Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

НГІТ.601МН.003-00.00.000 МР

Група 601-МН

Бездітко Микита Романович

Полтава, 2025

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
в.о. директора Інституту
_____
С. ГАВРИЛ

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Модернізація та дослідження ущільнення штока бурового насосу

Пояснювальна записка

Керівник
Доцент Бучинський М.Я.
посада, наук. ступінь, ПІБ
_____
підпис, дата,

Виконавець роботи
Бездітко Микита Романович
студент, ПІБ
група 601-МН
24.01.2025
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. Совик В.М
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом
к.т.н. доц. Дмитрашко В.І.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом
к.т.н. Совик В.М
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту 24.01.25 р

Полтава, 2025

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра нафтогазової інженерії та технологій

Освітньо-кваліфікаційний рівень: *Магістр*

Спеціальність *185 Нафтогазова інженерія та технології*

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГІТ

В.о. директора Інституту

_____ С. Вдовін

"__" _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я

НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бездітко Микита Романович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація та дослідження ущільнення штока бурового насосу

Керівник роботи доцент Бучинський Мирослав Яремович

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

затверджена наказом закладу вищої освіти від "09" 08 2024 року № 8180-21, 6

2. Строк подання студентом роботи 27.12. 2024 року

3. Вихідні дані до роботи *Технічна характеристика обладнання і бурильних колон, комплектність та технічна характеристика бурової установки НБО-3Д, технічна характеристика насоса УНБ-600, норми часу на монтаж НБО-3Д*

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

Кріплення конструкції сальникового ущільнення, однокілкового силового агрегату; двохкілкового силового агрегату; силового агрегату з коробкою швидкостей, понижуючого редуктора, бурового насосу УНБ-600, схема ущільнення штока

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 _____ Бездітко Є.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Бучинський М. Я.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі розроблені наступні розділи:

У першому розділі "Вибір і опис технологічного обладнання" зроблено огляд основних агрегатів та установок для буріння свердловин, а також обладнання, яке використовується при цьому. Описано бурові насоси, які входять в склад вибраної бурової установки, наведена технічна характеристика прийнятого обладнання, розглянута робота вибраного обладнання.

В розділі "Опис технічної пропозиції" проведено обґрунтування доцільності введення запропонованих технічних рішень, запропонована технічна пропозиція по вдосконаленню обладнання, приведено обладнання після модернізації, приведений розрахунок річного економічного ефекту від модернізації обладнання.

В розділі "Дослідно-конструкторська робота" розроблено математичну модель напружено-деформованого стану ущільнення при різних поєднаннях властивостей шарів з введенням функції напружень в рівняння лінійної теорії пружності. Встановлено, що різке зменшення величини попередньо стискаючого навантаження спостерігається при переході розподілу з двох вертикальних шарів на три шари елементу ущільнення. Виконані дослідження повністю підтвердили працездатність і достовірність математичних моделей зношення ущільнюючих елементів модернізованих ущільнень штоків бурового насоса.

В розділі "Розрахунки працездатності" проведено розрахунки циліндрової втулки, гідрокоробки і модернізованого ущільнення за використанням матеріалів, що застосовується у вітчизняному насособудуванні.

В розділі "Монтаж та експлуатація обладнання" розглянуто підготовчі роботи перед монтажем, розміщення і монтаж складових частин насосного блоку бурової установки, його конструкційних елементів, а також пораховано чисельний склад монтажної бригади. За даними експлуатації розглянуто типовий процес ремонту бурового насосу. У розділі також проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті бурових насосів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов їх експлуатації, заходи з техніки безпеки та пожежної безпеки при монтажі та експлуатації обладнання.

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання	6
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання	6
1.2 Конструкція бурового насоса УНБ-600	19
2. Опис технічної пропозиції	26
2.1 Опис модернізованої конструкції бурового насоса	26
2.2 Оцінка економічної ефективності	28
3. Дослідно-конструкторська робота	50
3.1 Аналіз радіальних напружень та контактного тиску в ущільненнях штока бурового насоса	50
3.2 Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану багатошарового ущільнювача	56
4. Розрахунки працездатності	62
4.1 Розрахунок циліндрової втулки	62
4.2 Розрахунок кришки гідрокоробки	62
4.3 Розрахунок шпильок для закріплення фланців кришки гідро коробки.	65
4.4 Розрахунок модернізованого ущільнення	67
5. Монтаж і експлуатація обладнання	69
5.1 Особливості монтажу бурового насоса	69
5.2 Експлуатація та ремонт обладнання	76
5.3 Охорона праці й техніка безпеки при монтажі та експлуатації обладнання	79
Висновки	89
Список використаної літератури	91

ВСТУП

Актуальність теми. Буровий насос призначений для нагнітання під високим тиском у свердловину бурового розчину з метою очищення вибою від вибуреної породи, винесення її на поверхню, охолодження долота та приводу вибійних двигунів.

До бурових насосів ставляться основні вимоги: потужність бурового насоса має бути достатньою для промивання свердловини і приведення вибійних гідравлічних двигунів; конструкція насосів повинна допускати праве і ліве розташування двигунів насосного агрегату; вузли та деталі, які контактують з промивальною рідиною, повинні мати достатню довговічність і бути пристосованими до зручної і швидкої заміни при виході з ладу; вузли і деталі привідної частини повинні бути захищені від промивальної рідини та доступні для огляду і технічного обслуговування; подача насоса має бути регульованою в межах, які забезпечують ефективне промивання свердловини.

Напрям по створенню одноманжетних ущільнень штока бурового насоса є вірним, оскільки дослідження різних конструкцій одноманжетних ущільнень штока і наступне їх використання у промислових умовах, дозволили відпрацювати і рекомендувати до серійного виробництва ущільнення. Проте в процесі випробовування дослідних зразків ущільнень виявлені деякі недоліки, до яких необхідно віднести: працемісткість витягування манжети, що пов'язано із необхідністю використання пристосувань; промивання манжети по зовнішній поверхні у випадку її встановлення у дещо зношені корпуси ущільнень; необхідність використання захисних ковпачків для різьби штока для запобігання поривів губи манжети при монтажі ущільнення; необхідність зупинки насоса для підтягування ущільнення; небезпека перетягування ущільнення, що приводить до зменшення терміну його служби.

Таким чином, на сьогодні конструкція ущільнень штока бурового насоса потребує модернізації та дослідження ефективності роботи модернізованого пристрою. Це підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших

науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції бурового насоса з метою підвищення терміну експлуатації ущільнень штока бурового насоса.

Мета роботи. Удосконалення конструкції та дослідження ущільнень штока бурового насоса.

Об'єкт дослідження. Процеси руху бурового розчину при закачуванні його у свердловину з використанням модернізованих бурових насосів.

Предмет дослідження. Властивості і характеристики бурового насоса, що оснащений модернізованим ущільненням штока.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. Використання пропонованого вдосконалення бурового насоса завдяки збільшенню розмірів манжети і армуванню серцевин спеціальної конфігурації дозволили змінити характер і зменшити величину контактних напруг, що в значній степені підвищило термін служби ущільнення штока.

Наукова новизна отриманих результатів:

- розроблено нові принципи створення ущільнювачів;

- розроблено аналітичний метод визначення характеру розподілу внутрішніх напружень в одно- і багатошарових ущільнювачах.

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 30 найменувань, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на 90 сторінках комп'ютерного набору і містить 16 рисунків і 11 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 93 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 подана на рисунку 1.1.

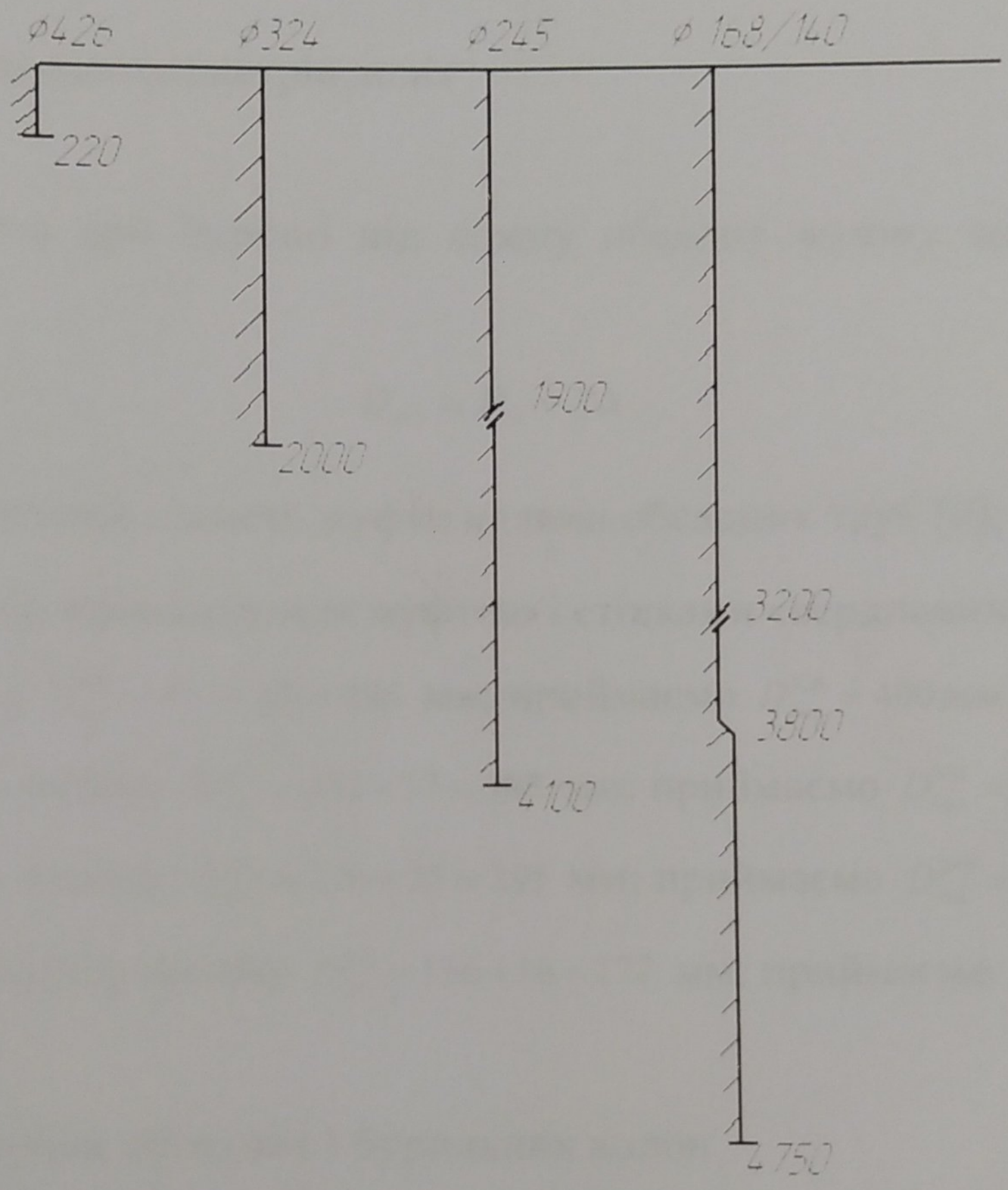


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор d = 426мм спускається на глибину 220м з метою перекриття верхніх нестійких порід. Цементується по всій довжині.

Проміжна колона d = 324мм спускається на глибину 2000м з метою перекриття відкладів пермі, схильних до поглинань, а також кам'яно-вугільних відкладів, схильних до обсипань і обвалів, ізоляції пластів з нижчим пластовим тиском. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона d = 245мм спускається на глибину 4100м двома секціями із стиковкою на глибині 1900м з метою перекриття частини стрийських відкладів з аномально-високим пластовим тиском. Цементується колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона d = 168/140 мм спускається до проектної глибини 4750м двома секціями із стиковкою на глибині 3200м і переходом на глибині 3800м. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

Діаметр долота при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою:

$$D_{дол} = D_м + 2\Delta, \qquad (1.1)$$

де $D_м$ – зовнішній діаметр муфти колони обсадних труб [4];

2Δ – величина проміжку між муфтою і стінками свердловини [4].

Під кондуктор $D^{426}_{дол} = 451 + 45 = 496$ мм; приймаємо $D^{426}_{дол} = 490$ мм.

Під проміжну колону $D^{324}_{дол} = 351 + 37 = 388$ мм; приймаємо $D^{324}_{дол} = 394$ мм.

Під проміжну колону $D^{245}_{дол} = 270 + 25 = 295$ мм; приймаємо $D^{245}_{дол} = 295$ мм.

Під експлуатаційну колону $D^{140}_{дол} = 156 + 16 = 172$ мм; приймаємо $D^{140}_{дол} = 172$ мм.

1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою

$$\ell_{ОБТ.} = \frac{K \cdot G}{q_{ОБТ.}\left(1 - \frac{j_{б.р}}{j_м}\right)}, \qquad (1.2)$$

де К – коефіцієнт, який ураховує перевищення ваги ОБТ над

навантаженням на долото; приймаємо К=1,25;

G – осьове навантаження на долото [4];

$q_{ОБТ}$ – вага 1м.п. ОБТ [4];

$j_{б.р.}$ – питома вага бурового розчину; приймаємо згідно ГТН;

$j_м$ – питома вага матеріалу труб; приймаємо $j_м$=7850кг/м^3.

Під кондуктор:

$$\ell_{ОБТ}^{426} = \frac{1,25 \cdot 50 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1120}{7850}\right)} = 40 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 324 мм:

$$\ell_{ОБТ}^{324} = \frac{1,25 \cdot 220 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1160}{7850}\right)} = 170 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 245 мм:

$$\ell_{ОБТ}^{245} = \frac{1.25 \cdot 200 \cdot 10^3}{1890\left(1 - \frac{1160}{7850}\right)} = 175 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$\ell_{ОБТ}^{127} = \frac{1,25 \cdot 200 \cdot 10^3}{970\left(1 - \frac{1900}{7850}\right)} = 310 \text{ м.}$$

1.1.3.2 Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

Для І-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу ǿ 114мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності Л. Визначаємо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

$$\ell_{доп} = \frac{Q^l_{доп} - \ell_{ОБТ} \cdot q_{ОБТ}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_м}\right)}{q^l_{пр.}\left(1 - \frac{j_{б.р}}{j_{м.}}\right)} + \ell_{ОБТ.}, \qquad (1.3)$$

де $q^{I}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби [4];

$Q^{I}_{доп.}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби; визначаємо за формулою

$$Q^{I}_{доп} = \frac{Q^{I}_{р}}{K}, \qquad (1.4)$$

де $Q_{р}$ – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [4];

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

$$Q^{I}_{доп} = \frac{2400}{1,4} = 1714,3\,\text{кН};$$

$$\ell^{I}_{доп} = \frac{1714,3\cdot 10^{3} - 310\cdot 970\left(1 - \frac{1900}{7850}\right)}{277\cdot\left(1-\frac{1900}{7850}\right)} + 310 = 7389\ \text{м}$$

Верхню частину колони складаємо із труб діаметром 127 мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності Л. Визначаємо допустиму довжину 2-ої секції за формулою

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{Q^{II}_{доп.} - Q^{I}_{доп.}}{q^{II}_{пр.}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}}\right)}, \qquad (1.5)$$

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

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

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{Q^{II}_{р}}{K}. \qquad (1.6)$$

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{2650}{1,4} = 1892,9\,\text{кН};$$

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{1892,9\cdot 10^{3} - 1714,3\cdot 10^{3}}{305\cdot\left(1-\frac{1300}{7850}\right)} = 770\,\text{м}$$

Третю секцію бурильних труб складемо із труб діаметром 140 мм із

товщиною стінки 9 мм групи міцності Л. Допустиму довжину визначаємо аналогічно допустимій довжині 2-ої секції за формулами

$$\ell^{III}_{доп} = \frac{Q^{III}_{доп.} - Q^{II}_{доп.}}{q^{III}_{пр.}(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м}})}; \qquad (1.7)$$

де $q^{III}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби 3–ї секції;

$Q^{III}_{доп.}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 3-ї секції

$$Q^{III}_{доп.} = \frac{Q^{III}_{р}}{K}. \qquad (1.8)$$

$$Q^{III}_{доп.} = \frac{2950}{1,4} = 2107,2 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{2107,2 \cdot 10^3 - 1892,9 \cdot 10^3}{360 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 785 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складаємо 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
1	2	3	4
140	9Л	360	785
127	9Л	305	770
114	9Л	277	2885
ОБТ-108	-	970	310

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

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
140	9Л	360	270
127	9Л	305	770
114	9Л	277	2885
ОБТ-197	-	1890	175

Таблиця 1.3 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ǿ 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	9Л	277	1830
ОБТ-203	-	1920	170

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	9Л	277	180
ОБТ-203	-	1920	40

1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

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

$$Q_{б.к.} = (Q_{б.тр.} + Q_{ОБТ})K; \qquad (1.9)$$

де $Q_{б.тр.}$ - вага колони бурильних труб;

$Q_{ОБТ}$ - вага колони ОБТ;

К – коефіцієнт прихвату; приймаємо К=1,3

Під експлуатаційну колону:

$$Q^{e}_{б.к.} = (360 \cdot 785 + 305 \cdot 770 + 277 \cdot 2885 + 970 \cdot 310) \cdot 1.3 = 2102483,5 \text{ Н} \approx 2103 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ǿ 245 мм:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (360 \cdot 270 + 305 \cdot 770 + 277 \cdot 2885 + 1890 \cdot 175) \cdot 1.3 = 1900528,5 \text{ Н} \approx 1901 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ǿ 324 мм:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (277 \cdot 1830 + 1920 \cdot 170) \cdot 1.3 = 1083303 \text{ Н} \approx 1084 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q^{k}_{б.к.} = (277 \cdot 180 + 1920 \cdot 50) \cdot 1.3 = 164658 \text{ Н} \approx 165 \text{ кН}$$

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 146/140 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 2550 м:

$$Q^{I}_{e} = (315 \cdot 305 + 2885 \cdot 277 + 200 \cdot 435 + 400 \cdot 399 + 950 \cdot 336) \cdot 1{,}15 = 1680173\,\text{Н} \approx 1680\ \text{кН}$$

2-га секція довжиною 3200 м:

$$Q^{II}_{e} = (2100 \cdot 277 + 100 \cdot 399 + 800 \cdot 336 + 1300 \cdot 265) \cdot 1{,}15 = 1430125\,\text{Н} \approx 1420\,\text{кН}$$

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

1-ша секція довжиною 2200 м:

$$Q^{I}_{пр.} = (1900 \cdot 277 + 100 \cdot 693 + 670 \cdot 627 + 1430 \cdot 568) \cdot 1{,}15 = 2102119{,}5\,\text{Н} \approx 2102\,\text{кН}$$

2-га секція довжиною 1900 м:

$$Q^{II}_{пр.} = (1100 \cdot 787 + 800 \cdot 693) \cdot 1{,}15 = 1633115\,\text{Н} \approx 1633\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу проміжної колони діаметром 324мм, яка спускається на глибину 2000 м:

$$Q_{пр.} = (550 \cdot 945 + 1000 \cdot 796 + 450 \cdot 945) \cdot 1{,}15 = 2002150\,\text{Н} \approx 2002\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 426мм і довжиною 220м:

$$Q_{к.} = 220 \cdot 1062 \cdot 1{,}15 = 268686\,\text{Н} \approx 269\,\text{кН}$$

На основі розрахунку обсадних колон і вибору бурильного інструмента складаємо зведену таблицю ваги всіх колон:

Таблиця 1.5 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ п/п	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стінки, мм і група міцн.	Глибина спуску, м	Вага секції, кН	Вага колони, кН
1	2	3	4	5	6	7
1	Бурильний інструмент під експлуатаційну	140 127 114	9Л 9Л 9Л	785 770 2885	2103	2103

	колону	ОБТ-146	-	310		
2	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 245 мм	140 127 114 ОБТ-197	9Л 9Л 9Л -	270 770 2885 175	1901	1901
3	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 324 мм	114 ОБТ-203	9Л -	1830 170	1084	1084
4	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-203	9Л -	180 40	165	165
5	Експлуатаційна колона	127 114 168 140	9Л 9Л 11Д 10Д 10,54Р110	315 2885 200 400 950	Ic. - 566	1680
		168	11К 12Д 11Д	1400 900 900	IIc. - 1638	1638
6	Проміжна колона ǿ 245 мм	114 245	9Л 11Д 10К 9Д 9К	1900 100 670 790 640	Ic. - 1302	2102
		245	13,84Р110 11Д	1100 800	IIc. - 1633	1633
7	Проміжна колона ǿ 324 мм	324	12Д 10Д 12Д	550 1000 450	2002	2002
8	Кондуктор	426	12Д	220	269	269

1.1.4 Вибір типу бурової установки та її характеристика

За проведеними розрахунками найбільше навантаження буде від ваги бурильного інструменту при бурінні під експлуатаційну колону (Q_{max} = 2103 кН), тому вибираємо бурову установку НБО – 3Д [7]. Комплектність та технічна характеристика вибраної бурової установки наведена у таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 – Комплектність та технічна характеристика бурової установки

НБО – 3Д

Параметри	Бурова установка
Допустиме навантаження на гаку, кН	3200
Умовна глибина буріння, м,	5000
Загальна встановлювальна потужність, кВт	1650
Найбільша оснастка талевого механізму	5х6
Діаметр талевого каната, мм	32
Привід бурової установки	Дизельний
Силові агрегати	-
Привід лебідки, ротора і насосів	Груповий
Двигуни в приводі: лебідки, насосів ротора	В2-450АВ, В2-450АВ, В2-450АВ
Лебідка	ЛБУ-1200
Потужність лебідки, кВт	809
Число швидкостей підйому	5
Буровий насос	УНБ-600
Число насосів	2
Потужність насоса, кВт	600
Найбільший тиск на виході і насоса, Мпа	25
Найбільша ідеальна подача насоса, м /с	0,051
Ротор	УР – 560
Діаметр прохідного отвору в столі ротора, мм	560
Потужність приводу ротора, кВт	370
Статична вантажопідйомність ротора, т	320
Число швидкостей ротора	4
Вертлюг	УВ - 250
Статична вантажопідйомність вертлюга, т	250
Бурова вежа	ВБ – 53 - 320
Корисна висота вежі, м	45
Вантажопідйомність вежі, т	250
Кронблок	УКБ – 6 - 270
Вантажопідйомність кронблока, т	270

Зовнішній діаметр шківів, мм	1120
Талевий блок	УТБ – 5 - 225
Вантажопідйомність талевого блока, т	225
Зовнішній діаметр шківів, мм	1120
Дизель–генераторна станція	ТМЗ – ДЄ – 104 - С3
Потужність станції. кВт	100х2
Компресори: з дизельним приводом; з електричним приводом	К5 – М; КСЄ – 5М
Тиск повітря, МПа	0,8
Подача, приведена до умов усмоктування, м/с	0,0835
Засоби механізації та автоматизації: подачі інструмента; спуско–підйомних операцій	ПКР-560; АКМ–3М2
Допоміжне гальмо	УТГ - 1450
Маса комплекту поставки, т	168

Кінематична схема групового приводу вибраної бурової установки складається з кінематичних схем трьохдизельного і двохдизельного блоків. Основні вузли блоків описані нижче.

Одношківний силовий агрегат (рис. 1.2), що застосовується в двохдизельному блоці, складається з рами 1, на якій встановлені дизель 2 зі всіма вхідними в нього вузлами, редуктор 3 і стійка 4 для підшипників трансмісії 5. Колінчастий вал дизеля з'єднується з привідним валом редуктора еластичною муфтою 6. Відомий вал редуктора з'єднується з трансмісійним валом шинно-пневматичною муфтою 7, повітря до якої підводиться через прямоточний вертлюжок 8. Гальмівний шків одношківної трансмісії легко знімається і забезпечує швидку зміну шинно-пневматичної муфти. Силовий одношківний агрегат, вживаний в трьохдизельному блоці, відрізняється від описаного вище тим, що на кінці валу укріплений шків діаметром 360 мм з чотирма струмками профілю В для приводу компресора [5].

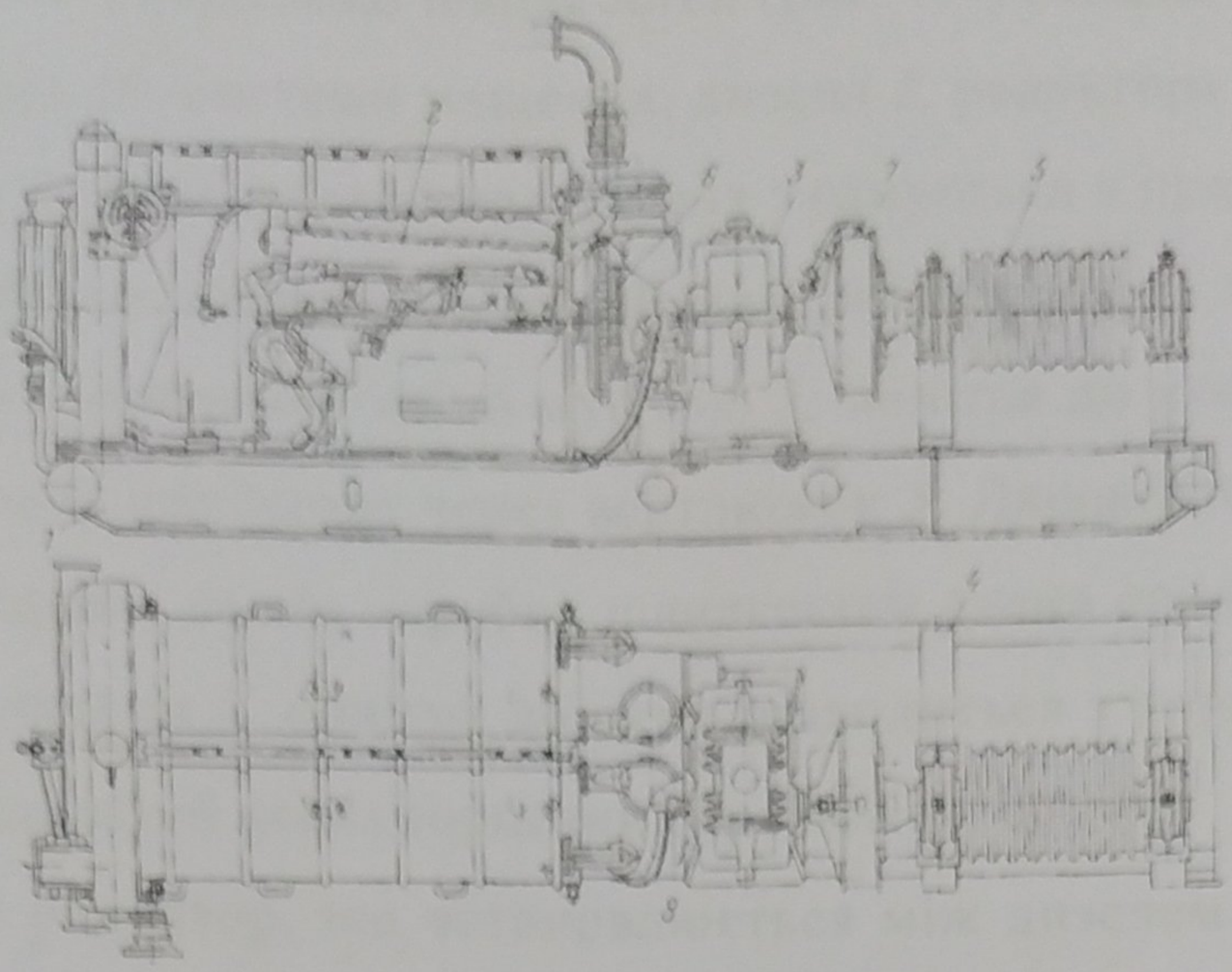


Рисунок 1.2 – Одношківний силовий агрегат

Двохшківний силовий агрегат (рис. 1.3) відрізняється від одношківного наявністю другої секції трансмісії. Вали першою і другою секцією трансмісії з'єднуються шинно-пневматичною муфтою 8. Повітря до шинно-пневматичних муфт підводиться з торців валу другої секції і відомого валу редуктора через вертлюжок *9*.

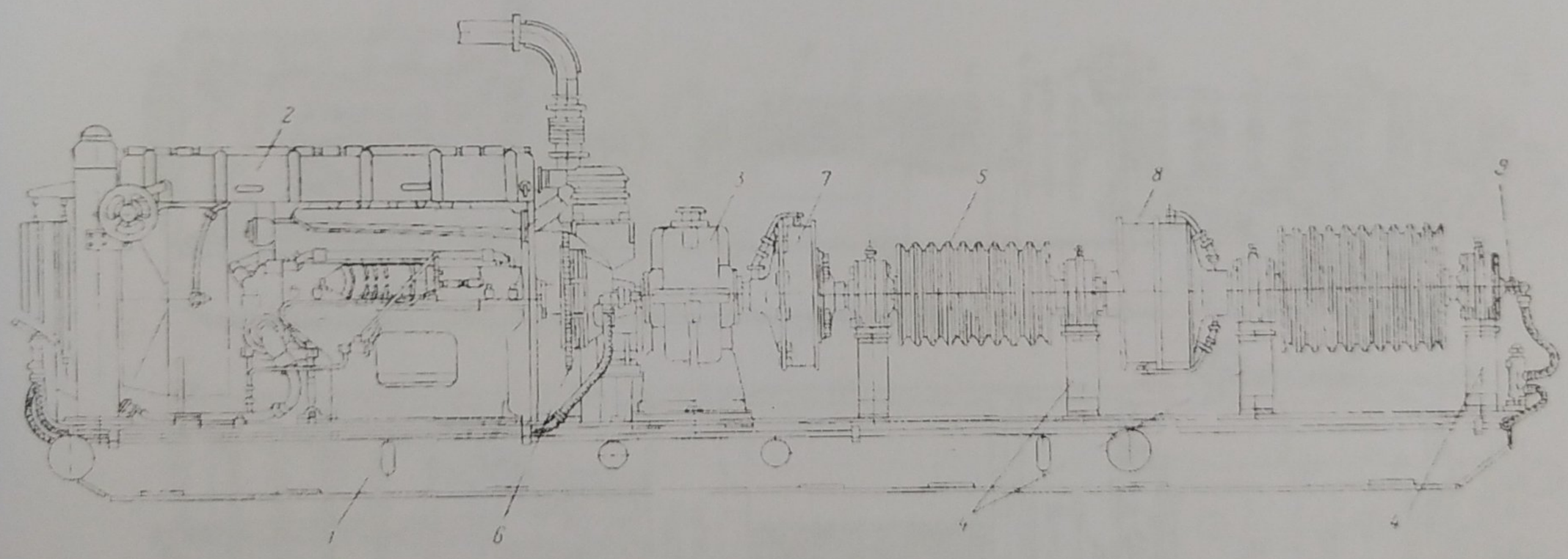


Рисунок 1.3 – Двошківний силовий агрегат:

1 – рама, *2* – дизель, *3* – понижуючий редуктор, *4* – стійки, 5 – двохшківна трансмісія, *6* – еластична муфта, *7*, *8* – шинно-пневматичні муфти, 9 – вертлюжок

Силовий агрегат з коробкою швидкостей (рис. 1.4) складається з рами 1, коробки швидкостей *10*, системи мащення, дизеля *2*, редуктора *4*, стійкий *8* і натяжного ролика *7*. Колінчастий вал дизеля з'єднується з привідним валом редуктора еластичною муфтою, відомий вал редуктора — з двошківною трансмісією *6* шинно-пневматичною муфтою *5*, повітря до якої підводиться з торця відомого валу редуктора через вертлюжок *3*. Двошківна трансмісія *6* з'єднується з привідним валом коробки швидкостей двома спареними шинно-пневматичними муфтами *9*, повітря до яких підводиться з торця привідного валу коробки швидкостей через торцевий вертлюжок *11*.

Понижуючий редуктор, що встановлюється між дизелем і трансмісією, має передавальне число 1,53 і розрахований на передачу потужності 330 кВт при частоті обертання валу 1600 об/хв. Модуль прямозубого зачеплення редуктора рівний 6. Поверхня зубів шестерень валу і колеса загартована і шліфована. В чавунних ребристих корпусі *3* і кришці *2* (рис. 1.4), сполучених болтами, зроблені розточування для радіально-сферичних підшипників *11*, валу шестерні *5* і відомого валу *9* з шестернею *8*.

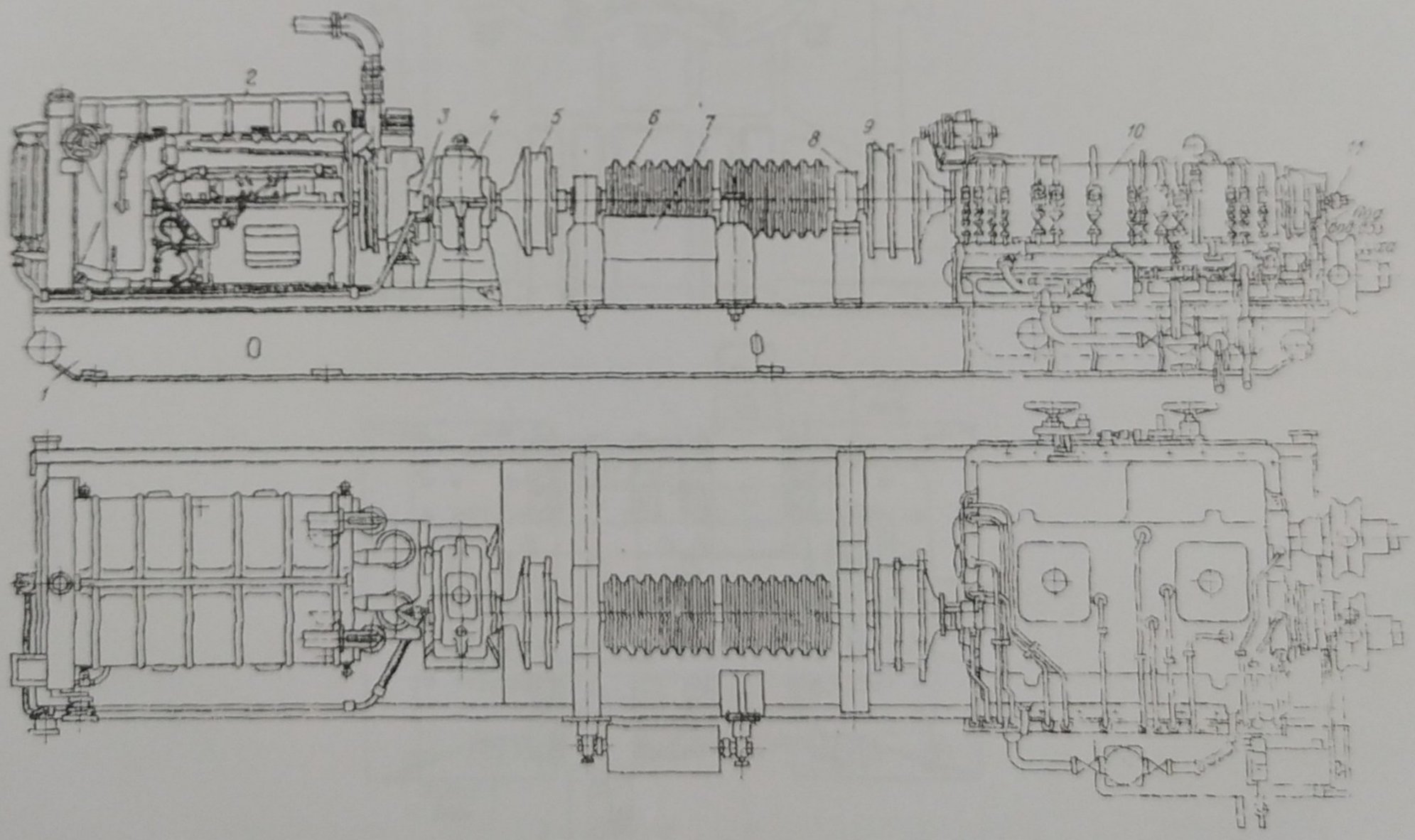


Рисунок 1.4 – Силовий агрегат з коробкою швидкостей.

Для попередження витікання масла через шийки валів у фланцях 7 передбачено подвійне севанітовое ущільнення 6, що підтискається фланцями 10. Вали редуктора мають конічні хвостовики з різьбленням на кінцях для посадки і кріплення напівмуфти [5].

У ведучому валу просвердлений отвір, по якому повітря підводиться до муфти з торця валу, де кріпиться вертлюжок, а на конічній поверхні хвостовика – 13-мм трубний отвір, в який угвинчується штуцер для підведення повітря до муфти. В корпусі редуктора укладений змійовик 4, патрубки якого діаметром 13 мм введено зовні і підключаються до трубопроводу, по якому пропускається холодна або гаряча вода чи пара.

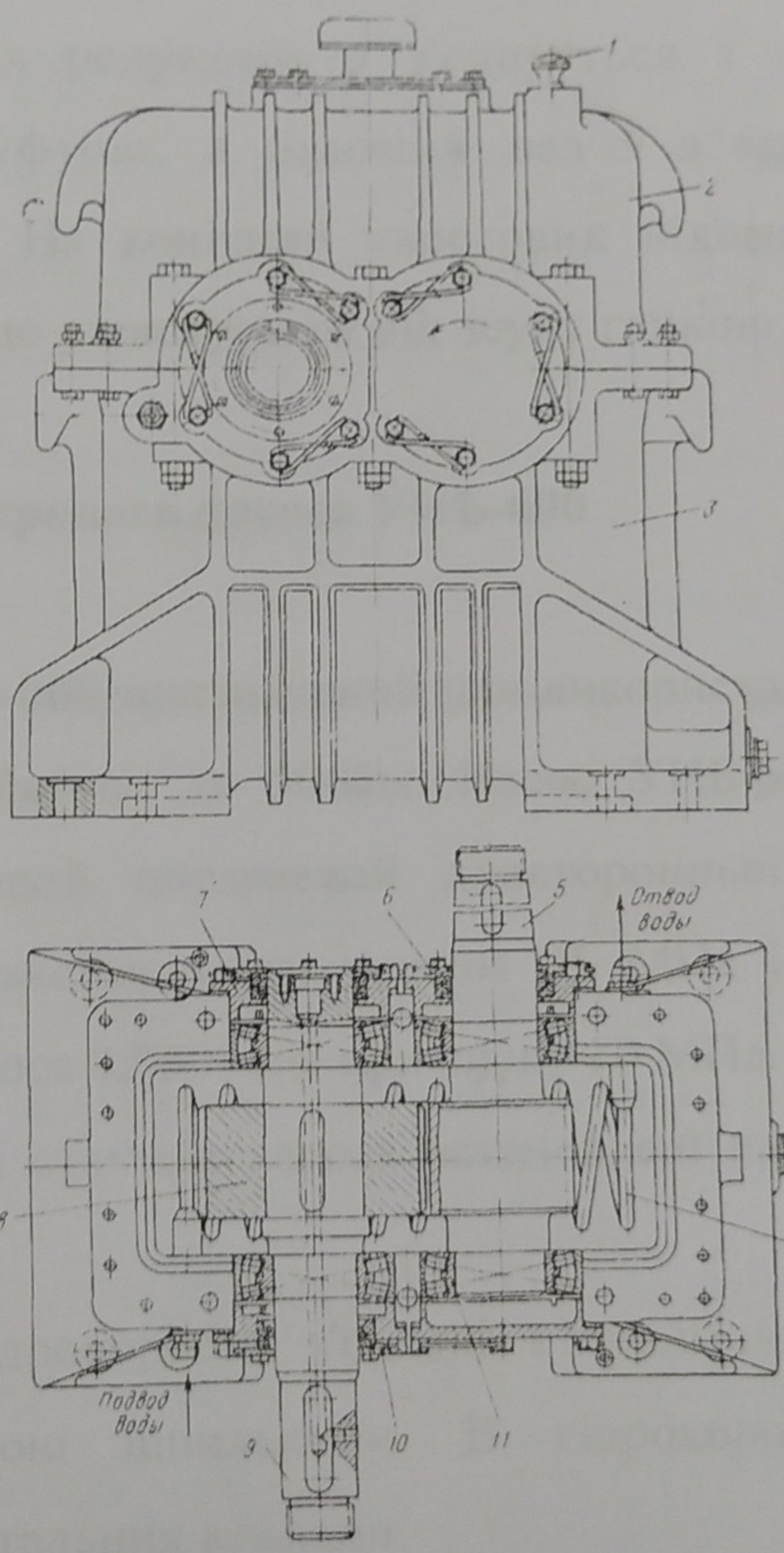


Рисунок 1.5 – Понижуючий редуктор

Для спуску масла передбачена спускова пробка, а для визначення кількості мастила - масловказівник *1*. Об'єм масляної ванни редуктора досить великий, проте переміщується тільки верхній шар масла, захоплюваний зубчатим колесом, що обертається. Нижні шари масла (там, де встановлений змійовик) залишаються нерухомими. Оскільки масло погано проводить тепло і не нагрівається, знижується ефективність змійовика холодильника [2].

Для поліпшення охолоджування в корпус редуктора встановлюють ванну з двома трубками. Зубчатим колесом масло викидається, а нове, більш холодне, підсмоктується по трубах з нижньої частини. Така система сприяє більш інтенсивному охолоджуванню редуктора. Редуктор кріплять до рами силового агрегату вісьма болтами і після центровки фіксують конічними штифтами. Ведучий вал редуктора *5* з'єднується з колінчастим валом дизеля еластичною муфтою, а відомий вал *9* з трансмісією - шинно-пневматичною муфтою. На конічний хвостовик відомого валу редуктора посаджена планшайба, що утримується від зсуву гайкою.

1.2 Конструкція бурового насоса УНБ-600

Буровий насос УНБ-600 призначений для використання в установках при бурінні свердловин глибиною до 5000м. Насос УНБ-600 – горизонтальний приводний двоциліндровий поршневий двосторонньої дії з гідравлічною потужністю 500 кВт, максимальним тиском 25 МПа і подачею 0,0189 л/с. Максимальна подача насоса 0,0509 л/с при тиску 10 МПа.

Гідравлічний блок і станина насоса встановлені на зварній рамі санного типу (рис. 1.6).

Дві стальні литі гідрокоробки з'єднані з приймальним та нагнітальним колекторами і станиною шпильками. В гідрокоробці встановлені два всмоктувальних та нагнітальних клапани.

Всмоктувальні клапани розташовані із зовнішніх сторін осей циліндрів, що

полегшує їх огляд та ремонт. Рідина до них підводиться по колектору, що має всмоктувальний ковпак; колектор виконує роль підставки для гідроблока. Нагнітальні клапани розташовані над циліндрами. Рідина, що протікає через них відводиться по отворам в гідрокоробці, збирається у горизонтальному нагнітальному колекторі і потрапляє в нагнітальний трубопровід.

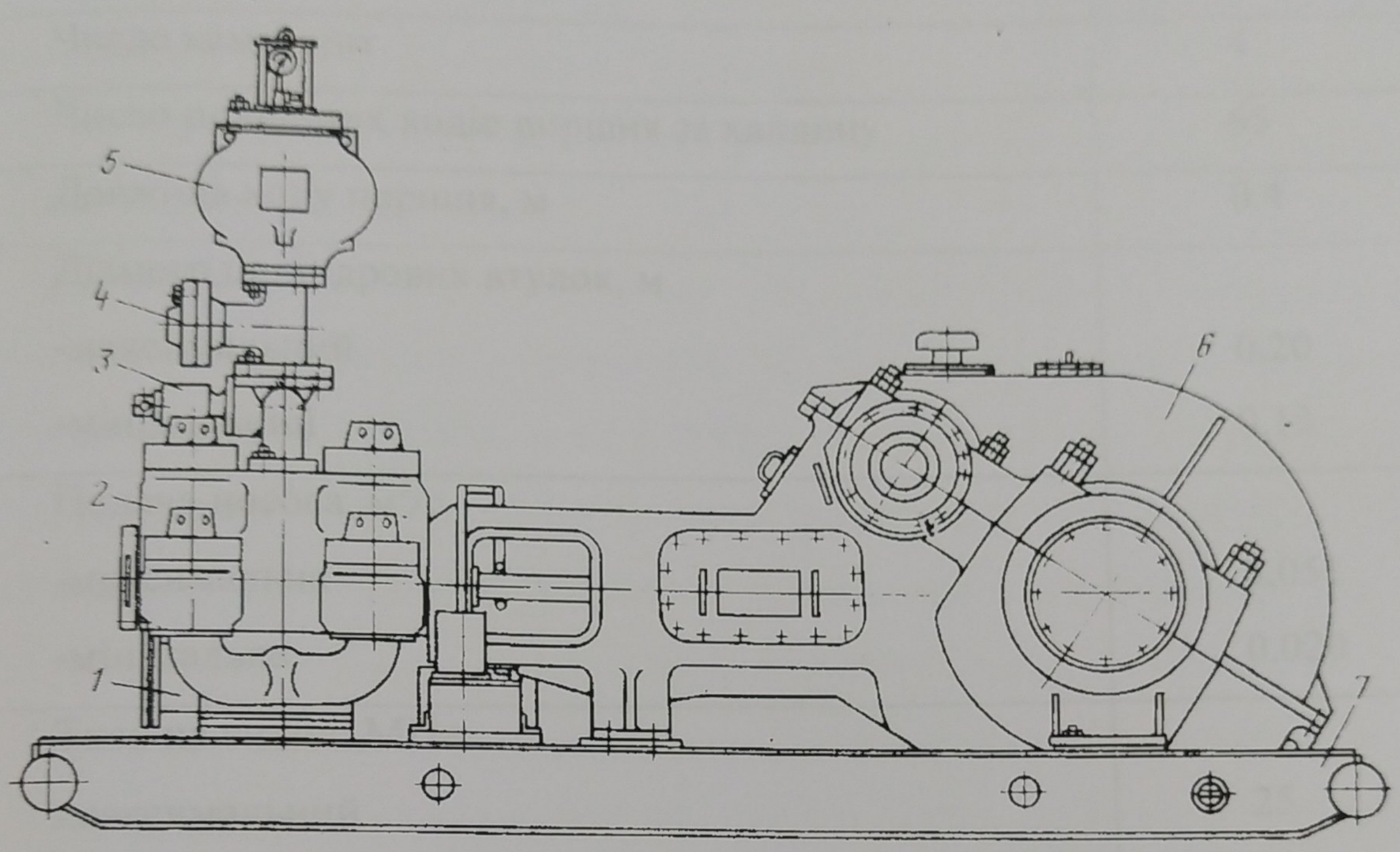


Рисунок 1.6 – Буровий насос УНБ-600:

1 – приймальна коробка; 2 – гідравлічна коробка; 3 – запобіжний клапан;

4 – нагнітальний трійник; 5 – компенсатор; 6 – привідна частина

Всмоктувальні та нагнітальні клапани насоса – тарілчасті, взаємозамінні. Тарілка оснащена нижньою та верхньою стержневими напрямними з гумовими втулками. Посадочні і ущільнюючі поверхні клапана – конічні (30° і 45°). Ущільнення (гумова манжети) розташована на сідлі.

Сідло розташоване в конічному отворі гідрокоробки (конусність 1 : 5) і оснащене гумовим самоущільнюючим кільцем круглого січення, що забезпечує велику надійність герметизації зазору.

Таблиця 1.7 – Технічна характеристика поршневого насосу УНБ-600

Потужність, кВт -корисна -приведена	 475 600
Число поршнів, шт	2
Число камер, шт	4
Число подвійних ходів поршня за хвилину	65
Довжина ходу поршня, м	0.4
Діаметр циліндрових втулок, м -максимальний -мінімальний	 0.20 0.13
Подача нососа, $м^3/с$ -максимальна -мінімальна	 0.051 0.020
Тиск на виході,МПа -максимальний -мінімальний	 25 9.6
Діаметр штока, мм	70
Діаметр клапана, мм	145
Габарити,м -довжина -ширина -висота	 5.10 3.04 3.30
Маса насоса без шківа,т	24.1

Кришка клапана закріплюється втулкою з упорною різьбою (УП30012). Втулка закручується у фланець, що кріпиться шпильками до корпусу гідрокоробки, що в свою чергу дозволяє виконувати ремонт фланця в умовах промислових майстернь. Кришка клапана ущільнюється самоущільнюючою

манжетою С-подібного перерізу, яка вставлена в середину металічного кільця. В гідравлічній коробці встановлена стальна циліндрова втулка, що опирається своїм виступаючим буртом в стінку гідрокоробки та піджимається лобовою кришкою та шпильками.

Ущільнення втулки регулюється коронкою та центральним болтом, що закручений в лобову кришку. Лобова кришка та центральний болт ущільнюються самоущільнюючими манжетами.

В насосі використовуються втулки з внутрішнім діаметром від 130 до 200 мм і поршні різної конструкції.

Компенсатори використовуються балонного типу і монтуються на горизонтальному кованому колекторі. Корпус компенсатора заповнюється азотом з попереднім тиском 6...8 МПа. Збільшений об'єм газової камери компенсатора (до 51 дм^3) сприяє пониженню степеню нерівномірності тиску в нагнітальному трубопроводі. Недоліки, які властиві компенсаторам балонного типу: низька довговічність балонів, трудомісткість операції по їх заміні.

Приводна частина насоса розташована в литій чавунній станині коробчатої будови. Верхня кришка станини є несучою деталлю. До недоліків конструкції станини необхідно віднести те, що цією кришкою виконується підтягування одночасно стаканів підшипників і прокладки.

Трансмісійний вал з шестернею (m=12 мм, z=25) приводиться в дію шківом клинопасової передачі і обертається в двох сферичних роликових підшипниках №3636, що встановлені в стаканах.

Ступиця шківа розрізна з циліндричною посадочною поверхнею, що встановлюється на вал діаметром 175 мм.

Корінний вал складається із стального валу, литої частини з двома ексцентриками та ободом для встановлення вінця косозубого колеса (m=12 мм, z=123). Застосування ексцентрикового валу дало можливість зменшити ширину насоса. Вал обертається на двох опорах кочення, кожна з яких має по два конічних роликових підшипники №7352, що встановлені в стаканах.

Підшипники змащуються рідким маслом, що розбризкується зубчатим

колесом. Для підігріву масла у зимовий період в картері станини передбачений колектор, через який пропускається пар чи гаряча вода.

Шатун передає рух від корінного вала повзуну (крейцкопфу) і представляє собою кований чи литий стержень з вуглецевої сталі марки 35 з протилежно розташованими великою і малою шийками.

Як відомо, надійність роботи бурових насосів в значній мірі визначається довговічністю швидкозношуваних (змінних) вузлів ущільнень гідравлічної частини. Одним із них є ущільнення штока.

Шток поршня, працюючи в розчині, що має абразивну характеристику, швидко зноситься і підлягає частій заміні. В цілях підвищення стійкості шток виготовляють із сталі марки 40Х, поверхню його загартовують струмами високої частоти і полірують.

Довжина штока вибрана мінімальною, дещо перевищує хід поршня в циліндровій втулці. Незмінна частина штока — контршток *17* (рис. 1.7) — проміжна ланка між штоком і крейцкопфом . Шток поршня з'єднується з контрштоком циліндровою різьбою і оберігається від відгвинчування контргайкою 15. Контршток у свою чергу угвинчується в корпус крейцкопфа і кріпиться також контргайкою. Для запобігання камери крейцкопфа від попадання розчину між штоком і контрштоком встановлюють відбійний диск 16. На насосі змонтована масляна станція, яка подає по трубці масло до штоків, що рухаються, змиває з них розчин і одночасно змащує поверхні тертя.

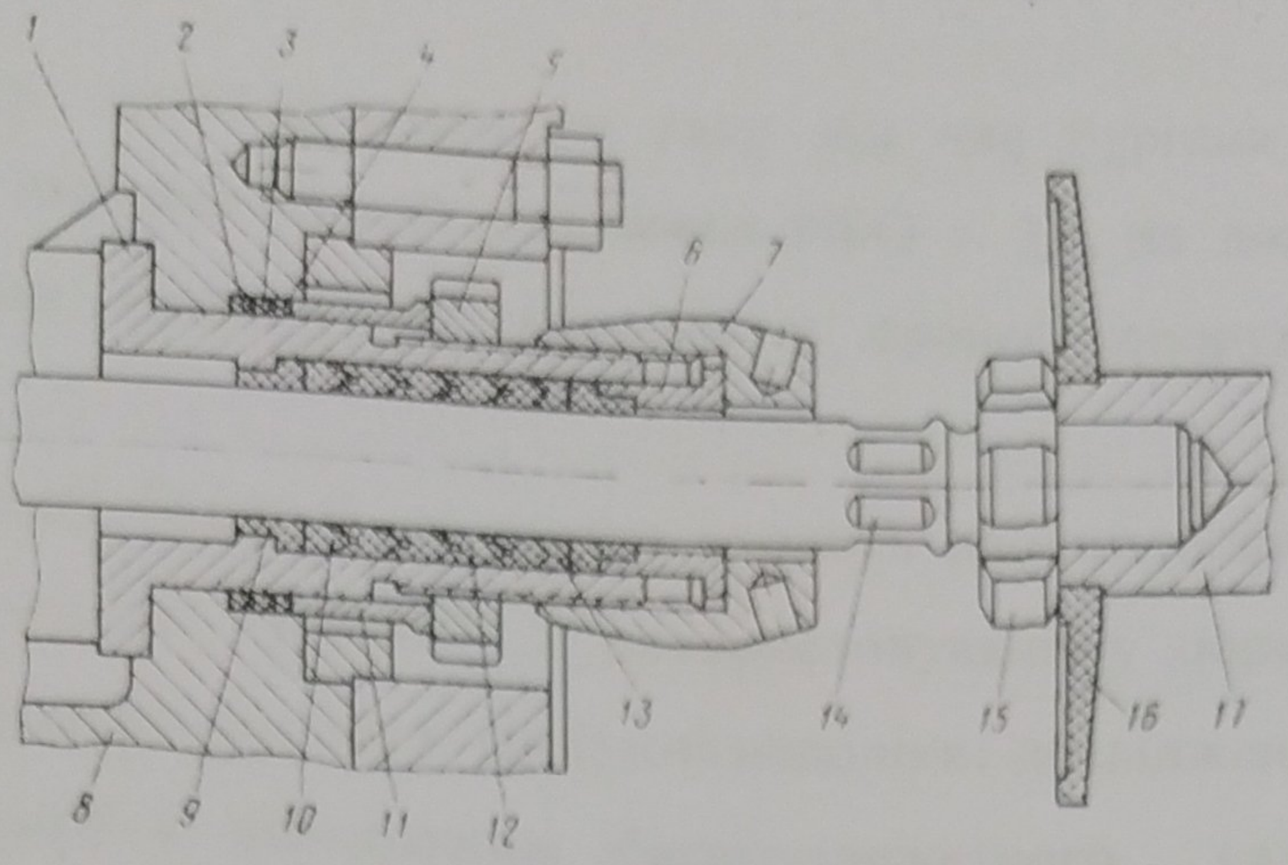


Рисунок 1.7 – Ущільнення штока

На даний час в бурових насосах в якості ущільнення штока використовується багатоманжетний сальник конструкції Уралмашзавода. Втулка 1, встановлена з внутрішньої сторони горизонтального розточування гідравлічної коробки 8 для утримання циліндрової втулки, служить одночасно корпусом ущільнення манжет штока.

Для запобігання просочування розчину між зовнішньою поверхнею втулки 1 і розточуванням в гідравлічній коробці встановлено ущільнення, що складається з розпірного кільця 2, натискного кільця 4 і манжети 3.

Ущільнення штока складається з двох опорних втулок 9, розпірних кілець 10 і 13 і манжет 11. Ущільнення штока 14 здійснюється натисненням спеціальної гайки 7, що нагвинчується на різьбову частину втулки 1, на грундбуксу 6, яка, переміщаючись, чинить тиск на опорну втулку 9, розпірні кільця, а останні – на манжети. В гайці 7 є отвори, за допомогою яких її нагвинчують.

Дослідження з вивчення механізму деформації і зношування багатоманжетного сальника штока [9, 10, 11] дозволили виявити, що із всього пакету манжет в герметизації ущільнювального зазору приймає участь лише одна упорна манжета, і її руйнування, як правило, приводить до виходу із ладу всього вузла ущільнення.

Висновки

За найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 4750 м вибрана бурова установка НБО – 3Д, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини.

В склад вибраної бурової установки входить двохциліндровий буровий насос двохсторонньої дії УНБ-600. У використовуваному поршні циліндро-поршневої пари бурового насоса є наступні недоліки: дослідження з вивчення механізму деформації і зношування багатоманжетного сальника штока дозволили виявити, що із всього пакету манжет в герметизації ущільнювального зазору приймає участь лише одна упорна манжета, і її руйнування, як правило, приводить до виходу із ладу всього вузла ущільнення.

В наступних розділах магістерської роботи для усунення даних недоліків запропоноване технічне рішення з модернізації ущільнення штока бурового насоса УНБ-600.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції бурового насоса

Напрям по створенню одноманжетних ущільнень штока бурового насоса, який вибраний при виконанні даної магістерської роботи, є вірним, оскільки дослідження різних конструкцій одноманжетних ущільнень штока і наступне їх використання у промислових умовах, дозволили відпрацювати і рекомендувати до серійного виробництва ущільнення УШЗ-85 [11]. Проте в процесі випробовування дослідних зразків ущільнень виявлені деякі недоліки, до яких необхідно віднести:

- працемісткість витягування манжети, що пов'язано із необхідністю використання пристосувань;

- промивання манжети по зовнішній поверхні у випадку її встановлення у дещо зношені корпуси ущільнень;

- необхідність використання захисних ковпачків для різьби штока для запобігання поривів губи манжети при монтажі ущільнення;

- необхідність зупинки насоса для підтягування ущільнення;

- небезпека перетягування ущільнення, що приводить до зменшення терміну його служби.

Аналіз термінів служби, а також вивчення зношених манжет і штоків дозволили встановити особливості ущільнення штока УШЗ-82. Пара "шток – ущільнення штока" виходять з ладу одночасно. Шток зношується до 2 мм по діаметру. Манжета має сліди викришування на робочій поверхні у місці закінчення губи, а біля ущільнювального зазору руйнування гуми не спостерігається. Кінцевим видом зносу є промивання абразивною рідиною.

Відмічені особливості дозволяють вважати термін служби штоків і ущільнювальних манжет однаковими. Вказаний характер руйнувань гуми манжет показує, що за допомогою конфігурації серцевини і товщини гумового шару можна змінити характер виникаючих контактних напруг в парі "шток – ущільнення штока". Так, наприклад, в конструкціях манжети ущільнення штока

УШЗ-85 зона підвищених контактних напруг знаходиться в районі губи, а не в місці ущільнювального зазору між натискною втулкою і штоком, як у багатоманжетного сальника. Збільшення розмірів манжети і армування серцевин спеціальної конфігурації дозволили змінити характер і зменшити величину контактних напруг, що в значній степені підвищило термін служби ущільнення штока.

Покращене одноманжетне ущільнення штока (рис. 2.1) складається із еластичної грундбукси 2 з центруючим кільцем 4 і армованої манжети 11, що вставляються у втулку 1. Армована манжета обладнана в опорній частині кільцем 10. Для підтягування й витягування манжети використаний гвинт затискний 6.

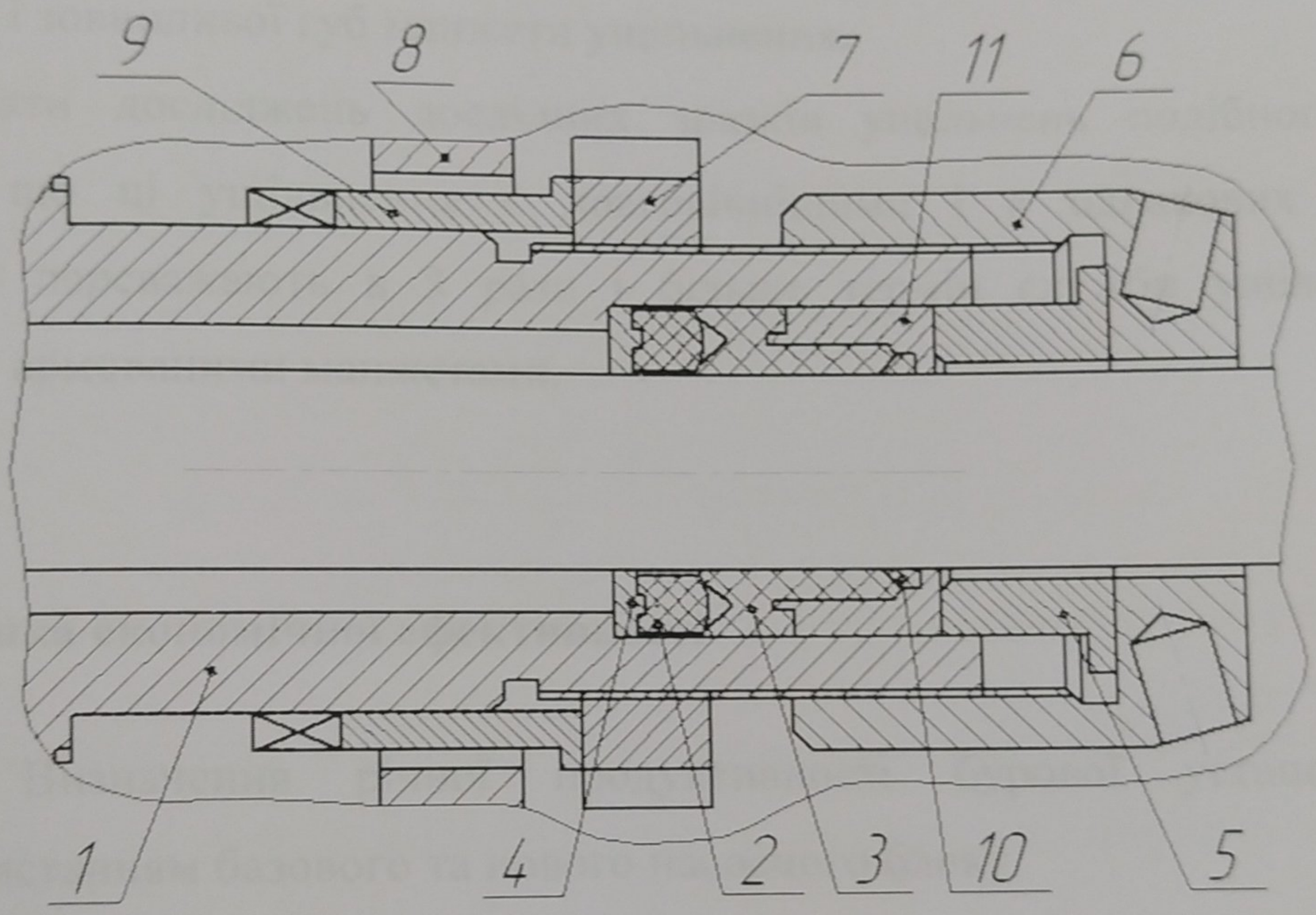


Рисунок 2.1 – Ущільнення штока бурового насосу модернізоване

Особливостями ущільнення є:

- еластична грудбукса замість металевої;

- гвинт затискний, який виключає використання зйомників і дозволяє плавно підтягувати ущільнення без надмірного перетягування його навіть при роботі насоса.

Порівняно із ущільненням штока УШЗ-85 в даній конструкції манжети збільшена товщина гумового шару, спрощена конструкція серцевини, і в опорній частині встановлене пластмасове підкладне кільце. Вказані зміни внесені в конструкцію манжети з метою виключення зон підвищених контактних напружень. Так, наприклад, товщина гумового шару збільшена для зниження контактних напружень в зоні губи, а підкладне пластмасове кільце трапецеїдального перерізу використане для виключення видавлювання гуми в зазор між серцевиною і штоком і, відповідно, зниження контактних напружень в цьому місці. Таким чином, в даному ущільненні досягається рівномірніше розподілення контактних напружень на всій його довжині.

Еластична гумова грундбукса забезпечує рівномірне підтискання внутрішньої і зовнішньої губ манжети ущільнення.

Результати досліджень дослідних зразків ущільнень подібного типу показують, що ці ущільнення є довговічнішими і в однакових умовах експлуатації переважають в 3 рази і більше термін служби ущільнень з розйомними армованими манжетами.

2.2 Оцінка економічної ефективності

2.2.1 Визначення річної продуктивності бурової установки за використанням базового та нового насосного блоку

1. Розрахунок комерційної швидкості буріння з використанням базового блоку.

Комерційна швидкість у загальному вигляді визначається за формулою

$$V_к^{AT} = \frac{H \cdot 720}{T_к^{AT}}, \frac{м}{верст.-міс.}, \qquad (2.1)$$

де: H – глибина буріння, м;

720 – умовна середньомісячна кількість годин перебування бурової установки в складі фонду бурових установок підприємства або її роботи

(дорівнює 30 днів × 24 години);

$T_к^{АТ}$ – календарний час буріння свердловини, годин (згідно галузевих норм часу, уключає час механічного буріння, спуско-підйомних операцій (СПО), кріплення, допоміжних та ремонтних робіт, час аварій, ускладнень і час простоїв, який приймається рівним 5,5% від календарного часу).

$$T_к^{АТ}=(1746 + 1976 + 416 + 2601 + 365 + 1140) \times 1{,}055 = 8697{,}42 \text{ год.}$$

$$V_к^{АТ} = \frac{5450 \cdot 720}{8697{,}42} = 452{,}1 \ \frac{м}{верст.-міс.}$$

2.Обчислення річної проходки при використанні базового блоку.

Річна проходка розраховується, виходячи з комерційної швидкості буріння, та визначається за формулою

$$B_1 = \frac{V_к \cdot 12{,}17}{K_{об}}, м, \qquad (2.2)$$

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

$K_{об}$ – коефіцієнт оборотності бурових установок, $K_{об}$=1,341.

$$B_1 = \frac{452{,}1 \cdot 12{,}17}{1{,}341} = 4103{,}0 \ м.$$

3. Визначення комерційної швидкості буріння при використанні нового блоку

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

$$V_к^{НТ} = \frac{H \cdot 720}{T_к^{НТ}} = \frac{H \cdot 720}{T_к^{АТ} - \Delta T}, \frac{м}{верст.-міс.}, \qquad (2.3)$$

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

$T_к^{АТ}, T_к^{НТ}$ – календарний час буріння свердловини базовою і новою технікою відповідно, годин.

Загальне скорочення календарного часу буріння свердловини

визначається таким чином:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4, \text{ год.}, \qquad (11.4)$$

де: ΔT_1 – скорочення часу машинних операцій при підйомі інструменту;

ΔT_2 – скорочення часу СПО за рахунок зменшення кількості рейсів;

ΔT_3 – скорочення часу підготовчо-завершальних операцій за рахунок скорочення рейсів;

ΔT_4 – скорочення часу механічного буріння.

Скорочення часу машинних операцій при підйомі інструменту (ΔT_1) розраховується за формулою

$$\Delta T_1 = T_{б.м.}^{AT} - T_{б.м.}^{HT}, \text{ год.}, \qquad (2.5)$$

де: $T_{б.м.}^{AT}, T_{б.м.}^{HT}$ – загальний час підйому інструменту за час буріння свердловини при використанні базової бурової установки та за варіантом модернізації відповідно, годин. Даний розрахунок виконуємо згідно з алгоритмом, наведеним у таблиці 2.1.

$$\Delta T_1 = 766,4 - 532,7 = 233,7 \text{ год.}$$

Скорочення часу СПО за рахунок зменшення кількості рейсів (ΔT_2) обчислюється за формулою

Даний розрахунок виконуємо у таблиці 2.1:

Параметри	Позначення і формула визначення	АТ	НТ
1. Глибина свердловини	H	5450	5450
2. Проходка на долото (за додатком 1)	$h_д$	13	15,6
3. Кількість рейсів	$z = H/h_д$	392	327
4. Швидкість підйому не завантаженого елеватора, м/с	$V_э$	3	3,6
5. Швидкість підйому бур. інструменту, м/с	$V_и = 0,4 \div 0,45V_э$	1,2	1,44
6. Коефіцієнт неповноти тахограми при підйомі не завантаженого елеватора	$m_э$	2	2
7. Коефіцієнт неповноти тахограми при підйомі бурильного інструменту	$m_и$	1,5	1,5
8. Машинний час підйому бурильного інструменту, год.	$T_{п.и} = \frac{H \cdot z \cdot m_и}{5000 \cdot V_и}$	499,8	347,4
9. Машинний час підйому не завантаженого елеватора, год.	$T_{п.э} = \frac{H \cdot z \cdot m_э}{5000 \cdot V_э}$	266,6	185,3
10. Загальний час підйому інструменту за час буріння свердловини, год.	$T_{б.м} = T_{п.и} + T_{п.э}$	766,4	532,7

$$\Delta T_2 = T_{с.п.}^{НТ} - \frac{T_{с.п}^{НТ}}{k_{п.н.о.}}, \text{ год.}, \tag{2.6}$$

де: $k_{п.н.о.}$ – коефіцієнт зростання проходки на долото за варіантом модернізації;

$T_{с.п.}^{НТ}$ – тривалість СПО з урахуванням скорочення машинного часу

$$T_{с.п.}^{НТ} = T_{с.п.}^{АТ} - \Delta T_1, \text{ год.} \tag{2.7}$$

$$T_{c.n.}^{HT} = 1976 - 233,7 = 1742,3 \text{ год}$$

$$\Delta T_2 = 1742,3 - \frac{1742,3}{1,2} = 290,4 \text{ год.}$$

Скорочення часу підготовчо-завершальних операцій за рахунок скорочення рейсів (ΔT_3) розраховується

$$\Delta T_3 = T_{n.з.}^{AT} - \frac{T_{n.з.}^{AT}}{k_{n.н.б.}}, \text{ год.}, \qquad (2.8)$$

де: $T_{n.з}^{AT}$ – тривалість підготовчо-завершальних операцій за базовим варіантом:

$$T_{n.з.}^{AT} = T_{випр.} + T_{монт.}, \text{ год.}, \qquad (2.9)$$

$$T_{n.з.}^{AT} = 627 + 807 = 1434 \text{ год.}$$

$$\Delta T_3 = 1434 - \frac{1434}{1,2} = 239 \text{ год.}$$

де: $T_{випр.}$ – час випробування бурової установки, год.;

$T_{монт.}$ – час монтажу, демонтажу і транспортування бурової установки, год.

Скорочення часу механічного буріння (ΔT_4)

$$\Delta T_4 = T_{м.б.}^{AT} \cdot (k_{м.ш.} - 1), \text{ год.}, \qquad (2.10)$$

де: $T_{м.б.}^{AT}$ – тривалість механічного буріння, год.;

$k_{м.ш.}$ – коефіцієнт зростання механічної швидкості.

$$\Delta T_4 = 1746 \cdot (1,2 - 1) = 349,2 \text{ год.}$$

$$\Delta T = 233,7 + 290,3 + 239 + 349,2 = 1112,2 \text{ год.}$$

$$V_к^{HT} = \frac{5450 \cdot 720}{8697,42 - 493,67} = 517,3 \frac{м}{верст. - міс.}$$

4. Розрахунок річної проходки з використанням нового насосного блоку виконується за формулою:

$$T_{с.п.}^{НТ} = 1976 - 233,7 = 1742,3 \text{ год}$$

$$\Delta T_2 = 1742,3 - \frac{1742,3}{1,2} = 290,4 \text{ год.}$$

Скорочення часу підготовчо-завершальних операцій за рахунок скорочення рейсів (ΔT_3) розраховується

$$\Delta T_3 = T_{п.з.}^{АТ} - \frac{T_{п.з.}^{АТ}}{k_{п.н.о.}}, \text{ год.}, \qquad (2.8)$$

де: $T_{п.з.}^{АТ}$ – тривалість підготовчо-завершальних операцій за базовим варіантом:

$$T_{п.з.}^{АТ} = T_{випр.} + T_{монт.}, \text{ год.}, \qquad (2.9)$$

$$T_{п.з.}^{АТ} = 627 + 807 = 1434 \text{ год.}$$

$$\Delta T_3 = 1434 - \frac{1434}{1,2} = 239 \text{ год.}$$

де: $T_{випр.}$ – час випробування бурової установки, год.;

$T_{монт.}$ – час монтажу, демонтажу і транспортування бурової установки, год.

Скорочення часу механічного буріння (ΔT_4)

$$\Delta T_4 = T_{м.б.}^{АТ} \cdot (k_{м.ш.} - 1), \text{ год.}, \qquad (2.10)$$

де: $T_{м.б.}^{АТ}$ – тривалість механічного буріння, год.;

$k_{м.ш.}$ – коефіцієнт зростання механічної швидкості.

$$\Delta T_4 = 1746 \cdot (1,2 - 1) = 349,2 \text{ год.}$$

$$\Delta T = 233,7 + 290,3 + 239 + 349,2 = 1112,2 \text{ год.}$$

$$V_к^{НТ} = \frac{5450 \cdot 720}{8697,42 - 493,67} = 517,3 \frac{м}{верст. - міс.}$$

4. Розрахунок річної проходки з використанням нового насосного блоку виконується за формулою:

$$B_2 = \frac{V_к^{ПТ} \cdot 12{,}17}{K_{об.}}, м, \qquad (2.11)$$

де: $V_к^{ПТ}$ – комерційна швидкість буріння новою технікою, м/верст. – міс.;

$K_{об.}$ – коефіцієнт оборотності бурових установок $K_{об}$ =1,384.

$$B_2 = \frac{517{,}3 \cdot 12{,}17}{1{,}384} = 4548{,}8\ м.$$

2.2.2 Розрахунок капітальних вкладень на розробку насосного блоку

1. Розрахунок собівартості базової бурової установки

Ціна базової бурової установки, грн. (згідно з діючими цінами заводів виробників вартість БУ складає 50000000);

$$Ц_{АТ} = 50000000, грн., \qquad (2.12)$$

2. Розрахунок собівартості бурової установки з новим насосним блоком

$$Ц_{НТ} = Ц_{АТ} - Ц_{АТ}^{Н.Б} + Ц_{НТ}^{Н.Б}, грн., \qquad (2.13)$$

де: $Ц_{АТ}$ – собівартість базової бурової установки, 33рн.;

$Ц_{АТ}^{Н.Б}$ – собівартість базового насосного блоку, $Ц_{АТ}^{Н.Б} = 6000000\ грн.$;

$Ц_{НТ}^{Н.Б}$ – собівартість модернізованого насосного блоку:

$$Ц_{НТ}^{Н.Б} = (Ц_{Б.Н} + Ц_{К.Б}) \cdot 2 = (14300000 + 8500) \cdot 2 = 28617000\ грн.., \qquad (2.14)$$

$Ц_{Б.Н}$ – собівартість нового насоса, $Ц_{Б.Н} = 14300000\ грн.$

$Ц_{К.Н}$ – собівартість компоновки насосного блока, $Ц_{К.Н} = 8500 грн.$,

$$Ц_{НТ} = 50000000 - 6000000 + 28617000 = 72617000\ грн.$$

3. Визначення величини транспортно-заготівельних і монтувально-налагоджувальних витрат.

Для бурової установки величина транспортно-заготівельних та монтувально налагоджувальних витрат обчислюється за формулою

$$K_m^{AT(HT)} = Ц_{AT(HT)} \cdot \frac{H_{тзв}}{100}, грн., \qquad (2.15)$$

де: $Ц_{AT(HT)}$ – оптова ціна аналогічної (нової) бурової установки, грн;

$H_{тзв}$ – норматив транспортно-заготівельних витрат, % (у роботі приймаємо в розмірі 6,8% вартості бурової установки).

$$K_m^{AT} = 50000000 \cdot \frac{6,8}{100} = 3400000 \ грн.$$

$$K_m^{HT} = 72617000 \cdot \frac{6,8}{100} = 4937956 \ грн.$$

4. Розрахунок вартості додаткового комплектуючого обладнання.

у роботі вартість додаткового комплектуючого обладнання $Ц_{к1}, Ц_{к2}$, необхідного для експлуатації відповідно базової та нової техніки, приймаємо рівною 10% від оптової ціни бурової установки.

$$Ц_{к1} = 5000000 \ грн.;$$

$$Ц_{к2} = 7261700 \ грн.;$$

5. Визначення супутніх капітальних вкладень бурового підприємства, пов'язаних із придбанням техніки.

Витрати на придбання і доставку додаткового комплектуючого обладнання, а також витрати на поповнення обертових коштів бурового підприємства:

$$K_1' = (Ц_{к1} + З_{т1}) \cdot \frac{B_2}{B_1}, грн.; \qquad (2.16)$$

$$K_2' = Ц_{к2} + З_{т2} + \omega_{об}, грн., \qquad (2.17)$$

де: $Ц_{к1}, Ц_{к2}$ – відповідно вартість додаткового комплектуючого обладнання для базової та нової техніки, грн.;

$З_{т1}, З_{т2}$ – вартість транспорту і технічної підготовки обладнання для базової та нової техніки відповідно, грн. ($З_{т1} = К_{т}^{АТ}$, $З_{т2} = К_{т}^{НТ}$):

$\omega_{об}$ - вартість додаткових обігових коштів, необхідність залучення яких пов'язана із введенням нової техніки (приймаємо $\omega_{об}$ =0).

$$К1 = (5000000 + 3400000) \cdot \frac{4548,8}{4103,0} = 9374097002,2 \text{ грн.}$$

$$К2 = 7261700 + 4937956 + 0 = 12199656 \text{ грн.}$$

6. Визначення розрахунково-балансової вартості базової та нової техніки.

Розрахунково-балансова вартість уключає оптову ціну бурової установки, витрати на її доставку із заводу-виготовлювача та монтаж, тобто

$$Ц_{б}^{АТ(НТ)} = Ц_{АТ(НТ)} + К_{т}^{АТ(НТ)}, \text{ грн.} \qquad (2.18)$$

$$Ц_{б}^{АТ} = 50000000 + 3400000 = 53400000 \text{ грн.}$$

$$Ц_{б}^{НТ} = 72617000 + 4937956 = 77554956 \text{ грн.}$$

7. Розрахунок капітальних вкладень на придбання й експлуатацію бурової установки.

Капітальні вкладення, необхідні для придбання та експлуатації бурової установки, включають розрахунково-балансову вартість бурової установки і капітальні вкладення, потрібні для її експлуатації, тобто

$$К_{АТ} = Ц_{б}^{АТ} + Ц_{к1}, \text{ грн.}; \qquad (2.19)$$

$$К_{НТ} = Ц_{б}^{НТ} + Ц_{к2} + \omega_{об.}, \text{ грн.} \qquad (2.20)$$

$$К_{АТ} = 53400000 + 5000000 = 58400000 \text{ грн.}$$

$$К_{НТ} = 77554956 + 7261700 = 84816656, \text{ грн.}$$

$$S_{мат.} = (1490 \cdot 150 + 1050 \cdot 2850 + 1485 \cdot 1000 + 1030 \cdot 1100) + 13 \cdot 20000 +$$
$$+\frac{3,5 \cdot 3180 \cdot 5450}{1000} + \frac{108 \cdot 100 \cdot 5450}{1000} + 65 \cdot 5100 \cdot 1,5 + 7 \cdot 5100 \cdot 0,45 +$$
$$+0,1 \cdot (5834000 + 497250 + 16065) = 7353889,5 \text{ грн.}$$

Розрахунок заробітної плати з нарахуваннями

Розрахунок заробітної платні бурової бригади з нарахуваннями виконується за формулою

$$S_{з.п.} = \lambda \cdot \sum_{i=1}^{n} C_{t_i} \cdot (1 + H_н) \cdot (T_к + T_в), \text{ грн.}, \qquad (2.23)$$

де: λ – коефіцієнт, що враховує премії ($\lambda = 1,25$);

C_{t_i} – годинна тарифна ставка робітника *i*-го розряду, який входить до складу бригади, грн.

$$C_{t_i} = k_{t_i} \cdot C_{t_1}, \text{ грн.}, \qquad (2.24)$$

де: k_{t_i} – тарифний коефіцієнт відповідного розряду;

C_{t_1} – годинна тарифна ставка для робітників першого розряду, C_{t_1}=24,7 грн;

n – кількість робітників у бригаді;

$H_н$ – норма нарахувань на заробітну платню, визначаються на основі єдиного соціального внеску для 52 класу виробничого ризику;

$T_к$ – календарний час буріння свердловини, год.;

$T_в$ – час випробовування свердловини з бурової установки, год.

Склад бригади:

1. Бурильник – 1 чол. – VI розряду;
2. Помічник бурильника – 2 чол. V розряду та 1. чол. IV розряду;
3. Електромонтер бурових установок – 1 чол. IV розряду;

$$S_{з.п.} = 1,25 \cdot (1,865 \cdot 24,7 + 2 \cdot 1,576 \cdot 24,7 + 2 \cdot 1,376 \cdot 24,7) \cdot$$
$$\cdot (1 + 0,22) \cdot (8697,42 + 627) = 2728483,8 \quad грн.$$

Визначення величини витрат на паливо та мастильні матеріали.

Розраховуємо витрати на основну електроенергію:

$$S_{ел}^{осн} = 0{,}01 \cdot W_{ел} \cdot Ц_{ел} \cdot (T_к + T_в) \qquad (2.25)$$

де: $W_{ел}$ – годинні витрати електроенергії кВт-год.

$Ц_{ел}$ – вартість 100 кВт-год, дорівнює 1кВт = 2,3639 грн.

$$W_{ел} = \sum_{i=1}^{n} N_{ел} \cdot k_з = 320 \cdot 0{,}4 + 42 \cdot 0{,}4 + 3 \cdot 630 \cdot 0{,}4 = 900{,}8 \text{ кВт-год.}$$

$$S_{ел}^{доп} = 1555{,}06 \cdot (8697{,}42 + 627)/24 \cdot \frac{2252}{1000} = 1360586{,}3 \text{ грн.}$$

Витрати на мастильні матеріали для бурових установок, що працюють на електродвигунах.

$$S_{зм} = 0{,}01 \cdot W_{ел} \cdot \upsilon \cdot (T_к + T_в)$$

$$S_{зм} = 0{,}01 \cdot 0{,}21 \cdot 900{,}8 \cdot (8697{,}42 + 669) = 176388{,}2 \text{ грн.},$$

$$S_{ел}^{осн} = 0{,}01 \cdot 900{,}8 \cdot 236{,}39 \cdot (8697{,}42 + 627) = 19855430{,}4 \text{ грн.},$$

$$S_{ел} = 19855430{,}4 + 1360586{,}3 + 176388{,}2 = 21428404{,}9 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання бурового обладнання

Витрати на утримання бурового обладнання розраховуються за формулою

$$S_{с.о.} = S_{с.о.м.} + S_{к.р.} \qquad (2.26)$$

де: $S_{с.о.м.}$ – витрати на матеріали і запасні частини, грн.;

$S_{к.р.}$ – витрати на капітальний ремонт, грн.

Витрати на матеріали і запасні частини обчислюються прямим розрахунком за формулою

$$S_{с.о.м.} = \frac{H_р^{з.ч.}}{100} \cdot \left(Ц_б^{АТ} + Ц_{к1}\right), \qquad (2.27)$$

де: $H_р^{з.ч.}$ – норма витрат запасних частин, коп./1 грн. (приймаємо 4,8)

$Ц_б^{АТ}$ – розрахунково-балансова вартість аналогічної техніки, грн.;

$Ц_{к1}$ – вартість додаткового комплектуючого обладнання для аналогічної техніки, грн.

$$S_{с.о.м.} = \frac{4,8}{100} \cdot (53400000 + 5000000) = 2803200 \ грн.;$$

$$S_{к.р} = \frac{A_{к.р} \cdot \left(Ц_{б}^{АТ} + Ц_{к1}\right)}{100} \qquad (2.28)$$

де: $A_{к.р}$ – норма амортизаційних витрат на капітальний ремонт у відсотках (у дипломній роботі приймаємо 4...6%).

$$S_{к.р} = \frac{6 \cdot (53400000 + 5000000)}{100} = 3504000 \, грн.;$$

$$S_{с.о.} = 2803200 + 3504000 = 7008000 \ грн.$$

Визначення суми амортизаційних відрахувань обладнання

Розрахунок амортизаційних відрахувань на реновацію обладнання $S_{а.в.}$ здійснюється згідно з вимогами діючого законодавства.

Сума амортизаційних відрахувань, що включається в собівартість будівництва свердловини, визначається за формулою

$$S_{а.в.} = \frac{S_{а.в.}^{річ.}}{12,17 \cdot 720} \cdot \left(T_к + T_в\right), грн. \qquad (2.29)$$

Для розрахунку річної суми амортизаційних відрахувань використовуємо прямолінійний метод нарахування амортизаційних відрахувань:

$$АВ_{річ} = (Сп - Сл) \cdot Н_{амор}; \ Н_{амор} = \frac{1}{Т}$$

$$С_{п} = 58400000 \ грн.,$$

$$С_{л} = 3504000 \ грн.,$$

$$Н_{амор.} = 0,25.,$$

$$АВ_{річ} = (58400000 - 3504000) \cdot 0,25 = 13724000 \ грн.$$

Сума амортизаційних відрахувань, що включаються в собівартість будівництва свердловини розраховується за наступної формулою:

$$S^{АТ}{}_{а.в.} = \frac{13724000}{12,17 \cdot 720} \cdot (8697,42 + 627) = 14604256 \ грн.$$

Обчислення вартості проведення контролю

$$S_{к.} = S_{деф.} + S_{п.л.} + S_{з.к.} \qquad (2.30)$$

де: $S_{оф}$ – витрати на проведення контролю якості труб;

$S_{п.}$ – витрати на утримання польової лабораторії (приймаємо 62 грн./добу);

$S_{у.к.}$ – витрати на утримання засобів контролю (приймаємо 60 грн./добу).

Для контролю якості бурильних труб використовуємо портативну дефектоскопічну установку. Витрати на проведення контролю якості труб в польових умовах визначаємо за формулою

$$S_{деф.} = \bar{S}_{деф.} \cdot 1000\left(0{,}79 \cdot \left(\frac{H}{1000}\right)^2 - 3{,}25\frac{H}{1000} + 3{,}7\right) + 2RS_{пр.}\frac{T_к}{500} \qquad (2.31)$$

де: $\bar{S}_{деф.}$ – вартість однієї операції з перевірки бурильних труб, грн.;

R – відстань від бази до бурової (приймається в середньому 50 км);

$S_{пр.}$ – вартість перебазування лабораторії від бази до бурової на 1 км (приймаємо 6,2 грн.);

$T_к$ – календарний час буріння свердловини, верстато-годин.

$$\bar{S}_{деф.} = t_{деф.} \cdot S_{п.} \qquad (2.32)$$

де: $t_{деф.}$ – витрати часу на одну операцію з контролю якості труб (0,10…0,15 години);

$$\bar{S}_{деф.} = 0{,}1 \cdot 40{,}76 = 4{,}076, грн$$

$$S_{деф} = 4{,}076 \cdot 1000\left[0{,}79 \cdot \left(\frac{5100}{1000}\right)^2 - 3{,}25 \cdot \frac{5100}{1000} + 3{,}7\right] + 2 \cdot 50 \cdot 6{,}2 \cdot \frac{8697{,}42}{500} = 42027{,}34, грн$$

$$S_{к.} = 42027 + 92 * 8697{,}42/24 + 60 * 8697{,}42/24 = 97111, грн.$$

Визначення інших витрат, що включаються до вартості буріння свердловини.

Розмір цих витрат потрібно прийняти в розмірі 5% від суми витрат на матеріали і запчастини, оплату праці бурової бригади, електроенергію, паливо та мастильні матеріали, утримання бурового обладнання, амортизацію

обладнання, проведення контролю:

$$S_{i.в.} = 0{,}05 \cdot (S_{мат.} + S_{з.п.} + S_{пал.} + S_{зм.} + S_{с.о.} + S_{а.в.} + S_{к.}) \qquad (2.33)$$

$$S_{i.в.} = 0{,}05 \cdot (73538895 + 27284838 + 214284049 + 7008000 + 14604256 + 97111) = 26049909 \text{ грн.}$$

2. Розрахунок вартості підготовчих робіт.

До вартості підготовчих робіт відносять витрати на підготовку майданчика, будівництво під'їзного шляху, трубопроводів, ліній передач тощо та їх розбирання. При збільшених розрахунках визначається

$$S_{п.р.} = k_{п.р.} \cdot S_{б.}, \qquad (2.34)$$

де: $k_{п.р.}$ – коефіцієнт переходу від вартості буріння свердловини до вартості підготовчих робіт (для експлуатаційного буріння = 0,06).

$$S_{п.р.} = 0{,}06 \cdot 54704810{,}1 = 3282288{,}6 \text{ грн.},$$

3. Визначення вартості будівництва і розбирання наземного обладнання

Цей розділ витрат включає вартість будівництва й розбирання вишки, коловишкових споруд, монтажу та демонтажу установки для випробування свердловини. При збільшених розрахунках обчислюється

$$S_{с.р.о.} = k_{с.р.о.} \cdot S_{б.}, \qquad (2.35)$$

де: $k_{с.р.о.}$ – коефіцієнт переходу від вартості буріння свердловини до вартості будівництва і розбирання наземного обладнання (для експлуатаційного буріння = 0,09).

$$S_{с.р.о.} = 0{,}09 \cdot 54704810{,}1 = 4923432{,}9 \text{ грн.},$$

4. Розрахунок вартості випробування свердловини

$$S_{в.с.} = k_{в.с.} \cdot S_{б} \qquad (2.36)$$

де: $k_{в.с}$ – коефіцієнт переходу від вартості буріння свердловини до вартості випробування свердловини (для експлуатаційного буріння = 0,04).

$$S_{в.с.} = 0{,}04 \cdot 54704810{,}1 = 2188192{,}4 \text{ грн.},$$

5. Визначення величини додаткових витрат під час виконання робіт у зимовий час.

До таких витрат відносять додаткові витрати під час будівельних і монтажних робіт у зимовий період та витрати на експлуатацію теплофікаційної котельної установки

$$S_{д.з.п.} = S_{з.п.}^{б.м.р.} + S_{у.к.у.} \qquad (2.37)$$

Додаткові витрати під час будівельних і монтажних робіт у зимовий період складають 1,6% від вартості підготовчих робіт та витрат на будівництво і розбирання вишки, коловишкових споруд, монтаж та демонтаж установки для випробування свердловини

$$S_{з.п.}^{б.м.р.} = 0{,}016 \cdot \left(S_{п.р.} + S_{с.р.о}\right). \qquad (2.38)$$

Вартість утримання котельної установки визначається за формулою

$$S_{у.к.у.} = \overline{S}_{у.к.у.} \cdot \frac{T_к + T_в}{24} \qquad (2.39)$$

де: $\overline{S}_{у.к.у.}$ – вартість 1 доби експлуатації котельної установки, грн. (приймаємо рівною 440 грн.);

$T_к$ – календарний час буріння свердловини, годин;

$T_в$ – час випробовування свердловини з бурової установки, годин.

$$S_{з.п.}^{б.м.р.} = 0{,}016 \cdot (3282288{,}6 + 4923432{,}9) = 8205721{,}5\ грн.,$$

$$S_{у.к.у.} = 440 \cdot \frac{8697{,}42 + 627}{24} = 170947{,}70\ \ грн.,$$

$$S_{д.з.п.} = 8205721{,}5 + 170947{,}70 = 8376669{,}2\ грн.$$

6. Розрахунок величини транспортних витрат.

$$S_{т.р.} = k_{т.р.} \cdot S_{б.} \qquad (2.40)$$

де: $k_{т.р.}$ – коефіцієнт переходу для експлуатаційного буріння = 0,064…0,066; для розвідувального = 0,056…0,06).

				Усього	Залежних від часу
1.	Підготовчі роботи	$S_{п.р.}$	3282288,6	2,22	-
2.	Монтаж і демонтаж	$S_{с.р.о.}$	4923432,9	3,32	-
3.	Буріння і кріплення свердловини		55825136,1	37,68	32,83
3.1.	Матеріали	$S_{м.}$	7353889,5	4,96	-
3.2.	Заробітна платня бригади	$S_{з.п.}$	2728483,8	1,84	1,84
3.3.	Паливно-мастильні матеріали	$S_{ел.}+ S_{зм.}$	21428404,9	14,46	14,46
3.4.	Утримання бурового обладнання	$S_{с.о.}$	7008000		
3.5.	Амортизаційні відрахування на повну реновацію обладнання	$S_{а.в.}$	14604256	4,73	4,73
3.6.	Проведення контролю	$S_{к.}$	97111	9,86	9,86
3.7.	Інші витрати	$S_{і.в.}$	2604990,9	0,07	0,17
4.	Випробування свердловини на продуктивність	$S_{в.с.}$	2188192,4	1,76	1,76
5.	Додаткові витрати під час виконання робіт у зимовий час	$S_{д.з.в.}$	8376669,2	1,48	1,29
6.	Транспортні витрати	$S_{т.р.}$	3501107,8	5,65	5,65
	Підсумок за розділами 1-6		78096827	2,36	2,06

1.	2.	3.	4.	5.	6.
7.	Накладні витрати (41% від суми розділів 1-6)		32019699,1	52,71	41,83
	Підсумок за розділами 1-7		110116526,1	21,61	21,61
8.	Планові накопичення (21% від суми витрат розділів 1-7)		23124470,5	74,33	63,44
	Підсумок за розділами 1-8		133240996,5	15,61	15,61
9.	Інші витрати	$5^{ІНШ.}_{1-8}$	7826206,8	89,94	79,05
	Підсумок за розділами 1-9		141067203,3	5,28	5,28
10.	Проектні роботи*		30000,00	95,22	84,33
	Підсумок за розділами 1-10		141097203,3	0,02	-
2.	Резерв на непередбачені роботи і витрати (5% від суми 1-10)		7054860,2	95,24	84,33
	Усього собівартість будівництва свердловини	$5^{АТ}_{соб.}$	148152063,5	4,76	4,76
	Собівартість будівництва свердловини без урахування амортизаційних відрахувань на реновацію бурової установки	$5'^{АТ}_{соб}$	133547807,5	100,00	89,09
12.	Відрахування на податки (22% від підсумку за розділами 1-8)		5087383,5	90,14	79,23
	Усього вартість будівництва свердловини (підсумок за розділами 1-12)	$5^{АТ}$	153239447	X	X
	Вартість 1 м проходки	$5^{АТ}_{1м}$	30046,9	X	X

$$S_{т.р.} = 0{,}065 \cdot 547048{10{,}1} = 3501107{,}8\ грн.$$

7. Обчислення вартості інших робіт та витрат.

Витрати на польове постачання складають 2% від вартості будівництва свердловини

$$S_{п.п.} = 0{,}02 \cdot \left(S_{п.р.} + S_{с.р.о.} + S_{б} + S_{в.с.} + S_{о.з.п.} + S_{т.р.}\right) \qquad (2.41)$$

$$S_{п.п.} = 0{,}02 \cdot (3282288{,}6 + 4923432{,}9 + 54704810{,}1 + 2188192{,}4 + 83766669{,}2 + 3501107{,}8) = 1539530,\ грн.$$

Затрати на промислово-геофізичні роботи складають 6,9% від вартості буріння й випробування свердловини

$$S_{п.г.р.} = 0{,}069 \cdot \left(S_{б} + S_{в.с.}\right). \qquad (2.42)$$

$$S_{п.г.р.} = 0{,}069 \cdot (54704810{,}1 + 2188192{,}4) = 3925617{,}2\ грн.,$$

Витрати на лабораторні роботи складають 0,15% від вартості буріння та випробування свердловини

$$S_{л.р.} = 0{,}0015 \cdot \left(S_{б} + S_{в.с.}\right) \qquad (2.43)$$

$$S_{л.р.} = 0{,}0015 \cdot (54704810{,}1 + 2188192{,}4) = 85339{,}5\ грн.$$

Кошти на всі інші роботи й витрати слід прийняти в розмірі 4% від вартості буріння та випробування свердловини

$$S_{і.в.}^{дод.} = 0{,}04 \cdot \left(S_{б.} + S_{в.с.}\right) \qquad (2.44)$$

$$S_{і.в}^{дод.} = 0{,}04 \cdot (54704810{,}1 + 2188192{,}4) = 2275720{,}1\ грн.$$

8. Визначення вартості будівництва свердловини при використанні базової техніки виконано в таблиці 2.2.

9. Розрахунок вартості будівництва свердловини при використанні нової техніки.

Вартість будівництва свердловини при використанні нової техніки (без урахування зміни суми амортизаційних відрахувань на реновацію бурової установки) визначається за такою формулою:

$$S^{НТ} = S^{АТ} + \Delta S_{соб.} \cdot \left(1 + \frac{H_{відр.}}{100}\right) \qquad (2.45)$$

де: $\Delta S_{соб.}$ – величина зміни собівартості будівництва свердловини за рахунок використання нової техніки, грн.;

$H_{відр.}$ – норматив відрахувань до фонду Чорнобиля, фонду зайнятості, фонду розвитку науки, на утримання доріг та до галузевого фонду (= 22%).

При зміні швидкості буріння змінюється собівартість будівництва свердловин, тобто

$$\Delta S_{соб.} = S^{АТ}_{соб.} \cdot \frac{\Delta S_v}{100} + \left(S^{НТ}_{а.в.} - S^{АТ}_{а.в}\right) \qquad (2.46)$$

де ΔS_v – ступінь зміни собівартості бурових робіт, %.

Ступінь зміни собівартості бурових робіт визначається за наступними формулами:

$$\Delta S_v = \left(1 - \frac{V^{НТ}_к}{V^{АТ}_к}\right) \cdot У_{зв}, \qquad (2.47)$$

де $V^{НТ}_к, V^{АТ}_к$ – комерційна швидкість буріння новою та аналогічною технікою відповідно, м/верст.-міс.;

$У_{зв}$ – питома вага витрат, що залежать від часу (не враховуючи амортизаційні відрахування на повну реновацію бурової установки), %.

Вартість 1 метра проходки обчислюється за формулою

$$S^{НТ}_{1м} = \frac{S^{НТ}}{H}, \qquad (2.48)$$

$$\Delta S_v = \left(1 - \frac{484,1}{422,2}\right) \cdot 79,23\% = -11,6\%.$$

Розраховуємо суму амортизаційних відрахувань для нової техніки. Для розрахунку річної суми амортизаційних відрахувань використовуємо прямолінійний метод:

$$АВ_{річ} = (Сп - Сл) \cdot Н_{амор}; \; Н_{амор} = \frac{1}{Т}$$

$$C_{п} = 72617000 \text{ грн.},$$

$$C_{л} = 4357020 \text{ грн.},$$

$$H_{амор.} = 0,25,$$

$$AB_{річ} = (72617000 - 4357020) \cdot 0,25 = 17064995 \text{ грн.}$$

Сума амортизаційних відрахувань, що включаються в собівартість будівництва свердловини розраховується за наступної формулою:

$$S^{НТ}_{а.в.} = \frac{17064995}{12,17 \cdot 720} \cdot (7585,22 + 627) = 15993505,6 \text{ грн.}$$

$$\Delta S_{соб.} = 148152063,51 \cdot \frac{-11,6}{100} + (15993505,6 - 14604256) = -15796389,8 \text{ грн.}$$

$$S^{НТ} = 153239447,02 - 15796389,8 \cdot \left(1 + \frac{22}{100}\right) = 133967851,5 \text{ грн.},$$

$$S^{НТ}_{1м} = \frac{133967851,5}{5100} = 26268 \text{ грн.}$$

2.2.4 Визначення економічної ефективності від впровадження насосного блоку бурової установки

Встановлення економічної ефективності впровадження нової техніки в нафтогазовій галузі визначається за такою формулою:

$$E = \left[Ц_{АТ} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta И - E_н \cdot (K'_2 - K'_1)}{(1/T_2) + E_н} - Ц_{НТ} \right] \cdot n \qquad (2.49)$$

де: $Ц_{АТ}, Ц_{НТ}$ – ціна базової та модернізованої установки відповідно, тис. грн.;

k_1 – коефіцієнт зростання продуктивності праці за варіантом модернізації:

$$k_1 = \frac{B_2}{B_1} \qquad (2.50)$$

B_1, B_2 – річна проходка базовою і новою технікою відповідно;

k_2 – коефіцієнт зміни строків служби

$$k_2 = \frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н}, \qquad (2.51)$$

P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового та нового обладнання, які розраховуються як величини, зворотні термінам служби обладнання, з урахуванням їх морального спрацювання $P_i = 1/T_i$;

T_1, T_2 – строки служби базової і нової бурової установки відповідно;

$E_н$ – єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальнихвкладень ($E_н = 0,15$);

$\Delta И$ – економія експлуатаційних витрат.

$$\Delta И = \frac{-\Delta S_v}{100} \cdot S_{соб.}^{AT} \cdot N_c^{HT}, \qquad (2.52)$$

K_2', K_1' – супутні капітальні вкладення споживача (без урахування вартості основного обладнання);

n – річний обсяг виробництва (впровадження) нового обладнання в натуральних одиницях.

$$k_1 = \frac{4548,8}{4103,0} = 1,1$$

$$k_2 = \frac{0,25 + 0,15}{0,25 + 0,15.} = 1$$

$$\Delta И = \frac{11,6}{100} \cdot 148152063,51 \cdot 0,91 = 15638931,8 \ грн.,$$

$$E = .\left[50000000 \cdot 1,1 \cdot 1 + \frac{15638931,8\text{-}0,15 \cdot (12199656\text{-}9374097,0)}{1/4 + 0,15}\right] = 93037742,9 \ грн.$$

Річний економічний ефект від впровадження модернізації визначається за формулою:

$$E_{річ} = \left(S_{1м}^{AT} - S_{1м}^{HT}\right) \cdot B2$$

де: $S_{1м}^{AT}; S_{1м}^{HT}$ – вартість 1-го метра проходки відповідно модернізованою та

аналогічною буровою установкою;

$$E_{річ} = (30046,95 - 26268) \cdot 4548,8 = 17189687,7 \, грн.$$

Час окупності впровадженої модернізації визначається:

$$T_{ок.} = \frac{Ц_{н.б.}}{E_{річ}}$$

де $Ц_{н.б.}$ – собівартість модернізованого насосного блоку;

$$T_{ок.} = 28617000/17189687,7 = 1,66 \text{ року.}$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації бурового насоса УНБ-600 полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому ущільненні штока збільшена товщина гумового шару, спрощена конструкція серцевини, і в опорній частині встановлене пластмасове підкладне кільце. Вказані зміни внесені в конструкцію манжети з метою виключення зон підвищених контактних напружень. Таким чином, в даному ущільненні досягається рівномірніше розподілення контактних напружень на всій його довжині. Еластична гумова грундбукса забезпечує рівномірне підтискання внутрішньої і зовнішньої губ манжети ущільнення.

Результати досліджень дослідних зразків ущільнень подібного типу показують, що ці ущільнення є довговічнішими і в однакових умовах експлуатації переважають в 3 рази і більше термін служби ущільнень з розйомними армованими манжетами.

В результаті розрахунків економічний ефект від буріння свердловини глибиною 5450 м склав 93037742,9 грн., що стало можливим за рахунок збільшення швидкості буріння свердловини та зменшення капіталовкладень на капітальний ремонт бурового насосу. Річний економічний ефект склав 171189687,7 грн., що дає можливість окупити витрати на модернізацію за 1,66 року.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Аналіз радіальних напружень та контактного тиску в ущільненнях штока бурового насоса

Патентна і науково-технічна література показують, що для вирішення проблеми установки ущільнювальні елементи можна армувати дротяними каркасами, вулканізувати тверді гумові сфери в більш м'якій гумі, змінювати зовнішню форму ущільнювача, з'єднувати в набори шайби різної твердості. Однак це не забезпечує помітного зниження попередніх навантажень і рівномірного розподілу контактного тиску по висоті ущільнювача, так як, по суті, вони є лише модифікаціями монолітного циліндра з отвором, тобто стандартного ущільнювача. Це ще раз підтверджує необхідність створення принципово нових ущільнювачів.

Під час вивчення теоретичних основ і технологічних особливостей багатошарових ущільнювачів розроблено схемно-конструктивне рішення з багатошаровим ущільнювачем, основною особливістю якого є те, що ущільнювач розділений на три незалежних еластичних оболонки. Стінка ущільнювача в осьовому перерізі являє собою три незалежних вертикальних шари, кожний з яких має різну твердість. Торці зовнішнього і внутрішнього шарів армовані гумою підвищеної твердості, внутрішній шар виготовлений високоеластичним і є передавальною ланкою. На ущільнювачі передбачені особливі розділові кільця, виконані у вигляді закріплених на торцях обох оболонок центруючих кілець з виступами між ними. Ущільнювач дозволяє отримати в промислових умовах не тільки просте і неенергоємке ущільнення, а й забезпечити високі пружні властивості, що дозволяють повернути його в транспортне положення після деформації.

Розроблено математичну модель роботи багатошарового і стандартного ущільнювачів. Для опису напружено-деформованого стану ущільнювача в умовах осесиметричної задачі використовувався метод функції напружень С.П. Тимошенка, інтерпретований нами наступним чином:

$$2Gu_r = \frac{d\Psi}{dr}, 2Gu_\varphi = 0, 2Gu_z = \frac{d\Psi}{dz}, \sigma_{rr} = \frac{d^2\Psi}{dr^2}, \sigma_{\varphi\varphi} = \frac{1}{r}\frac{d\Psi}{dr}, \sigma_{zz} = \frac{d^2\Psi}{dz^2};$$
$$\tau_{r\varphi} = 0; \tau_{\varphi z} = 0; \tau_{rz} = \frac{d^2\Psi}{drdz} \quad (3.1)$$

де G – модуль зсуву;

u_r, u_φ, u_z – переміщення;

r, z, φ – циліндричні координати;

$\sigma_{rr}, \sigma_{\varphi\varphi}, \sigma_{zz}, \tau_{r\varphi}, \tau_{\varphi z}, \tau_{rz}$ – нормальні та дотичні напруження у відповідних координатах;

Ψ – потенціал деформації Ламі, як функція напруги; у нашому випадку дана функція є рішенням рівняння Лапласа для багатошарового циліндра з отвором в замкнутому просторі.

Математична модель напружено-деформованого стану стандартного і багатошарового ущільнювачів розроблена для вивчення фізичних процесів в ущільнювальній зоні, яка заснована на розрахунку напружень в циліндричних координатах трьох шарів ущільнювача, що паралельно деформуються в три етапи установки, причому стандартний ущільнювач розглянуто як одношаровий. Аналітично визначені основні фактори, що дозволяють знизити попередню стискаючі навантаження і параметри, що впливають на рівномірний розподіл контактного тиску.

Встановлено зв'язок між технологією виготовлення ущільнюючих елементів і працездатністю ущільнювача, кількісний взаємозв'язок між такими технологічними факторами створення ущільнюючого ефекту і характеристиками ущільнювачів як кількість шарів, геометрична форма, величина зусилля, потрібного для приведення ущільнювача в робоче положення і розподілу контактного тиску по висоті. Аналіз показав, що на працездатність ущільнювача впливають режими установки (величина попереднього навантаження, швидкість деформації, розподіл напружень), розміри і положення ущільнювача в просторі, якість ущільнювальної поверхні,

форма і розміри ущільнювача, форма, параметри торцевих поверхонь ущільнювача і ефективність захисту ущільнювальної поверхні, технологічність виготовлення ущільнювача та інші параметри.

Для опису напружено-деформованого стану ущільнювача, що складається з набору порожніх циліндрів, використовується розрахункова схема, яка має вигляд, як показано на рис. 3.1. Як математична модель прийнята система алгебраїчних рівнянь, що зв'язують геометричні параметри з режимами приведення ущільнювача в робоче положення при впливі перепаду тисків. Результати теоретичних досліджень основних параметрів і режимів установки ущільнювача герметизатора, описуються за методикою С.П. Тимошенка, яка узагальнена на випадок шарових порожнистих циліндрів запропонованою системою рівнянь:

$$\begin{aligned}
\Psi_1 &= \cos(kz)\left[b_{01}J_0(kr) + b_{11}J_1(kr)\right];\\
\Psi_2 &= \cos(kz)\left[b_{02}J_0(kr) + b_{12}J_1(kr)\right];;\\
\Psi_3 &= \cos(kz)\left[b_{03}J_0(kr) + b_{13}J_1(kr)\right];
\end{aligned} \qquad (3.2)$$

де $k = \frac{\pi}{l}$ – коефіцієнт, в якому l – довжина циліндра в початковий момент;

$b_{01}, b_{11}, b_{02}, b_{12}, b_{03}, b_{13}$ – невідомі константи, які визначаються з граничних умов;

J_0, J_1 – функції Бесселя 1-го роду відповідно 0 і 1-го порядку;

r, z – поточні координати.

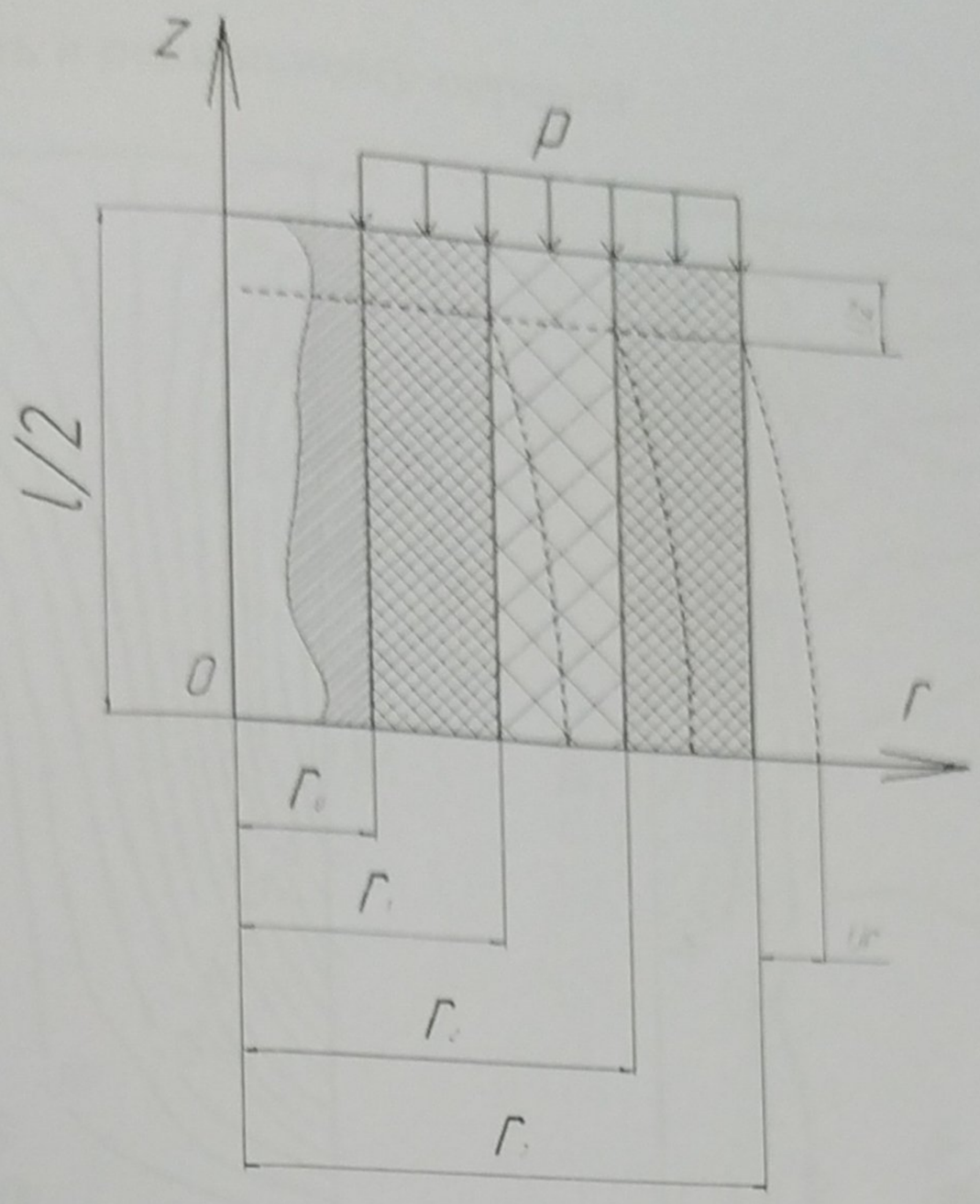


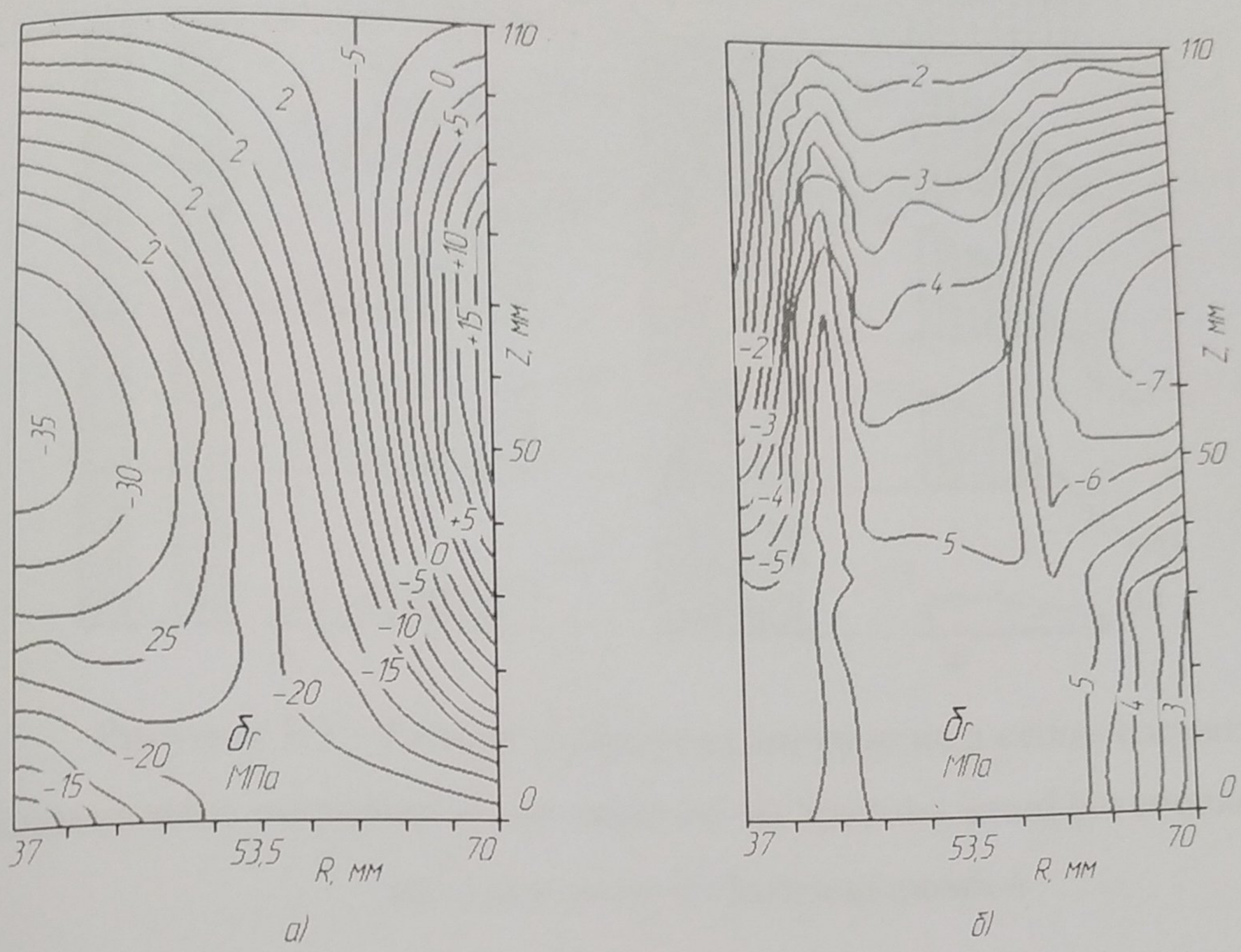
Рисунок 3.1 – Розрахункова схема багатошарового ущільнювача

Невідомі коефіцієнти функції напружень визначаються з рішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь.

Для аналізу характеру деформації ущільнювача на першому етапі установки герметизатора розглядається випадок з одношаровим ущільнювачем, що відповідає стандартному монолітному ущільнювачу. Аналогічно вирішується система рівнянь для багатошарового ущільнювача, в якій невідомі коефіцієнти функції напружень визначаються з рішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь для кожного шару. Граничні умови задовольняються на кожному контурі ущільнювача наближено. Їх точна відповідність виконується в окремих точках контуру, кількість яких вибирається довільно. Отримана система рівнянь задовольняє рівнянням теорії пружності при наближеному виконанні граничних умов.

Результати розрахунків відображаються на діаграмах і епюрах відповідних напруг. На рис. 3.2 і рис. 3.3 наведено розподіл радіальних напружень по осьовому перерізу відповідного ущільнювача та епюри

радіальних напружень в радіальному перерізі.



а) б)

Рисунок 3.2 – Розподіл радіальних напружень по осьового перерізу стінки елементу ущільнювача на першому етапі установки ущільнювача:

а) суцільного; б) багатошарового

Подібні графічні відображення будуються за всіма напруженням в циліндричній системі координат. Приклади на рис. 3.2 і рис. 3.3 становлять найбільший інтерес, так як радіальні напруги в зоні контакту ущільнювач-стінка труби є контактними тисками (напруженнями). Це – основний показник герметизуючої здатності ущільнювача, який дає можливість порівнювати характер розподілу контактного тиску в різних прокладках (рис 3.4).

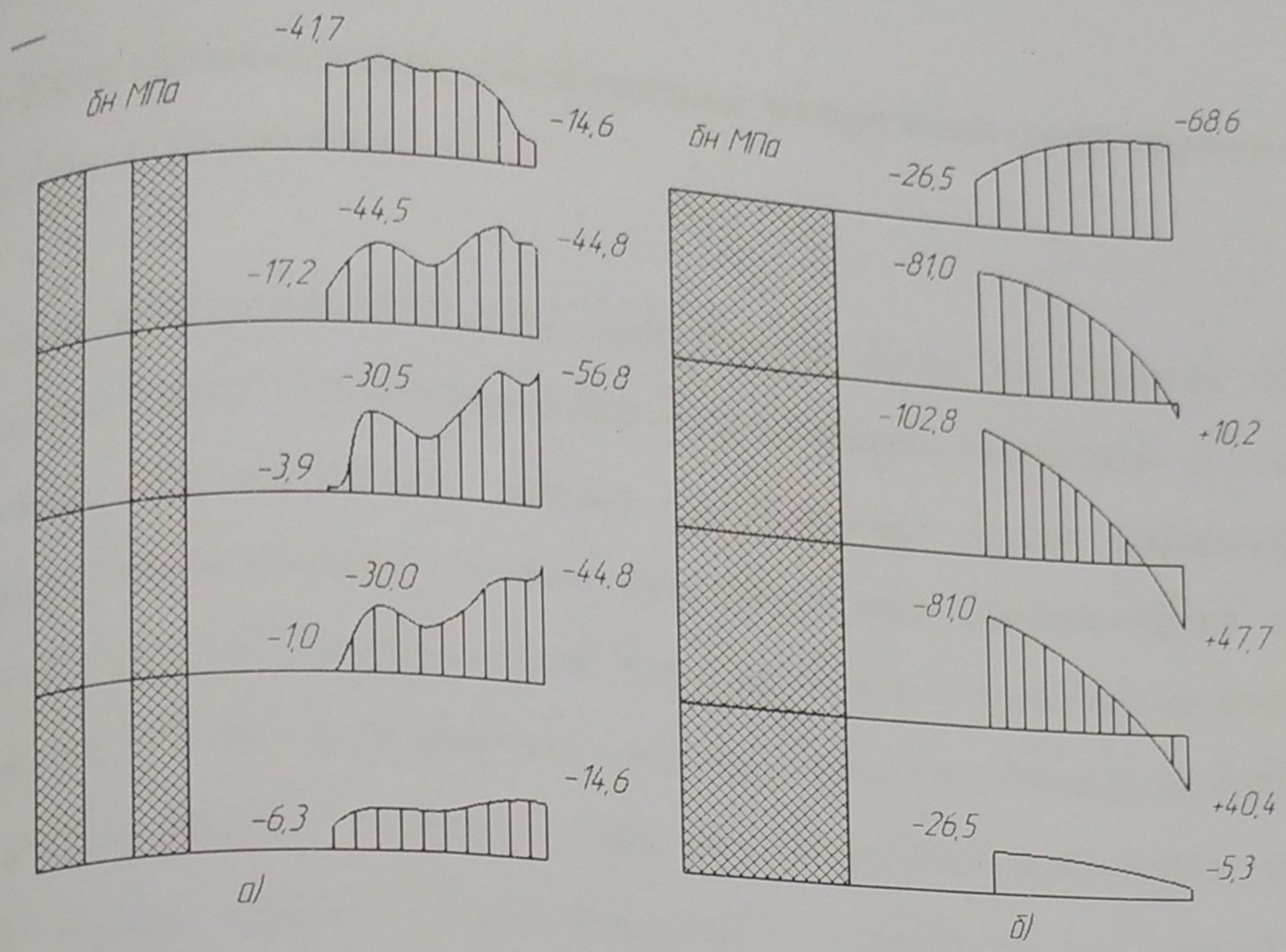


Рисунок 3.3 – Епюри радіальних напружень в стінці елементу ущільнювача по радіальному перерізу на другому етапі установки:

а) суцільного; б) багатошарового

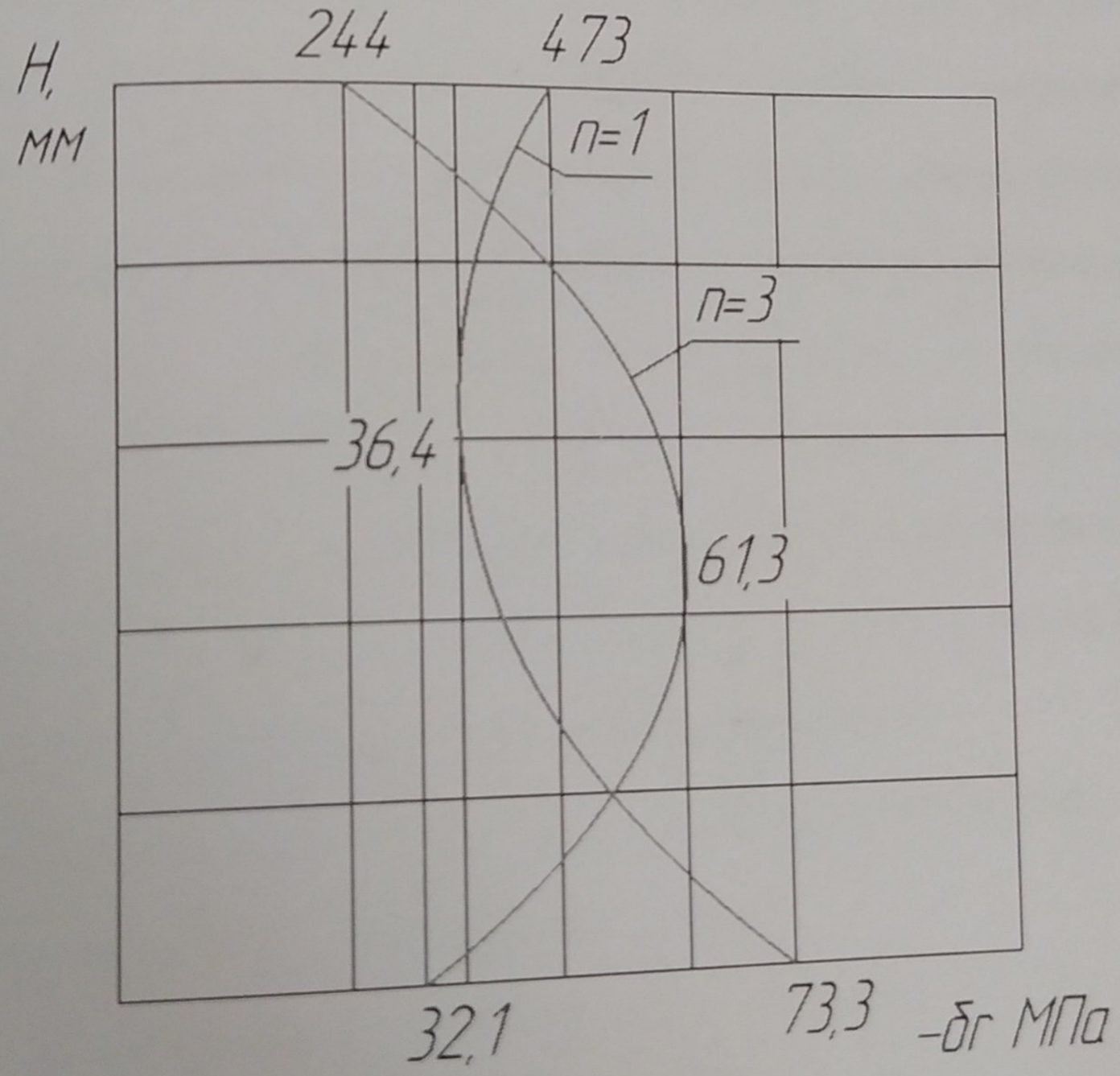


Рисунок 3.4 – Розподіл контактного тиску по висоті ущільнення:

$n = 1$ – суцільне ущільнення; $n = 3$ – багатошарове ущільнення

3.2 Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану багатошарового ущільнювача

Метою експериментальних досліджень було визначення напружено-деформованого стану багатошарового ущільнювача порівняно зі стандартним ущільнювачем. Особливістю даних досліджень було отримання даних вимірювання безпосередньо в зоні контакту ущільнювач-стінка труби. Для забезпечення прямого вимірювання було адаптовано спеціальне вимірювальне обладнання. Об'єктами порівняльних випробувань при тисках до 100 МПа були три види ущільнювачів: стандартні монолітні (цільноформовані) ущільнювачі, спресовані гумові шайби різної твердості – «тверді» на торцях, «м'які» в середині, а також розроблені багатошарові ущільнювачі з вертикально розташованими шарами. Всі ущільнювачі мали однакові розміри.

Для дослідження зазначених ущільнювачів створений спеціальний гідравлічний стендово-випробувальний комплекс, який включає три блоки, випробувальний, фіксуючий та силовий. Основу комплексу становить трьохмодульний блок моделі свердловини, блок управління і аналогово-цифрова вимірювальна система. У процесі експериментальних досліджень герметизаторів гирла свердловини (стандартних і багатошарових) на спеціальному гідромеханічному стенді змінювали зусилля стиснення ущільнювачів і величину гідравлічного тиску. Для цього проводили варіювання швидкості деформації елементу ущільнювача, а також швидкості і величини наростання перепаду тиску під ущільнювальною зоною.

В процесі експериментів вимірювалися такі параметри;

1) тиск рідини в силовому гідроциліндрі;

2) переміщення штока силового гідроциліндра;

3) тиск рідини в робочому гідроциліндрі;

4) температура в робочому гідроциліндрі;

5) контактні напруження по висоті і кругу ущільнювача;

6) витікання робочої рідини через ущільнювач (при наявності);

7) стан робочої поверхні робочого гідроциліндра;

8) стан ущільнюючих елементів.

В результаті забезпечувалося фізичне моделювання натурних умов, що дозволяє за допомогою спеціального програмного забезпечення фіксувати в режимі реального часу зміни вимірюваних параметрів для подальшого їх аналізу та інтерпретації.

Аналіз результатів експериментальних досліджень дозволив виявити характер розподілу контактного тиску по висоті ущільнювачів і встановити залежність між попереднім стискаючим навантаженням і кількістю шарів багатошарового ущільнювача. На першому етапі визначена величина попереднього стискаючого навантаження, яке прикладається до ущільнювача, що відповідає режиму роботи герметизатора в свердловині при приведенні його в робочий стан. В ході експериментальних досліджень було встановлено залежність попереднього стискаючого навантаження від кількості вертикальних шарів в ущільнювачі (рис. 3.5), причому значні зміни в зниженні попереднього стискаючого навантаженні спостерігалися при переході з двох вертикальних шарів на три шари.

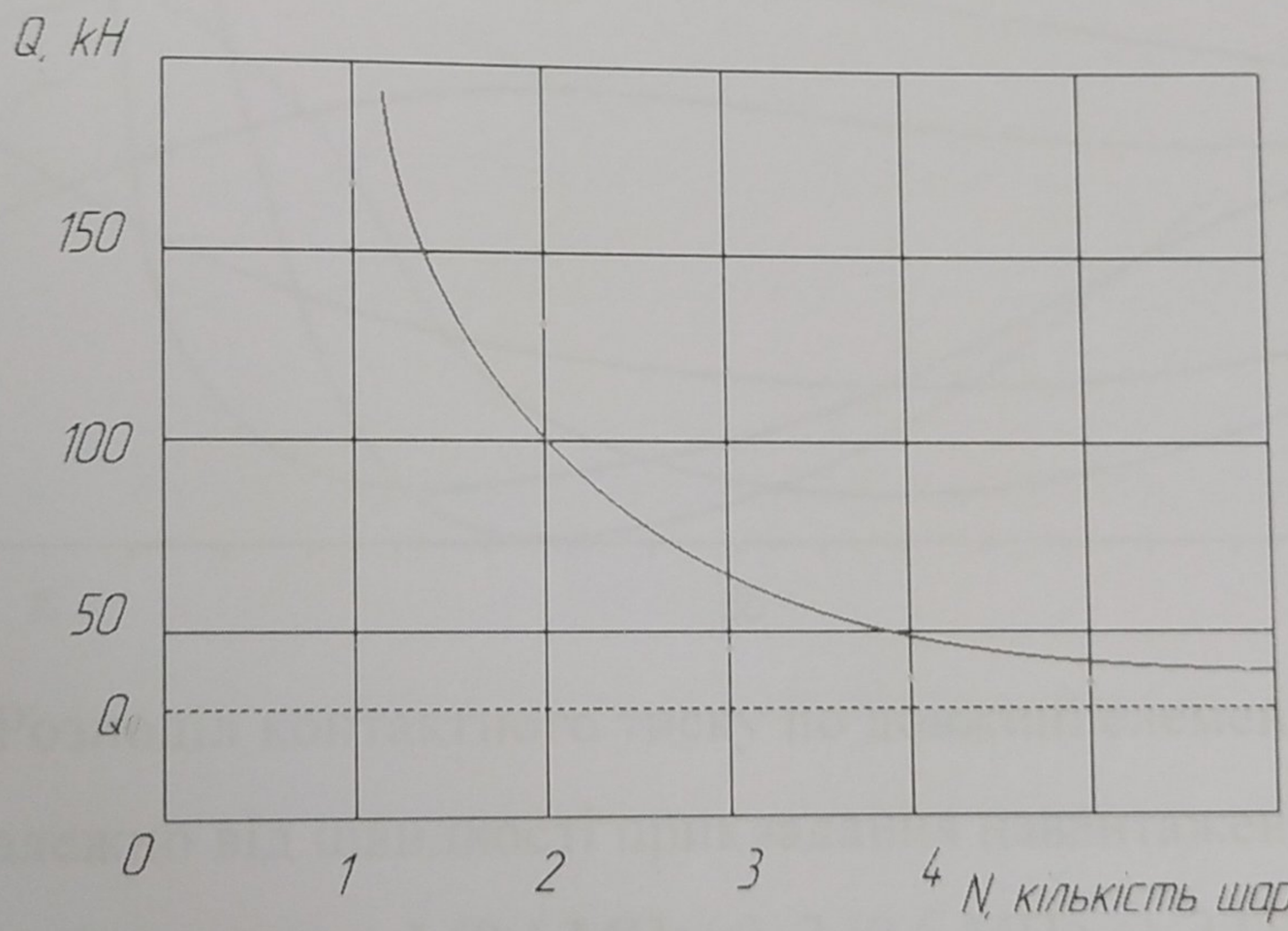


Рисунок 3.5 – Залежність попереднього стискаючого навантаження від кількості вертикальних шарів ущільнювача

В результаті отриманих експериментальних даних запропонована

залежність попередньо стискаючого навантаження Q від кількості вертикальних шарів N в ущільнювальному елементі на першому етапі приведення герметизатора в робоче положення $Q = (K + 1) / 0{,}752 * N$, де К - коефіцієнт герметичності ($К = (Р_к - Р_р)* F$, в якому $Р_к$ – контактний тиск; $Р_р$ – тиск рідини за умови $Р_к > Р_р$); F – площа поперечного перерізу деформованого елементу ущільнювача; N – кількість вертикальних шарів в ущільнювальному елементі.

На другому етапі в стандартних (монолітних) і багатошарових прокладках визначали величину і характер розподілу контактного тиску по висоті ущільнювача. Всі три ущільнювача піддавали навантаженню зі зміною швидкості наростання зусилля стиснення і перепаду тиску, яке призводило до зміни розподілу контактного тиску по висоті між ущільнювачем і обсадною колоною в початковий момент часу (рис. 3.6).

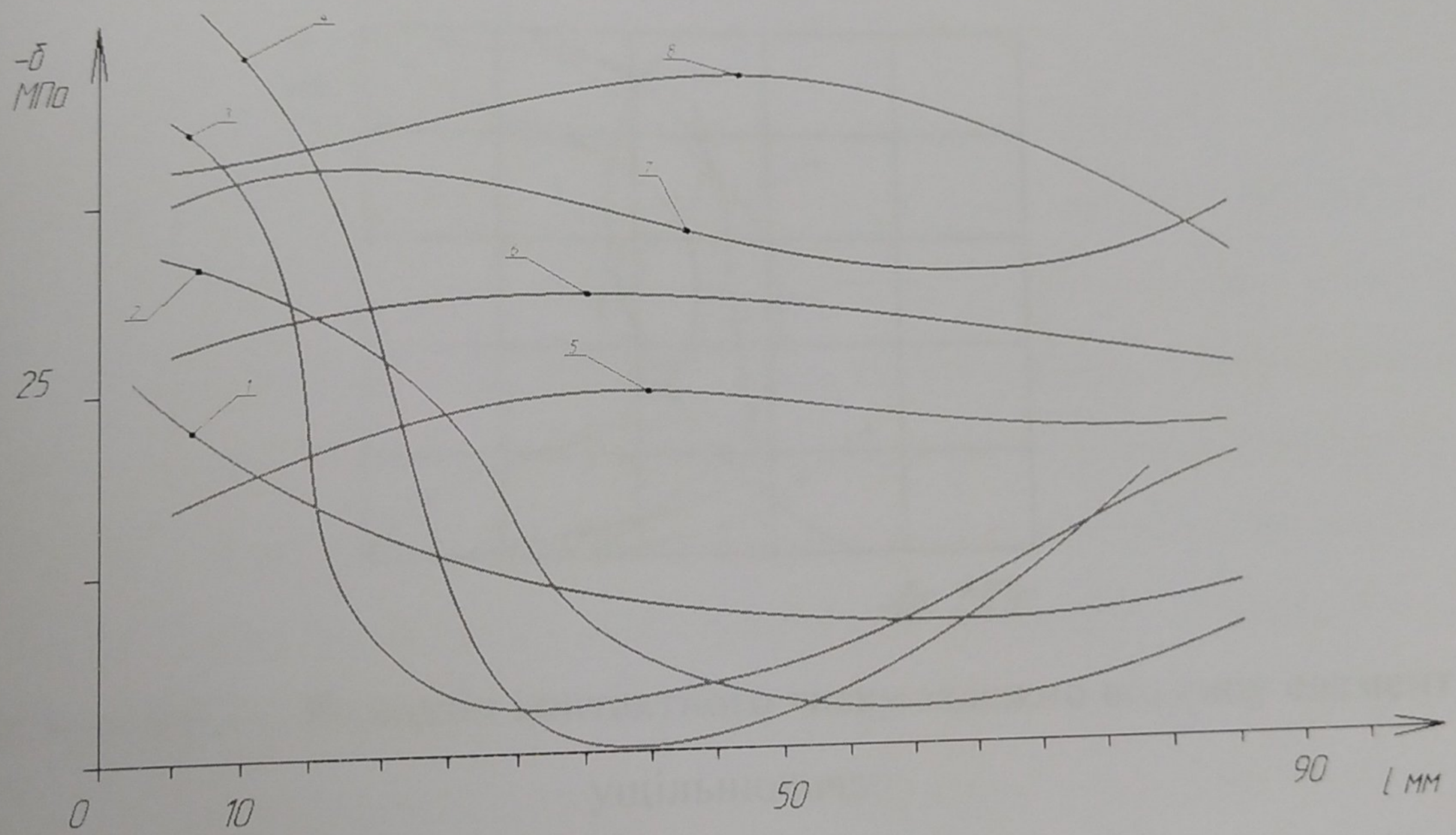
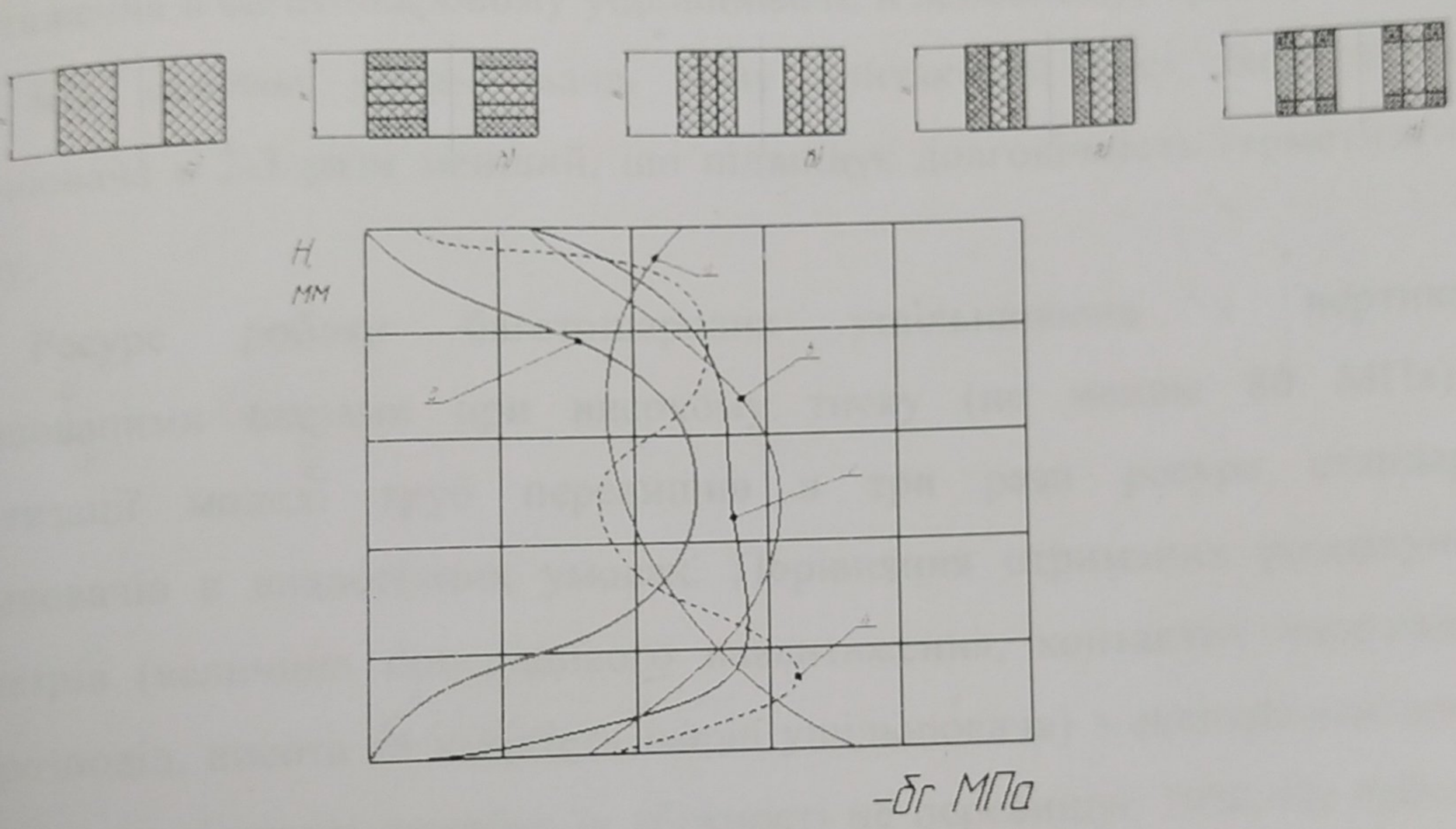


Рисунок 3.6 – Розподіл контактного тиску по довжині елементу ущільнювача залежно від швидкості прикладання навантаження:
а) стандартний ущільнювач – 1 (0,1 МПа/с), 2 (0,5 МПа/с), 3 (1 МПа/с), 4 (5 МПа/с), б) багатошаровий ущільнювач – 5 (0,1 МПа/с), 6 (0,5 МПа/с), 7 (1 МПа/с), 8 (5 МПа/с)

Встановлено, що розподіл контактного тиску істотно залежить від типу

ущільнювача (рис. 3.7) При цьому найбільш рівномірний розподіл контактного тиску забезпечує багатошаровий ущільнювач з вертикальним розташуванням шарів, твердість яких змінюється як у вертикальному, так і в радіальному напрямках. Крім того, багатошарові ущільнювачі забезпечують надійну герметизацію при високому тиску в різних робочих середовищах. Торцьові шайби руйнувань не мають, хоча з боку дії перепаду тиску спостерігалися незначні пошкодження ущільнюючих крайок на торцевій шайбі. Таким чином, було показано, що герметизатор з багатошаровим ущільнювачем задовольняє умовам працездатності в свердловині при високому тиску (до 90 МПа). У той же час серійні герметизатори виявилися працездатними тільки при тиску до 70 МПа.



Малюнок 3.7 – Розподіл контактного тиску залежно від типу елементу ущільнювача:

а – монолітний; б – багатошаровий з горизонтальними шарами і змінною твердістю по вертикалі; в – багатошаровий однорідний з вертикальними шарами; г – багатошаровий з вертикальними шарами і змінною твердістю по радіусу; д – багатошаровий з вертикальними шарами і змінною твердістю по вертикалі і радіусу

В результаті порівняльних випробувань стандартних (монолітних) і

багатошарових з вертикально розташованими шарами ущільнювачів стало можливим зробити наступні висновки.

1 Герметизуюча здатність багатошарового ущільнювача при зазначених тисках за рахунок незалежної деформації шарів забезпечує менше попереднє стискаюче навантаження при обмеженому попередньому підтисканні.

2. За рахунок меншої сили тертя між шарами, в порівнянні з силою тертя між ущільнювачем і обсадною колоною та меншою твердістю внутрішнього шару, забезпечується рівномірний розподіл контактного тиску по висоті ущільнювача.

3 Контактний тиск, що виникає від попереднього стискаючого навантаження в багатошаровому ущільнювачі, в основному, пропорційний силі тертя між шарами ущільнювача, тому контактний тиск багатошарового ущільнювача в 2-3 рази менший, що підвищує довговічність герметизатора в цілому.

Ресурс роботи багатошарових ущільнювачів з вертикально розташованими шарами при високому тиску (не менше 80 МПа) при герметизації моделі труб перевищив в три рази ресурс стандартних ущільнювачів в аналогічних умовах. Порівняння отриманих розрахункових параметрів (величина попереднього навантаження, контактне напруження і його розподіл, висота та кількість шарів ущільнювача) з експериментальними показало, що відносна похибка їх збіжності не перевищує 10%. Це забезпечує можливість при зіставленні результатів розрахунків вибирати раціональний варіант технології установки, наприклад, мінімальне попереднє навантаження при досить високому рівні сприймаючих тисків.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблено математичну модель напружено-деформованого стану ущільнення при різних поєднаннях властивостей шарів з введенням функції напружень в рівняння лінійної теорії пружності.

Аналітичними дослідженнями показано, що в багатошаровому ущільнювачі попередньо стискаюче навантаження на першому етапі може бути в 3 – 5 разів нижче в порівнянні зі стандартним ущільнювачем, а після створення робочого перепаду тиску контактне напруження рівномірно розподіляється по висоті багатошарового ущільнення.

Встановлено, що різке зменшення величини попередньо стискаючого навантаження спостерігається при переході розподілу з двох вертикальних на три шари елементу ущільнення. При використанні багатошарового ущільнення контактні напруги розподіляються практично по всій його висоті, причому по краях ущільнення відбувається зниження контактних напружень майже до робочої зони в 5 – 10 разів. Виконані дослідження повністю підтвердили працездатність і достовірність математичних моделей зношення ущільнюючих елементів модернізованих ущільнень штоків бурового насоса.

4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Розрахунок циліндрової втулки

розрахункова схема приведена на рис. 4.1. Розрахунок проводимо на ність, як для товстостінних посудин.

Необхідно визначити напруження в стінках циліндрів при таких вихідних них:

- зовнішній діаметр втулки циліндра 230 мм;
- внутрішній діаметр втулки циліндра 170 мм;
- тиск в циліндрі 25 МПа;
- матеріал втулки – Сталь 20 ГОСТ 1050-74 $\sigma_т$=350 МПа.

Напруження в стінках циліндрів при перевірочних розрахунках ачають з рівняння

$$\sigma = \frac{0,4r_{вн}^{\ 2} + 1,3r_з^{\ 2}}{r_з^{\ 2} - r_{вн}^{\ 2}} \cdot P \qquad (4.1)$$

де $r_з$ – радіус зовнішньої поверхні, м;

$r_{вн}$ – радіус внутрішньої поверхні, м;

p – тиск в циліндрі, МПа.

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 0,115^2 + 0,4 \cdot 0.085^2}{0,115^2 - 0,085^2} \cdot 25 = 163,4 \text{ МПа}.$$

Так, як 163,4МПа<350МПа і тому втулка буде працювати з достатньою адійністю.

4.2 Розрахунок кришки гідрокоробки

Кришка гідрокоробки працює на згин під дією змінного тиску рідини (рис. 4.2). Вона розраховується як кругла пластина, яка навантажена рівномірно зусиллям. Напруження в пластині постійної величини, що діє у протилежному напрямку дії силі, максимальне в центрі пластини і визначається по формулі

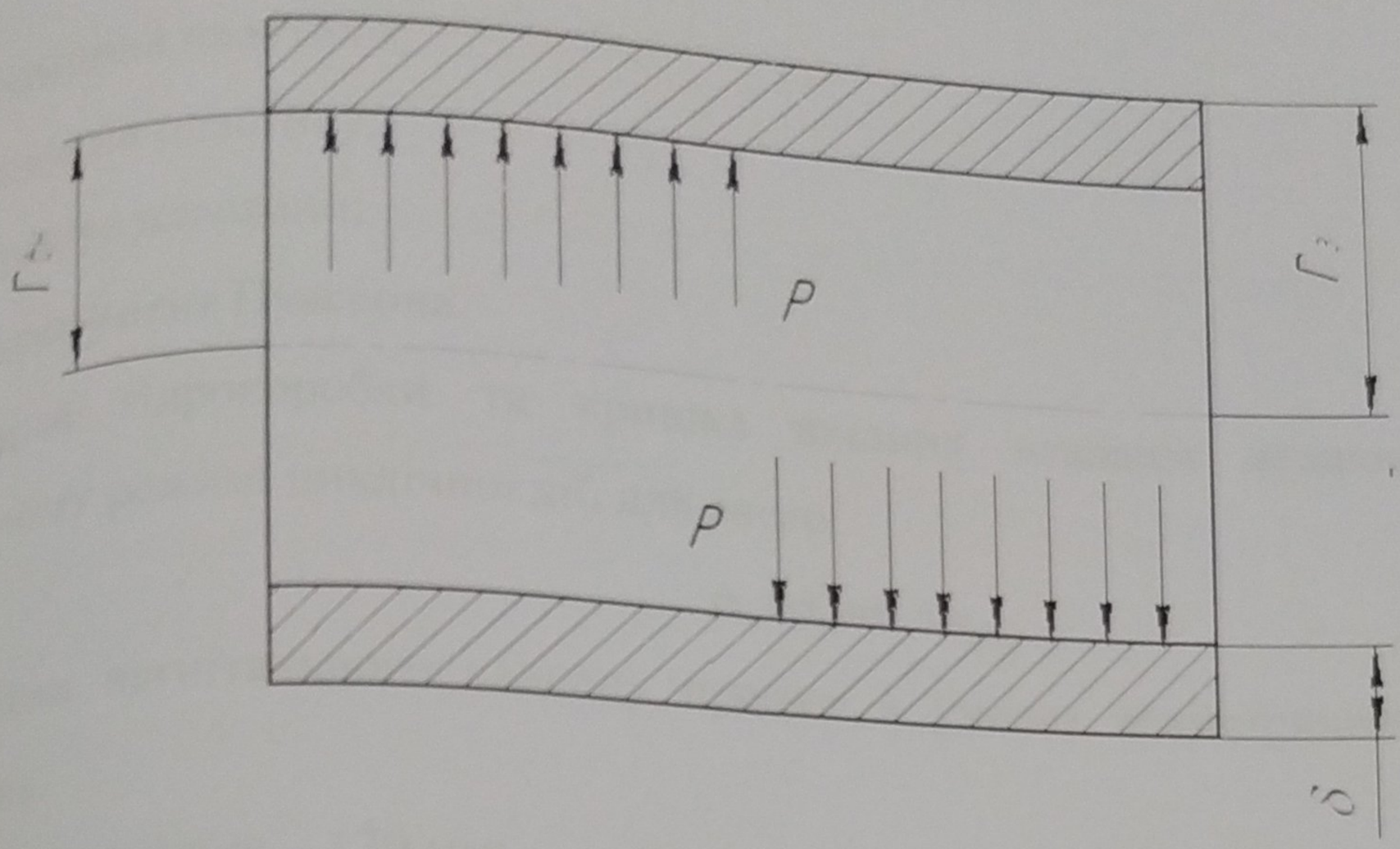


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема циліндрової втулки

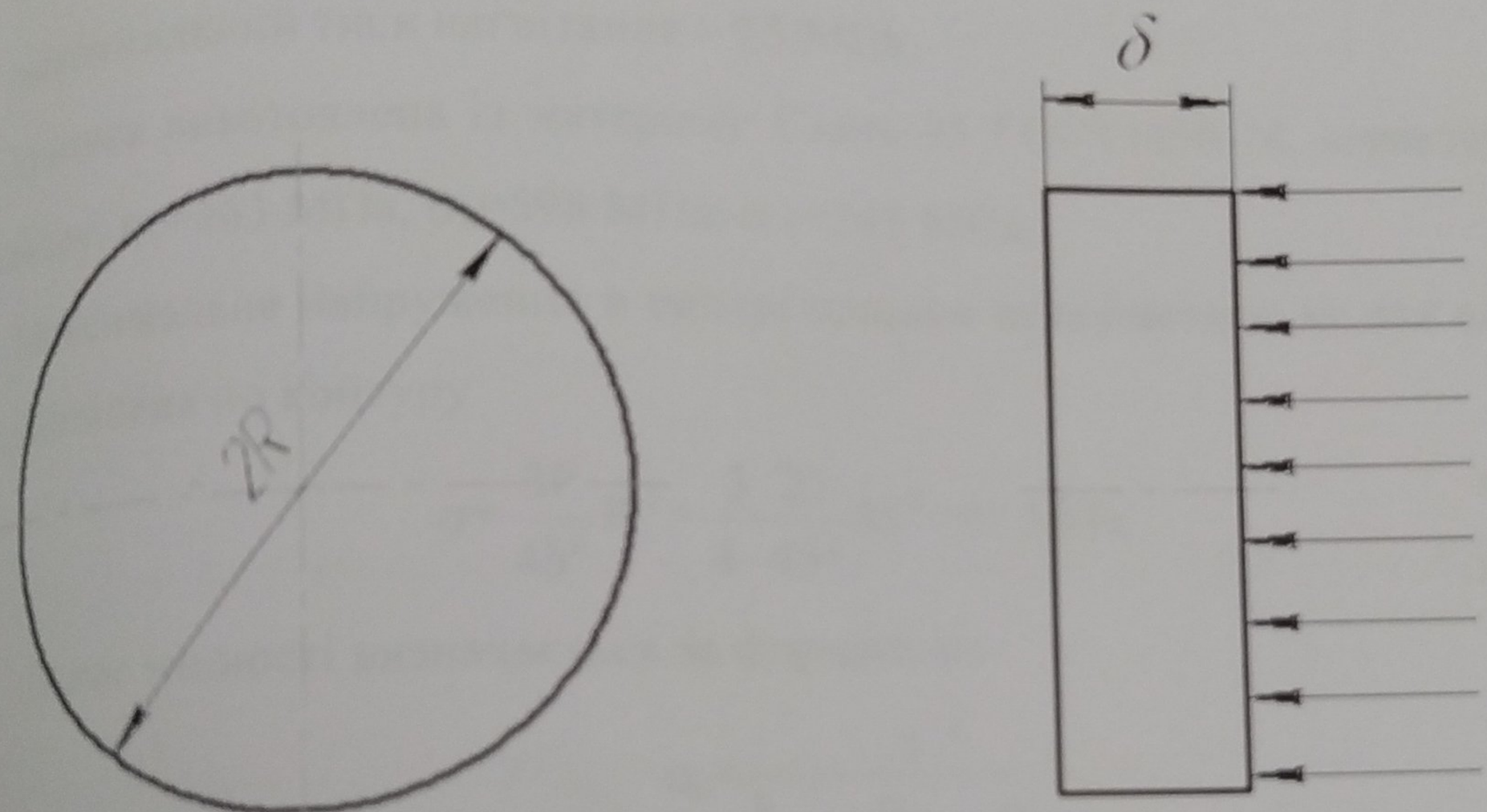


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема кришки гідрокоробки

$$\sigma_{r\max}=\sigma_{t\max}=\frac{3P}{8\delta^2}(3+\mu)R^2, \qquad (4.2)$$

для пластини, яка защемлена по контуру

$$\sigma_{r\max}=\frac{3P}{4\delta^2}R^2, \qquad (4.3)$$

де $\sigma_{r\max}$, $\sigma_{t\max}$ – нормальні напруження;

δ – товщина пластини;

p – тиск на пластину;

R – радіус пластини;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Кришка гідрокоробки та кришка вхідних клапанів працюють при пульсуючому режимі циклічної дії, для якого

$$\sigma_a=\sigma_m=0,5\sigma_{max} \qquad (4.4)$$

Кришка нагнітального клапану працює в умовах асиметричного циклу напружень.

Діаметр кришки – 170 мм;

товщина кришки – 45 мм;

максимальний тиск нагнітання – 25 МПа;

кришка виготовлена із матеріалу Сталь 45 ГОСТ1050-74, характеристики матеріалу: $\sigma_т$=363 МПа, $\sigma_в$=598 МПа, σ_{-1}=245 МПа.

Максимальне напруження в центрі кришки визначається, як для пластини, яка защемлена по контуру

$$\sigma=\frac{3P}{4\delta^2}R^2=\frac{3\cdot 25}{4\cdot 45^2}85^2=92 \text{ МПа}.$$

Запас міцності визначається за формулою:

$$n_в=\frac{1}{\frac{k_{-1}}{\varepsilon}\cdot\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}+\frac{\sigma_m}{\sigma_в}}, \qquad (4.5)$$

де k_{-1}=1.5 – коефіцієнт концентрації напружень;

ε_m=0,6 – масштабний фактор

$$\varepsilon=\varepsilon_m\cdot\varepsilon_т=0,6\cdot 0,8=0,48,$$

де $\varepsilon_т$ – технологічний фактор, $\varepsilon_т$=0,8 [2].

$$\sigma_a=\sigma_m=0,5\sigma=0,5\cdot 92=46 \text{ МПа}.$$

$$n_b=\frac{1}{\frac{1.5}{0.48}\cdot\frac{46}{245}+\frac{46}{598}}=1.8$$

Отже, умова виконується так як 1,8>1,65.

4.3 Розрахунок шпильок для закріплення фланців кришки гідрокоробки

Максимальний тиск нагнітання насоса – 25 МПа;

зовнішній діаметр фланця – 265 мм;

розмір шпильок – М36;

число шпильок – 12;

матеріал шпильок – Сталь 40Х ГОСТ 4543-74, $\sigma_т$=600 МПа. $\sigma_в$=800 МПа. =290 МПа.

діаметри кільцевої прокладки – $d_з$=29 мм та $d_{вн}$=27 мм.

Приймаємо тиск опресовки рівним

$$P_{опр}=1,5P=1,5\cdot25=37,5 \text{ МПа.} \quad (4.6)$$

Сила від дії реакції прокладки при q=1,5P рівна

$$P_q=\frac{\pi\left(29^2-27^2\right)}{4}37,5=32970\text{Н.} \quad (4.7)$$

Загальне зусилля на кришку від дії сили тиску рідини при опресовці

$$P_{заг}=\frac{\pi D^2}{4}\cdot P_{опр}=\frac{3,14\cdot27^2}{4}37,5=214600\text{Н.} \quad (4.8)$$

Розрахункове зусилля при опресовці для однієї кришки

$$P_{роз}=\frac{P_q}{z}+x_1\frac{P_{заг}}{z}=\frac{32970}{12}+0.2\frac{214600}{12}=6324\text{ Н.} \quad (4.9)$$

Нормальне напруження при роботі шпильки під час опресовки

$$\sigma=\frac{P}{f_{шп}}=\frac{4P}{\pi D^2{}_{шнви}}=\frac{6324\cdot4}{3,14\cdot32,1^2}=80\text{ МПа.} \quad (4.10)$$

Дотичне напруження в нарізній частині шпильки

$$\tau=\frac{M_к}{0,2\cdot d^3{}_1}=\frac{0.12\cdot d_{шп}\cdot P_{пр}}{0,2\cdot d_{вн}{}^3}=\frac{0,12\cdot36\cdot2747,8}{0,2\cdot32,1^3}=20\text{ МПа,} \quad (4.11)$$

$$P_{пр}=\frac{P_q}{z}=\frac{32970}{12}=2747{,}8\ Н, \qquad (4.12)$$

де $d_{шп}$ – діаметр шпильки, мм; $d_{шп}=36$,

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр різьби, мм; $d_{вн}=32{,}1$.

Приведені напруження

$$\sigma_{пр}=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}=\sqrt{80^2+3\cdot 20^2}=90\ МПа. \qquad (4.13)$$

Запас міцності по границі текучості

$$n_т=\frac{\sigma_т}{\sigma_{кр}}=\frac{600}{90}=6{,}7 \qquad (4.14)$$

Загальне зусилля на кришку від тиску рідини під час роботи насосу

$$P'_{заг}=\frac{\pi D^2}{4}P=\frac{3{,}14\cdot 265^2}{4}25=137817\ Н.$$

Зусилля на одну шпильку

$$P_{шп}=\frac{P'_{заг}}{z}=\frac{137817}{12}=1148\ Н.$$

Амплітуда напружень під час циклічного навантаження

$$\sigma_a=\frac{x_1}{2}\cdot\frac{P_{шп}}{f_{шп}}=\frac{0.2\cdot 11485}{1017}=1{,}1\ МПа. \qquad (4.15)$$

Середнє напруження циклу

$$\sigma_1=\frac{2P_{пр}+x_1P_{q\,max(шп)}}{2f_{шп}}=\frac{2\cdot 2747{,}8+0{,}2\cdot 11485}{2\cdot 1017}=38{,}3\ МПа. \qquad (4.16)$$

Запас витривалості

$$n_в=\frac{1}{\frac{K_{-1}}{\varepsilon}\cdot\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}+\frac{\sigma_m}{\sigma_в}}=\frac{1}{\frac{4}{0{,}48}\cdot\frac{1{,}1}{290}+\frac{400}{800}}=1{,}8.$$

$$n_в>[n]=1{,}6$$

4.4 Розрахунок модернізованого ущільнення

Герметичність контакту ущільнення із штоком забезпечується за рахунок затискного гвинта і затискної втулки. В процесі роботи ущільнення ...ться періодично підтягується, щоб компенсувати зношення манжет і ...ання із них змащувального матеріалу. Вихід з ладу ущільнень пов'язаний ...тою еластичності набивки, коли забезпечити герметизацію за рахунок ...ого підтягування стає неможливим.

Необхідну ширину кільця ущільнення визначаємо за формулою:

$$S = (1,5-2,5)\cdot\sqrt{d\cdot 10^3}, \qquad (4.17)$$

де d – діаметр штока бурового насоса; $d = 70$ мм.

Тому отримаємо

$$S = (1,5-2,5)\cdot\sqrt{70\cdot 10^3} = (397-660) \text{ мм}$$

Приймаємо $S = 500$ мм.

Необхідну для забезпечення герметизації силу стиску манжети визначаємо ...ормулою

$$P_n = \pi\cdot(d+s)\cdot s\cdot q, \qquad (4.18)$$

де q – питоме навантаження на ущільнення; визначаємо згідно таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Питоме навантаження на ущільнення

Тиск середовища, МПа	Питоме навантаження на ущільнення, МПа
до 0,6	1,8
1	2,5
1,6	3
2,5	5
4	7,5
6,4	10
10	12,5
Більше 10	$1,2\cdot p_c$

Оскільки максимальний тиск перекачуваного бурового розчину складає 25 МПа, то питоме навантаження на ущільнення складатиме

$$q = 1,2 \cdot p_c, \tag{4.19}$$

Отже, отримаємо

$$q = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ МПа}.$$

Необхідна сила стиску манжети за формулою (4.18)

$$P_n = 3,14 \cdot (70 + 500) \cdot 500 \cdot 30 = 26847 H = 26,8 \text{ кН}$$

що допустимо.

Висновки

В розділі представлено розрахунки циліндрової втулки, гідрокоробки і модернізованого ущільнення за використанням матеріалів, що застосовується у вітчизняному насособудуванні. Розрахунки на міцність і стійкість показують, що модернізоване обладнання витримає передбачені навантаження.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Особливості монтажу бурового насоса

5.1.1 Загальні питання монтажу обладнання бурової установки

При відведенні місця спорудження бурової установки враховується 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 помічене геологічною службою.

Земельна ділянка, яка відведена в установленому порядку організації-будівельникові називається будівельним майданчиком під бурову. Із поверхні будівельного майданчика зрізають родючий шар і переміщають його за межі будівельного майданчика для складування й наступного (після демонтажу бурової) використання з метою відновлення (рекультивації) порушених сільськогосподарських земель. Для цієї мети використовують бульдозери, грейдери, розрихлювачі та інші землерийні машини.

По границях ділянки будівельного майданчика роблять обваловку 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, котрі покривають поліетиленовою плівкою.

Будівельний майданчик роблять до початку робіт із спорудження бурової. Одночасно з підготовкою площадки прокладають під'їзні шляхи, лінії зв'язку й електропередач, водопровід і готують трасу для транспортування блоків обладнання.

При проектуванні трасу для переміщення блоків бурової установки, в т. ч. насосного, необхідно вибирати по можливості прямолінійною, не допускати крутих розворотів, бокових нахилів більше ніж 10^0 (при мерзлому або засніженому грунті 5^0), а головне – двохсторонніх нахилів місцевості.

Односторонній нахил, при якому допускається пересування веж, не повинен перевищувати 30^0. Вибрана траса не повинна мати різних переходів від спуску до підйому і навпаки.

Зустрічні на шляху природні перепони (ями, озера тощо) при розбивці траси необхідно по можливості обходити. Рекомендується краще подовжити шлях пересування вежі, ніж проходити перепони чи робити круті повороти.

Усі передбачені проектом роботи з підготовки траси повинні виконуватись 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 насосно-циркуляційної системи

Загальна довжина циркуляційної системи залежить від параметрів бурових розчинів, що застосовуються, умов і технології буріння, а також механізмів, що застосовуються для очистки і дегазації розчину, і коливається в межах 35-50 м. Циркуляційна система вибраної бурової установки включає в себе: 35-50 м жолобів, гідроциклон, два вібросита, дві гідромішалки, шість ємностей для реагентів на 10-15 $м^3$, приймальні ємності на 80-120 $м^3$. Ширина жолобів 700-800 мм, а висота 500-600 мм. застосовують жолоби прямокутного профілю та напівкруглі.

Монтують циркуляційну систему з нахилом 1:100-1:150 в сторону руху розчину. З гирлом свердловини циркуляційна система з'єднується жолобом меншого перерізу або трубою. Велика жорсткість жолобів напівкруглого перерізу дозволяє приварювати до них спеціальні кронштейни для перехідних шляхів. Монтаж жолобів розпочинається із встановлення під них металічних козлів через кожні 10-12 м. Для зменшення швидкості течії промивальної рідини в жолобах приварюють перегородки висотою 150-180 мм. Зменшення швидкості течії промивальної рідини сприяє випаданню шламу із розчину. Перед кожною перегородкою на дні жолоба змонтована пара гніздо-клапан

насосу з невеликим відвідним жолобом із труб діаметром 325 мм для відводу шламу в амбар. Такі жолоби дуже зручні при монтажі та перевезенні, оскільки не деформуються; а в зимовий період розчин не замерзає на стінках.

Вимоги до монтажу насосів, що поставляються у комплекті бурових установок заводу, забезпечується конструкцією самих установок. Насос повинен бути встановлений на стійку металічну основу. Через значну вагу насоса кріплення його до підлоги не вимагається, але повинні використовуватись гвинтові розпорки між насосом і приводом, які встановлюються для натягу пасів.

Встановлення насоса виконують по рівню горизонтально як по довжині, так і по ширині. Відхилення від горизонтальності не більше 1,5 мм на довжині 1000 мм. Для забезпечення нормальної роботи насоса ємність з промивною рідиною повинна встановлюватись так, щоб рівень рідини в ній був вище осі циліндрів.

На кінці трубопроводу, що з'єднує насос з ємністю, встановлюють фільтр, конструкція якого повинна дозволяти зручно очищати його від осаду, що накопичується. Сумарна площа всіх отворів фільтра повинна перевищувати прохідний переріз всмоктувального трубопроводу не менше, ніж у 4 рази. Діаметр прохідного перерізу всмоктувального трубопроводу повинен бути не менше 250 мм. Трубопровід повинен бути коротким, без різких вигинів і мати у своєму комплекті запірний пристрій, в якості якого використовують шиберні засувки. Всмоктувальний трубопровід між запірним пристроєм і насосом повинен мати отвори для повного зливу промивної рідини.

На нагнітальному трубопроводі встановлюють манометр, пусковий та запірний пристрій. Манометр встановлюють на лінії до запірного пристрою, де неможливе накопичення осаду.

До клинопасової передачі підбирають ремені однакової довжини – 10000 мм. Відхилення по довжині окремих пасів повинно бути не більше 15 мм. Контроль натягу пасів проводять зусиллям 180 Н, що прикладене перпендикулярно до середини прольоту кожного паса. Допустимий прогин паса

при нормальному натягу повинен бути в межах 55-65 мм. Категорично забороняється виконувати безконтрольний натяг пасів тяговими засобами, так як в подальшому це може призвести до виходу з ладу трансмісійного валу.

5.1.3 Підготовчі роботи перед експлуатацією бурових насосів

Перед початком експлуатації бурового насоса проводять наступні роботи:

1. Перевіряють по рівню установку бурового насоса в горизонтальній площині. Перекос насоса може привести до виходу з ладу крейцкопфа і його направляючих внаслідок недостатньої або повної зупинки поступання мастила.

2. Перевіряють положення шківа трансмісійного вала насоса відносно шківа приводу, а також натяг і стан клинових пасів.

3. Перевіряють стан огородження клинопасової передачі.

4. Відкривають люки насоса, оглядають рухомі частини, перевіряють наявність і стан масла в ванні. Якщо масло забруднене, то його зливають і промивають масляну ванну гасом. Після цього заливають свіже масло до рівня верхньої мітки масловказівника.

5. Змащують ручним насосом підшипники трансмісійного і кривошипного валів згідно карти змащення.

6. Відкривають циліндрові кришки і перевіряють розмір і стан циліндрових втулок і поршнів, а при необхідності замінюють на потрібний розмір.

7. Відкривають клапанні кришки і перевіряють стан клапанів і ущільнень клапанних кришок.

8. Заповнюють пневмокомпенсатори повітрям на тиск, передбачений в інструкції.

9. Встановлюють в запобіжний клапан діафрагму, яка відповідає робочому тиску, який дозволений для діаметра циліндрових втулок, що

змонтовані в насос.

10. Перевіряють кріплення всіх вузлів.

5.1.4 Вимоги до процесу монтажу та до змонтованого обладнання, перевірка якості монтажних робіт

Після монтажу підготовчих робіт проводиться пробний пуск і обкатка насоса. Перед пуском насоса повністю відкривають пускову засувку, щоб рідина із насоса через викидну лінію поступала в приймальну ємність і тиск нагнітання був мінімальним. Після пуску насоса спостерігають за поступанням рідини із викидної лінії. Якщо рідина із викидної лінії поступає в недостатній для даної продуктивності насоса кількості і нерівномірно або взагалі не поступає, то для запобігання пошкоджень поршнів від перегріву насос негайно зупиняють, виясняють причину і усувають її. На початку роботи насоса через відкриті люки перевіряється поступання масла до крейцкопфів і води на штоки, після чого люки закриваються. Потім перевіряється стан сальників штока, ущільнень кришок клапанів і циліндрів, а також робота клапанів і поршнів по стуку.

Тільки після усунення всіх виявлених недоліків при роботі вхолосту насос можна пускати в роботу під навантаженням для нагнітання промивальної рідини в свердловину.

5.1.5 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Чисельність робітників розраховується за професіями виходячи з трудомісткості річної програми щодо видів робіт за формулою:

$$R = \frac{\sum T}{F_{op} \times K}, \qquad (5.1)$$

де $\sum T$ - сумарна трудомісткість річної програми даного виду робіт, люд/год.

$F_{дд}$- дійсний фонд часу одного робітника на монтаж насосно-циркуляційного комплексу бурової установки, год.; приймаємо згідно промислових даних $F_{op} = 620$ год;

K – коефіцієнт виконання норм (1 - 1,5).

Кількість робітників монтажної бригади розрахуємо згідно промислових даних. Середня трудомісткість монтажу однієї насосно-циркуляційної системи бурової установки НБО-3Д згідно "Єдиних норм часу на монтаж бурового і нафтопромислового устаткування", використовуваних при монтажі БУ в Полтавському відділенні бурових робіт, складається із наступних видів робіт, поданих в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми часу на виконання монтажу насосно-циркуляційного комплексу бурової установки НБО-3Д

№п/п	Зміст робіт	Норма часу на виконання роботи, люд.-год
1	Підготовчі роботи перед монтажем БУ	3066,96
2	Монтаж насосного блока	812,4
2	Установка стояка під маніфольд	14,0
3	Монтаж пожежного стояка	1,1
4	Установка стояка бурової	34,6
5	Монтаж маніфольда	135,9
6	Обпресування маніфольда	35,9
7	Монтаж пускової засувки ДЗУ з повітропроводом	17,1
8	Монтаж обв'язки засувок ДЗУ (вода)	14,85
9	Установка манометрів	0,6
10	Установка засувок високого тиску	18,9

11	Монтаж ємкостей циркуляційної системи	61,9
12	Установка блока очистки	37,5
13	Складання і монтаж обладнання блока очистки (основи, вібросит, сито-конвеєра та ін.)	81,0
14	Установка блока підпірних насосів	4,1
15	Улаштування обв'язки блока підпірних насосів	70,7
16	Установка труби-жолоба від устя свердловини до блока очистки	18,2
17	Улаштування і установка перехідної площадки з драбиною із приводного блока до блока очистки	5,5
18	Улаштування дощатих сходів з огорожею	5,0
19	Установка металевих драбин	3,5
20	Улаштування каркасу і гумовотканинного укриття ємкості циркуляційної системи	135,1
21	Улаштування каркасу і гумовотканинного укриття ємкості блока очистки	44,2
22	Монтаж обв'язки приймальної ємкості з гідро мішалкою, буровими і підпірними насосами	31,4
23	З'єднання лінії маніфольда в місцях стикування блоків	4,5
24	Зварювальні роботи	200
25	Монтаж трубопроводів	682,71
26	Електромонтажні роботи	1325,08
27	Заключні роботи	571,95
	Разом	7434,65

Трудомісткість монтажу насосно-циркуляційного комплексу

$$T_{ск} = 7434{,}65 \text{ люд - год.}$$

Знаючи це, ми зможемо розрахувати кількість працівників-монтажників:

$$\text{Отже } R = \frac{7434{,}65}{620 \times 1} = 12 \text{ робітників-монтажників.}$$

Приймаємо для виконання робіт з монтажу циркуляційної системи 12 робітників. Отже, професійно-кваліфікаційний склад робітників наступний:

1. Майстер – 1 чол.;
2. Зварювальник (5 розряд) – 1 чол.;
3. Зварювальник (4 розряд) – 1 чол.;
4. Монтажник (6 розряд) – 2 чол.;
5. Монтажник (5 розряд) – 3 чол.;
6. Монтажник (4 розряд) – 3 чол.;
7. Слюсар (5 розряд) – 1 чол.
8. Слюсар (4 розряд) – 1 чол.

5.2 Експлуатація та ремонт обладнання

5.2.1 Типовий процес ремонту

Під час проведення капітального ремонту бурового насоса замінi підлягають усі підшипники і стакани, шестірні і зубчасте колесо редуктора, а також всі ущільнення. Гідравлічну коробку або заміняють, або відновлюють. Основними дефектами гідравлічних коробок є: порушення ущільнюючих поверхонь у місцях ущільнень циліндрових змінних втулок і сідел клапанів, тріщини в корпусі циліндра, а також зламування шпильок для кріплення кришок. Сталеві гідравлічні коробки з вимоїнами можуть бути відновлені електродуговим наплавленням з наступною механічною обробкою для одержання необхідних розмірів. Чавунні гідравлічні і сталеві коробки можуть бути відновлені розточенням промитих гнізд клапанних сідел і запресовуванням втулок із внутрішньою конічною поверхнею для посадки сідел. Промиті посадкові поверхні для циліндрових втулок відновлюють також розточенням і запресовуванням втулки, що потім розточується для одержання початкових розмірів внутрішньої поверхні гідравлічної коробки.

При зносі поверхні корпуса крейцкопфа під палець його відновлюють у такий спосіб: виступ у корпусі крейцкопфа в місці посадки пальця з чотирьох

сторін простукують з таким розрахунком, щоб можна було установити і закріпити його в токарному верстаті, а потім спрацьовану поверхню наплавляють сталевим електродом і обробляють на токарному верстаті до номінального розміру. Іноді отвір під палець проточують, а потім установлюють втулку, у якої внутрішній діаметр розточений під номінальний розмір пальця. При зриві різьби під надставку штока на токарному верстаті роблять розточення на більший діаметр під втулку, що має по внутрішньому діаметрі різьбу під надставку штока. На зовнішньому діаметрі втулка повинна мати бурт для упора в тіло крейцкопфа. Після установки втулка приварюється до корпуса крейцкопфа з боку, який протилежний бурту.

5.2.2 Умови експлуатації та аналіз діючих навантажень

Буровий насос працює на відкритому повітрі і підданий всім шкідливим впливам навколишнього середовища, а також корозійному впливу бурового розчину, солоної води і нафти. Крім того, вузли і деталі бурового насоса УНБ-600 піддаються динамічним і вібраційним навантаженням, що викликають інтенсивне їх зношення.

Тому важливе значення відіграє експлуатація насосу після монтажу, а також під час роботи обладнання.

Експлуатація насосу після монтажу:

- перевіряють горизонтальність установки насоса. Перекіс не допускається;
- перевіряють положення шківа або зірочки трансмісійного вала насоса відносно шківа або зірочки приводу, а також натяг паса або ланцюга;
- перевіряють стан огородження клинопасової чи ланцюгової передачі;
- перевіряють кількість і якість мастила. За необхідності його замінюють;
- змащують ручним насосом підшипники трансмісійного й

кривошипного валів;

- перевіряють розмір і стан циліндрових втулок та поршнів, а за необхідності їх замінюють;

- перевіряють стан клапанів і ущільнення клапанних кришок.;

- заповнюють пневматичні компенсатори азотом або повітрям до відповідного тиску;

- встановлюють у запобіжному клапані діафрагму, яка відповідає робочому тиску.

Після цього проводиться пробний пуск насоса, для чого відкривають пускову засувку, щоб рідина з насоса надходила в приймальну ємність і тиск нагнітання був мінімальний. Під час випробувань спостерігають за кількістю рідини, яка виходить за межі вихідної лінії. Якщо її недостатньо чи вона надходить нерівномірно, то насос зупиняють та усувають причини несправності. Після цього перевіряють стан сальників, ущільнень, клапанів і поршнів.

Під час роботи насоса необхідно стежити:

1) за показниками манометра. Збільшення тиску вище нормативного не допускається;

2) за станом сальника штока й ущільненням кришок клапанів і циліндрів;

3) за роботою клапанів та за наявністю стуків при їх роботі;

4) за безперервним промиванням штоків водою;

5) за станом підшипників і пальців (температура їх нагрівання не більше 70°С);

6) за станом з'єднань контрштоків зі штоками;

7) за падінням тиску в промивній рідині (допускається до 2…2,5%);

8) під час кожної вахти перевіряють тиск азоту (повітря) в пневматичних компенсаторах, який повинен бути в межах 5–8 МПа, при робочому тиску 15–25 МПа;

9) протягом кожної вахти перевіряють стан запобіжної діафрагми.

5.3 Охорона праці й техніка безпеки при монтажі та експлуатації обладнання

5.3.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, які діють на працюючого в процесі експлуатації бурових насосів

Насосний блок бурової установки НБО-4Е входить до складу насосно-циркуляційної системи бурової установки та складається з двох насосів, об'єднаних між собою маніфольдом.

Бурові насоси призначені для перетворення механічної енергії електродвигуна в гідравлічну енергію бурового розчину та забезпечують безперервну циркуляцію бурового розчину для успішного промивання свердловини.

В якості промивної рідини в переважній більшості випадків застосовується глинистий розчин, закачування якого здійснюється за допомогою поршневих бурових насосів.

Основні гідравлічні величини – необхідна подача і напір, визначають вибір типу бурових насосів і їх кількість.

Під час експлуатації бурових насосів може виникнути ряд шкідливих та небезпечних факторів, які вплинуть на працюючих. Розглянемо ці фактори та причини їх виникнення:

1. Вібрація. Робота поршневих насосів, в силу їх кінематичної особливості, пов'язана з нерівномірністю подачі рідини і виникненні тисків. Нерівномірна робота насосів призводить до ударів в нагнітальній лінії та пульсації рідини в трубопроводі, що в свою чергу призводить до значної вібрації обладнання. Також причиною вібрації є обертання невідцентрованих елементів привідної частини насоса.

Шкідлива дія вібрації на людину виражається виникненням вібраційного захворювання. Рівень вібрації у відповідності до гігієнічних норм встановлений [ГОСТ 12.1.012-90].

2. Шум. Під час роботи бурових насосів виникає значний шум, який в свою чергу складається з шуму самого насоса та шуму привідного електродвигуна. Джерелом шуму бурових насосів є вихори, що виникають при обпіканні рідиною елементів насоса і осіданні її на стінках корпусу, вхідних і вихідних лініях та клапанних вузлах. Інтенсивність шуму насоса залежить від частоти обертання привідного електродвигуна та валів насоса.

Сильний шум порушує нормальну діяльність нервової, серцево - судинної та травної системи, викликає перевтому. Рівень шуму на робочих місцях у відповідності до норм встановлений [ГОСТ 12.1.003-83].

3. Враження електричним струмом. Приводом насоса є електродвигун потужністю 37 кВт і напругою 380 В, тому внаслідок пошкодження ізоляції, випадкового дотику чи контакту струмопровідного проводу на металевий корпус можливе ураження струмом.

Наслідки дії струму на організм людини:

– термічна дія – проявляється в опіках різного ступеня, пошкодженні судин, серця, мозку та інших органів, що викликає в них функціональний розлад;

– електролітична дія – виражається у здатності електричного струму розкладати органічну рідину, в тому числі й кров, що викликає значну зміну її фізико-хімічного складу, а також тканини в цілому;

– біологічна дія – проявляється, головним чином, у порушенні внутрішніх біоелектричних процесів (біострумів), характерних для нормально діючого організму та тісно пов'язаних із його життєвими функціями.

4. Підвищення тиску. Підвищення тиску (тиск 11-25 МПа) може привести до розриву гідравлічної частини насоса - циліндрів, повітряного ковпака, нагнітальної лінії, засувок, компенсаторів, бурового рукава або до розриву з'єднань.

Ці аварії можуть привести до механічних травм.

5. Рухомі частини. Небезпеку для робітників створюють рухомі частини насоса (шків,клинопасова передача, зубчасті передачі, кривошипні механізми).

Можливість механічних травм при потраплянні одягу та кінцівок.

5.3.2 Технічні рішення та організаційні заходи по забезпеченню безпеки технологічного процесу і обладнання

Для забезпечення безпечної експлуатації обладнання необхідно виключити можливість нерівномірності тисків, що досягається за допомогою установки на всмоктуючу лінію повітряного ковпака, що представляє собою вертикальну посудину, виготовлену з високоякісної сталі. Наявність повітряного ковпака на приймальній коробці істотно покращить умови всмоктування та підвищить коефіцієнт наповнення. Повітряний ковпак усуває втрати напору при подоланні інерції засмоктування рідини. Тиск повітря в ковпаку менше атмосферного, внаслідок чого при роботі насоса рідина буде безперервно надходити в ковпак.

Так як в процесі експлуатації бурових насосів нерідко доводиться проводити різний їх ремонт (зміна клапанів, сорочок, усунення пропусків у сальники), необхідно переконатися в їх справності. Це викликане тим, що ремонт або монтаж насоса може бути проведений неякісно, при транспортуванні відремонтованого насоса на майданчик, а з майданчика на бурову, окремі деталі могли піддатися псування і ослабнути в з'єднаннях.

Підготовленість насосів до роботи і їх випробування на буровій проводиться після того, як все обв'язування насосів підготовлено до роботи і насоси підключені до неї. З цією метою попередньо, зовні оглядаються всі кріплення, перевіряється наявність мастила в тертьових частинах, огорожі, справність вимірювальних приладів, наявність повітря або азоту в компенсаторах.

На бурових насосах встановити компенсатори тиску, які заповнюються повітрям або інертним газом, з пристроєм для контролю тиску в компенсаторах.

Бурові насоси надійно закріпити до фундаментів або до основи насосного блоку, а нагнітальний трубопровід – до блокових основ і проміжних стійок.

Повороти трубопроводів виконати плавно або зробити прямокутними з відбійними елементами для запобігання ерозійного зносу.

На нагнітальній лінії поршневого насоса до запірного пристрою встановити зворотний і запобіжний клапани.

Бурові насоси повинні бути обладнані запобіжними пристроями. Конструкція цих пристроїв повинна забезпечувати їх надійне спрацювання при встановленому тиску, незалежно від часу контакту з буровими розчинами і вмісту в них абразивної твердої фази, тривалості впливу, перепаду температур. Запобіжні пристрої при їх спрацюванні повинні виключати можливість забруднення обладнання та переміщення насосної [16].

Усі рухомі частини насоса необхідно обладнати огородженням. Огородження маховиків і клинопасової передачі виконують в вигляді металічних щитів.

Всім електродвигунам і щитам управління необхідно провести заземлення, відповідно до застосовуваної напруги.

Для ізоляції шуму від працюючих насосів в насосному сараї, де встановлені насоси, забезпечити багатошарову обшивку стін і стель товщиною 75-150 мм з повітряним прошарком; маніфольдні лінії загорнути звукопоглинаючим матеріалом.

Для того, щоб знизити шкідливий вплив шуму і вібрацій на буровій необхідно провести своєчасний профілактичний огляд і ремонт, підтягування ослаблених з'єднань, вчасно змастити обертові деталі. Якщо приглушити шум у джерелі виникнення неможливо, то слід застосовувати звукопоглинаючі та звукоізолюючі екрани ПП-80, ПА, ПА/С.

Для боротьби з вібрацією можна застосовати один з методів: зниження в джерелі виникнення (центрування, регулювання) або використати пружинні амортизатори чи віброізоляційну основу.

Дані заходи забезпечують справну і безпечну експлуатацію бурових насосів, а також зменшують ймовірність виникнення надзвичайних ситуацій на бурових установках.

Вимоги до безпечної експлуатації насосів згідно з «Правилами техніки безпеки в нафтогазовидобувній промисловості» [30]:

1. Насос і електроустаткування повинні бути заземлені.

2. Роботи з монтажу і ремонту електроустаткування робити при знятій напрузі на розподільчому щиті.

3. Електроустаткування і його заземлення повинне відповідати вимогам техніки безпеки при експлуатації електроустановок.

4. Всі обертові частини насоса та електродвигуна повинні бути захищені кожухами. Під час роботи насоса всі огородження повинні знаходитися на своїх місцях; пуск насосу без них або зняття їх на ходу не допускається.

5. Насос повинен бути обладнаний засобами аварійної сигналізації і блокування, що забезпечують безаварійну роботу.

6. Забороняється робити на ходу всякого роду виправлення, ремонт і чищення частин, що рухаються, а також робити підтяжку болтових з'єднань циліндрів, кришок, трубопроводів, що знаходяться під тиском рідини.

7. Запобіжні клапани повинні бути опломбовані, час від часу випробувані.

8. Обслуговування й експлуатацію запобіжних клапанів необхідно робити відповідно до « Правил пристрою і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

5. Манометри повинні мати не просрочене клеймо держперевірки.

10. Категорично забороняється застосовувати бензинові та інші легкозаймисті рідини для промивання внутрішніх частин насоса.

11. Біля насоса не повинне бути легкозаймистих речовин.

12. Протипожежні пристосування (вогнегасники, шухляди з піском та інше) повинні знаходитися на видних місцях і бути в справному стані.

13. При експлуатації і ремонтах пристосуваннях, інструменти, матеріали і змащення застосовувати тільки по прямому їх призначенню і тільки ті, які рекомендуються даною інструкцією і «Правилами пристрїв і безпечної експлуатації насосів».

14. Обслуговування насоса повинне доручатися особам, що мають спеціальну підготовку, їхні знання повинні бути перевірені і засвідчені.

15. Знову прийняті працівники повинні бути в обов'язковому порядку докладно проінструктовані з питань охорони праці, техніки безпеки, пожежної охорони, а також ретельно ознайомлені з інструкцією з експлуатації насоса.

16. У період ремонту і при налагоджені необхідно користуватися тільки ручним керуванням.

5.3.3 Заходи з пожежної безпеки

Для правильного планування та успішного проведення заходів пожежної профілактики вагоме значення має оцінка об'єктів щодо їх вибухопожежонебезпеки. Умови виникнення та поширення пожежі в будівлях та приміщеннях залежать від кількості та пожежонебезпечних властивостей речовин і матеріалів, що в них знаходяться (використовуються), а також особливостей технологічних процесів розміщених у них виробництв. За вибухопожежною та пожежною небезпекою приміщення та будівлі відповідно до норм технологічного проектування (ОНТП 24-86) поділяються на п'ять категорій. Визначимо категорію вибухопожежонебезпеки для бурової установки. Отже бурова установка входить до категорії Д – негорючі рідини та матеріали в холодному стані та входить у зону 1 класу – простір, у якому вибухонебезпечне середовище може утворитися під час нормальної роботи.

Забезпечення безпеки підприємств покладено на керівників або уповноважених ними осіб. Обов'язки власників підприємств або уповноважених ними осіб, а також орендарів щодо забезпечення пожежної безпеки обумовлено статтею 5 Закону України «Про пожежну безпеку». Згідно з цим законом вони зобов'язані:

1. Розробляти комплекс заходів щодо забезпечення пожежної безпеки.
2. Відповідно до нормативних актів з пожежної безпеки розробляти і

затверджувати положення, інструкції, інші нормативні акти, що діють в межах підприємства, здійснювати контроль за їх виконанням.

3. Організовувати навчання працівників щодо пожежної безпеки.

4. Утримувати у справному стані засоби протипожежного захисту і зв'язку, пожежну техніку, обладнання та інвентар, не використовувати його не за призначенням.

Посадові та фізичні особи, що винні у порушенні цих правил, несуть адміністративну, кримінальну чи іншу відповідальність відповідно до чинного законодавства.

Вимоги пожежної безпеки при експлуатації насосного блоку бурової установки:

– кожний працівник повинен знати місце розташування первинних засобів пожежогасіння і вміти ними користуватися, працівники повинні знати правила поведінки при пожежі, шляхи евакуації;

– легкозаймисті та горючі рідини, дозволяється зберігати у спеціально відведених місцях, у межах їх потреби відповідно до норм;

– мастильні матеріали, легкозаймисті та горючі рідини повинні зберігатися окремо від інших матеріалів і речовин, у спеціальних ємкостях;

Розрізняють фізичні та хімічні способи припинення горіння, дія яких полягає в припиненні надходження в зону горіння окислювача або горючої речовини. Фізичні способи: охолодження зони горіння або горючих речовин; розбавлення в зоні горіння горючих речовин негорючими, ізоляція реагуючих речовин від зони горіння. Хімічні способи – хімічне гальмування реакцій горіння [17].

Вогнегасні речовини та їх властивості:

1. Вода. Має значну теплоємність та охолоджувальну здатність. Недоліки – значна електропровідність та висока густина.

2. Рідкі вогнегасні речовини. Це водні речовини деяких солей (хлористий кальцій, карбонат, бікарбонат та інші. Мають властивості води, крім того на поверхні горючих речовин утворюється плівка з солей, на руйнування якої

"Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

2. Бурова установка і її елементи повинні виготовлятися з негорючих і важко горючих матеріалів.

3. У приміщенні бурової установки повинне бути не менш двох дверей, які повинні відкриватися назовні.

4. На буровій установці заборонено: розводити відкритий вогонь, застосовувати факели та інші джерела відкритого вогню для освітлення й інших цілей; зберігати запас палива й ГСМ більш змінної потреби; змивати антивібраційне мащення зі стін горючими рідинами.

5. Підлога бурової площадки з горючими матеріалами у місці установки ДВЗ, печі або іншого опалювального приладу повинен бути оббитою листовим металом по азбесту.

6. Опалювальні прилади на буровому майданчику повинні встановлюватися на пожежобезпечній відстані від стін з горючих матеріалів. Допускається зменшувати пожежобезпечну відстань між опалювальними приладами і стінами з горючих матеріалів при обшивці їх листовим металом по азбесту або установці водної сорочки.

7. Антивібраційне змащення необхідно приготувати в спеціальних ємностях на базах експедиції (партії) і централізовано доставляти на бурові установки.

8. Горючі елементи бурового майданчику, забруднені антивібраційним мащенням, необхідно промивати 7-процентним водяним розчином кальцинованої соди, підігрітим від 30 до 50°С, не рідше одного разу в зміну. Установки геологорозвідувальні бурові. Вимоги пожежної безпеки].

5. Територія навколо бурової установки повинна бути очищена від сухої трави, труску, чагарнику та дозрілих зернових культур. По границі території необхідно прокласти мінералізовану смугу й тримати її протягом пожежонебезпечного сезону в очищеному стані.

10. Бурова установка повинна бути обладнана спеціальними

приміщеннями для зберігання ГСМ та розігріву антивібраційного змащення.

Висновки

В процесі виконання розділу було розглянуто підготовчі роботи перед монтажем, розміщення і монтаж складових частин насосного блоку бурової установки, його конструкційних елементів, а також пораховано чисельний склад монтажної бригади, який складає 12 робітників.

За даними експлуатації було описано план-графік планово-попереджувальних ремонтів, розглянуто типовий процес ремонту бурового насосу. У розділі також проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті бурових насосів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов їх експлуатації, заходи з техніки безпеки та пожежної безпеки при монтажі та експлуатації обладнання.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. У розділі "Вибір та опис технологічного обладнання" за найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 4750 м вибрана бурова установка НБО-3Д, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини, подана її технічна характеристика; описані конструктивні особливості використовуваних бурових насосів; описаний буровий насос УНБ-600, який входить в склад вибраної бурової установки НБО-4Е.

2. В розділі "Опис технічної пропозиції" обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень з модернізації бурового насоса, обґрунтовано її технічну доцільність. Суть технічного рішення з модернізації бурового насоса УНБ-600 полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому ущільненні штока збільшена товщина гумового шару, спрощена конструкція серцевини, і в опорній частині встановлене пластмасове підкладне кільце. Вказані зміни внесені в конструкцію манжети з метою виключення зон підвищених контактних напружень. Таким чином, в даному ущільненні досягається рівномірніше розподілення контактних напружень на всій його довжині. Еластична гумова грундбукса забезпечує рівномірне підтискання внутрішньої і зовнішньої губ манжети ущільнення. Результати досліджень дослідних зразків ущільнень подібного типу показують, що ці ущільнення є довговічнішими і в однакових умовах експлуатації переважають в 3 рази і більше термін служби ущільнень з розйомними армованими манжетами. В результаті розрахунків економічний ефект від буріння свердловини глибиною 5450 м склав 93037742,9 грн., що стало можливим за рахунок збільшення швидкості буріння свердловини та зменшення капіталовкладень на капітальний ремонт бурового насосу. Річний економічний ефект склав 171189687,7 грн., що дає можливість окупити витрати на модернізацію за 1,66 року.

3. В розділі "Дослідно-конструкторська робота" розроблено математичну модель напружено-деформованого стану ущільнення при різних поєднаннях властивостей шарів з введенням функції напружень в рівняння лінійної теорії пружності. Аналітичними дослідженнями показано, що в багатошаровому ущільнювачі попередньо стискаюче навантаження на першому етапі може бути в 3 – 5 разів нижче в порівнянні зі стандартним ущільнювачем, а після створення робочого перепаду тиску контактне напруження рівномірно розподіляється по висоті багатошарового ущільнення. Встановлено, що різке зменшення величини попередньо стискаючого навантаження спостерігається при переході розподілу з двох вертикальних шарів на три шари елементу ущільнення. При використанні багатошарового ущільнення контактні напруги розподіляються практично по всій його висоті, причому по краях ущільнення відбувається зниження контактних напружень щодо робочої зони в 5 – 10 разів. Виконані дослідження повністю підтвердили працездатність і достовірність математичних моделей зношення ущільнюючих елементів модернізованих ущільнень штоків бурового насоса.

4. В розділі "Розрахунки працездатності" представлено розрахунки циліндрової втулки, гідрокоробки і модернізованого ущільнення за використанням матеріалів, що застосовується у вітчизняному насособудуванні. Розрахунки на міцність і стійкість показують, що модернізоване обладнання витримає передбачені навантаження.

5. В розділі "Монтаж і експлуатація обладнання" розглянуто підготовчі роботи перед монтажем, розміщення і монтаж складових частин насосного блоку бурової установки, його конструкційних елементів, а також пораховано чисельний склад монтажної бригади, який складає 12 робітників. За даними експлуатації розглянуто типовий процес ремонту бурового насосу. У розділі також проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті бурових насосів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов їх експлуатації, заходи з техніки безпеки та пожежної безпеки при монтажі та експлуатації обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бедрій Я. І. Охорона праці : Навчальний посібник. Львів : ПТВФ Афіша, 1997. 258 с.

2. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Київ : Міжнародна економічна фундація, 2008. 488 с.

3. Гандзюк М. П. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 318 с.

4. Економіка підприємства: навч. посіб. / Я. С. Витвицький та ін. Івано-франківськ : ІМЕ, 2002. 318 с.

5. Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М. Практикум з охорони праці : навчальний посібник. Львів : Афіша, 2000. 352 с.

6. Злобін Ю. А. Основи екології : підручник. Київ : Лібра, 1998. 246 с.

7. Ісаєв 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.

8. Іщенко І. І., Терещенко С. П. Оцінка економічної ефективності виробництва і затрат: навч. посіб. Київ : Вища шк., 1991. 173 с.

9. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: навч. посіб. – Івано-Франківськ : Факел, 2007 – 256 с.

10. 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.

11. Коцкулич Я. С., Тищенко О. В. Закінчування свердловин: підручник для студентів вищ. навч. закладів проф. спрямування "Буріння". – Київ : Інтерпрес ЛТД, 2004. 366 с.

12. Мочернюк Д. Ю. Моделювання фізичних процесів на основі визначальних рівнянь. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. №3. С. 12 – 14.

13. Ніколаєнко А. М., Міняйло Н. О. Мікропроцесорні та програмні засоби автоматизації : навч. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 444 с.

14. НПАОП 11.1-1.01-08. Правила безпеки в нафтогазодобувній промисловості України.

15. 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.

16. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. Є. Гончарук, С. І. Качан та ін. – Львів : Львівської політехніка, 2010. 384 с.

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

18. Паспорт на буровий насос УНБ-600.

19. Пентюк Б. М., Назаренко І. І., Вірник М. М. Основи патентознавства та інтелектуальної власності : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2007. 195 с.

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

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

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

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

24. Пушкар М. С., Проценко С. М. Проектування систем автоматизації : навч. посіб. Донецьк : Національний гірничий університет, 2013. 268 с.

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

26. Семенцов Г. Н. Автоматизація процессу буріння свердловин: навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФДТУНГ, 1999. 300 с.

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

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

29. Цивільна оборона / В.М. Шоботов та ін. : Навчал. посіб. Київ: Центр навч. л-ри, 2004. 436 с.

30. Шаруда В. Г. Практикум з теорії автоматичного управління. Донецьк : Національний гірничий університет, 2002. 414 с.