400 м двома секціями зі стиковкою на глибині 3400 м і переходом на глибині 2500 м. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

Діаметр долота при бурінні під кожен обсадну колона визначаємо за формулою:

$$D_{\text{дол.}} = D_{\text{в}} + 2\Delta, \quad (1.1)$$

де $D_{\text{в}}$ – зовнішній діаметр муфти колони обсадних труб [9];

2Δ – величина проміжку між муфтою і стінками свердловини [9].

Під кондуктор $D_{\text{дол.}}^{426} = 451 + 46 = 497$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{426} = 490$ мм.

Під проміжну колона $D_{\text{дол.}}^{324} = 351 + 39 = 390$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{324} = 394$ мм.

Під проміжну колона $D_{\text{дол.}}^{245} = 270 + 27 = 297$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{245} = 295$ мм.

Під експлуатаційну колона $D_{\text{дол.}}^{146} = 166 + 18 = 184$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{146} = 190$ мм.

1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожен обсадну колона визначаємо за формулою

$$l_{\text{ОБТ}} = \frac{K \cdot G}{q_{\text{ОБТ}} \left(1 - \frac{j_{\text{обт}}}{j_{\text{в}}}\right)}, \quad (1.2)$$

де K – коефіцієнт, який урахує перевищення ваги ОБТ над

навантаженням на долото; приймаємо $K=1,25$;

G – осьове навантаження на долото [9];

q_{OBT} – вага 1 м.п. ОБТ [9];

$j_{o.p.}$ – питома вага бурового розчину; приймаємо згідно ГТН;

j_w – питома вага матеріалу труб; приймаємо $j_w = 7850 \text{ кг/м}^3$.

Під кондуктор:

$$l_{OBT}^{426} = \frac{1,25 \cdot 70 \cdot 10^3}{1920 \left(1 - \frac{1160}{7850}\right)} = 53 \text{ м}$$

Під проміжну колону $\phi 324$ мм:

$$l_{OBT}^{324} = \frac{1,25 \cdot 190 \cdot 10^3}{1920 \left(1 - \frac{1310}{7850}\right)} = 148 \text{ м}$$

Під проміжну колону $\phi 245$ мм:

$$l_{OBT}^{245} = \frac{1,25 \cdot 170 \cdot 10^3}{1890 \left(1 - \frac{1450}{7850}\right)} = 138 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$l_{OBT}^{146} = \frac{1,25 \cdot 150 \cdot 10^3}{970 \left(1 - \frac{1620}{7850}\right)} = 244 \text{ м}$$

1.1.3.2 Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

Для I-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу $\phi 114$ мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності Л. Визначасмо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

$$\ell_{\text{дон}} = \frac{Q^I_{\text{дон}} - \ell_{\text{обт}} \cdot q_{\text{обт}} \left(1 - \frac{j_{\text{с.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}{q^I_{\text{пр}} \left(1 - \frac{j_{\text{с.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)} + \ell_{\text{обт}}, \quad (1.3)$$

де $q^I_{\text{пр}}$ – вага 1 м.п. бурильної труби [9];

$Q^I_{\text{дон}}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби; визначаємо за формулою

$$Q^I_{\text{дон}} = \frac{Q^I_{\text{р}}}{K}, \quad (1.4)$$

де $Q^I_{\text{р}}$ – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [9];

K – коефіцієнт запасу міцності; приймаємо для роторного буріння $K=1,4$.

$$Q^I_{\text{дон}} = \frac{2600}{1,4} = 1857,2 \text{ кН};$$

$$\ell_{\text{дон}} = \frac{1857,2 \cdot 10^3 - 244 \cdot 970 \left(1 - \frac{1620}{7850}\right)}{301 \cdot \left(1 - \frac{1620}{7850}\right)} + 244 = 7232 \text{ м}$$

Верхню частину колони складаємо із труб діаметром 127 мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності Л. Визначаємо допустиму довжину 2-ої секції за формулою

$$\ell^{II}_{\text{дон}} = \frac{Q^{II}_{\text{дон}} - Q^I_{\text{дон}}}{q^{II}_{\text{пр}} \left(1 - \frac{j_{\text{с.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}, \quad (1.5)$$

де $q^{II}_{\text{пр}}$ – вага 1 м.п. бурильної труби 2-ої секції;

$Q^{II}_{\text{дон}}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 2-ої секції.

$$Q^{II}_{\text{дон}} = \frac{Q^{II}_{\text{р}}}{K}, \quad (1.6)$$

$$Q^{II}_{\text{дон}} = \frac{2900}{1,4} = 2071,4 \text{ кН};$$

$$\ell''_{\text{дон.}} = \frac{2071,4 \cdot 10^3 - 1857,2 \cdot 10^3}{331 \cdot \left(1 - \frac{1620}{7850}\right)} = 815 \text{ м}$$

Третю секцію бурильних труб складемо із труб діаметром 140 мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності Л. Допустиму довжину визначаємо аналогічно допустимій довжині 2-ї секції за формулами

$$\ell'''_{\text{дон.}} = \frac{Q'''_{\text{дон.}} - Q''_{\text{дон.}}}{q'''_{\text{тр.}} \left(1 - \frac{j_{6,p.}}{j_u}\right)}; \quad (1.7)$$

де $q'''_{\text{тр.}}$ – вага 1 м.п. бурильної труби 3-ї секції;

$Q'''_{\text{дон.}}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 3-ї секції

$$Q'''_{\text{дон.}} = \frac{Q'''_{p.}}{K}. \quad (1.8)$$

$$Q'''_{\text{дон.}} = \frac{3250}{1,4} = 2321,4 \text{ кН}$$

$$\ell'''_{\text{дон.}} = \frac{2321,4 \cdot 10^3 - 2071,4 \cdot 10^3}{388 \cdot \left(1 - \frac{1620}{7850}\right)} = 812 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складемо таблиці вибору компонування бурильного інструменту.

Таблиця 1.1 – Робочий інструмент при бурінні під експлуатаційну колону

| Умовний діаметр бурильної труби, мм | Товщина стінки, мм і група міцності. | Вага 1 м.п., Н | Довжина, м |
|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------|------------|
| 140 | 10Л | 388 | 812 |
| 127 | 10Л | 331 | 815 |
| 114 | 10Л | 301 | 3529 |
| ОБТ-108 | - | 970 | 244 |

Таблиця 1.2 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ϕ 245 мм

| Умовний діаметр бурильної труби, мм | Товщина стінки, мм і група міцності. | Вага 1 м.п., Н | Довжина, м |
|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------|------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 114 | 10Л | 301 | 3412 |
| ОБТ-197 | - | 1890 | 138 |

Таблиця 1.3 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ϕ 324 мм

| Умовний діаметр бурильної труби, мм | Товщина стінки, мм і група міцності. | Вага 1 м.п., Н | Довжина, м |
|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------|------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 114 | 10Л | 301 | 2652 |
| ОБТ-203 | - | 1920 | 148 |

Таблиця 1.4 – Робочий інструмент при бурінні під кондуктор

| Умовний діаметр бурильної труби, мм | Товщина стінки, мм і група міцності. | Вага 1 м.п., Н | Довжина, м |
|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------|------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 114 | 10Л | 301 | 97 |
| ОБТ-203 | - | 1920 | 53 |

1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

Вагу бурильного інструмента при бурінні під кожну обсадну колону визначасмо за формулою:

$$Q_{\phi,к} = (Q_{\phi,тр} + Q_{ОБТ}) \cdot K; \quad (1.9)$$

де $Q_{\phi,тр}$ - вага колони бурильних труб;

$Q_{ОБТ}$ - вага колони ОБТ;

K – коефіцієнт прихвату; приймаємо $K=1,3$

Під експлуатаційну колону:

$$Q_{\phi,к}^e = (388 \cdot 812 + 331 \cdot 815 + 301 \cdot 3529 + 970 \cdot 244) \cdot 1,3 = 2448849 \text{ Н} \approx 2449 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ϕ 245 мм:

$$Q^{np}_{ок} = (301 \cdot 3412 + 1890 \cdot 138) \cdot 1,3 = 1674182 \text{ Н} \approx 1674 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ϕ 324 мм:

$$Q^{np}_{ок} = (301 \cdot 2652 + 1920 \cdot 148) \cdot 1,3 = 1407136 \text{ Н} \approx 1407 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q^r_{ок} = (301 \cdot 97 + 1920 \cdot 53) \cdot 1,3 = 170244 \text{ Н} \approx 170 \text{ кН}$$

Вагу кожної секції обсадних колон визначаємо згідно з конструкцією свердловини, приймаючи коефіцієнт запасу допустимого навантаження на гаку для обсадної колони $k = 1,15$.

Визначаємо вагу кожної секції експлуатаційної колони діаметром 168/146 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 2000 м:

$$Q^I_e = (3400 \cdot 301 + 780 \cdot 374 + 520 \cdot 343 + 700 \cdot 312) \cdot 1,15 = 1968662 \text{ Н} \approx 1969 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 3400 м:

$$Q^{II}_e = (720 \cdot 435 + 1780 \cdot 471 + 500 \cdot 297 + 180 \cdot 254 + 220 \cdot 374) \cdot 1,15 = 1642292 \text{ Н} \approx 1642 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 245 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 1850 м:

$$Q^I_{пр} = (1700 \cdot 301 + 1220 \cdot 661 + 630 \cdot 627) \cdot 1,15 = 1970100 \text{ Н} \approx 1970 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 1700 м:

$$Q^{II}_{пр} = (1100 \cdot 824 + 570 \cdot 705 + 30 \cdot 661) \cdot 1,15 = 1527292 \text{ Н} \approx 1527 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 324 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 1400 м:

$$Q^I_{пр} = (1400 \cdot 301 + 500 \cdot 918 + 950 \cdot 839) \cdot 1,15 = 1929068 \text{ Н} \approx 1929 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 1400 м:

$$Q^{II}_{пр} = (1200 \cdot 945 + 200 \cdot 835) \cdot 1,15 = 1496150 \text{ Н} \approx 1496 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 426 мм і довжиною 150 м:

$$Q_k = 150 \cdot 1261 \cdot 1,15 = 217522,5 \text{ Н} \approx 218 \text{ кН}$$

Складаємо зведену таблицю ваги всіх колон (табл. 1.5).

Таблиця 1.5 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

| № n/n | Назва колони | Діаметр труб, мм | Товщина стілки, мм і група міцн. | Глибина спуску, м | Вага колони, кН |
|----------|---|---------------------|--|----------------------|-----------------------|
| 1 | Бурильний інструмент під експлуатаційну колону | 140 | 10Л | 812 | 2449 |
| | | 127 | 10Л | 815 | |
| | | 114 | 10Л | 3529 | |
| | | ОБТ-146 | - | 244 | |
| 2 | Бурильний інструмент під проміжну колону ϕ 245 мм | 114 ОБТ-197 | 10Л - | 3412 138 | 1674 |
| 3 | Бурильний інструмент під проміжну колону ϕ 324 мм | 114 ОБТ-203 | 10Л - | 2652 148 | 1407 |
| 4 | Бурильний інструмент під кондуктор | 114 ОБТ-203 | 10Л - | 97 53 | 170 |
| 5 | Експлуатаційна колона | 114 | 10Л | 3400 | 1969 |
| | | 146 | 11Л | 520 | |
| | | | 11Е | 260 | |
| | | | 10Е | 520 | |
| | | | 9Д | 510 | |
| | | | 9К | 190 | |
| | | 168 | 11Д | 720 | 1642 |
| | | | 12К | 1380 | |
| | | | 12Е | 400 | |
| | | | 9,7Р110 | 500 | |
| | | 146 | 7,72Р110 | 180 | 1970 |
| | | | 11Л | 220 | |
| 6 | Проміжна колона ϕ 245 мм | 114 | 10Л | 1700 | 1970 |
| | | 245 | 11Е | 1220 | |
| | | | 10Д | 630 | |
| | | 245 | 13,84Р110 | 1100 | 1527 |
| | | | 11Д | 900 | |
| | | | 10К | 400 | |
| 7 | Проміжна колона ϕ 324 мм | 114 | 10Л | 1400 | 1929 |
| | | 324 | 10К | 900 | |
| | | | 9Д | 500 | |
| | | | 12Д | 1200 | |
| | | 324 | 10К | 200 | 1496 |
| 8 | Кондуктор | 426 | 12Д | 150 | 218 |

1.1.4 Вибір типу бурової установки та її технічна характеристика

Згідно ГОСТ 16293-89 вибираємо шостий клас, для бурових установок якого регламентовані наступні параметри, що мають відношення до проектного обладнання:

$$G_{\text{б.у.}} \geq G_{\text{max}}$$

$$3200 \geq 2449.$$

Враховуючи всі зазначені чинники, в т. ч. найбільше навантаження на гаку, яке складає 2449 кН (згідно проведеного розрахунку колон і визначення ваги найважчої колони) вибираємо бурову установку БУ-5000 ДГУ. Найбільше навантаження 2500 кН, умовна глибина буріння 5000м. Технічна характеристика установки наведена у табл. 1.6.

Таблиця 1.6 – Основні параметри та технічні характеристики БУ 5000 ДГУ

| Параметри | Значення |
|--|----------|
| Допустиме навантаження на гаку, кН | 3200 |
| Умовна глибина буріння, м | 5500 |
| Розрахункова потужність на приведеному валу лебідки, кВт | 809 |
| Лебідка: | ЛБУ-1100 |
| Максимальне навантаження на рухомий кінець талевого каната, кН | 250 |

| | |
|---------------------------------------|-----------------|
| Буровий насос: | УНБ-600 |
| Кількість насосів | 2 |
| Вертлюг: | УВ-250 |
| Максимальне навантаження, кН. | 2500 |
| Вежа: | ВА-45-250 |
| Корисна висота вежі, м | 45 |
| Вантажоздатність вежі, кН | 2500 |
| Кронблок Кількість шківів | УКБА-7-320 7 |
| Талевий блок Кількість шківів | УТБА-6-250 6 |
| Діаметр талевого канату, мм | 32 |
| Ротор | Р-560 |
| Пневматичні клини ротора | ПКР-560 |
| Засоби механізації розстановки свічок | АСП-3М2 |
| Буровий автоматичний ключ | АКБ-3М2 |
| Маса комплекту бурової установки, т | 379,7 |

1.2 Опис вибраного обладнання

Пневматичні клини ротора ПКР-560 (рис. 1.2) складаються з втулки 5, двох конічних вставок 4, клинів 2 з плашками 9. Втулка і вставки нерухомі відносно стола, а клини з плашками можуть переміщатися по похилих канавках вставок. При переміщенні донизу клини ковзають по похилих канавках вставок і зближуються в радіальному напрямку. Під дією радіального зусилля, яке виникає в клинах від власної ваги колони, плашки обтискають трубу і колона утримується в роторі. Для звільнення стиснутої труби клини переміщуються догори одночасно з колоною труб, що піднімається гаком.

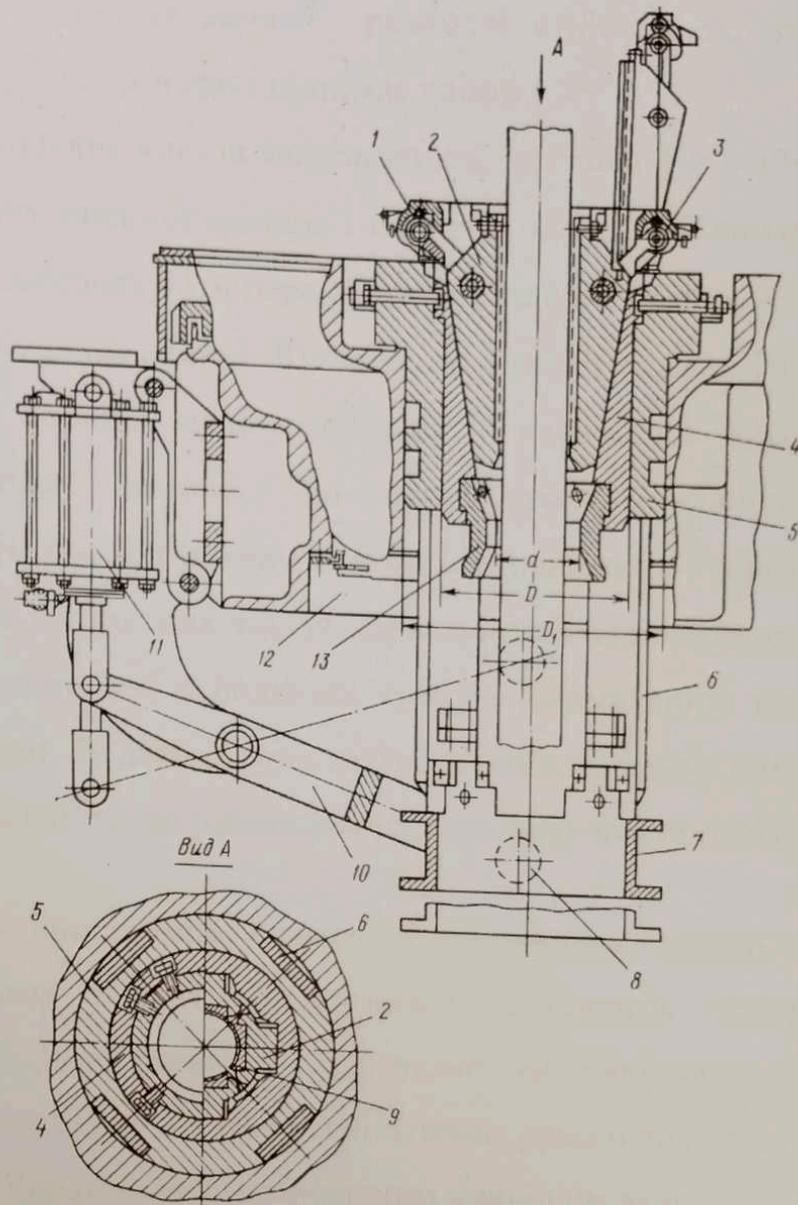


Рисунок 1.2 – Пневматичні клини ротора ПКР-560

Привід клинового захвату здійснюється за допомогою пневматичного циліндра 11, закріпленого на кронштейні станини 12 ротора. Шток пневматичного циліндра з'єднується з коротким плечем важеля 10. Довге плече важеля на кінці має вилкоподібну форму і одягається на ролики 8 кільцевої рами 7, з якою з'єднуються стійки 6, які переміщуються у вертикальних направляючих канавках втулки 5. Верхні кінці стійок закріплені в траверсі 1, яка важелями 3 з'єднується з клинами 1.

Під дією стиснутого повітря, яке подається в поршневу порожнину пневмоциліндра, шток поршня повертає важіль 10 проти годинникової

стрілки. При цьому кільцева рама 7 разом зі стійками 6, траверсою 1 і важелями 3 переміщується догори і піднімає клини 1.

Зворотне переміщення клинів здійснюється при подачі стиснутого повітря в штокову порожнину пневмоциліндра і повороті важеля 10 за годинниковою стрілкою. Важелі 3 забезпечують переміщення клинів в радіальному напрямку при підніманні і опусканні клинів. Відношення плечей важеля 10 вибирається залежно від ходу поршня пневмоциліндра і необхідної висоти підйому клинів. Вага бурильної колони, що утримується клиновим захватом, обмежується допустимим контактним тиском між плашками і тілом труби.

Для зменшення контактних тисків користуються видовженими клинами і спеціальними плашками, які охоплюють трубу з мінімальним зазором між їх поздовжніми торцями. В деяких конструкціях замість трьох використовують шість клинів, що сприяє більш рівномірному розподілу контактних тисків.

Пневматичні клини ротора зблоковані з приводом ротора так, що при піднятому клиновому захваті виключається можливість обертання стола ротора. Під час буріння клини з траверсою забираються і замінюються затискачем під ведучу трубу, а стійки із кільцевою рамою опускаються в крайнє нижнє положення. Управління пневматичним клиновим захватом здійснюється педальним краном, встановленим біля пульта бурильника.

Висновки

За найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 5400 м вибрана бурова установка БУ-5000 ДГУ, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини.

У склад вибраної бурової установки входить ротор Р-560 із пневматичними клиновими захватами ПКР-560. Аналіз конструкції пневматичних клинів ротора вказує на його основні недоліки, що полягають у наступному: неможливості безаварійного натискання на шарнірні вузли

підвіски клинів завантаженим елеватором для зниження висоти різьбового з'єднання колони труб; зниження надійності захоплення колони труб клинами при спуско-підйомних операціях без постійного підтискання силовим циліндром; проковзування колони труб; зниження необхідної довговічності вузлів і деталей через перевантаження при натисканні на підняті державки і планки пристрою завантаженим елеватором; кран управління має громіздку і недостатньо надійну конструкцію, особливо для зимових умов. Усуненню даних недоліків присвячені наступні розділи магістерської роботи.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції пневматичних клинів ротора

Недоліками пневматичних клинів ротора-аналога, які описані в розділі 1 даної магістерської роботи, є:

- після захоплення труб клинами кран управління встановлюється в нейтральне положення з випусканням стисненого повітря з обох порожнин силового циліндра, при цьому надійність захоплення колони труб клинами при спуско-підйомних операціях без постійного підтискання силовим циліндром знижується. Проковзування колони труб в клинах може виникнути в будь-який момент і привести до аварійних ситуацій;

- аналог не забезпечує необхідної довговічності вузлів і деталей через перевантаження при натисканні на підняті державки і планки пристрою завантаженим елеватором;

- немає можливості безаварійного натискання на шарнірні вузли підвіски клинів завантаженим елеватором для зниження висоти різьбового з'єднання колони труб, підвищення зручності роботи на роторі, виключення згину автоматичним буровим ключем консольного кінця колони труб, які утримуються клинами.

Для вирішення поставленого завдання модернізовані пневматичні клини ротора включають корпус (рис. 2.1) з встановленими в ньому вкладишами, центратором 13, клинами 2 з ричагами 5, з верхніми і нижніми канавками під напрямні планки, затискач ведучої труби, ножний кран управління з педаллю і підпедальними упорами, корпусом, порожнистим штоком, повітророзподільниками з торцевими ущільненнями та пружними клапанами, на зовнішній поверхні яких розміщені повітропроводячі канавки, а також з повітропідвідними кришками. Державки клинів 2 і напрямні планки у верхній частині виконані в одній площині. Верхня порожнина силового циліндра з'єднана широким прохідним каналом з повітрозбірники 18, розміщеним на верхній кришці силового циліндра 11.

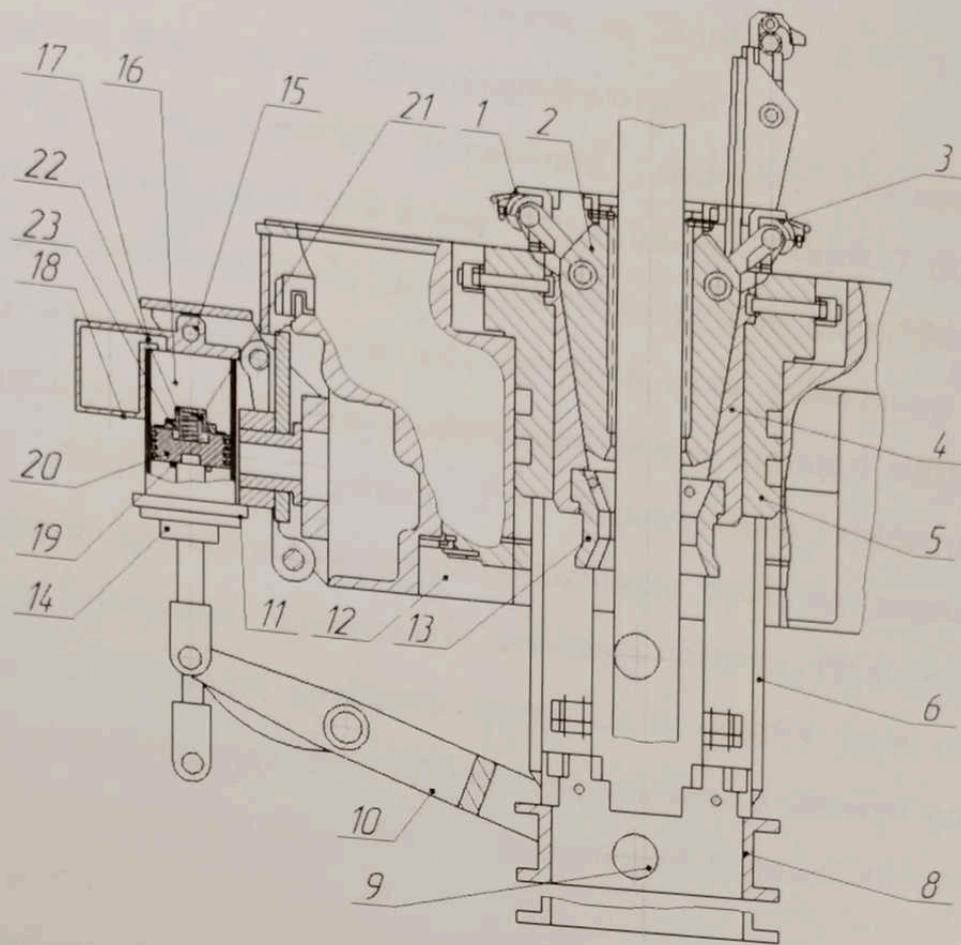


Рисунок 2.1 – Модернізовані пневматичні клини ротора:

- 1 – траверса; 2 – клини; 3 – ричаг; 4 – вкладиш; 5 – втулка; 6 – стійка;
 7 – бурильна труба; 8 – рама кільцева; 9 – ролик; 10 – ричаг з вилкою;
 11 – циліндр пневматичний; 12 – станина ротора; 13 – кільце; 14 – гайка;
 15 – фіксатор педалі; 16 – верхня порожнина; 17 – прохідний канал;
 18 – корпус; 19 – ущільнення; 20 – поршень; 21 – пружина; 22 – стакан;
 23 – утримувач

Робота модернізованих пневматичних клинів ротора здійснюється наступним чином. Як і в аналозі, підйом і опускання клинів 2 проводиться через ричаги 3, встановлені в направляючих стійках 8, пов'язаних кільцевою рамою 8, через ричаг з вилкою 10, силовий циліндр 11, ножний кран управління.

На рис. 2.1 показана робота модернізованих пневматичних клинів ротора при натисканні на державки клинів і напрямні планки колони труб через

трубний елеватор. При цьому педаль натиснута на "підйом" з лівого боку педалі, а підпружинений наконечник зафіксований в отворі.

Стиснене повітря у верхній порожнині силового циліндра і повітрозбірника продовжує стискатися в міру переміщення клинів 2 під дією трубного елеватора з колоною труб. При натисканні клинів на відхилену в межах прохідного отвору центратора колону труб, для уникнення згину направляючих планок відстань "а" має відповідати запасу міцності напрямних планок на згин. Мінімальний розмір "а" визначається гарантованим виключенням посадки трубного елеватора з колоною труб на державки і напрямні планки в положенні захоплення клинами колони труб, а також необхідністю вільного знімання трубного елеватора з колони труб після її посадки на клини. У цьому положенні об'єм для стисненого повітря повинен бути не менше половини загального об'єму внутрішньої порожнини силового циліндра і повітрозбірника.

При натисканні на ліву сторону педалі на "Підйом" педаль впирається в подпедальний упор і підпружинений наконечник фіксується в отворі бічної стінки педалі. Вісь гойдання педалі через поворотний важіль з скобою і шарнірний палець повертається, переміщаючи шток з пружними клапанами в нижнє положення. При цьому стиснене повітря з воздухопроводящих кришки, пов'язаної через шланг з повітрозбірниками бурової установки, через повітропроводячі пази на зовнішній поверхні підпружиненого клапана потрапляє у внутрішню порожнину розподільника повітря і далі через шланг в збірники повітря і в порожнину силового циліндра. З порожнини силового циліндра стиснене повітря виходить в атмосферу через шланг, внутрішню порожнину розподільника повітря, внутрішню порожнину і вихідні канавки штока.

2.2 Оцінка економічної ефективності

Згідно з діючою методикою встановлення економічної ефективності впровадження нової техніки в нафтогазовій галузі річний економічний ефект від виробництва і використання нового обладнання, машин, інструментів та інших засобів праці довгострокового використання з поліпшеними якісними характеристиками визначається за такою формулою:

$$E = \left[Z_1 \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta C^{\text{експл}} - E_n \cdot \Delta K}{P_2 + E_n} - Z_2 \right] \cdot A, \text{ грн.}$$

де Z_1, Z_2 — приведені витрати на одиницю відповідно базового і нового обладнання, які включають затрати на науково-дослідницькі роботи, розроблення технічного проекту, робочих креслень та іншої технічної документації, виготовлення дослідної партії, випробування, доведення, розроблення технології виробництва, виготовлення оснащення, освоєння серійного випуску нової продукції, $Z_1 = 21000000,00$ грн. (вартість бурової установки базової конструкції);

k_1 — коефіцієнт зростання продуктивності;

V_2, V_1 — річна проходка відповідно новою та базовою технікою;

k_2 — коефіцієнт зміни строків служби, $k_2 = 1$;

E_n — єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень, $E_n = 0,15$;

$\Delta C^{\text{експл}}$ — економія експлуатаційних витрат;

ΔK — економія супутніх капітальних вкладів споживача (без урахування вартості основного обладнання); $\Delta K = 0$;

A — річний обсяг виробництва (впровадження) нового обладнання в натуральних одиницях; $A = 1$.

Приведені витрати на одиницю модернізованого обладнання складаються із вартості Z_1 аналогічного бурової установки та вартості заходів

по проведенню її модернізації:

$$Z_2 = Z_1 + C^{\text{зах}}, \text{ грн.}$$

де $C^{\text{зах}}$ – вартість заходів з модернізації ротора.

Вартість заходів по модернізації даного виду обладнання визначається за формулою:

$$C^{\text{зах}} = C^{\text{вир}} + C^{\text{тр.}}, \text{ грн.}$$

Розрахунок витрат на проведення модернізації проводимо за статтями витрат для допоміжних і обслуговуючих виробництв.

1) Сировина і матеріали:

$$C^{\text{мат}} = \sum_{i=1}^n H_i^{\text{М}} \cdot C_{i,1}^{\text{М}} \cdot \left(1 + \frac{\% \text{ТЗВ}}{100}\right) - \sum_{i=1}^n H_i^{\text{відх}} \cdot C_{i,1}^{\text{утил.}}, \text{ грн.}$$

де: $H_i^{\text{М}}$ – витрати матеріалу i – того типу;

$C_{i,1}^{\text{М}}$ – ціна за одиницю матеріалу; приймаємо згідно таблиці 2.1;

$\% \text{ТЗВ}$ – транспортно-заготівельні витрати; приймаємо в розмірі 5% від витрат на матеріали;

$H_i^{\text{відх}}$ – кількість відходів матеріалу i – того типу;

$C_{i,1}^{\text{утил.}}$ – ціна утилізації одиниці матеріалу i – того типу;

2) Основна заробітна плата.

$$C^{\text{озп}} = \sum_{i=1}^n T_{P_i} \cdot C_{T_i} \cdot c_i, \text{ грн.} \quad (11.6)$$

де T_{P_i} – трудомісткість операції i – того типу; приймаємо з таблиці 2.2;

Таблиця 2.1 – Витрати на матеріали для проведення модернізації

| Вид матеріалу | Од. виміру | Ціна за од. ц _і ^м , грн./т | Витрати матеріалу, н _і ^м , нат. од./шт. | Кількість відходів, н _і ^{відх.} , нат. од./шт. | Ціна утилізації матеріалу, ц _і ^{утил.} , грн./т. | Всього витрат, грн |
|------------------------|------------|--|---|--|--|--------------------|
| Сталь 50Х ГОСТ 4543-71 | т | 13430 | 0,026 | 0,0011 | 2300 | 364,1 |
| Гума технічна листова | п.м | 1690 | 0,75 | - | - | 1267,5 |
| Всього | | | | | | 1631,6 |

$ст_i^{год}$ – годинна тарифна ставка робітника i – того розряду, приймаємо з таблиці 2.2;

$ч_i$ – кількість виконавців операції i – того типу, приймаємо з таблиці 10.2.

Таблиця 2.2 — Заробітна плата основних робітників

| Вид трудової операції | Спеціальність | Розряд робіт | Кількість виконавців $ч_i$, чел. | Трудоємність операції, $Тр_i$, н·год | Годинна тарифна ставка, $Ст_i^{год}$ грн/год | Основна заробітна плата, грн. |
|-----------------------|---------------|--------------|-----------------------------------|---------------------------------------|--|-------------------------------|
| Заготівельна | токарь | IV | 1 | 0,1 | 27,60 | 2,76 |
| Розточування | токарь | IV | 1 | 0,6 | 27,60 | 16,56 |
| Токарна | Слюсар-рем. | V | 1 | 0,5 | 31,98 | 15,99 |
| Чорнове точіння | Слюсар-рем. | V | 1 | 0,5 | 31,98 | 15,99 |
| Чистове точіння | Слюсар-рем. | IV | 1 | 0,8 | 27,60 | 22,08 |
| Шліфувальна | Слюсар | IV | 1 | 0,6 | 27,60 | 16,56 |
| Всього | | | | | | 89,94 |

3) Додаткова заробітна плата.

Додаткова заробітна плата приймається в розмірі 25% від основної заробітної плати:

$$C_{дзп} = C_{озп} \cdot \frac{25}{100}, \text{ грн.}$$

$$C^{ДЗП} = 89,94 \cdot \frac{25}{100} = 22,49 \text{ грн.}$$

4) Відрахування на соціальне страхування:

$$C^{ВСС} = (C^{ОЗП} + C^{ДЗП}) \cdot ЕСВ, \text{ грн.}$$

де: ЕСВ – відрахування по ставках страхових зборів, ЕСВ = 22%

$$C^{ВСС} = 0,22 \cdot (89,94 + 22,49) = 24,73 \text{ грн.}$$

5) Витрати на утримання та експлуатацію обладнання

$$C^{ел.} = \sum_{i=1}^n Tr_i \cdot Nm_i^{год.} \cdot Ц^{ел.}, \text{ грн.}$$

де $C^{ел.}$ – витрати на електроенергію під час опрацювання ротора;

Tr_i – трудомісткість операції і-того типу; приймаємо з таблиці 2.3;

$Nm_i^{год.}$ – норма витрат електроенергії для операції і – того типу за 1 год.

приймаємо з таблиці 2.3;

$Ц^{ел.} = 169,9 \text{ коп/кВт}$ – ціна за одиницю електроенергії. (станом на 01.10.2017

р.).

б) Загальновиробничі витрати

Загальновиробничі витрати приймаються в розмірі 150% від основної заробітної плати:

$$C^{ЗВВ} = 1,5 \cdot C^{ОЗП}, \text{ грн.} \quad (11.10)$$

$$C^{ЗВВ} = 1,5 \cdot 89,94 = 134,91 \text{ грн.}$$

Всього виробничих витрат:

$$C^{вироб.} = C^{мат.} + C^{ОЗП} + C^{ДЗП} + C^{ВСС} + C^{ел.} + C^{ЗВВ}, \text{ грн.} \quad (11.11)$$

$$C^{вироб.} = 1631,6 + 89,94 + 22,49 + 24,73 + 526,69 + 134,91 = 2430,36 \text{ грн.}$$

Таблиця 2.3 – Витрати на електроенергію

| Вид трудової операції | Обладнання | Норма витрат електроенергії, $Nm_i^{год.}$, кВт/год | Трудомісткість операції, Tr_i , н-год | Ціна за одиницю електроенергії, $Ц^{ел.}$, коп/кВт | Витрати на електроенергію, $C^{ел.}$, грн. |
|-----------------------|------------|--|---|---|---|
|-----------------------|------------|--|---|---|---|

| | | | | | |
|------------------|--|------|-----|-------|--------|
| Заготівельна | Ножовочно-відрізний верстат 8Б545 | 9,2 | 0,1 | 169,9 | 16,99 |
| Розточування | Свердлильно-розточний верстат моделі 6902 ДМФ2 | 12 | 0,6 | 169,9 | 101,94 |
| Нарізання різьби | Багаторізцевий верстат 1720 | 8 | 0,5 | 169,9 | 84,95 |
| Чорнове точіння | Токарний верстат ЧПК 16Б1603-05 | 8,7 | 0,5 | 169,9 | 84,95 |
| Чистове точіння | Токарний верстат ЧПК 16Б1603-05 | 8,7 | 0,8 | 169,9 | 135,92 |
| Шліфувальна | Круглошліфувальний верстат 3М194 | 25,5 | 0,6 | 169,9 | 101,94 |
| Всього | | | | | 526,69 |

Вартість витрат на транспортні затрати:

$$C^{TP} = N^{km} \cdot C^{km}, \text{ грн.}$$

де N^{km} – відстань транспортування обладнання, $N^{km} = 5$ км;

C^{km} – ціна 1 км перевезення обладнання, $C^{km} = 7$ грн./км.

$$C^{TP} = 5 \cdot 7 \cdot 2 = 70 \text{ грн.}$$

Отже, всього витрат на проведення заходу за формулою (2.4):

$$C^{zak} = 2430,36 + 70 = 2500,36 \text{ грн.}$$

За формулою (2.3) знаходимо приведені витрати на одиницю модернізованого обладнання:

$$Z_2 = 21000000 + 2500,36 = 21002500,36 \text{ грн.}$$

Знайдемо частку відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового обладнання, яка розраховується за наступною

формулою:

$$P_1 = \frac{1}{T_1},$$

де: $T_1=6$ роки – термін служби бурової установки,

$$P_1 = \frac{1}{6} = 0,17$$

Термін служби модернізованої бурової установки теж складає 6 років, тому:

$$P_1 = P_2 = 0,17$$

$$\frac{P_1 + E_{\text{кк}}}{P_2 + E_{\text{кк}}} = 1.$$

Економію експлуатаційних витрат отримуємо за рахунок економії витрат на проведення технічного обслуговування та ремонтів ротора:

$$\Delta C^{\text{експ.}} = \Delta C^{\text{ТО}} + \Delta C^{\text{РЕМ.}}$$

Згідно експериментальних даних при застосуванні даної модернізації збільшується міжремонтний період ротора.

Збільшення річного ефективного фонду роботи обладнання після модернізації складатиме

$$\Delta T = T_p^{\text{НТ}} - T_p^{\text{АТ}} = 4162,9 - 4136,2 = 26,7 \text{ год}$$

Зростання продуктивності бурової установки зумовлене зростанням річної проходки. Річна проходка розраховується, виходячи з комерційної швидкості буріння, та визначається за формулою

$$B_1 = \frac{V_k \cdot 12,17}{K_{\text{об}}}, \text{ м},$$

де 12,17 – кількість верстато-місяців у календарному році;

$K_{\text{об}}$ – коефіцієнт оборотності бурових установок

V_k – комерційна швидкість буріння базовою технікою

Комерційна швидкість у загальному вигляді визначається за формулою

$$V_k^{AT} = \frac{H \cdot 720}{T_k^{AT}}, \frac{м}{верст. - міс.}$$

де H – глибина буріння, м;
 720 – умовна середньомісячна кількість годин перебування бурової установки в складі фонду бурових установок підприємства або її роботи (дорівнює $30 \text{ днів} \times 24 \text{ години}$);

T_k^{AT} – календарний час буріння свердловини, годин (уключає час механічного буріння, спуско-підйомних операцій, кріплення, допоміжних та ремонтних робіт, час аварій, ускладнень і час простоїв.

Календарний час буріння свердловини базовою технікою складає $T_k^{AT} = 12155 \text{ год.}$

Глибина буріння складає $H = 4700 \text{ м.}$

$$V_k^{AT} = \frac{4700 \cdot 720}{12155} = 325,8 \frac{м}{верст. - міс.}$$

Для даного значення комерційної швидкості коефіцієнт оборотності бурової установки складає $K_{об} = 1,2634$

Тоді,

$$B_1 = \frac{325,8 \cdot 12,17}{1,2634} = 3138 \text{ м}$$

При використанні нової техніки досягається скорочення календарного часу буріння і, як наслідок, відбувається зростання комерційної швидкості буріння, тобто

$$V_k^{HT} = \frac{H \cdot 720}{T_k^{HT}} = \frac{H \cdot 720}{T_k^{AT} - \Delta T}, \frac{м}{верст. - міс.}$$

де ΔT – загальне скорочення календарного часу буріння свердловини, годин;

T_k^{AT}, T_k^{HT} – календарний час буріння свердловини базовою і новою технікою відповідно, годин.

Загальне скорочення календарного часу буріння свердловини досягається за рахунок скорочення часу механічного буріння.

За варіантом модернізації досягається загальне скорочення часу на 26,7 год., $\Delta T = 26,7 \text{ год.}$

$$V_{\text{к}}^{\text{нт}} = \frac{4700 \cdot 720}{12155 - 26,7} = 326,5, \frac{\text{м}}{\text{верст.} - \text{міс.}}$$

Для бурової установки з модернізованими пневматичними клинами ротора коефіцієнт оборотності бурової установки складає $K_{\text{об}} = 1,264$

Тоді,

$$B_1 = \frac{326,5 \cdot 12,17}{1,264} = 3144 \text{ м,}$$

Коефіцієнт зростання продуктивності праці:

$$k_1 = \frac{3144}{3138} = 1,002$$

Економія експлуатаційних витрат зумовлена зменшенням витрат на проведення обслуговуючих робіт може бути розрахована за наступною формулою:

$$\Delta C^{\text{ТО}} = \lambda \sum_1^n \Delta T_p C_{\text{т}} m_i \left(1 + \frac{\text{ЄСВ}\%}{100}\right) k^{\text{вик. мат}} k^{\text{н.в}}, \text{ грн}$$

де λ – коефіцієнт додаткової заробітної плати (приймається 1,35);

ΔT_p – економія трудомісткості проведення технічного обслуговування,

год.

$C_{\text{т}}$ – годинна тарифна ставка робітника і-го розряду, грн;

m_i – кількість робітників і-го розряду в бригаді, осіб.

$\text{ЄСВ}\%$ – ставка єдиного соціального внеску, % (приймається 22%);

$k^{\text{вик. мат}}$ – коефіцієнт використання матеріалів по заробітній платі,

(приймається 1,5);

$k^{\text{н.в}}$ – коефіцієнт накладних витрат по заробітній платі основних робітників (приймається 1,8);

Склад бурової бригади та годинні тарифні ставки наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 Склад бурової бригади та годинні тарифні ставки

| Спеціальність | Розряд | Кількість робітників, m_i | Годинна тарифна ставка Cm_i , грн.. |
|---------------------|--------|-----------------------------|---------------------------------------|
| Бурильник | VI | 1 | 33,78 |
| Помічник бурильника | V | 2 | 30,85 |
| Помічник бурильника | IV | 1 | 28,45 |

$$\Delta C^{\text{експл}} = 1,35 \cdot 26,7 \cdot (1 \cdot 33,78 + 2 \cdot 30,85 + 1 \cdot 28,45) \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) \cdot 1,5 \cdot 1,8 = 14714,5 \text{ грн.}$$

Отже, за формулою (2.1) маємо:

$$E = \left[2100000 \cdot 1,002 \cdot 1 + \frac{14714,5}{0,17 + 0,15} - 21002500,36 \right] \cdot 1 = 85483 \text{ грн.}$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації пневматичних клинів бурового ротора полягає в тому, що порівняно з аналогом, модернізовані клини містять другий повітророзподільник з порожнистим штоком, повітророзподільники виконані з торцевими ущільненнями і підпружиненими клапанами, при цьому державки клинів і напрямні планки у верхній частині виконані в одній площині, перпендикулярній осі бурильної колони, верхня порожнина силового циліндра з'єднана прохідним каналом з повітрозбірником, який розміщений на верхній кришці силового циліндра, поршень силового циліндра забезпечений набором з двох манжет, які ущільнюють верхню порожнину силового циліндра, а кран керування виконаний з педаллю, над якою вісь її коливання через поворотний важіль зі скобою і шарнірний палець пов'язана з порожнистим штоком і встановленими на нього з двох сторін повітророзподільниками з торцевими ущільненнями, а також з трьохпозиційним фіксатором педалі ногого крана управління.

Запропоноване технічне рішення забезпечує створення пневматичних

клинів ротора, конструкція яких дозволяє здійснювати безаварійне натискання колоною труб через трубний елеватор на шарнірні вузли підвіски клинів для зниження висоти різьбового з'єднання колони труб над ротором. При цьому підвищується зручність робіт на роторі, виключається згин автоматичним ключем консольного кінця колони труб, утримуваної клинами. Модернізована конструкція пневматичних клинів ротора забезпечує надійність захоплення труб за рахунок постійного підтискання клинів силовим циліндром при спуско-підйомних операціях і довговічність вузлів та деталей ПКР при натисканні на підняті державки завантаженим елеватором.

За результатами розрахунків видно, що сукупний економічний ефект від впровадження модернізованого ротора з пневматичними клинами складає 85483 грн. Отже, удосконалення є економічно доцільним.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Визначення і опис основних параметрів роботи запропонованого технічного рішення, які вимагають проведення науково-дослідних робіт

Пневматичні клини ротора призначені для утримання бурильної колони при спуско-піднімальних операціях і обсадної колони при кріпленні свердловини. Клини, вмонтовані в ротор, управляються з пульта бурильника педаллю. Однак при дослідженнях доцільно фіксувати положення педалі, а крайні положення клинів, так як команда на їх підйом не реалізується до тих пір, поки вага колони не передається талевій системі. Враховуючи те, що функції ПКР характеризуються строгою взаємодією з автоматичним елеватором, при дослідженнях доцільно фіксувати не тільки положення клинів, а й момент часу, коли автоматичний елеватор сприймає повну вагу бурильної колони.

Основною формою визначення режиму спуско-підйомних операцій є тахограма – записування у часі миттєвих значень швидкості елеватора на всіх етапах процесу. Але враховуючи те, що при частково або повністю відключеній шинно-пневматичній муфті підйомний вал бурової лебідки і елементи приводу можуть рухатись як дві самостійні системи, однієї тахограми елеватора може бути недостатньо для проведення повного аналізу режимів управління. В даному випадку необхідно забезпечити також реєстрацію миттєвих швидкостей (тахограми) приводу, тобто будь-якої частини кінематичного ланцюга, який знаходиться за оперативною шинно-пневматичною муфтою.

3.2 Вибір методів досліджень основних параметрів

З метою полегшення розшифрування результатів реєстрації режимів управління СПО при дослідженнях можуть додатково до перерахованих в п. 3.1 фіксуватися ще деякі параметри. Так, наявність на діаграмі (осцилограмі) відмітка шляху, пройденого елеватором, допоможе точніше проаналізувати

режим взаємодії між окремими органами управління. Дуже важливо при реєстрації режимів управління СПО мати так звану реперну точку. В якості такої точки можна служити відмітка моменту часу проходження замком свічки робочої зони ключа АКБ.

На основі сказаного, вимоги можуть бути розроблені різні системи реєстрації режимів управління СПО. Елементи системи повинні мати високу надійність, щоб у важких умовах свердловини забезпечить безперервну реєстрацію великої кількості параметрів.

На рис. 3.1 приведена схема системи автоматичної реєстрації режимів управління СПО, за допомогою якої проводились дослідження на проектованій свердловині.

Система реєстрації складається із датчиків, які перетворюють параметри процесу у відповідні електричні сигнали, апаратури і багатоканального реєстратора. Датчики з релейною характеристикою, які виконані на базі стандартних кінцевих вимикачів, використовувалися для реєстрації крайніх положень рукоятки крана ШПМ, клинів, блоку ключа. Як датчик наявності навантаження на автоматичному елеваторі використовувався манометр ЕКМ-10, що встановлений в лінії гідравлічного індикатора ваги.

Одним із важливих етапів обробки діаграми є розбивання циклів підйому і спуску колони на довжину свічки на окремі технологічні під процеси, кожний із яких характеризується метою і методами управління.

Основними підпроцесами, режими управління якими мають найбільший вплив на ефективність СПО, є:

- а) при підйомі колони: піднімання завантаженого елеватора (колони); винесення свічки із талевого блоку; спуск незавантаженого елеватора;
- б) при спуску колони: спуск завантаженого елеватора (колони); занесення свічки в талевий блок; підйом незавантаженого елеватора.

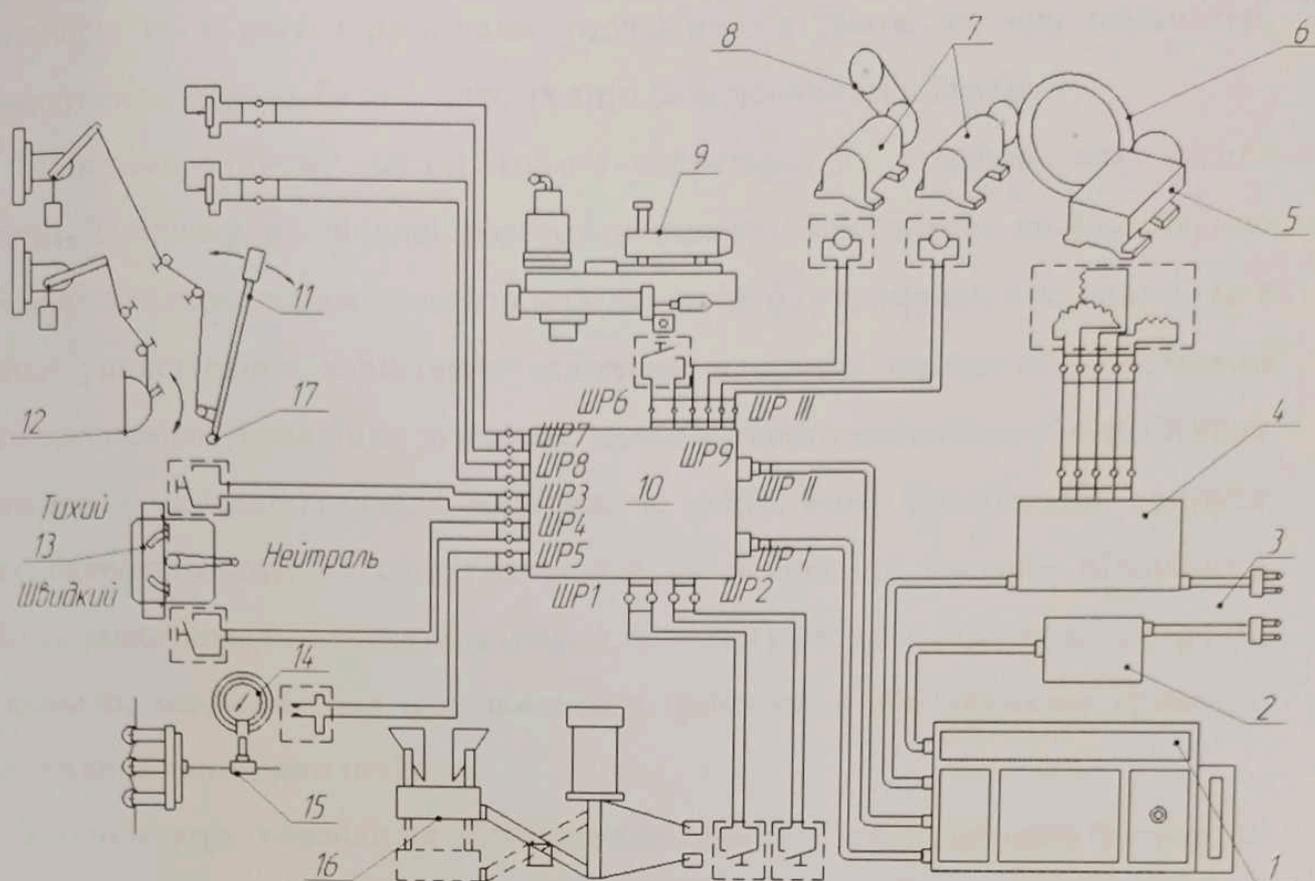


Рисунок 3.1 – Схема системи автоматичної реєстрації режимів управління СПО:
 1 – осциллограф типу М-100; 2 – П-131; 3 – мережа 220 В; 4 – відмітник шляху;
 5 – датчик подачі; 6 – кронблок; 7 – тахогенератор 9Т-7; 8 – привід лебідки;
 9 – ключ АКБ-3М; 10 – розподільчий блок; 11 – важіль ручного гальма;
 12 – командо-контролер; 13 – кран-муфта; 14 – ЗКМ-10; 15 – трансформатор
 ГНВ; 16 – клини ПКР; 17 – лебідка бурова

При розгляді установок з АСП (вибрана бурова установка БУ-5000 ДГУ) підпроцеси скручування-розкручування замкових з'єднань колони розглядаються сумісно з підпроцесами підйому і спуску незавантаженого елеватора.

3.3 Програма проведення досліджень роботи обладнання підйомного комплексу

Розглянемо найхарактерніші признаки і елементи тахограм описаних

підпроцесів їх зв'язку з режимами управління, а також основні параметри, величини яких можуть бути безпосереднім замірюванням діаграм.

Тахограма підйому завантаженого елеватора, як правило, має вигляд трапеції. Причому на ділянці розгону швидкість має значні коливання, що пов'язано з підхопленням елеватором колони труб, утримуваної клинами. Для ділянки уповільнення характерно нелінійне зниження швидкості. Наслідком нерационального управління зупинкою завантаженого елеватора є перебігання нижнього замку свічки вище зони ключа АКБ. Тому вимушений припуск завантаженого елеватора слід розглядати як невід'ємну частину підпроцесу підйому завантаженого елеватора (рис. 3.2). Тахограма цієї додаткової операції, як правило, мають вигляд неправильного трикутника або випуклої кривої, є продовження тахограми підйому.

З точки зору управління підпроцесом підйому завантаженого елеватора можна виділити три точки тахограми:

I ділянка – розгон з підхватом колони характеризується взаємодією командо апарата, крана ШПМ і педалі клинів;

II ділянка – встановлений рух характеризується відсутністю управляючих дій;

III ділянка – зупинка елеватора характеризується взаємодією стрічкового гальма, крана ШПМ і командо апарата.

Для кількісної оцінки режиму управління на III ділянці необхідно використати реперну точку – момент проходження замком колони зони ключа АКБ. Тоді характеристикою режиму управління буде тривалість руху колони від моменту подачі команди управління (наприклад, відключення ШПМ) до входження колони в зону ключа, тобто до реперної точки.

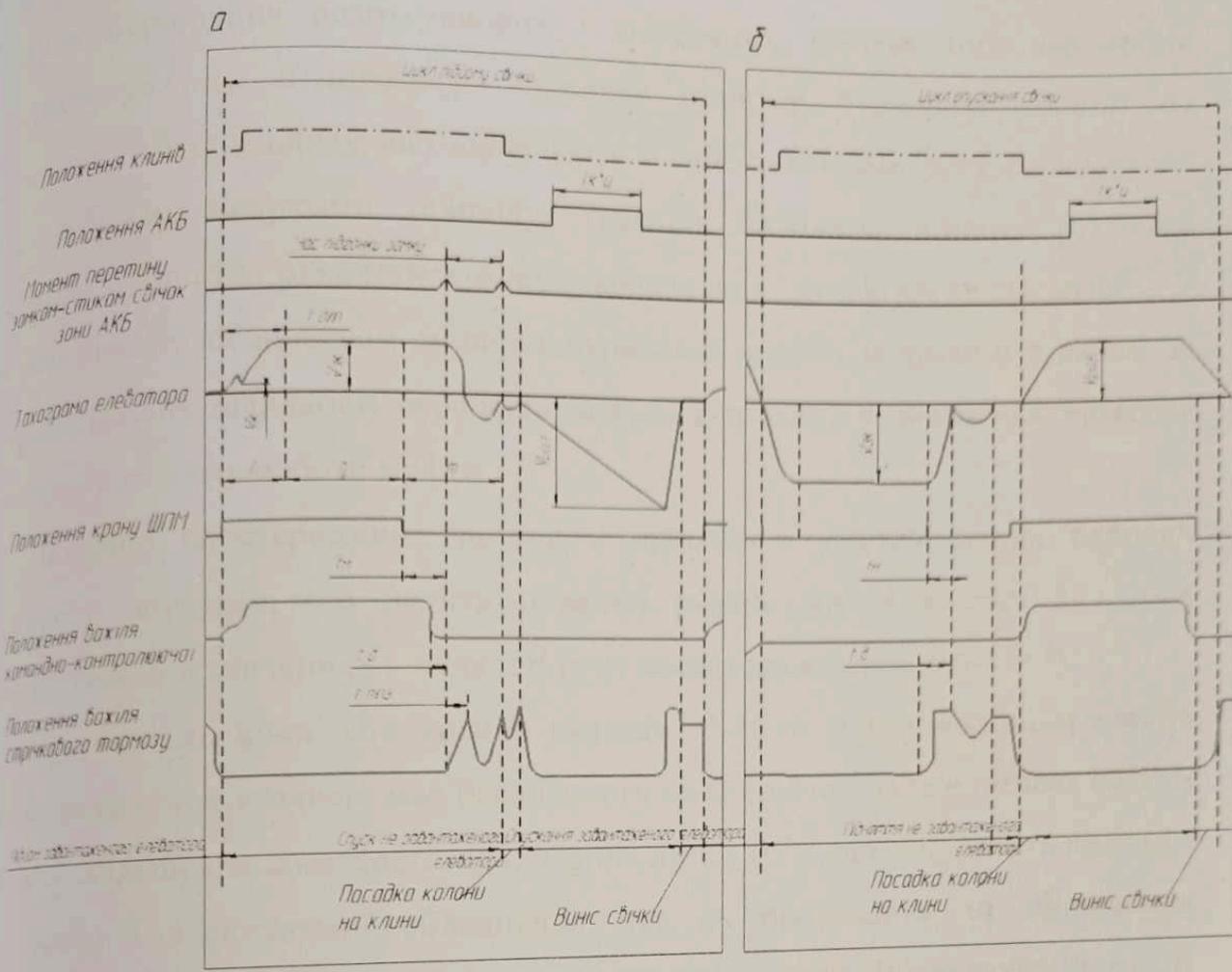


Рисунок 3.2 – Схема процесу підйому елеватора

3.4 Аналіз одержаних результатів та визначення раціональних або оптимальних конструктивних та експлуатаційних рішень

При аналізі діаграм управління підпроцесом підйому завантаженого елеватора безпосереднім вимірюванням можуть бути визначені значення наступних параметрів: тривалість підйому завантаженого елеватора на довжину свічки; встановлена швидкість піднімання завантаженого елеватора; швидкість підхоплення колони елеватором при підніманні інструменту; тривалість розгону завантаженого елеватора при його підйомі; тривалість заведення замка колони в робочу зону ключа АКБ; час відключення крану ШПМ; час відключення командо-контролера двигунів; час прикладання гальмівного моменту при підніманні завантаженого елеватора.

Для порівняння розрахункових і фактичних значень цих параметрів використовувалися осцилограми процесу підйому бурильної колони на обстежених свердловинах, що включають в себе тахограми руху барабанного вала лебідки, тахограми приводу, графіки положень клинів, рукоятки стрічкового гальма, рукоятки командо-контролера, рукоятки крана муфт. У процесі аналізу осцилограм зупинки бурильної колони непрямым шляхом за формою кривих швидкості барабанного вала і приводу визначалися значення параметрів режиму роботи муфти.

Численні спостереження за ходом процесу в умовах різних бурових установок показали, що досить плавний режим зняття колони з клинів зберігається при значеннях швидкості руху елеватора в межах 0,6-1 м/с.

При режимі, коли вага колони складає 35-80 т. зняття колони з клинів тільки за рахунок махових мас барабанного вала (тобто з відключеною ШПМ) вимагає збільшення швидкості підхоплення до 1,2 м/с, що суперечить вимогам раціональної експлуатації обладнання, так як призводить до збільшення динамічних навантажень в 2-2,5 рази. Робота при повністю включеній муфті могла б забезпечити зняття колони з клинів з допустимою швидкістю. Але це суперечить вимозі раціональної експлуатації самої ШПМ. Дійсно, різке завантаження V швидкості, вантажопідйомність якої 34 т, колоною вагою 70-80 т неприпустимо.

При режимі, коли вага колони складає 80-100 т. зняття з клинів колони при швидкості підхоплення 0,8 м/с неможливо. В цьому випадку раціональним буде наступний режим управління. Двигуни і муфти відключаються як в попередніх режимах. При підході елеватора до замку (1-2 м) кран муфт перемикається в положення "тихий" і знову не більше ніж на 1-2 с включаються двигуни (на попередній шаблі командо-контролера). За рахунок характеристик двигунів підхоплення виходить плавним. Після зняття колони з клинів одночасно з двигунами відключається ШПМ.

Раціональне управління процесом зняття колон з клинів в міру збільшення ваги вимагає послідовної реалізації двох режимів роботи ШПМ.

I режим. Зняття колони з клинів здійснюється за рахунок махових мас барабана лебідки. Допустима вага колони, при якій реалізується цей режим, визначається так само, як і в разі електроприводу.

II режим. Зняття колони з клинів здійснюється за рахунок потужності дизелів, що працюють на холостих обертах. Час відключення муфти V той же, що і в I режимі. За 1-2 м до підхоплення кран ШПМ перемикається в положення "тихий".

Висновки

За результатами проведених досліджень роботи модернізованого ротора з пневматичними клинами ротора, побудовано графічні залежності досліджуваних показників від вхідних параметрів, показана схема процесу підйому елеватора в процесі виконання спуско-підйомних операцій. Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованих пневматичних клинових захватів в складі ротора Р-560.

4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Розрахунок на міцність швидкохідного вала ротора P-560

Розраховуємо швидкохідний вал ротора P-560 на міцність при максимальній привідній потужності $N = 550$ кН, і швидкості обертання столу ротора $n = 23$ об/хв. Матеріал валу – Сталь 45, межа міцності якої $\sigma_v = 60$ кН/мм².

Визначасмо крутний момент, на швидкохідному валу по формулі:

$$M_{кр} = 71620 \cdot \frac{N}{n \cdot i} \cdot K \cdot \eta, \quad (4.1)$$

де N – максимальна потужність, що передається на ротор, $N = 550$ кН;

n – швидкість обертання столу ротора, $n = 23$ об/хв;

i – передаточне відношення конічної шестерні з прямими зубцями і вінця столу ротора, $i = 3,22$;

η – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \quad (4.2)$$

де η_1 – коефіцієнт корисної дії від приводу до ротора включаючи ланцюгову передачу, $\eta_1 = 0,8$;

η_2 – коефіцієнт корисної дії дворядних роликкових сферичних підшипників швидкохідного вала ротора, $\eta_2 = 0,94$.

$$\eta = 0,8 \cdot 0,96^2 = 0,736.$$

K – коефіцієнт, що враховує можливе перевантаження двигунів приводу.

При електричному приводі $K = 1,1$.

Підставивши значення у формулу, отримаємо

$$M_{кр} = 71620 \cdot \frac{550}{23 \cdot 3,22} \cdot 0,736 \cdot 1,1 = 431000 \text{ Н м}$$

Визначасмо зусилля, що діють в зубчатому зачепленні, рис. 5.1. У зубчатому зачепленні діє окружне зусилля P , радіальне T і осьове A_2 .

Окружне зусилля визначаємо по формулі:

$$P = \frac{2M_{кр}}{D_{ср.п.о}}, \quad (4.3)$$

де $D_{ср.п.о}$ – середній діаметр початкового кола (шестерні).

Приймаємо число зубів шестерні $z_{ш} = 18$, модуль торця, зачеплення $m_s = 20$ мм, довжина зуба $b = 120$ мм.

Розраховуємо середній модуль початкової кола по формулі:

$$m_{ср} = m_s \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_{ш}}, \quad (4.4)$$

де δ_1 – кут конуса шестерні. Оскільки передавальне відношення відоме, то визначаємо:

$$\delta_1; i = \text{ctg} \delta_1;$$

$$3,22 = \text{ctg} \delta_1;$$

$$\delta_1 = 17^{\circ} 45'$$

$$m_{ср.} = 20 \cdot \frac{120 \cdot 0,3048}{18} = 18 \text{ мм}$$

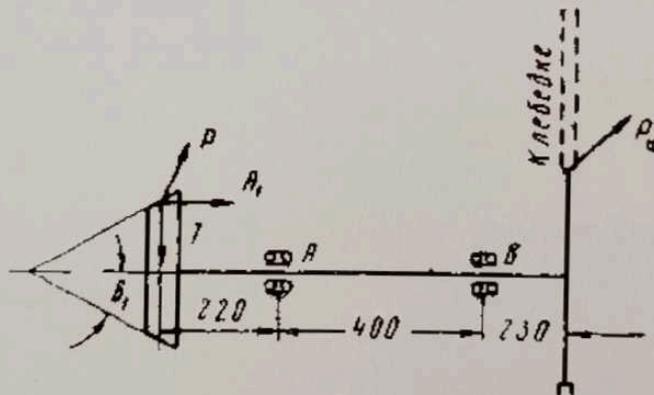


Рисунок 4.1 – Схема зусиль, що діють на швидкохідний вал ротора.

Визначасмо середній діаметр початкового кола шестерні, $D_{ср.п.о}$:

$$D_{ср.п.о} = z_{ш} \cdot m_{ср} \quad (4.5)$$

$$D_{ср.п.о} = 18 \cdot 18 = 324 \text{ мм}$$

Таким чином:

$$P = \frac{2 \cdot 431000}{32,4} = 26800 \cdot H.$$

Радіальне зусилля розраховуємо по формулі:

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \quad (4.6)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$

$$T = 26800 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 17^\circ 45' = 26800 \cdot 0,364 \cdot 0,9551 = 9300 \text{ кН.}$$

Осьове зусилля в зачепленні визначасмо по формулі:

$$A_1 = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \quad (4.7)$$

$$A_1 = 26800 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 17^\circ 45' = 26800 \cdot 0,364 \cdot 0,3048 = 2980 \cdot \text{кН.}$$

Окрім зусиль, що діють в зубчатому зачепленні, на вал ротора діють зусилля тиску від ланцюгової передачі.

Згідно рис. 5.2, z_1 – зірочка валу ротора, $z_1 = 36$;

z_2 – зірочка на трансмісійному валу приводу ротора, $z_2 = 45$;

β – кут нахилу ланцюга до горизонталі.

Зусилля тиску на вал ротора від ланцюгової передачі можна визначити по формулі:

$$P_{II} = \frac{2M_{кр}}{D_{II.O}} + 2A_2 \cdot q \cdot \varepsilon, \quad (4.8)$$

де $D_{II.O}$ – діаметр початкового кола зірочки швидкохідного валу ротора, $D_{II.O}$ визначаємо по формулі:

$$D_{II.O} = z_1 \cdot \frac{t}{\pi}, \quad (4.9)$$

де z_1 – кількість зубів зірочки швидкохідного валу, $z_1 = 36$;

t – крок ланцюга, $t = 50,8 \text{ мм}$

$$D_{II.O} = 36 \cdot \frac{5,08}{3,14} = 582,4 \cdot \text{мм}$$

A_2 – міжосьова відстань в м, $A_2 = 2563,75 \text{ мм}$.

Приймаємо $A_2 = 2,56 \text{ м}$;

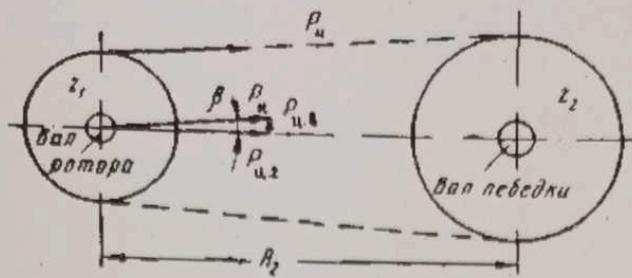


Рисунок 4.2 – Схема зусиль, що діють на вал ротора від ланцюгової передачі

q – вага 1 м довжини ланцюга в Н

$$q = 2 \cdot 9,96 = 19,92 \text{ Н}$$

ε – коефіцієнт провисання ланцюга.

Коефіцієнт провисання ланцюга залежить від кута нахилу його до горизонталі, тобто від кута β . Користуючись табл. 5.1 і враховуючи кут нахилу ланцюга до горизонталі незначним, приймаємо $\beta = 2,5$. Знаючи всі необхідні для розрахунку дані, визначаємо P_u :

$$P_u = \frac{2 \cdot 431000}{58,24} + 2 \cdot 2,56 \cdot 19,92 \cdot 2,5 = 15054 \cdot \text{кН}.$$

Таблиця 4.1 – Значення коефіцієнта провисання ланцюга

| Тип передачі | Горизонтальна $\beta = 0^0$ | $\beta < 40^0$ | $40^0 < \beta < 60^0$ | Вертикальна $\beta = 90^0$ |
|-------------------------------------|--------------------------------|----------------|-----------------------|-------------------------------|
| Коефіцієнт провисання ε | 2,5 | 2 | 1,5 | 1 |

Зусилля тиску на вал ротора від ланцюгової передачі розкладається на вертикальне $P_{u,v}$ і горизонтальне $P_{u,z}$. Враховуючи, що кут β малий, приймаємо $P_{u,v} = 0$, $P_{u,z} = 15\ 054$ кН.

Розглядаємо дію сил в горизонтальній і вертикальній площинах.

Горизонтальна площина. Згідно рисунка 5.3, А і В – опори швидкохідного валу ротора; P – окружне зусилля в зубчатому зачепленні; P_u – зусилля на вал ротора від ланцюгової передачі; 400 мм – відстань між опорами А і В; 220 мм – відстань між шестернею і опорою А; 230 мм – відстань між опорою В і

иллям $P_{ц}$.

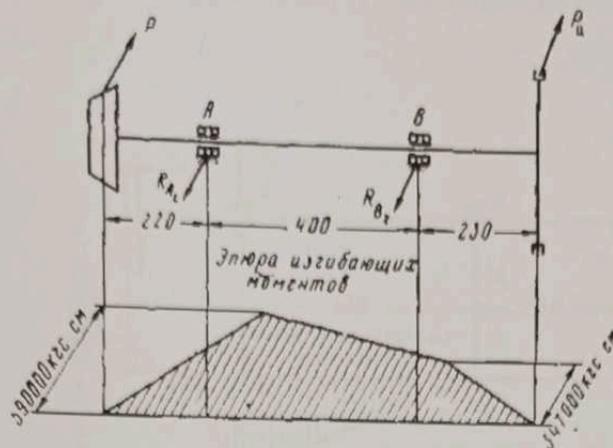


Рисунок 4.3 – Зусилля, що діють на вал ротора в горизонтальній площині.

Визначаємо реакції $R_{AГ}$ і $R_{BГ}$. В горизонтальній площині діють зусилля P і

$P_{ц}$. Узявши суму моментів всіх сил щодо опори A , визначимо реакцію $R_{BГ}$:

$$\sum M_A \cdot P_i = 0$$

$$-P \cdot 63 + R_{BГ} \cdot 40 + P_{ц} \cdot 22 = 0$$

$$R_{BГ} = \frac{P_{ц} \cdot 63 - P \cdot 22}{40}$$

$$R_{BГ} = \frac{15054 \cdot 63 - 26800 \cdot 22}{40} = 9050 \text{ кН}$$

Узявши суму моментів всіх сил щодо опори B , визначимо реакцію $R_{AГ}$:

$$P \cdot 62 - R_{AГ} \cdot 40 - P_{ц} \cdot 23 = 0$$

$$R_{AГ} = \frac{P \cdot 62 - P_{ц} \cdot 23}{40} = \frac{26800 \cdot 62 - 15054 \cdot 23}{40} = 32800 \text{ кН}$$

Перевіримо правильність визначення реакцій $R_{AГ}$ і $R_{BГ}$

$$P + P_{ц} = R_{AГ} + R_{BГ}$$

$$26\ 800 + 15\ 054 = 32\ 800 + 9050$$

$$41854 \approx 41850$$

Реакції визначені вірно.

Знаходимо максимальний згинаючий момент від дії сил в горизонтальній площині. Момент в перерізі дії сил в зубчатому зачепленні:

$$M_{II} = P \cdot 0 \text{ кН м}$$

Момент в перерізі опори А (лівого підшипника):

$$M_{A1} = P \cdot 22 = 26800 \cdot 22 = 590000 \text{ кН м}$$

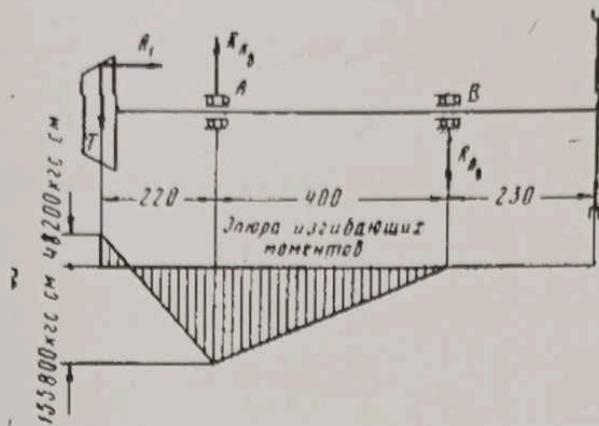


Рисунок 4.4 – Зусилля, що діють на вал ротора у вертикальній площині

Момент в перерізі опори В (правого підшипника):

$$M_{B1} = P \cdot 62 - R_{A1} \cdot 40 = 26800 \cdot 62 - 32800 \cdot 40 = 347000 \text{ кН м.}$$

Момент в перерізі дії зусилля $P_{ц}$:

$$M_{P_{цГ}} = P \cdot 85 - R_{A1} \cdot 63 - R_{B1} \cdot 23 = 26800 \cdot 85 - 32800 \cdot 63 - 9050 \cdot 23 = 0.$$

З приведених розрахунків видно, що найбільший згинаючий момент від горизонтальних сил діє в перетині опори А, тобто $M_{A1} = 590\,000 \text{ кН м}$.

Вертикальна площина. У вертикальній площині діють зусилля Т і A_1 , рисунок 4.4. Окрім цих зусиль, на вал діє вертикальна складова від зусилля, що виникає в ланцюговій передачі.

Проте вона незначна і її не враховуємо. $T = 93 \text{ кН}$; $A_1 = 29,8 \text{ кН}$;
 $D_{ср. н о} = 324 \text{ мм}$.

Визначаємо реакції R_{AB} і R_{BB} :

$$\sum M_A \cdot P_i = 0$$

$$A_1 \cdot \frac{D_{ср. н о}}{2} - T \cdot 22 + R_{BB} \cdot 40 = 0$$

$$R_{BB} = \frac{T \cdot 22 - A_1 \cdot \frac{D_{ср. н о}}{2}}{40} = \frac{9300 \cdot 22 - 2980 \cdot \frac{32,4}{2}}{40} = 3890 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B \cdot P_i = 0$$

$$A_1 \cdot \frac{D_{\text{ср.н.о.}}}{2} - T \cdot 62 + R_{AB} \cdot 40 = 0$$

$$R_{AB} = \frac{T \cdot 62 - A_1 \cdot \frac{D_{\text{ср.н.о.}}}{2}}{40} = \frac{9300 \cdot 62 - 2980 \cdot \frac{32,4}{2}}{40} = 13200 \text{ кН.}$$

Перевіряємо правильність визначення реакцій:

$$T + R_{BB} = R_{AB}$$

$$9300 + 3890 = 13190$$

$$13190 \approx 13200$$

Реакції визначені вірно.

Визначальний максимальний згинаючий момент від дії зусиль у вертикальній площині:

$$M_{1B} = A_1 \cdot \frac{D_{\text{ср.н.о.}}}{2} = 2980 \cdot \frac{32,4}{2} = 48200 \text{ кН м.}$$

Момент в перетині опори А.

$$M_{AB} = A_1 \cdot \frac{D_{\text{ср.н.о.}}}{2} - T \cdot 22 = 2980 \cdot \frac{32,4}{2} - 9300 \cdot 22 = -155800 \text{ кН м.}$$

Момент в перетині опори В.

$$M_{BB} = -T \cdot 62 + R_{AB} \cdot 40 + A_1 \cdot \frac{D_{\text{ср.н.о.}}}{2} = -9300 \cdot 62 + 13200 \cdot 40 + 2980 \cdot \frac{32,4}{2} = 0$$

У вертикальній площині найбільш навантаженою також є опора А.

$$M_A = -155800 \text{ кН м.}$$

Сумарний згинаючий момент в опорі А.

$$M_A = \sqrt{M_{AB}^2 + M_{BB}^2} = \sqrt{590000^2 + 155800^2} = 610200 \cdot \text{кН} \cdot \text{м}$$

Враховуючи деформацію згину і кручення, визначаємо загальний коефіцієнт запасу міцності по формулі:

$$K = \frac{K_\sigma \cdot K_\tau}{\sqrt{K_\sigma^3 + K_\tau^3}}, \quad (4.10)$$

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1a}}{\sigma_{u3}}, \quad (4.11)$$

де σ_{-1a} – межа витривалості на згин при знакозмінному циклі навантажень

$$\sigma_{-1\sigma} = 0,43 \cdot \sigma_B \quad (4.12)$$

$$\sigma_{-1\sigma} = 0,43 \cdot 60 = 25,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{u3} = \frac{M_d}{W} \quad (4.13)$$

$$W = 0,1d^3 \quad (4.14)$$

де d – діаметр валу в небезпечному перерізі, $d = 170$ мм.

$$\sigma_{BC} = \frac{610200}{0,1 \cdot 170^3} = 1240 \text{ МПа}$$

$$K_\sigma = \frac{25,8}{12,4} = 2,08$$

K_τ – коефіцієнт запасу міцності на кручення

$$K_\tau = \frac{\tau_{-2}}{\tau_{KP}}, \quad (4.15)$$

де τ_{-2} – межа витривалості на кручення при знакозмінному циклі навантажень.

$$\tau_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_B = 0,22 \cdot 60 = 13,2 \text{ кН/см}^2$$

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_p},$$

де W_p – полярний момент опору, $W_p = 0,2d^3$

Таким чином:

$$\tau_{KP} = \frac{431000}{0,2 \cdot 17^3} = 440 \text{ МПа}$$

$$K_\tau = \frac{13,2}{4,4} = 3.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності, K :

$$K = \frac{2,08 \cdot 3}{\sqrt{2,08^2 + 3^2}} = 1,72$$

що цілком достатньо, оскільки для розрахунку узята максимальна потужність приводу ротора.

4.2 Розрахунок конструктивних елементів пневматичних клинів ротора

Розрахунки конструктивних елементів пневмоциліндра (рис. 4.5)

Розрахунки проводимо враховуючи максимальний тиск в пневмоциліндрі, що дорівнює 1 МПа. В нашому випадку розрахунку підлягає шток 8, стяжні болти 7, корпус гідроциліндра 5 і кришка 3.

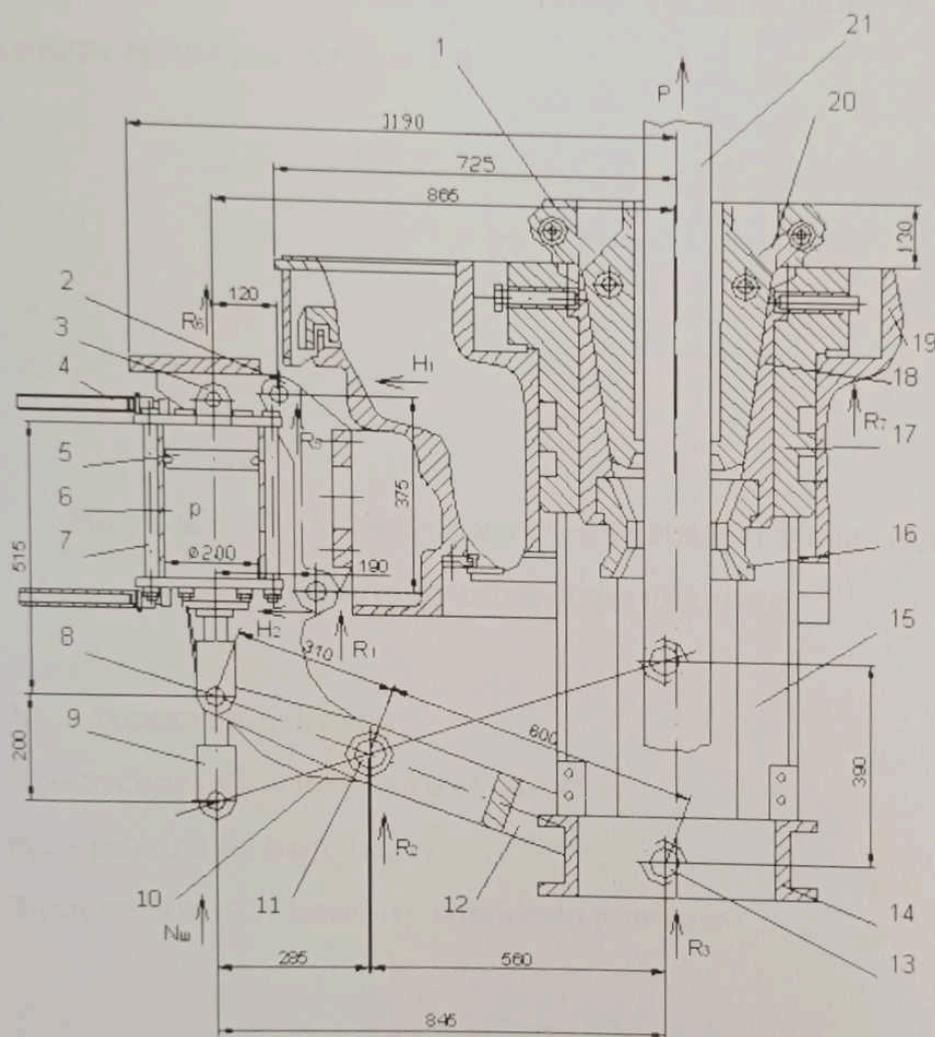


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема пневматичних клинів ротора

4.2.1 Розрахунок штока

На шток діє зусилля $N_{ш}$ від поршня 5, яке знаходимо за формулою

$$N_{ш} = F_{ц} \rho_1 / g = \pi \frac{D_{ц}^2}{4g} p_1 = 3,14 \times 1 \times 20^2 : 4 : 9,8 = 31,4 \text{ кН} \quad (4.16)$$

де $F_{ц}$ - внутрішня площа циліндра;

ρ_1 - максимальний тиск в пневмо системі, $\rho_1 = 1$ МПа;

$D_{ц}$ внутрішній діаметр циліндра, $D_{ц} = 20$ см.

З умови підняття рухомої частини клинового захвату ПКР, що важить 1450 кг, необхідно знайти зусилля на шток від клинового захвату. Дане зусилля знайдемо розглянувши кінематику передачі зусиль від клинового захвату на шток гідроциліндра.

Розрахункова схема передачі зусиль від клинового захвату на шток гідроциліндра приведена на рис. 5.4.

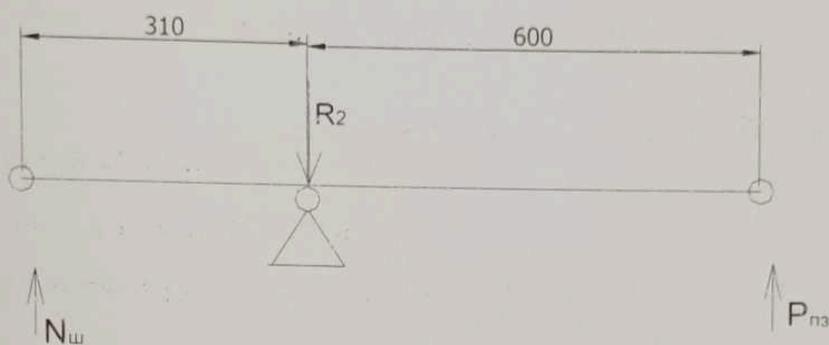


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема передачі зусиль від клинового захвату на шток гідро циліндра

$N_{ш}$ – зусилля від штока;

R_2 – зусилля від клинового захвату;

$P_{пз}$ – реакція на палець.

З умови рівності моменті запишемо рівняння

$$N_{ш} 0,32 = 0,6 P_{пз} g \quad (4.17)$$

звідси

$$N_{ш} = \frac{0,6 P_{пз} g}{0,32} = \frac{0,6 \times 1450 \times 9,8}{0,32} = 26779 \text{ Н (2,7 тс)} \quad (4.18)$$

З одержаного значення зусилля, що передається від клинового захвату

не перевищує зусилля від штока.

Для визначення діаметра штока приймаємо зусилля $N_{ш} = 31,4$ кН.

Попередньо визначаємо діаметр штока з умови розтягу за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4N_{ш}}{\pi[\sigma_p]}} \quad (4.19)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження на розтяг при статичних навантаженнях для сталі 40 Х з виконанням термічної обробки методом покращення,

$$[\sigma_p] = 19,00 \text{ кН/см}^2;$$

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4N_{ш}}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \times 31,4}{3,14 \times 19,00}} = 2,11 \text{ см} \quad (4.20)$$

Так як шток працює і на стиснення, то необхідно здійснити розрахунок поперечного перерізу штока за формулою:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4N_{ш}}{\phi\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \times 31,4}{\phi(3,14 \times 19,00)}} \quad (4.21)$$

де ϕ - коефіцієнт стійкості.

Коефіцієнт стійкості ϕ залежить від гнучкості стрижня λ .

Гнучкість стрижня λ знаходимо за формулою:

$$\lambda = l_{ш}/r \quad (4.22)$$

де $l_{ш}$ - приведена довжина стрижня.

r - радіус інерції стрижня при його діаметрі $d = 2,00$ см.

$$r = d : 4 = 2 : 4 = 0,5 \text{ см.}$$

Приведену довжину стрижня штока знаходимо за формулою:

$$l_{ш} = L_{ш} k_3 \quad (4.23)$$

де k_3 - коефіцієнт закріплення пневоциліндра;

$$L_{ш} - \text{довжина штока, } L_{ш} = 80,5 \text{ см.}$$

Згідно даних [21] коефіцієнт закріплення пневоциліндра при наших умовах $k_3 = 2,0$.

Звідси приведена довжина стрижня штока буде дорівнювати

$$l_{ш} = L_{ш} k_3 = 80,5 \times 2 = 161 \text{ см.} \quad (4.24)$$

Підставивши складові значення в формулу одержимо гнучкість стрижня λ

$$\lambda = l_{ш} / r = 161 / 0,5 = 322$$

З умови працездатності стиснутих стрижнів для пневоциліндрів гнучкість стрижня λ не повинна бути більшою ніж $\lambda = 120$.

Для цього знайдемо за [21] з умови гнучкість стрижня $\lambda = 120$ коефіцієнт стійкості $\varphi = 0,45$

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4N_{ш}}{\varphi\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \times 31,4}{0,45 \times 3,14 \times 19,00}} = 5,24 \text{ см}$$

Розрахунок поперечного перерізу штока здійснимо за формулою (4.21):

Приймаємо діаметр поперечного перерізу штока $d_{ш} = 5,40 \text{ см.} = 54 \text{ мм.}$

4.2.2 Розрахунок провущини штока

Розрахунок провущини штока на зминання.

На провущину діє зусилля $N_{ш} = 31,4$ кН

Призначаємо поперечний перетин провущини 2×30 мм зі сталь 30 ХГСА, допустима напруга зминання $R_{см}^n = 220$ Н/мм².

$$\sigma_{ш} = \frac{N_{ш}}{F_{ш}} = \frac{N_{ш}}{n_n d \delta} = \frac{31,4}{2 \cdot 3,2 \cdot 2} = 30,7 \text{ Н / мм}^2 \leq R_{см}^n = 220 \text{ Н / мм}^2 \quad (4.25)$$

З умови зминання ширина провущини проходить.

Відстань від центра пальця до краю провущини повинна бути

$$r^n = 2 d = 2 \times 32 = 64 \text{ мм.}$$

4.2.3 Розрахунок стяжних болтів

Для закріплення кришок 3 до корпусу циліндра приймаємо 4 стяжних болта. Розрахунок стяжних болтів здійснюємо за формулою

$$d_{сб} = \sqrt{\frac{4\beta N_{ш}}{n\pi [\sigma_p]}} \quad (4.26)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг при статичних навантаженнях для сталі 10, $[\sigma_p] = 9,00$ Н/мм²;

n – кількість болтів;

β – коефіцієнт, який залежить від пружних властивостей деталей з'єднання. Для болтів, що кріплять кришки пневмо циліндрів рекомендовано [21] коефіцієнт β приймати рівним 2.

Тоді за формулою 4.11 діаметр стяжних болтів буде дорівнювати

$$d_{сб} = \sqrt{\frac{4\beta N_{ш}}{n\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 31,4}{4 \times 3,14 \times 90,0}} = 14,9 \text{ см}$$

Приймаємо діаметр стяжних болтів, $d_{cb} = 16$ мм.

4.2.4 Розрахунок товщини стінки пневоциліндра

Товщину стінки пневоциліндра можна знайти із формули

$$\sigma_c^u = \frac{\rho D_u}{2\delta_u} \quad (4.27)$$

де σ_c^u - розрахункова напруга на розтяг для сталі Ст 3сп,

$$\sigma_c^u = 210 \text{ МПа}$$

Звідси

$$\delta_u = \frac{\rho D_u}{2\sigma_c^u} = \frac{1 \cdot 20}{2 \cdot 210} = 4,76 \text{ мм} \quad (4.28)$$

Конструктивно приймаємо товщину стінки пневоциліндра 6 мм.

4.2.5 Розрахунок кришки

Кришка пневоциліндра кріпиться до корпусу за допомогою стяжних болтів. Крім того вона за допомогою проушини, що розміщена по центру кришки, кріпиться до станини ротора. Тому розрахункову схему кришки можна прийняти, як балку на двох опорах, на яку передається рівномірно-розподілене навантаження від тиску, що діє в порожнині пневоциліндра. На рис. 4.7 приведена розрахункова схема кришки при дії на неї тиску в гідроциліндрі.

При дії тиску в гідроциліндрі на кришку вона буде працювати на згин. Для розрахунку приймаємо, що на елементну площу кришки шириною 10 мм діє рівномірно розподільне навантаження q_2 від тиску в циліндрі

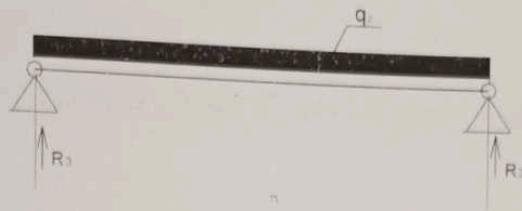


Рисунок 4.7 – Розрахункова схема кришки

Максимальний момент, що сприймає кришка буде дорівнювати

$$M^k = \frac{\rho B D^2}{8} = \frac{1 \times 1 \times 20^2}{8} = 50.0 \text{ кНм} \quad (4.29)$$

Напруження згину кришки можна розрахувати за формулою:

$$\sigma^k = \frac{M^k}{W_k} < [\sigma_{зг}] \quad (4.30)$$

де W_k - момент опору перерізу кришки.

На основі формули 4.17 знайдемо момент опору W_k

$$W_k = \frac{M^k}{[\sigma_{зг}]} = \frac{50,00}{21,0} = 0,23 \text{ см}^3$$

Приймаємо ширину поперечного перерізу кришки 10 мм і знайдемо товщину листа за формулою:

$$W_k = \frac{\delta B^2}{6} \quad (4.31)$$

Звідси товщина кришки повинна дорівнювати

$$\delta = \sqrt{\frac{6W_k}{B}} = \sqrt{\frac{6 \times 0,23}{10}} = 12 \text{ мм} \quad (4.32)$$

4.2.6 Розрахунок пальця, що передає зусилля від штока на важіль

Розраховуємо палець на зріз.

Визначаємо діаметр пальця, враховуючи його роботу на зріз:

$$\tau_{zp} = \frac{N_m}{F_n} < [\tau_{zp}] \quad (4.33)$$

де F_n – площа зрізу,

$$F = \frac{\pi d^2}{4}$$

де d – діаметр пальця.

$[\tau_{zp}]$ – допустиме напруження на зріз при статичних навантаженнях,

якщо матеріал пальця - сталь 30 ХГСА.,

$$[\tau_{zp}] = 125,0 \text{ МПа} = 12,5 \text{ кН/см}^2.$$

Тоді

$$\tau_{zp} = \frac{4N_m}{\pi d^2} < [\tau_{zp}] \quad (4.34)$$

Звідки визначаємо діаметр пальця

$$d = \sqrt{\frac{4N_m}{\pi[\tau_{zp}]}} = \sqrt{\frac{4 \times 314}{3,14 \times 12,50}} = 32 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр пальця $d = 32$ мм.

4.2.7 Розрахунок поперечного перерізу важеля

Розрахунок поперечного перерізу важеля будемо проводити з умови згину від дії крутного моменту. Розрахункова схема важеля приведена на

рис. 4.2.

Максимальний момент, що сприймає важіль дорівнює

$$M_{зг}^a = N_{ш} \cdot 0,32 = 31,4 \cdot 0,32 = 10,05 \text{ кНм} \quad (4.35)$$

Напруження згину важеля можна розрахувати за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}^a}{W_a} < [\sigma_{зг}] \quad (4.36)$$

де W_a – момент опору.

На основі формули 4.36 знайдемо момент опору $W_{зг}$

$$W_a = \frac{M_{зг}^a}{[\sigma_{зг}]} = \frac{10500}{90,0} = 116,6 \text{ см}^2$$

Приймаємо поперечний переріз важеля з листа $\delta = 30$ і знайдемо ширину листа за формулою:

$$W_a = \frac{\delta B^2}{6} \quad (4.37)$$

Звідси ширина важеля повинна дорівнювати

$$B = \sqrt{\frac{6W}{\delta}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 116,6}{3}} = \sqrt{233,2} = 15,27 \text{ см} \quad (4.38)$$

4.2.8 Розрахунок пальця, що передає зусилля від важеля на кронштейн

Розраховуємо палець на зріз.

Визначасмо діаметр пальця, враховуючи його роботу на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{5R_a}{F_{пл}} < [\tau_{зр}] \quad (4.39)$$

де F_{nl} – площа зрізу пальця;

R_a – реакція опори.

Площа зрізу пальця дорівнює

$$F_{nl} = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.40)$$

де d – діаметр пальця.

$[\tau_{zp}]$ – допустиме напруження на зріз при статичних навантаженнях, якщо матеріал пальця - сталь 30 ХГСА.,

$$[\tau_{zp}] = 125,0 \text{ МПа}$$

Тоді

$$\tau_{zp} = \frac{4R_a}{\pi d^2} < [\tau_{zp}] \quad (4.41)$$

У відповідності розрахунковій схемі, що приведена на рис. 4.2 реакція опори R_a буде дорівнювати

$$R_a = 2N_{ш} = 2 \times 31,4 = 62,8 \text{ кН} \quad (4.42)$$

Підставивши значення реакції опори в формулу визначаємо діаметр пальця

$$d_a = \sqrt{\frac{4R_a}{\pi[\tau_{zp}]}} = \sqrt{\frac{4 \times 628}{3,14 \times 12,50}} = 64 \text{ мм}$$

Приймасмо діаметр пальця $d = 64$ мм.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи проведені розрахунки модернізованих пневматичних клинів ротора, які підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації ротора з пневматичними клинами, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Технологія монтажу обладнання

5.1.1 Підготовчі роботи перед монтажом бурової установки

Монтажним роботам бурової установки БУ-5000 ДГУ, яка вибрана для спорудження свердловини глибиною 5400 м, передують наступні підготовчі роботи.

При відведенні місця спорудження бурової установки враховуємо рельєф місцевості із тим, щоб обсяг будівельно-монтажних робіт, а відповідно і можливість виникнення нещасних випадків були найменшими, й разом з тим необхідно, щоб вибій майбутньої свердловини розміщувався в строго визначеному місці, яке визначене геологічною службою.

Із поверхні будівельного майданчика зрізають родючий шар і переміщують його за межі будівельного майданчика для складування й наступного (після демонтажу бурової) використання з метою відновлення (рекультивації) порушених сільськогосподарських земель. Для цієї мети використовуємо бульдозери, грейдери, розрихлювачі та інші землерийні машини.

По границях ділянки будівельного майданчика робиться обваловка з метою недопущення забруднення навколишньої території технічною водою й хімічними реагентами, які використовуються при бурінні свердловини. Для збирання технічної води і шламу (вибуреної породи) на майданчику риють земляні амбари, які покривають поліетиленовою плівкою [11].

Усі передбачені проектом роботи з підготовки траси виконуються до початку перевезення блоків бурової установки. В зимовий час для запобігання заносів очищення траси від снігу необхідно проводити в день перевезення блоків.

5.1.2 Монтаж обладнання

Надійна робота ротора багато в чому залежить від правильності його монтажу та експлуатації. На основу ротор піднімають за допомогою крана, а на підроторні балки – за допомогою троса, перекинутого через ролик козлової частини вежі, після установки шахтного напрямку.

Монтують ротор по центру свердловини на двох підроторних балках, які встановлюють на металеві основи. Сучасні конструкції основ бурових установок комплектують підроторними балками, які визначають місце монтажу ротора.

Вертикальна вісь ротора повинна співпадати з відвісом, опущеним з точки перетину шнурів. В горизонтальній площині ротор перевіряється за допомогою рівня.

Горизонтальне положення ротора перевіряють за рівнем. При монтажі варто звертати увагу на те, щоб осі зірочок ланцюгової передачі були строго вертикальними. Відхилення допускається не більш 0,8—1,0 мм. Після монтажу ротора встановлюють і закріплюють захисний кожух ланцюгової передачі.

При спуско-підіймальних операціях затискачі ведучої труби витягують з ротора, а для утримання колон труб на роторі використовують клиновий захват із пневматичним приводом. У порівнянні з елеватором пневматичний клиновий захват значно полегшує і прискорює спуско-підіймальні операції. Тому на практиці переважно поширені ротори, оснащені пневматичним клиновим захватом (ПКР).

Пристрої для утримання труб на гирлі свердловини призначені для захвату й утримання бурильних, обважнених, насосно-компресорних і обсадних труб. Крім того, вони можуть виконувати наступні функції: передача обертаня від ротора бурильній колоні; утримання труб від провертання при згвинчуванні – розгвинчуванні; змащення та очищення зовнішньої поверхні труб.

5.1.3 Підготовка до запуску та запуск змонтованого обладнання

Перед пуском ротора в роботу перевіряють наступне:

1. Правильність монтажу ротора.
2. Стан стопорного пристрою столу ротора.
3. Стан зубчастої передачі і підшипників.
4. Стан кріплення вкладишів і затисків.
5. Стан пневматичних клинів.
6. Роботу клинів без навантаження.
7. Рівень і якість мастила в роторі.
5. Стан і надійність кріплення гайок, шпильок і пробок.

Перші 2-3 дні експлуатації змонтованого ротора необхідно особливо ретельно стежити за температурою і рівнем мастила. Якість мастила треба перевіряти протягом усього часу експлуатації ротора. Підвищення температури корпусу ротора вище 80°C неприпустимо.

Міняти масло і промивати ротор слід відповідно до заводської інструкції. Якщо в масляній ванні буде виявлений розчин або бруд, то корпус ротора повинен бути спорожнений і промитий, після чого може бути відновлена робота.

Якщо в процесі роботи ротора спостерігаються ривки, надмірний нагрів, стуки або інші неполадки, то робота ротора повинна бути припинена. Ротор треба замінити іншим або його слід відремонтувати, усунути дефекти, після чого повторити його випробування.

5.1.4 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Кількість основних робітників для монтажу бурової установки розраховують за професіями, виходячи з трудомісткості річної програми по видах робіт [27]:

$$R = \frac{\sum T}{F_{д.р.} \cdot k}, \quad (5.1)$$

де $\sum T$ - сумарна трудомісткість річної програми монтажу бурової установки БУ-5000 ДГУ;

$F_{д.р.}$ - дійсний фонд часу одного робітника, год.

k - коефіцієнт використання робочого часу робітника.

Дійсний фонд часу одного робітника розраховуємо, виходячи з нормативного фонду часу, за формулою [12]:

$$F_{д.р.} = F_{д.р.}^{норм} - (0,12 \cdot F_{д.р.}^{норм}), \quad (5.2)$$

де $F_{д.р.}^{норм}$ - нормативний дійсний фонд часу одного робітника, год.;

0,12 - витрати часу при 24-денній відпустці, які складають 12%.

Нормативний дійсний фонд часу одного робітника визначасмо за формулою

$$F_{д.р.}^{норм} = (D_k - D_B - D_{св} - D_{псв}) \cdot 40/5 + D_{псв} \cdot 7, \quad (5.3)$$

де D_k - кількість календарних днів у році, $D_k = 365$ днів;

D_B - кількість вихідних днів у році, $D_B = 104$ днів;

$D_{св}$ - кількість святкових днів у році, $D_{св} = 10$ днів;

$D_{псв}$ - кількість передсвяткових днів у році, $D_{псв} = 8$ днів;

$D_{рт}$ - кількість робочих годин у тижні, $D_{рт} = 40$ год.;

$D_{рд}$ - кількість робочих днів в тиждень; $D_{рд} = 5$ год.;

$T_{зм}$ - кількість робочих годин у передсвяткові дні, $T_{зм} = 7$ год.

$$F_{д.р.}^{норм} = (365 - 104 - 10 - 8) \cdot 40/5 + 8 \cdot 7 = 2000 \text{ год.}$$

Тоді

$$F_{д.р.} = 2000 - 0,12 \cdot 2000 = 1760 \text{ год.}$$

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки БУ-5000 ДГУ використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж [32], розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної

компанії "Нафтогаз України" згідно таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки БУ-5000 ДГУ

| №п/п | Зміст робіт | Норма часу, год |
|------|--|-----------------|
| 1 | Підготовчі роботи | 1670,0 |
| 2 | Монтаж вишкового блоку | 258,0 |
| 4 | Монтаж насосного блоку | 143,5 |
| 5 | Монтаж блоку приготування глинистого розчину | 83,0 |
| 7 | Монтаж маніфольда циркуляційної системи | 304,0 |
| 8 | Монтаж доливної ємності | 41,3 |
| 9 | Монтаж водяної ємності | 10,6 |
| 10 | Монтаж блоку паливно-мастильних матеріалів | 8,8 |
| 11 | Монтаж блоку рідких хімреагентів | 19,5 |
| 13 | Монтаж блоку допоміжного обладнання | 27,4 |
| 14 | Монтаж приймального моста | 83,6 |
| 15 | Монтаж енергообладнання | 28,6 |
| 16 | Установка запасних ємностей | 24,0 |
| 17 | Монтаж пневмосистеми | 42,1 |
| 19 | Монтаж трубопроводів | 182,7 |
| 20 | Електромонтажні роботи | 677,0 |
| 21 | Заключні роботи | 104,0 |
| 22 | Всього: | 3708,1 |

Монтаж бурової установки БУ-5000 ДГУ проводиться на протязі приблизно 1-го місяця, тоді дійсний фонд часу одного робітника буде дорівнювати

$$F_{др} = 1760 : 12 = 146,6 \text{ год.} \quad (5.4)$$

Тоді кількість основних робітників по даному виду робіт буде рівна:

$$R = \frac{3708,1}{146,6} = 26 \text{ чол.} \quad (5.5)$$

Отже, для проведення монтажних робіт бурової установки БУ-5000 ДГУ необхідно 26 робітників відповідної кваліфікації, подані в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки БУ-5000 ДГУ

| Професії робітників | Розряд | Кількісний склад |
|------------------------------|--------|------------------|
| Бригадир | VI | 1 |
| Вишкомонтажник | VI | 2 |
| Вишкомонтажник | V | 4 |
| Вишкомонтажник | IV | 3 |
| Вишкомонтажник | III | 3 |
| Вишкомонтажник | II | 2 |
| Вишкомонтажник-зварювальник | VI | 2 |
| Вишкомонтажник-зварювальник | IV | 3 |
| Вишкомонтажник-електромонтер | V | 3 |
| Вишкомонтажник-електромонтер | IV | 3 |
| Разом | | 26 |

5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання

5.2.1 План – графік планово – попереджувальних ремонтів

У деталях, вузлах і машинах, у цілому, в міру експлуатації поступово знижується рівень робітосдатності від виникнення в них зношення та неполадок (забруднення, порушення надійності й щільності з'єднань та регулювання). Вони усуваються технічним обслуговуванням (ТО) машин, а зношення – тільки ремонтом.

У нашій країні застосовується система планово-попереджувального

ремонту (ППР).

Система ППР – це комплекс заходів з обслуговування і ремонту машин, які виконуються профілактично, за попередньо розробленим планом для підтримки машин у справному та роботоздатному стані.

Система ППР передбачає такі основні положення:

1. Ремонт обладнання виконується через заплановані проміжки часу, що називається міжремонтним періодом.
 2. Після планового капітального ремонту характеристика обладнання наближується до паспортних даних нового обладнання.
 3. За ремонтний цикл обладнання в суворій послідовності проходить усі планові ремонти, передбачені системою.
 4. Окрім планових ремонтів, виконується технічне обслуговування обладнання.
 5. Черговість, періодичність та обсяг обслуговування і ремонтів визначаються призначенням, конструкцією та умовами експлуатації обладнання.
- ТО суворо регламентоване в часі й обсязі, виконується за переліком обов'язкових операцій, а ремонт планується за часом і обсягом та виконується впродовж встановленого планом часу в обсязі, який залежить від фактичного стану машини.

Принципова схема системи ППР

Як бачимо зі схеми, ТО складається зі щоденно виконуваних робіт: очищення від сміття, огляд та підтягнення ослаблених різьбових з'єднань, перевірка і налагодження мастильних пристроїв, перевірка дії контрольних, захисних та гальмівних пристроїв і періодичного технічного обслуговування слуско - піднімальних операцій (СПО), всі операції щоденного технічного обслуговування, мащення машини відповідно до карти мащення, миття машини та регулювання окремих вузлів деталей, перевірка й налагодження всіх систем керування і контролю.

ТО повинно, якщо є можливість, виконуватися під час технологічних простоїв обладнання. Як бачимо з переліку обсягу робіт, ТО передбачає

ретьельну ревізію обладнання, перевірку положення всіх фіксованих і рухомих з'єднань, регулювання проміжків, контроль кількості та якості палива, мастила і води, а також перевірку роботоздатності окремих приладів, агрегатів, вузлів та обладнання в цілому.

Для бурового обладнання ТО необхідно виконувати також після завершення буріння чергової свердловини для виявлення можливості подальшого використання обладнання. Ретельна ревізія обладнання повинна бути кінцевим етапом і монтажних робіт на новому місці буріння.

Операції ТО, як правило, виконуються персоналом, який обслуговує машини або обладнання (мотористом, механіком, оператором). Усі виконані роботи, а також зношення та інші дефекти заносяться в спеціальний журнал. Таким чином накопичуються матеріали для наступних ремонтів з обліком фактичного стану машини. Ремонтні роботи залежно від обсягу і складності поділяються на три категорії.

Поточний ремонт (ПР) ставить завдання підтримувати роботоздатність окремих частин у цілому справної машини.

Обсяг і складність операцій ПР відносно невеликі: перевірка стану обладнання, заміна, за необхідності, мастила, усунення всіх дефектів, що не потребують розбирання складних частин обладнання. Останнє після ремонтних робіт перевіряють та регулюють.

Середній ремонт (СР) - це ремонт, при якому відновлюється роботоздатність важливих частин машин, втрачена у разі зношення деталей. Цей ремонт пов'язаний зі значним обсягом збирально - розбиральних робіт на основних агрегатах машини.

Середній ремонт стаціонарного важкого та громіздкого обладнання виконується безпосередньо на місці експлуатації; для прискорення робіт максимально використовуються раніше відремонтовані на базі змінні деталі й вузли (принцип вузлового (агрегатного) ремонту).

Усі ремонтні і монтажні роботи виконуються роз'їзними ремонтними бригадами, які використовують пересувні ремонтні майстерні.

Капітальним (КР) називають ремонт, котрий здійснюється з метою відновлення, виправлення та повного (або наближеного до повного) відновлення ресурсу виробу із заміною чи ремонтом будь-яких його частин.

Тут важливо підкреслити, що система ППР передбачає використання при ремонті машин частково зношених деталей. Унаслідок цього капітальний ремонт не завжди може забезпечити повне відновлення ресурсу машини. Системами ППР технологічного обладнання машинобудівних заводів і обладнання будівельної індустрії передбачено зниження на 107 годин міжремонтного циклу капітально відремонтованих машин порівняно зі строками роботи нового обладнання.

5.2.2 Типовий процес ремонту

При спуско-підйомних операціях широко використовуються пневматичні клинові захвати типу ПКР, що встановлюються в центральний отвір ротора без всякої переробки його конструкції. Міжремонтний цикл для клинових захватів складає 100 000 циклів посадок труб на клини.

Ремонт пневматичних клинових захватів полягає в основному в заміні сальника і манжет поршня циліндра управління. Під час експлуатації необхідно не рідше ніж один раз на тиждень перевіряти кріплення вузлів, стан поверхонь, що піддаються зносу, і проводити регулювання механізмів. При огляді механізмів слід заповнювати мастилом місця, вказані в карті змащення. Необхідно стежити за чистотою і мастилом конусних поверхонь клинів і вкладишів ротора, забруднення яких може привести до заїдання клинів в роторі. Необхідно періодично зливати конденсат з циліндра. Пневматичний циліндр необхідно розбирати 1—2 рази на рік і змащувати його внутрішні робочі поверхні і шток. Слід постійно перевіряти зубчаті поверхні плашок клинів, щоб своєчасно замінити зношені новими, і систематично, після спуску або підйому 20 свічок, змащувати конусну їх частину графітним мастилом.

5.2.3 Умови експлуатації та аналіз діючих навантажень

Основні умови експлуатації пневматичних клинів ротора, при яких забезпечується надійна робота в межах заданих навантажень, наступні:

а) розміри клинів (плашок) повинні відповідати розмірам захоплюваних труб. Плашки повинні замінюватися тільки комплектно, одночасно для всіх чотирьох клинів, встановлених в клиновому захваті;

б) зубчата поверхня плашок повинна бути рівною, без задирок, тріщин, зім'янь. Вибоїни на робочих поверхнях клинів, плашок вкладишів корпусу не допускаються;

в) опорні поверхні клинів і вкладишів не менше одного разу за рейс повинні очищатися і змащуватися відповідно до карти змащення;

г) клини в шарнірних з'єднаннях повинні повертатися вільно, без заїдань;

д) труби не повинні мати пошкоджень в місцях захоплення їх клинами;

е) посадка колони труб на клини повинна проводитися тільки після повної зупинки.

5.2.4 Карта змащення пневматичних клинів ротора

Таблиця 5.3 – Карта змащення пневматичних клинів ротора

| Місце змащення | Масило | Вказівки по змащенню |
|---------------------------|---|----------------------------------|
| Опорні поверхні клинів | Замкова змазка або змазка з 80% графіту і 20% солідолу. | Після спуску і підйому 20 свічок |
| Упорні поверхні вкладишів | Те ж | Те ж |
| Осі державок | Те ж | Масляничкою 1 раз на добу |
| Осі клинів | Те ж | Те ж |

| | | |
|----------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| Упорні поверхні планок | Мастило автомобільне | Перед кожним спуском і підйомом |
| Шток циліндра | Те ж | 2 рази в тиждень |
| Осі роликів | Універсальна змазка УС-1 | 2 рази в рік |
| Осі ричага | Те ж | Те ж |
| Осі кріплення штока на важелі | Те ж | Те ж |

5.2.5 Типові види і причини спрацювання та відмов елементів обладнання

Найбільш відповідальні деталі клину – сухарі, якість яких визначає термін служби клину. Сухарі виготовляють з маловуглецевих легованих конструкційних сталей з цементацією і термічною обробкою до твердості 42-53 HRC або з високовуглецевих легованих сталей з нагрівом струмами високої частоти і подальшим гартом.

Довжину клинових захоплень вибирають залежно від діючого навантаження, кількості клинів і поверхні сухарів плашок. Зазвичай на 1 см² поверхні плашок допускається дія вертикального навантаження величиною до 20 кН. Кут конусності клинів складає 7—12°. Щоб уникнути їх заїдання кут вибирають трохи більше кута тертя. Вітчизняна промисловість випускає клини із стандартним кутом конусності 9°28'.

Клини піднімаються штоками, в нижній частині сполученими кільцем. Клини піднімають на таку висоту, щоб вони розкривалися і через них проходили труби і зазвичай складає 0,2—0,35 м.

Клиновим захопленням управляють стиснутим повітрям під тиском 0,6-1 МПа з пульта бурильника. Швидкість підйому регулюється ступенем

відкриття крана управління. Після закінчення СПО клини прибирають, а на їх місце встановлюють в ротор затиски ведучої труби. Пневматичні клинові захоплення ПКР-560 поставляють з комплектом клинів для роботи з трубами діаметром: 73, 89, 114, 127, 140, 146 і 168 мм. ПО «Уралмаш» випускає пневматичні клинові захвати ПКР-720 аналогічної конструкції для труб діаметром до 299 мм. Ці клинові захоплення призначені для роторів з діаметром прохідного отвору 560 і 720 мм.

5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання

5.3.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів, які виникають в процесі експлуатації обладнання

В даному розділі магістерської роботи розглядаються потенційні шкідливі та небезпечні фактори експлуатації ротора Р-560 із пневматичними клинами ПКР-560 та розглядаються технічні і організаційні заходи по їх усуненню.

Механічні види небезпеки є досить розповсюдженими, вони пов'язані зі складовими частинами вантажопідіймальних механізмів, які зумовлені формою, місцем установаження, масою та стійкістю, швидкістю, недостатньою механічною міцністю, що може призвести до небезпечних поломок чи до руйнувань.

Важливими є електричні види небезпеки, які можуть призвести до травм або смерті від електрошоку чи опіків. Причиною є контакт працівників з частинами, що звичайно перебувають під напругою (прямий контакт, у випадку ушкодження ізоляції на обладнанні).

Існує також небезпека, спричинена шумом, що може призвести до тривалої втоми, стресу, перешкоди мовним комунікаціям, акустичним сигналам.

Також мають місце високі рівні вібрації, що може призвести до розладу судинної, нервової систем, порушення кровообігу, хвороби суглобів, небезпека, спричинена матеріалами вогне-, вибухонебезпечними речовинами (гази, аерозолі, пари, пил).

До існуючих небезпек можна віднести знехтування ергономічними вимогами, під час розроблення машин (незручна робоча поза, надмірне, повторюване фізичне навантаження, знехтування засобами індивідуального захисту, недостатнє місцеве освітлення, розумове перевантаження, неправильне поводження, незручна конструкція, розміщення елементів керування), несподіваний пуск, перевищення швидкості обладнання, помилки персоналу, поломками під час роботи, падіння предметів, поступальний рух обладнання, несправність системи керування, джерел передавання енергії, вплив третіх осіб, несприятливі природні фактори (вітер, сніг, ожеледиця, зледеніння, сейсмічна активність, гроза), а також недостатньо повна настанова з експлуатації та інструкція з охорони праці для персоналу.

5.3.2. Технічні рішення і пропозиції по забезпеченню безпеки експлуатації обладнання

Застосовувані кріплення всіх пристосувань і пристроїв, установлюваних на вишках бурової установки, повинні виключати їхнє мимовільне розкріплення й падіння. Пристосування й пристрої повинні бути застраховані від падіння.

Вишки (крім мобільних бурових установок) повинні бути обладнані площадками для обслуговування кронблока і заміни бурового шланга. При ручному розміщенні свіч вишки обладнаються площадкою верхового робітника з пристроєм для його евакуації у випадку виникнення аварійної ситуації. Пристрій, повинний бути розташований за межами вишки і забезпечувати евакуацію верхівкового робітника за межі внутривишкового простору.

Вишки повинні оснащуватися сходами-драбинами з пристроями інерційного або іншого типу для безпечного підйому і спуска верхівкового робітника або сход тунельного типу з перехідними площадками через кожні 6 м, або маршовими сход до робочої площадки верхівкового робітника (балкона) з перехідними площадками через кожні 6 м, а вище - сходами тунельного типу або сходами-драбиною з пристроєм для безпечного підйому й спуска..

Конструкція кріплення елементів нагнітального трубопроводу (стояка і т.п.) до металоконструкцій повинна передбачати можливість центрування талевої системи стосовно осі свердловини. На з'єднання фланців нагнітального трубопроводу встановлюються знімні металеві хомути.

Для контролю тиск в нагнітальній системі встановлює манометри.

Безвідмовна робота манометрів є однією з необхідних умов безпеки роботи при експлуатації бурових насосів. Проте манометри на буровій часто виходять з ладу унаслідок засмічення їх буровим розчином.

5.3.3 Техніка безпеки при експлуатації та обслуговуванні обладнання

Для того, щоб створити безпечні умови праці в процесі проведення спуско-підймальних операцій, необхідна відповідність технічного стану бурового встаткування й інструмента правилам і нормам техніки безпеки.

Елеватори. Існуючі конструкції елеваторів не відповідають всім вимогам, пропонованим до них по техніці безпеки, внаслідок чого не виключена небезпека виникнення нещасних випадків при їхній експлуатації.

Відповідальний вузол елеватора - замок (запірний пристрій), що втримує елеватор у закритому положенні. Запирний пристрій часто виходить із ладу внаслідок зношування й поломки гачків, пружини й т.п. У цьому випадку можливе відкривання запірною пристроєм й падіння труб.

У процесі буравлення свердловин при спуску бурильного інструмента можливі несподівані короточасні посадки в місцях звужень.

У момент зупинки колони бурильних труб рухлива частина талевої системи з елеватором продовжує рухатися. При русі елеватора по трубі від дії сили тертя собачка елеватора піднімається й дверцята мимовільно відкривається. Після припинення посадки бурильний інструмент або обсадна колона падає на вибій свердловини, тому варто застосовувати тільки ті елеватори, які мають надійний пристрій, що запобігає мимовільне відкриття замка.

Закриття дверцят елеватора у двох площинах знижує ймовірність розкриття замка.

Для забезпечення безпеки при роботі з елеваторами будь-яких типів необхідно перед спуско-підймальними операціями й нарощуванням інструмента ретельно перевірити справність корпусу й замка елеватора.

Елеватори бракують, якщо є наступні дефекти:

- 1) тріщина в корпусі;
- 2) зношування торця, елеватора під замком бурильних або обсадних труб більше 2 мм (може відбутися заклинювання муфти труби);
- 3) прогнутість нижньої торцевої поверхні (зменшуються розміри вушок і стропа в них не проходять);
- 4) люфт у шарнірних з'єднаннях дверцят елеватора (нижній торець дверцята й торець корпусу елеватора під дверцята перебувають не в одній площині, що перешкоджає закриттю дверцят);
- 5) ручка елеватора деформована, зварені шви порушені (у процесі роботи ручка може зламатися);
- 6) тріщина в замку або в його виступах (при осьовому переміщенні елеватора виступ замка третється об трубу, у результаті чого замок може піднятися й дверцята елеватора відкритися);
- 7) заїдання в шарнірі замка (замок не може вільно обертатися навколо своєї осі);
- 8) деформація або зламування пружини, гвинта або вушка (замок мимовільно відкривається).

Стропи, вставлені у вушка елеватора, заціпаються шпильками. При затаскуванні труб із прийомного мостка до устя свердловини або при їхньому скиданні елеватор перебуває в горизонтальному положенні, внаслідок чого нічим не закріплені шпильки нерідко випадають, травмуючи робітників. При вильоті шпильок з вушок елеватора створюється можливість виходу стропів з елеватора з наступним падінням що піднімають або колон бурильних труб, що опускають.

Для запобігання нещасних випадків необхідно використати тільки ті елеватори, які мають пристосування, що охороняє стропи від випадання з вушок.

Пневмоклинкові захвати. Застосування пневматичних клинів, убудованих у ротор (ПКР), усуває трудомісткі ручні операції: перенос штроп з одного елеватора на іншій і переміщення важкого елеватора по столі ротора.

Досвід експлуатації ПКР показує, що існуючі їхні конструкції не завжди забезпечують надійного захвата бурильних і обсадних труб, а іноді викликають зминання труб. Внаслідок ненадійного захвата клинами тіла труби відбувається повільне проковзування колони, і робітник при звільненні елеватора з-під муфти (або при підведенні його під муфту) може одержати травму.

Для усунення зазначених недоліків треба застосовувати клини, що забезпечують надійного захвата бурильних н обсадних труб без деформування їхньої поверхні.

Конструкція ПКР не виключає можливості зачеплення муфти що спускає або піднімає свічі. При зачепленні муфти за клини спуск інструмента притормаживається, талевий блок дає посадку, що може привести до розкриття замка елеватора й аварії (падінню інструмента в свердловину). Для запобігання подібних випадків при спуску перших 20-25 свіч варто пригальмовувати й пропускати замкові з'єднання бурильних труб так, щоб вони не заціпали клинового захвата.

При підйомі інструмента зачеплення муфти піднімає труби, що, об нижні торці клинів може послужити причиною травмування робітників. Щоб

уникнути цього, необхідно строго стежити за регулюванням клинів, а при спуску або підйомі колони бурильних труб клини варто піднімати з ротора на максимальну висоту

Бурильник управляє пневматичним клиновим захватом за допомогою ножного педального або ручного включення з пульта керування. При цьому можливо випадкове включення пневмоклинів, що може привести до заклинювання спуска труби, деформації бурильної труби й навіть до падіння бурильних труб у свердловину. Подібні випадки можуть бути й при витoku повітря з повітропроводу або пневмоциліндра. Щоб виключити можливість випадкового включення пневмоклинів при їх ножному педальному керуванні й при витoku повітря, необхідно відгородити педалі й стежити за герметичністю пневмо-системи керування пневматичним клиновим захватом.

При експлуатації ПКР треба:

- перевірити відповідність розміру плашок клинів діаметру труб;
- комплектно замінити при зношеності плашки клинів;
- перевіряти перед установкою механізму на буровий прямоли-нейность площин пазів клинів під плашки й опорні поверхні клинів, що сполучають, і вкладишів;
- не допускати різкої посадки труб на клини.

Комплекс механізмів АСП призначений для механізації й часткової автоматизації спуско-підймальних операцій при буравленні нафтових і газових свердловин, що значно полегшує працю робітників.

Керування механізмами здійснюється з пульта керування, що встановлюють за свічником з урахуванням максимальної видимості робочих механізмів.

Впровадження цього комплексу сприяє різкому зниженню виробничого травматизму, особливо при виконанні таких трудомістких і небезпечних операцій, як згвинчування й розгвинчування бурильних труб, установка свіч на свічник і ін. Безпека праці забезпечується при виконанні певних умов.

Конструктивне виконання клинового трубозахвачуючого пристрою

забезпечує безпечний підйом свічі і її переміщення від осі свердловини до свічника й назад. Однак при незначному стиранні насічки й губок (плашок захоплюючого пристрою), а також при забрудненні губки свіча може прослизнути або зірватися й при падінні викликати аварію й нещасний випадок. Нещасні випадки можуть виникнути при пропуску повітря в пневматичному циліндрі механізму, підйому свічі, що може привести до різкого опускання підтягнутої свічі. Тому до початку роботи потрібно переконатися в надійності захвата свічі захоплюючим пристроєм і в герметичності пневмосистеми.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ-5000 ДГУ, особливості проведення монтажу ротора та пневматичних клинів ротора, описана підготовка до запуску та запуск змонтованого ротора з пневматичними клинами. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки БУ-5000 ДГУ, згідно яких потрібно 26 робітників, склад бригади при виконанні монтажних робіт подано в таблиці, описано технічні заходи з обслуговування та ремонту бурових роторів, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації роторів із пневматичними клинами, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено порівняльний огляд бурових комплексів та аналіз конструктивних особливостей роторів, охарактеризовано позитивні та негативні сторони бурових установок і бурових роторів, проведено розрахунок основних параметрів та на його основі було вибрано бурову установку для буріння свердловини глибиною 5400 м, коротко розглянуто конструкційні та технологічні особливості вибраного бурового ротора і пневматичних клинів.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень з удосконалення конструкції пневматичних клинів ротора, запропонована модернізована конструкція ротора із пневматичними клинами, обґрунтовано її технічну доцільність. Суть технічного рішення з модернізації пневматичних клинів ротора полягає в тому, що порівняно з аналогом модернізовані клини містять другий повітророзподільник з порожнистим штоком, повітророзподільники виконані з торцевими ущільненнями і підпружиненими клапанами, при цьому державки клинів і напрямні планки у верхній частині виконані в одній площині, перпендикулярній осі бурильної колони, верхня порожнина силового циліндра з'єднана прохідним каналом з повітрозбірником, який розміщений на верхній кришці силового циліндра, торшень силового циліндра забезпечений набором з двох манжет, які ущільнюють верхню порожнину силового циліндра, а кран керування виконаний з педаллю, над якою вісь її коливання через поворотний важіль зі скобою і шарнірний палець пов'язана з порожнистим штоком і встановленими на нього з двох сторін повітророзподільниками з торцевими ущільненнями, а також з трьохпозиційним фіксатором педалі ногого крана управління. Запропоноване технічне рішення забезпечує створення пневматичних клинів ротора, конструкція яких дозволяє здійснювати безаварійне натискання

колоною труб через трубний елеватор на шарнірні вузли підвіски клинів для зниження висоти різьбового з'єднання колони труб над ротором. При цьому підвищується зручність робіт на роторі, виключається згин автоматичним ключем консольного кінця колони труб, утримуваної клинами. Модернізована конструкція пневматичних клинів ротора забезпечує надійність захоплення труб за рахунок постійного підтискання клинів силовим циліндром при спуско-підйомних операціях і довговічність вузлів та деталей ПКР при натисканні на підняті державки завантаженим елеватором. За результатами розрахунків видно, що сукупний економічний ефект від впровадження модернізованого ротора з пневматичними клинами складає 85483 грн. Отже, удосконалення є економічно доцільним.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” проведені лабораторно-експериментальні дослідження роботи ротора бурової установки. За результатами проведених досліджень роботи ротора з модернізованими пневматичними клинами ротора, які були одержані в процесі виконання дослідно-лабораторних робіт, побудовано графічні залежності досліджуваних показників від вхідних параметрів, показана схема процесу підйому елеватора в процесі виконання спуско-підйомних операцій. Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованих пневматичних клинових захватів в складі ротора Р-560.

4. Проведені розрахунки в розділі “Розрахунки працездатності” підтверджують ефективність технічного рішення з удосконалення роторів із пневматичними клинами, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ-5000 ДГУ, особливості проведення монтажу ротора із пневматичними клинами та підготовка до запуску й запуск змонтованого обладнання. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки, отримано 26 робітників;

поданий кількісний склад монтажної бригади. Описано технічні заходи з обслуговування та ремонту бурових роторів, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації роторів із пневматичними клинами, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бедрій Я. І. Охорона праці : Навчальний посібник. Львів : ПТВФ Афіша, 1997. 258 с.
2. Бойко В. С. Підземний ремонт свердловин : підручник для вищих навчальних закладів; у 4-х частинах. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2002. Частина 1. 465 с.
3. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Київ : Міжнародна економічна фундація, 2008. 488 с.
4. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / За загальною редакцією докторів технічних наук В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Львів, 1996. 620 с.
5. Бойко В. С., Ясюк В. М., Іванов С. І. Дослідження процесу руху піску у фільтровій зоні свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. № 3 (12). С. 51–54.
6. Войтенко В. С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідникова книга. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.
7. Гандзюк М. П. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 318 с.
8. Економіка підприємства: навч. посіб. / Я. С. Витвицький та ін. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2002. 318 с.
9. Жидецький В. Ц. Практикум з охорони праці: навчальний посібник / Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
10. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Закон від 25.06.1991 № 1264 – XII.
11. Злобін Ю. А. Основи екології : підручник. Київ : Лібра, 1998. 246 с.
12. Ісасв І. А. Види негативного впливу на навколишнє середовище та заходи з охорони навколишнього середовища при будівництві (бурінні) нафтогазоконденсатних свердловин. *Молодий вчений*. 2014. № 10. С. 112–116.

13. Іщенко І. І. Оцінка економічної ефективності виробництва і затрат: навч. посіб. / Іщенко І. І., Терещенко С. П. – К.: Вища шк., 1991.–173 с.
14. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: навч. посіб. – Івано-Франківськ : Факел, 2007 – 256 с.
15. Копей Б. В., Копей І. Б. Аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. 1995. Вип. 32. С.49 – 56.
16. Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В., Романишин Л. І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин : монографія – Івано-Франківськ : Факел, 2003. 209 с.
17. Коцаба В. І. Ефективні технічні засоби для аварійно-відновлювальних робіт при капітальному ремонті свердловин. II конференція молодих спеціалістів ДК Укргазвидобування. Харків, 2-5 жовт. 2001р. : Зб. доп. – Харків. 2001. С. 2 – 6.
18. Коцкулич Я. С., Тищенко О. В. Закінчування свердловин: підручник для студентів вищ. навч. закладів проф. спрямування "Буріння". – Київ : Інтерпрес ЛТД, 2004. 366 с.
19. Маєвський Б. Й., Ярема А. В., Куровець С. С. Ємнісно-фільтраційні властивості глибокозаляючих палеогенових порід-колекторів Бориславського НГПР та особливості їх нафтогазоносності. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. № 1 (38) . С. 32–39.
20. Мочернюк Д. Ю. Моделювання фізичних процесів на основі визначальних рівнянь. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. №3. С. 12 – 14.
21. Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник : в 5 т. / М.А. Мислюк, І.А. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 3: Вертикальне та скероване буріння – 2004. – 294 с.
22. НПАОП 11.1-1.01-08. Правила безпеки в нафтогазодобувній промисловості України.

23. Організація і планування операційної діяльності нафтогазових підприємств: навч. посіб. / Я. С. Витвицький, І. В. Андрійчук, О. І. Лесюк, У. Я. Витвицька. За ред. М. О. Данилюк. Івано-Франківськ, 2009. 364 с.

24. Охорона праці в нафтогазовій галузі: навч. Посіб. / За редакцією Г. М. Лисяного. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2015. 304 с.

25. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. Є. Гончарук, С. І. Качан та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. – 384 с.

26. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.

27. Пентюк Б.М. Основи патентознавства та інтелектуальної власності : навчальний посібник / Б.М. Пентюк, І.І. Назаренко, М.М. Вірник. – Вінниця : ВНТУ, 2007. – 195 с.

28. Перелік потенційно небезпечних об'єктів Полтавської області, які зареєстровані у Державному реєстрі потенційно небезпечних об'єктів. Електронний доступ: <http://sfd.archives.gov.ua/user-files/Poltava.pdf>.

29. Пістун І. П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. Охорона праці : навч. пос. Львів : Тріада плюс, 2010. 648 с.

30. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навч. посіб. / В. С. Білецький та ін. Полтава : ПолтНТУ, 2015. 196 с.

31. Поджаренко В. О., Василевський О. М., Кучерук В. Ю. Опрацювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності : навч. посіб. / Вінниця : ВНТУ, 2008. 128 с.

32. Світлицький В. М, Синюк Б.Б., Троцький В. П. Техніка і технологія підземного ремонту свердловин. Харків, 2006. 235 с.

33. Shoham O. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-phase Flow in Pipes. -SPE, 2006. 402 p.

34. Технологія виготовлення і ремонту машин та обладнання нафтогазової галузі/ Бучинський М.Я., Шахов А.М. навчальний посібник ч.1 і 2 м. Полтава ПДТУ, 2001. — 120 с.

35. Типовий проект безпечної організації вишкомонажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки. Загальні вимоги. – Чернігів, 2002. – 30 с.

36. Токаренко В. М. Технологія автодорожнього машинобудування і ремонт машин, курсове проектування : навч. посіб. Київ : Вища школа, 1992 – 127 с.

37. Ткачов В. В., Чернишев В. П., Одновол М. М. Технічні засоби автоматизації. Донецьк : Національний гірничий університет, 2008. 174 с.