

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. Савчук
С. Гавриш

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Дослідження несучої здатності конструкції клапанного вузла
модернізованого бурового насоса

Пояснювальна записка

Керівник

Ст. викладач Панюта В.Б.

посада, наук. ступінь, ПІБ

В.П.

підпис, дата

Виконавець роботи

Прийдак Олександр Станіславович

студент, ПІБ

група 602-МН

О.П.
підпис, дата

Консультант за 1 розділом

к.т.н. доц. Аєстеряк Т.М.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

к.м.н. Савчук В.К.

В.К.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

к.м.н. Савчук В.К.

В.К.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

к.т.н. доц. Михайловська О.В.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту 21.05.2015р.

Полтава, 2025

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі розроблені наступні розділи:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено огляд комплексів технологічного обладнання для буріння свердловин та аналіз конструктивних особливостей бурових насосів, обґрунтовано вибір бурової установки та обладнання насосно-циркуляційної системи. Коротко описано призначення, будову, комплектність та принцип дії вибраного обладнання.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з модернізації бурового насоса, запропонована модернізована конструкція гідравлічної частини бурового насоса, обґрунтовано її технічну доцільність.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” проаналізовано лабораторно-експериментальні дослідження роботи модернізованих бурових насосів. На основі створеної тривимірної геометричної моделі клапанного вузла і його побудованої моделі кінцевих елементів, визначено вплив зміни кута нахилу осі напрямку тарілки до осі посадочного отвору в сідлі клапана, на напружено-деформований стан клапанної пари.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” виконано розрахунки сідла, тарілки клапана, циліндрової втулки на міцність, штока на стійкість та витривалість.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” виконані організаційні роботи з монтажу та експлуатації бурових насосів, які необхідно виконати перед початком пуску в експлуатацію і під час неї. Описано роботи, які здійснюються в процесі експлуатації бурового насоса, роботи при його поточному та капітальному ремонтах. При аналізі особливостей роботи обладнання визначені основні небезпечні та шкідливі фактори, що діють на працюючих в процесі експлуатації бурових насосів та розглянуті технічні засоби, що передбачаються для зменшення або усунення дії шкідливих і небезпечних виробничих факторів. Розроблені заходи з техніки безпеки при експлуатації та обслуговуванні обладнання, а також заходи з пожежної безпеки.

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. Жуковський
С.С. Гавриш

“ ” 20 року

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Прийдак Олександр Станіславович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження несучої здатності конструкції клапанного вузла модернізованого бурового насоса

Керівник роботи ст. викладач Панюта Владислав Борисович

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

затверджена наказом закладу вищої освіти від “29” 08 2024 року № 888/24

2. Строк подання студентом роботи 29.12 2024 року

3. Вихідні дані до роботи _____

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

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

5. Перелік графічного матеріалу

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент



(підпис)

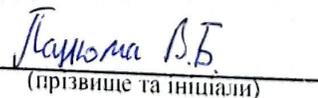


(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)



(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання.....	6
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання.....	6
1.1.1 Аналіз конструктивних особливостей та обґрунтування вибору бурової установки.....	6
1.1.2 Вибір бурового насоса.....	20
2. Опис технічної пропозиції.....	38
2.1 Аналіз причин незадовільного ресурсу клапанної групи, обґрунтування необхідності модернізації.....	38
2.2 Вдосконалення конструкції гідравлічної частини бурового насоса	46
2.3 Оцінка економічної ефективності.....	52
3. Дослідно-конструкторська робота.....	65
3.1 Математичне моделювання зміни несучої здатності конструкції клапанного вузла бурового насоса.....	65
4. Розрахунки працездатності.....	69
4.1 Розрахунок сідла клапана на міцність.....	69
4.2 Розрахунок тарілки клапана на міцність.....	71
4.3 Розрахунок циліндрової втулки на міцність.....	75
4.4 Розрахунок штока на стійкість та витривалість.....	76
5. Монтаж і експлуатація обладнання.....	80
5.1 Монтаж бурового насоса.....	80
5.2 Експлуатація та ремонт обладнання.....	85
5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання.....	90
Висновки.....	97
Список використаної літератури.....	99

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.

Ефективність функціонування бурових насосів напряму залежить від довговічності та надійності роботи деталей його гідравлічної частини. Проблема створення надійних у роботі і зручних в експлуатації насосів, пов'язана із збільшенням довговічності змінних деталей гідравлічної частини насосів (поршні, циліндрові втулки, клапани, штоки), яка залежить від умов роботи.

В процесі експлуатації бурового насоса внаслідок абразивної дії піску, що знаходиться в буровому розчині, найбільш швидко зношуються його циліндрові втулки, поршні, штоки, клапани і сідла, що призводить до порушення нормального режиму роботи насоса і зниження подачі бурового розчину до вибою свердловини. Тому потрібно перевірити стан поверхні штока. При ослабленні прокладок циліндрова втулка може бути виштовхнута з насоса. Необхідно періодично перевіряти притиснення циліндрових втулок. Клапани і сідла, що мають значний знос, слід замінювати. В іншому випадку може статися розмив клапанної коробки, а отже, і вихід насоса з ладу.

Таким чином, на сьогодні конструкція гідравлічної частини бурового насоса потребує модернізації та дослідження ефективності роботи модернізованого пристрою. Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції бурового насоса з метою підвищення терміну експлуатації клапанного вузла.

Мета роботи. Модернізація гідравлічної частини 3-х поршневого бурового насоса та дослідження роботи бурових насосів.

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 модернізованою гідравлічною частиною.

Наукова новизна отриманих результатів.

- визначено вплив зміни кута нахилу осі напрямку тарілки до осі посадочного отвору в сидлі клапана на напружено-деформований стан клапанної пари.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. При запровадженні даної конструкції бурового насоса, що оснащений модернізованою гідравлічною частиною, очікується: попередження гідроабразивного промивання гідравлічної коробки та сидла в результаті нещільної посадки сидла, збільшення герметичності в місці посадки сидла, підвищення якості експлуатації, збільшення міжремонтного періоду, зменшення витрат на ремонт і покращення технічного обслуговування бурових насосів в цілому.

Апробація роботи. Основні положення магістерської роботи доповідались та обговорювались на 75-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 53 найменування, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на 98 сторінках комп'ютерного набору і містить 28 рисунків і 7 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 103 сторінки.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

1.1.1 Аналіз конструктивних особливостей та обґрунтування вибору бурової установки

Для аналізу умов використання проектного обладнання використовуємо дані взяті з геолого-технічного наряду на будівництво свердловини глибиною 6000 м [1] і представлені в таблиці 1.1.

Конструкція свердловини зображена на рисунку 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для визначення параметрів бурових насосів

№ п/ п	Назва величини	Фаза буріння під			
		кондукто р	I проміжна	II проміжна	експлу- атаційна
1	Межі інтервалів глибини буріння $L_{п1}/L_{к}$, м	0-100	100-3500	3500-5000	5000-6000
2	Спосіб буріння	роторний			
3	Типорозмір обсадних труб	Норм.426× 16,1	Норм.324× 12,2	ОТТГ 245×12	ОТТГ 168×10,6 146×9,5
4	Довжина обсадних труб, м	100	3500	5000	2600/3400
5	Спосіб спуску обсадних колон	в одну секцію	в одну секцію	секційний	секційний
6	Стик секцій на глибині, м	-	-	2800	2600
7	Типорозмір бурильних труб	-	ТБВК 140×11 Е	ТБВК 140×11 Е 127×10 Л	ТБВК 140×11 Е 127×10 Л
8	Довжина бурильних труб, м	-	3350	2630 2190	2850 2830
9	Типорозмір обважнених бурильних труб	ОБТ 254×77	УБТС2 229×69,5	УБТС2 229×69,5	УБТС2 146×39
10	Довжина обважнених бурильних труб, м	100	150	180	320
11	Типорозмір долота	III-393,7 С-ЦВ (РШ-550)	III-393,7 Т-ЦВ	III-295,2 С-ГВ	III-215,9 СЗ-ГАУ
12	Діаметр насадок долота, мм	-	-	13,5	10,3

№ п/ п	Назва величини	Фаза буріння під			
		кондукто р	I проміжна	II проміжна	експлу- атаційна
13	Параметри БР:				
	густина ρ , кг/м ³	1120	1140	1180	1150
	пластична в'язкість, $\eta \cdot 10^{-3}$ Па·с	8	10	8	15
	динамічне напруження зсуву τ , Па	6	6	8	5
14	Режим буріння:				
	навантаження на долото, кН	60	80	100	150
	частота обертання долота, хв ⁻¹	50	60	80	100
15	Очікуваний коефіцієнт кавернозності	1,1	1,1	1,15	1,3
16	Умови буріння	нормальні	ускладнені	ускладнені	ускладне ні

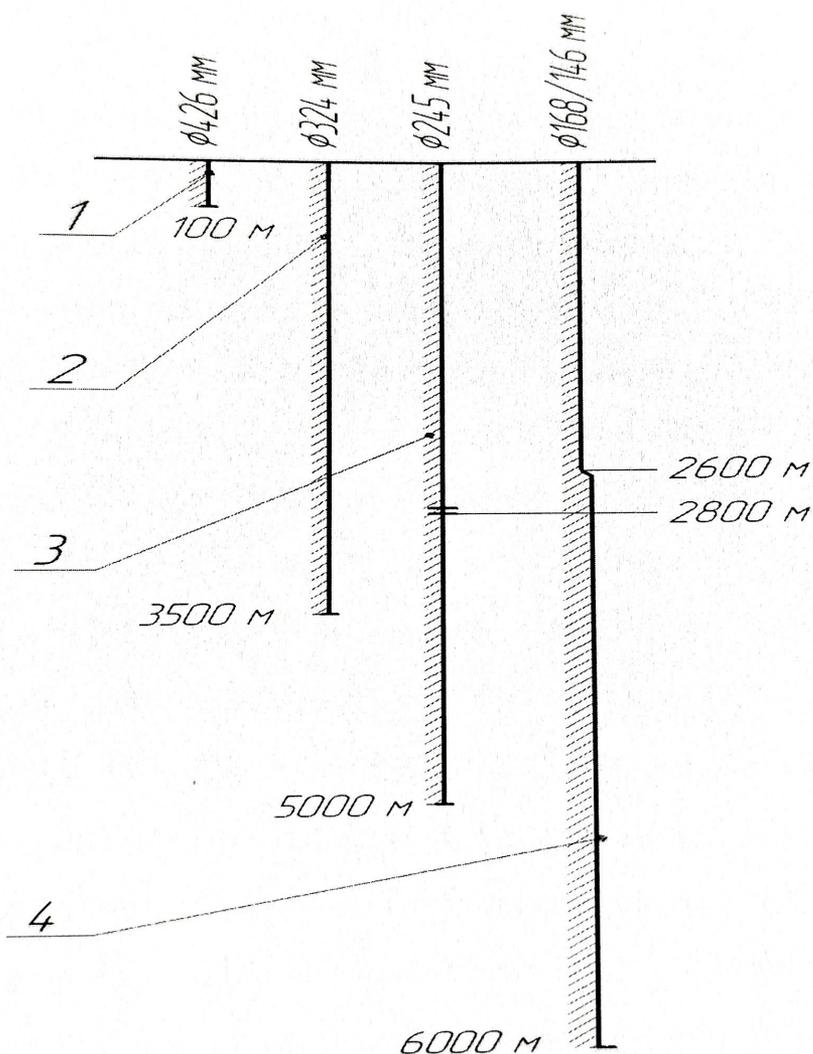


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини [1]:

1 – кондуктор; 2 – перша проміжна колона; 3 – друга проміжна колона;
4 – експлуатаційна колона

Розрахунок допустимого навантаження на гак бурової установки, визначення її класу та розрахунок основних конструктивних і експлуатаційних параметрів проведемо за методиками, викладеними в [2].

Визначимо вагу бурильних колон, використовуваних у фазах буріння під проміжні (до 3500 м і 5000 м) і під експлуатаційну (до 6000 м) обсадні колони. Вагою бурильної колони, що використовується для буріння під кондуктор, знехтуємо, оскільки наперед відомо, що вона менша, ніж вага кожної з трьох зазначених вище колон.

Вага $G_{бкі}$ i -ої бурильної колони при роторному бурінні визначається з виразу[3]:

$$G_{бкі} = q_{прі} \cdot l_{бгі} \cdot g, \quad (1.1)$$

де $l_{бгі}$ - довжина труб i -ого типорозміру в складі бурильної колони, м;

$q_{прі}$ - погонна маса труб i -ого типорозміру в складі бурильної колони, кг/м.

Приведена погонна маса бурильних труб при довжині 11,5 м із врахуванням висадки кінців і наявності замків: ТБВК-140×11 ГОСТ 631-75 – 35,8 кг/м; ТБВК-127×10 – 29,6 кг/м ГОСТ 631-75 [3]. Погонна маса обважнених бурильних труб: ОБТ-254 – 361,5 кг/м ГОСТ 632-80, УБТС2 229 – 290,1 кг/м ТУ 14-3-835-79, УБТС2-146 – 102,9 кг/м ТУ 14-3-835-79 [3].

Визначаємо вагу бурильної колони по фазах буріння:

$$G_{бк2} = (290,1 \cdot 150 + 35,8 \cdot 3350) \cdot 9,81 = 1603395 \text{ Н} \approx 1603 \text{ кН};$$

$$G_{бк3} = (290,1 \cdot 180 + 35,8 \cdot 2630 + 29,6 \cdot 2190) \cdot 9,81 = 2071833 \text{ Н} \approx 2072 \text{ кН};$$

$$G_{бк4} = (102,9 \cdot 320 + 35,8 \cdot 2850 + 29,6 \cdot 2830) \cdot 9,81 = 2145702 \text{ Н} \approx 2146 \text{ кН}.$$

Проведеним розрахунком встановлено, що найважчою є бурильна колона, застосовувана у фазі буріння під експлуатаційну колону (в інтервалі 5000-6000 м), для подальших розрахунків приймемо її вагу $G_{бк \text{ макс}} = 2146 \text{ кН}$.

Визначимо навантаження на піднімальний комплекс від ваги обсадних колон при кріпленні свердловини. Обмежимося розрахунком ваги проміжних колон і експлуатаційної колони. Згідно [1] свердловина кріпиться першою проміжною обсадною колоною $\varnothing 324 \text{ мм}$, що спускається однією секцією, другою проміжною колоною $\varnothing 245 \text{ мм}$, що спускається двома секціями, і

експлуатаційною колоною $\varnothing 168/140$ мм, що спускається двома секціями. Перші секції другою проміжною та експлуатаційною колон опускається на бурильних трубах ТБВК-127×10.

Вагу $Q_{окі}$ обсадних колон визначаємо за формулою (1.2):

$$Q_{окі} = q_{окі} \cdot l_{окі} + q_{бкі} \cdot l_{бкі} \cdot g, \quad (1.2)$$

де $q_{окі}$ - приведена погона маса обсадних труб з врахуванням муфт, кг/м;

$l_{окі}$ - довжина обсадних труб с приведеною погонною масою $q_{окі}$, м;

$q_{бкі}$ - приведена погонна маса бурильних труб, на яких спускається обсадна колона (при секційному спуску), кг/м;

$l_{бкі}$ - довжина бурильних труб с приведеною погонною масою $q_{бкі}$, м;

Приведена погонна маса обсадних труб $\varnothing 324 \times 12,2 - 95,2$ кг/м; $\varnothing 245 \times 12 - 68,7$ кг/м; $\varnothing 146 \times 9,5 - 32,0$ кг/м [3].

Вага першої проміжної обсадної колони $\varnothing 324$ мм довжиною 3500 м, що спускається однією секцією:

$$Q_{ок1} = 95,2 \cdot 3500 \cdot 9,81 = 3268692 \text{ Н} \approx 3269 \text{ кН.}$$

Вага першої секції другої проміжної обсадної колони $\varnothing 245$ мм довжиною 2200 м, що спускається на бурильних трубах ТБВК-127×10 довжиною 2800 м:

$$Q_{ок2} = (29,6 \cdot 2800 + 68,7 \cdot 2200) \cdot 9,81 = 2295736 \text{ Н} \approx 2296 \text{ кН.}$$

Вага першої секції експлуатаційної обсадної колони $\varnothing 146$ мм довжиною 3400 м, що спускається на бурильних трубах ТБВК-127×10 довжиною 2600 м:

$$Q_{ок3} = (29,6 \cdot 2600 + 32,0 \cdot 3400) \cdot 9,81 = 1822306 \text{ Н} \approx 1822 \text{ кН.}$$

В такий спосіб встановлено, що найбільші навантаження при кріпленні свердловин виникають при спуску першої проміжної обсадної колони. Для подальших розрахунків приймаємо їх рівними $G_{ок.макс} = 3269$ кН.

Визначаємо найбільше розрахункове навантаження $P_{розр}$ на підйомний гак бурової установки:

- з умови забезпечення можливості обриву прихопленої бурильної колони:

$$P_{розр1} \geq P_{р\text{ бк}}, \quad (1.3)$$

де $P_{р\text{ бк}}$ - найбільше розривне зусилля для труб усіх типорозмірів, які входять до

складу найважчої бурильної колони; $P_{р.бк}=2060$ кН для УБТС2-146 [3]

$$P_{розр1} \geq 2060 \text{ кН};$$

- з умови забезпечення можливості обриву прихопленої обсадної колони:

$$P_{розр2} \geq P_{зр.ок} \quad (1.4)$$

де $P_{зр.ок}$ - найбільше зрушуюче зусилля для обсадної труби найбільшого діаметра з найтовщою стінкою, виготовленої зі сталі найвищої групи міцності, зі складу обсадних колон, які утворюють конструкцію свердловини; обсадні труби діаметром 426 мм опускаються на глибину лише 100 м, тому для них зрушуюче навантаження не розглядаємо; для обсадних труб діаметром 324 мм з товщиною стінки 12,2 мм, виготовлені з сталі групи міцності Д $P_{зр.ок}=3540$ кН [3], отже,

$$P_{розр2} \geq 3540 \text{ кН};$$

- з умови забезпечення можливості маніпулювання найважчою бурильною колоною:

$$P_{розр3} \geq k_{збк} \cdot G_{бк} \quad (1.5)$$

де $k_{збк}$ - коефіцієнт запасу, що приймається при розрахунках $P_{доп}$ за вагою бурильної колони: $1,67 \leq k_{збк} \leq 2,0$; приймаємо $k_{збк}=1,8$ [2].

$$P_{розр3} \geq 1,8 \cdot 2146 = 3863 \text{ кН};$$

- з умови забезпечення можливості маніпулювання найважчою обсадною колоною:

$$P_{розр4} \geq k_{зок} \cdot G_{ок} \quad (1.6)$$

де $k_{зок}$ - коефіцієнт запасу, що приймається при розрахунках $P_{доп}$ за вагою обсадної колони: $1,15 \leq k_{зок} \leq 1,60$; приймаємо $k_{зок} = 1,2$ [4];

$$P_{розр4} \geq 1,2 \cdot 3269 = 3923 \text{ кН}.$$

Утворюємо впорядкований варіаційний ряд із одержаних описаним вище чисельних значень $P_{доп}$ - 2060; 3540; 3863; 3923 кН. За винятком першого значення ряд є однорідним, середнє значення його членів, яке рівне 3347 кН, відповідає нормативне значення допустимого навантаження на гак бурової установки $P_{доп}=4000$ кН [4], яке і приймаємо остаточно для вибору класу бурової установки.

Встановлена стандартом [4] для бурових установок з умовною глибиною буріння $L_{ум}=6500$ м $>$ $L_{макс}=6000$ м нормативна величина допустимого навантаження $P_{доп}=4000$ кН.

При $P_{доп}=4000$ кН і $L_{ум}=6500$ м клас бурової установки, для якої проектується буровий насос, – восьмий.

Для установок 8-го класу регламентовані наступні показники, що стосуються проектного обладнання:

- потужність бурового насоса, не менше 950 кВт;
- максимальний тиск бурового насоса 35 МПа;
- Число бурових насосів, не менше 2.

Вибираємо серійну модель бурової установки 8-го класу. При цьому користуємося наступними міркуваннями:

- для буріння експлуатаційних свердловин вибирається установка з неавтономним приводом (електричним постійного або змінного струму, регульованим або нерегульованим);

- підйомний комплекс установок 6-го класу і вище оснащується комплексом АСП;

- кліматичне виконання бурової установки повинно відповідати кліматичним умовам регіону, в якому споруджується свердловина за [1];

- монтажно-транспортна і компоувальна схема бурової установки повинна забезпечувати можливість реалізації найпродуктивнішого із способів монтажу і транспортування, прийнятого для регіону, в якому споруджується свердловина за [1], і прийнятому в ньому способу розробки;

- перевага надається моделям бурових установок з найповнішою заводською комплектністю.

Отже, вибираємо бурову установку БУ 6500/400 ЕР [5]. Бурова установка БУ 6500/400 ЕР виконана на основі добре освоєного в бурінні обладнання, яке зарекомендувало себе на протязі багатьох років простотою конструкції, високою надійністю, легкістю обслуговування і дешевизною ремонтів [5].

Бурова установка з регульованим електроприводом призначена для буріння

турбінним і роторним способами розвідувальних і експлуатаційних нафтових і газових свердловин. [5].

В таблиці 1.2 наведені параметри бурової установки 6500/400 EP.

В комплекті установки постачається бурове обладнання, яке на спецзамовлення може бути замінено обладнанням аналогічного призначення, виготовленим із дотриманням вимог, встановлених стандартами API: ротор Р 700 - ротором за API Spec 7; вертлюг УВ-320МА і УВ-450МА - вертлюгом за API Spec 7, 8А; насос буровий УНБТ-1180 – насосом за API Spec 6А, 7А; ланцюги приводні ЗТ-63,5 (248 ланок), ЗН-50,8 (98 ланки) – ланцюгами за API Spec 7F; прилади наземного контролю і керування процесами буріння СКУБ MI-05 – приладами виробництва компанії Martin-Decker / Totco (США); циркуляційна система типу ЦС 6500 ЭР і маніфольд МБ-320П – аналогічними комплектними виробами, сумісними з рештою обладнання установки, виготовлюваними компаніями США.

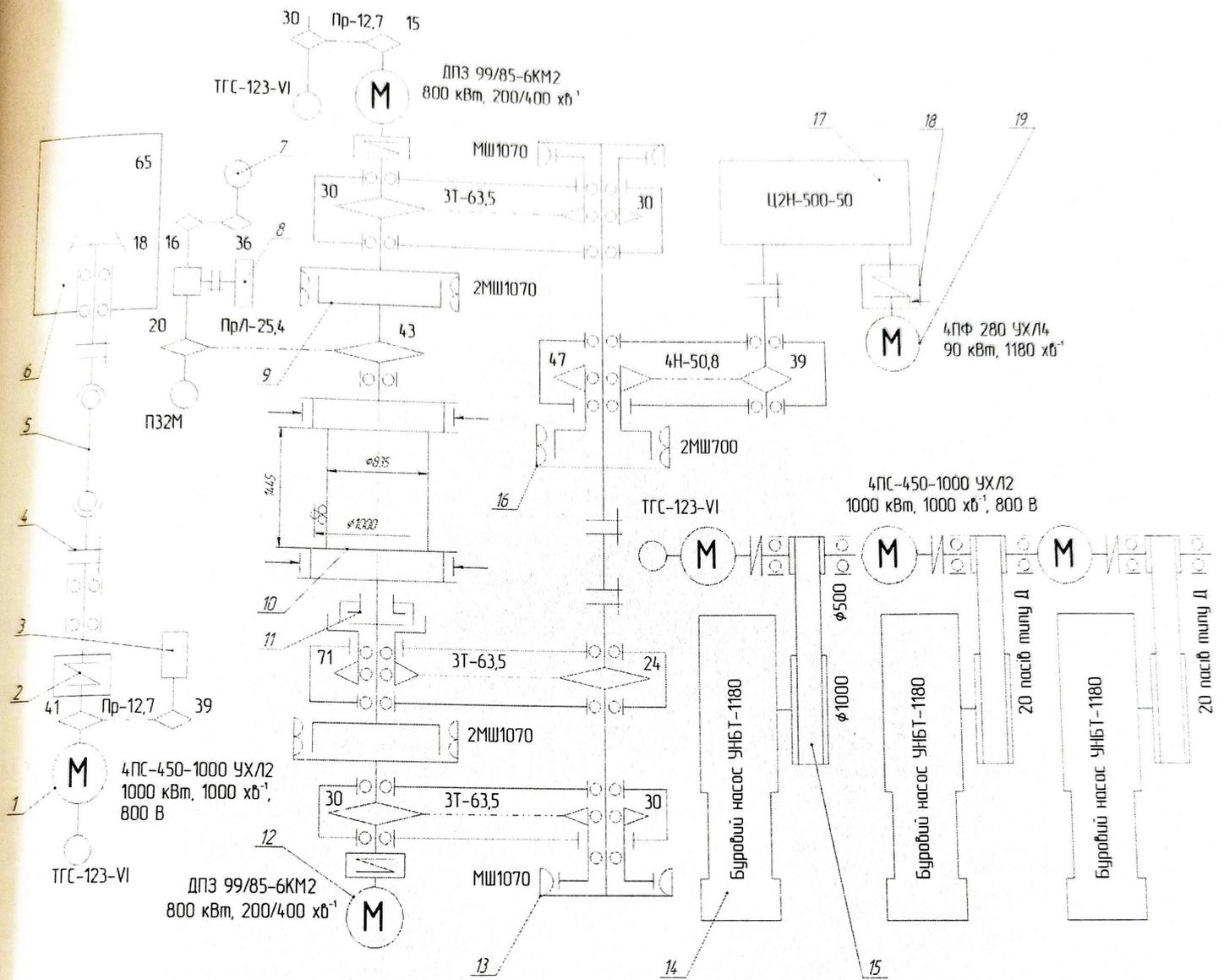


Рисунок 1.2 – Кінематична схема бурової установки БУ 6500/400 EP:

- 1 - електродвигун приводу ротора і бурових насосів; 2 - муфта пружна; 3 - давач швидкості стола ротора; 4 - муфта жорстка; 5 - передача карданна; 6 - ротор буровий; 7 - давач подачі; 8 – командо апарат; 9 - муфта шино-пневматична; 10 - барабан бурової лебідки; 11 - муфта зчеплення; 12 - електродвигун приводу лебідки; 13 - муфта шино-пневматична; 14 - насос буровий; 15 - передача клинопасова; 16 - муфта шино-пневматична; 17 – редуктор; 18 – гальмо; 19 – електродвигун; 20 – передача ланцюгова

Таблиця 1.2 – Параметри бурової установки БУ 6500/400 ЭР

Параметр та одиниця його вимірювання	Величина
Допустиме навантаження на піднімальний гак, кН	4000
Умовна глибина буріння, м	6500
Потужність головного приводу, кВт	5600
Потужність піднімального комплексу, кВт	1600
Потужність бурових насосів, кВт	2850
Розрахункова потужність на вхідному валу піднімального агрегату, кВт	1475
Швидкість піднімання гака при ліквідації аварій, м/с	0,2
Швидкість піднімання ненавантаженого гака, м/с	1,74
Діаметр отвору в столі ротора, мм	700
Розрахункова потужність приводу ротора, кВт	440
Висота підроторної основи – відмітка висоти помосту бурової, м	8
Висота вільного простору під підроторними балками для монтажу ПВО, м	6,7
Максимальний натяг талевого каната на барабані бурової лебідки, кН	365
Діаметр шківів головного фрикційного гальма бурової лебідки, мм	1450
Ширина колодок головного фрикційного гальма бурової лебідки, мм	250
Кратність оснастки талевої системи	12
Зовнішній діаметр канатних шківів талевої системи, мм	1400
Діаметр талевого каната, мм	35
Максимальне статичне навантаження на стіл ротора, кН	5000
Передавальне число зубчастої конічної передачі ротора	3,61
Потужність бурового насоса, кВт	950
Максимальний тиск, який створює буровий насос, МПа	32
Максимальна теоретична подача бурового насоса, м ³ /с	0,046
Номінальна частота подвійних ходів поршня, хв. ⁻¹	125
Передавальне число зубчастої передачі	4,45
Ступінь регулювання подачі, % від номіналу в бік зменшення	100
Розмір клапанної пари за API Spec 7	№7
Максимальне статичне навантаження на стовбур вертлюга, кН	3200/4500
Динамічна вантажопіднімальність основної опори при частоті обертання 100 хв. ⁻¹ , кН	1600/1800
Максимальна частота обертання стовбура вертлюга, хв. ⁻¹	200/150
Діаметр каналу в стовбурі вертлюга, мм	75
Допустиме навантаження на бурову вишку при кратності оснастки талевої системи 12, кН	5000
Корисна висота бурової вишки, м	45,0
Відстань між осями опорних вузлів, м	11×8
Сумарний об'єм резервуарів циркуляційної системи, м ³	500

Продовження таблиці 1.2

Параметр та одиниця його вимірювання	Величина
Продуктивність технічних засобів для приготування промивальних рідин, м ³ /год.	15
Продуктивність технічних засобів для приготування хімреагентів, м ³ /год.	10
Пропускна здатність вібросита, м ³ /с	0,090
Пропускна здатність с.г. сепаратора, м ³ /с	0,065
Пропускна здатність муловідокремлювача, м ³ /с	0,045
Пропускна здатність центрифуги, м ³ /с	0,00083/ 0,0017/ 0,005*
Мінімальний розмір частинок твердої фази, що відокремлюються віброситом, мм	0,16
Мінімальний розмір відокремлюваних гідроциклоном ситогідроциклонного сепаратора частинок твердої фази, мм	0,07
Мінімальний розмір відокремлюваних віброситом ситогідроциклонного сепаратора частинок твердої фази, с.г. сепаратора, мм	0,1
Мінімальний розмір відокремлюваних муловідділювачем частинок твердої фази, мм	0,01-0,02
Число компресорів системи пневмокерування, шт.	3
Подача компресора, м ³ /хв.	5
Робочий тиск в системі пневмокерування, МПа	0,8
Маса комплекту бурової установки, т	1225

Обладнання бурової установки дозволяє роботу з бурильними трубами вітчизняного виробництва діаметром 114, 127, 140, 147 мм та з їх імпорними аналогами за API Std 5A, 7, а також з обважненими бурильними трубами діаметром 146, 178, 203 мм. Довжина свічок бурильних труб 24 ... 27 м.

Джерелом електропостачання бурової установки є лінія електропередачі, 6000 В, 50 Гц.

Високовольтний пристрій розподілення типу К59 БР, в контейнерному виконанні з коридором обслуговування. Складається з комірок, що виготовлені на базі висувних елементів. Комуруюча здатність – 200 МВА.

Допоміжним (резервним) джерелом живлення є дизельна електростанція 200 кВт, 400 В.

Привід ротора та насосів здійснюється від чотирьох двигунів змінного

струму з фазним ротором 800 В, 1000 кВт, 1000 хв⁻¹, які регулюються по системі ТП-Д.

Привід бурової лебідки здійснюється від двох двигунів постійного струму по системі ТП-Д 800 кВт, 800 В, 200/400 хв⁻¹.

Допоміжний привід лебідки (привід регулятора подачі долота – РПД) здійснюється від електродвигуна постійного струму 90 кВт, 440 В, 1000 хв⁻¹ по системі ТП-Д.

Перетворювачі тиристорні – комплектний тиристорний пристрій в контейнерному виконанні КТУ-К4-УХЛ1, що містить 6 тиристорних перетворювачів на номінальний струм 1340 А, 800 В для живлення двигунів головних механізмів і тиристорний перетворювач на струм 250 А, 460 В для живлення двигуна РПД.

Система гучномовного зв'язку. Контроль процесу буріння здійснюється за допомогою системи технологічного контролю параметрів буріння СГТ-Мікро.

Для освітлення установки використано лампи типу ДРЛ, що володіють високою світловіддачею та великим терміном роботи, завдяки чому скорочуються експлуатаційні витрати.

Бурова лебідка ЛБУ-2000ПС, ротор Р700, буровий насос УНБТ-1180, вертлюги УВ-320 МА / УВ-450 МА, бурова вишка УВ 45х400А

Таблиця 1.3 - Комплектуючі вузли і агрегати бурової установки БУ 6500/400 ЕР [5]

Механізми і агрегати	Шифри механізмів і агрегатів
Лебідка бурова	ЛБУ 200 ПС
Насос буровий	УНБТ-1180
Ротор	Р-700
Комплекс механізмів АСП	АСП-3М5
Кронблок	УКБА-7-470

Механізми і агрегати	Шифри механізмів і агрегатів
Талевий блок	УТБА-6-400
Гакоблок	-
Автоматичний елеватор	ЕА-400
Вертлюг	УВ-320 МА
Вишка	УВ-45x450 А
Головний привід	Лебідки – електродвигун ДПЗ-99\85-6КМ2; Ротора і насосів – електродвигун 4ПС-450-1000 УХЛ2.

Вибрана установка повністю відповідає всім вище перерахованим вимогам та придатна для проведення бурових робіт в заданих умовах.

В комплект бурової установки входить циркуляційна система.

Циркуляційна система бурової установки призначена для виконання ряду функцій:

- приготування промивальної рідини;
- забезпечення її циркуляції при певній подачі, яка залежить від умов буріння;

буріння;

- виносу вибуреної породи на поверхню;
- очищення і регенерації рідини;
- збереження температури рідини (підігріву чи охолодження);
- зберігання необхідного запасу рідини на ній.

Основні складові частини циркуляційної системи:

- 1) обладнання для приготування і зберігання промивальної рідини (блоки приготування розчину, глиномішалки, резервуари і т.п.);
- 2) обладнання для нагнітання промивальної рідини в свердловину (бурові насоси з приводом і трансмісією);
- 3) лінія високого тиску (маніфольд, стояк, гнучкий рукав, вертлюг, ведуча труба);

4) свердловина з бурильною колоною (внутрішній канал бурильних труб, вибійні двигуни, промивні отвори долота, кільцевий затрубний простір);

5) лінія низького тиску (зливна воронка, жолоб, блок очистки з віброситами, гідроциклонами, муловідділювачами, центрифугами, дегазаторами тощо).

Циркуляційна система бурових комплексів поділяється на наземну і підземну частини. Основними функціями наземної частини є приготування бурових розчинів, регулювання їх властивостей і нагнітання в свердловину. Підземна частина служить, в основному, для підводу потоку рідини і енергії до долота, привода вибійного гідравлічного двигуна, а також для гідротранспорту вибуреної породи стовбуром від вибою до устя свердловини.

До складу наземної циркуляційної системи входить повнокомплектний набір обладнання або його частина, його склад і параметри залежать від гірничо-геологічних і технічних умов буріння та технологічних потреб.

Насосно-циркуляційний комплекс поділяється на:

- комплекс для приготування, зберігання і обробки бурового розчину;
- комплекс для очищення бурового розчину;
- комплекс для прокачування бурового розчину.

Циркуляційна система оснащується комплексом контрольно-вимірвальних приладів, які дозволяють контролювати наступні параметри:

- тиск на виході бурових насосів і на вході гідроциклонних сепараторів;
- витрату розчину і його густину на вході в свердловину та на виході з неї;
- рівень розчину в резервуарах;
- вміст газу в розчині на виході із свердловини;
- масу порошкоподібних компонентів у силосах блоку приготування розчину;
- вакуум у камері гідроежекторного змішувача.

Обладнання сучасних циркуляційних систем виготовляється у блочному виконанні, що дозволяє вирішити одночасно декілька техніко-економічних проблем: скоротити витрати часу на монтаж та демонтаж, підвищити

мобільність і зменшити габарити системи.

В залежності від технологічних потреб, специфічних гірничо-геологічних та технічних умов буріння комплектність, компоновка і технічні показники циркуляційних систем можуть змінюватись в широких межах.

Режимні параметри роботи обладнання насосно-циркуляційного комплексу і його окремих агрегатів, властивості і параметри циркуляції промивальної рідини в функції від поточної глибини свердловини визначаються реогідравлічною програмою, яка розробляється поряд з іншою технічною, технологічною і економічною документацією на спорудження свердловини.

Основними технічними показниками насосно-циркуляційних комплексів бурових установок є наступні:

- максимальна подача, найбільший тиск і потужність бурових насосів;
- об'єм резервуарів для зберігання бурового розчину в наземній частині;
- пропускна здатність засобів механізованого очищення бурових розчинів від твердої і газової фази.

Окремі агрегати циркуляційної системи монтується в блоки (насосний блок, блок приготування і обважнення рідини. Блок очистки і дегазації і т.п.). Обладнання з'єднується трубопроводами і, крім того, оснащено запобіжними клапанами, засувками, шламовими насосами і т.д.

В залежності від класу бурової установки, яка обумовлена її вантажопідйомністю і глибиною свердловин, а також від складності технологічного процесу буріння бурові установки комплектуються циркуляційними системами (ЦС), що включають набір блоків, оснащених різним обладнанням для приготування, очищення і циркуляції бурового розчину.

Розташування блоків циркуляційної системи визначається розміщенням основного бурового обладнання.

1.1.2 Вибір бурового насоса

Для вибору бурового насоса попередньо проведемо розрахунок основних параметрів бурового насоса проводимо згідно методики, викладеній в [9].

Розрахунок проводимо тільки для двох фаз буріння: під кондуктор - для визначення максимальної подачі, під експлуатаційну колону - для визначення максимального тиску бурових насосів.

За відсутності у вихідних даних чисельних значень величини осередненої по фазах буріння механічної швидкості визначаємо їх для розглядуваних фаз буріння в функції від граничної глибини L_{ki} за рівнянням [2]:

$$V_{\text{ср}i} = 50 / [1 + B_{\text{ш}} \cdot (L_{ki} / L_{\text{макс}})^2], \quad (1.7)$$

де розрахунковий коефіцієнт $B_{\text{ш}}$ обчислюється з виразу

$$B_{\text{ш}} = [144 \cdot (L_{\text{макс}} \cdot 10^{-3})^2 - 75] / [25 + 2 \cdot (L_{\text{макс}} \cdot 10^{-3})^2] = [144 \cdot (6000 \cdot 10^{-3})^2 - 75] / [25 + 2 \cdot (6000 \cdot 10^{-3})^2] = 52,67.$$

$$\text{Тоді } V_{\text{ср}1} = 50 / [1 + 52,67 \cdot (100 / 6000)^2] = 49,28 \text{ м/год.};$$

$$V_{\text{ср}4} = 50 / [1 + 52,67 \cdot (6000 / 6000)^2] = 0,93 \text{ м/год.}$$

Обчислюємо витрату промивальної рідини для фаз буріння під кондуктор та під експлуатаційну колони виходячи із наступних умов:

- забезпечення рекомендованої швидкості $V_{\text{кп}i}$ (м/с) висхідного потоку у кільцевому затрубному просторі

$$Q = \pi \cdot (D_{\text{р}1}^2 - d_{\text{збт}}^2) V_{\text{кп}} / 4, \quad (1.8)$$

де $D_{\text{р}}$ – розрахунковий зовнішній діаметр затрубного кільцевого простору;

$$D_{\text{вно}} \leq D_{\text{р}i} \leq k_{\text{кі}} \cdot D_{\text{ді}}, \quad (1.9)$$

де $D_{\text{вно}}$ - найбільший внутрішній діаметр обсадної колони, з башмака якої ведеться буріння в розгляданій фазі, м;

$k_{\text{кі}}$ - коефіцієнт кавернозності відкритого стовбура свердловини в інтервалі буріння;

$D_{\text{ді}}$ - діаметр породоруйнівного інструменту, яким свердловина поглиблюється в розгляданій фазі буріння, м;

$d_{збр}$ – зовнішній діаметр бурильних труб;

$V_{кпі}$ – швидкість руху рідини в кільцевому просторі, м/с, $V_{кпі}=360/(\rho_{пр} \cdot D_{рі})$.

$$D_{р1} \geq k_{к1} \cdot D_{д1};$$

$$D_{вно3} \leq D_{р4} \leq k_{к4} \cdot D_{д4};$$

$$D_{р1} \geq 1,1 \cdot 0,55 = 0,605 \text{ м};$$

$$0,221 \text{ м} \leq D_{р4} \leq 1,3 \cdot 0,2159 = 0,281 \text{ м};$$

$$D_{р1} = 0,605 \text{ м};$$

$$D_{р6} = 0,281 \text{ м};$$

$$V_{кп1} = 360/(1120 \cdot 0,605) = 0,531 \text{ м/с};$$

$$V_{кп4} = 360/(1150 \cdot 0,281) = 1,114 \text{ м/с};$$

$$Q_{11} = 3,14(0,605^2 - 0,254^2) \cdot 0,531/4 = 0,126 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{14} = 3,14(0,281^2 - 0,127^2) \cdot 1,114/4 = 0,055 \text{ м}^3/\text{с};$$

де в позначеннях індексів перша цифра - номер методу визначення, друга цифра - номер фази буріння.

Визначимо подачу бурового насоса за більш точною формулою

$$Q = 450\pi(D_p^2 - d_{збр}^2)/g\rho_{пр}D_p, \quad (1.10)$$

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

$$Q_{21} = 450 \cdot 3,14(0,605^2 - 0,254^2)/9,81 \cdot 1120 \cdot 0,605 = 0,064 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{24} = 450 \cdot 3,14(0,281^2 - 0,127^2)/9,81 \cdot 1150 \cdot 0,281 = 0,028 \text{ м}^3/\text{с};$$

– забезпечення рекомендованих значень питомої інтенсивності промивання вибою свердловини

$$Q = \pi \cdot D_d^2 \cdot q_F/4 \quad (1.11)$$

де q_F – показник питомої інтенсивності промивання на одиницю поверхні вибою;

$$q_{F1} = 0,5 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2); \quad q_{F4} = 0,5 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2) \text{ [6]},$$

$$Q_{31} = 3,14 \cdot 0,55^2 \cdot 0,5/4 = 0,119 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{34} = 3,14 \cdot 0,2159^2 \cdot 0,5/4 = 0,018 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q = D_d \cdot q_d, \quad (1.12)$$

де q_d – показник питомої інтенсивності промивки на одиницю діаметра долота,

$$q_{д1} = 0,127 \text{ м}^3/\text{с} \cdot \text{м}; \quad q_{д4} = 0,07 \text{ м}^3/\text{с} \cdot \text{м} \text{ [6]}.$$

$$Q_{41} = 0,55 \cdot 0,127 = 0,0698 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_{44} = 0,2159 \cdot 0,07 = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}.$$

– забезпечення концентрації f вибуреної твердої фази в затрубному кільцевому просторі свердловини не вище допустимої межі

$$Q = \pi(k_k \cdot D_d)^2 \cdot V_{\text{ср}} / (14400f), \quad (1.13)$$

де f – об'ємна концентрація вибуреної твердої фази в затрубному кільцевому просторі свердловини [6];

при $V_{\text{ср1}} = 49,28$ м/год., $f_1 = 2,55 \cdot 10^{-2}$; при $V_{\text{ср4}} = 0,93$ м/год. $f_4 = 0,25 \cdot 10^{-2}$

$$Q_{51} = 3,14(1,1 \cdot 0,55)^2 \cdot 49,28 / (14400 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}) = 0,154 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{54} = 3,14(1,3 \cdot 0,2159)^2 \cdot 0,93 / (14400 \cdot 0,25 \cdot 10^{-2}) = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с};$$

– забезпечення заданої гідравлічної потужності на долоті при бурінні гідромоніторними долотами

$$Q = 42,9 \cdot ((N_{\text{пит}} \cdot D_d \cdot z \cdot d_n^4) / (g\rho_{\text{пр}}))^{0,33}, \quad (1.14)$$

де $N_{\text{пит}}$ – питома гідравлічна потужність на одиницю поверхні вибою свердловини, приймаємо для твердих порід $N_{\text{пит}} = 1500$ кВт/м² [9],

z – число гідромоніторних насадок в долоті;

d_n – діаметр каналу в насадках долота, м.

$$Q_{64} = 42,9(1500 \cdot 0,2159 \cdot 3 \cdot (10,3 \cdot 10^{-3})^4) / (9,81 \cdot 1150))^{0,33} = 0,045 \text{ м}^3/\text{с};$$

– забезпечення швидкості витікання $V_{\text{вит}}$ промивальної рідини з насадок струминного долота, достатньої для створення гідромоніторного ефекту

$$Q = \pi V_{\text{вит}} \sum d_n^2 / 4, \quad (1.15)$$

де $90 \text{ м/с} \leq V_{\text{вит}} \leq 150 \text{ м/с}$ [6]; приймаємо $V_{\text{вит}} = 80 \text{ м/с}$.

$$Q_{74} = 3,14 \cdot 80 \cdot 3 \cdot 0,0103^2 / 4 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Обчислюємо оптимальне значення витрати Q за формулами Фуллертона

$$Q = (80D_p + 3D_p^2) / \rho_{\text{пр}}, \quad (1.16)$$

$$Q_{81} = (80 \cdot 0,605 + 3 \cdot 0,605^2) / 1120 = 0,044 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{84} = (80 \cdot 0,281 + 3 \cdot 0,281^2) / 1150 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$Q = 142(D_p^2 - d_{\text{збг}}^2) / D_p^2 \rho_{\text{пр}}, \quad (1.17)$$

$$Q_{91} = 142(0,605^2 - 0,254^2) / (0,605^2 \cdot 1120) = 0,104 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{94} = 142(0,281^2 - 0,127^2) / (0,281^2 \cdot 1150) = 0,098 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Записуємо розраховані за різними методиками значення подач:

$$Q_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad 0,126; 0,064; 0,119; 0,0698; 0,154; 0,044; 0,104$$

$$Q_4, \text{ м}^3/\text{с} \quad 0,055; 0,028; 0,018; 0,015; 0,0064; 0,045; 0,02; 0,02; 0,098$$

Відкидаємо неоднорідні значення ряду обчислених подач, які більше як на 100% перевищують середні і розраховуємо середнє значення

$$Q_2 = (0,064 + 0,119 + 0,0698 + 0,044 + 0,104) / 5 = 0,08 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_6 = (0,028 + 0,018 + 0,015 + 0,02 + 0,02) / 5 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При числі бурових насосів в складі бурової установки $z=2$ максимальна подача одного бурового насоса $Q_{\text{макс}} = Q_1 / z = 0,08 / 2 = 0,04 \text{ м}^3/\text{с}$.

Надалі розрахунок ведемо для фази буріння під експлуатаційну колону.

Ділимо підземну частину циркуляційної системи на елементи, що характеризуються сталістю значень $d_{\text{вн}}$, $D_{\text{кп}}$, $d_{\text{к}}$ і необхідні дані заносимо у табл. 1.5.

Критична швидкість

$$V_{\text{кр}} = 25 \cdot (\tau_0 / \rho_{\text{пр}})^{0,5} = 25 \cdot (5 / 1150)^{0,5} = 1,65 \text{ м/с}.$$

Для кожного з елементів, які представлені в таблиці 1.10, обчислюємо швидкість потоку промивальної рідини та критерій Рейнольдса.

Для 1-го елемента:

$$V = (4Q_p) / (\pi d_{\text{вн1}}^2) = (4 \cdot 0,02) / (3,14 \cdot 0,118^2) = 1,83 \text{ м/с}; \quad (1.18)$$

$$Re_T = (\rho_{\text{пр}} \cdot V \cdot d_{\text{вн}}) / (\eta + \tau_0 \cdot d_{\text{вн}} / 6V) = 1150 \cdot 1,83 \cdot 0,118 / (15 \cdot 10^{-2} + 5 \cdot 0,118 / 6 \cdot 1,83) = 1219 \quad (1.19)$$

Отже потік структурний, бо $Re_T = 414 < 1600$, відповідно коефіцієнт гідравлічних опорів $\lambda_T = 64 / Re_T = 64 / 1219 = 0,055$.

Для 2-го елемента

$$V = (4Q_p) / (\pi d_{\text{вн2}}^2) = (4 \cdot 0,02) / (3,14 \cdot 0,107^2) = 2,22 \text{ м/с};$$

$$Re_T = (\rho_{\text{пр}} \cdot V \cdot d_{\text{вн}}) / (\eta + \tau_0 \cdot d_{\text{вн}} / 6V) = 1150 \cdot 2,22 \cdot 0,107 / (15 \cdot 10^{-2} + 5 \cdot 0,107 / 6 \cdot 2,22) = 1435.$$

Отже, потік структурний, бо $Re_T = 1436 < 1600$. Тоді коефіцієнт гідравлічних опорів $\lambda_T = 64 / Re_T = 64 / 1436 = 0,045$.

Для 3-го елемента

$$V = (4Q_p) / (\pi d_{\text{вн2}}^2) = (4 \cdot 0,02) / (3,14 \cdot 0,068^2) = 5,51 \text{ м/с};$$

$$Re_T = (\rho_{\text{пр}} \cdot V \cdot d_{\text{вн}}) / (\eta + \tau_0 \cdot d_{\text{вн}} / 6V) = 1150 \cdot 5,51 \cdot 0,068 / (15 \cdot 10^{-2} + 5 \cdot 0,068 / 6 \cdot 5,51) = 2688.$$

Отже, потік перехідний, бо $2000 < Re_T = 2688 < 50000$.

Оскільки $\rho_{\text{пр}}=1150 \text{ кг/м}^3 < 1400 \text{ кг/м}^3$, то $\lambda_{\tau}=0,1/(\text{Re}_{\tau})^{0,3}=0,1/2688^{0,3}=0,009$ [6].
 Для кільцевого простору між необсадженим стовбуром і ОБТ

Таблиця 1.4 – Характеристики елементів підземної частини циркуляційної системи і потоку промивної рідини в них

Назва елемента	Розташування в свердловині	Діаметр каналу, мм			Довжина каналу L, мм	Швидкість потоку у V_i , м/с	Коефіцієнт гідр. опорів, λ	$\text{Re}_{\text{кп}}$ або Re_{τ}
		$d_{\text{вп}}$	$D_{\text{кп}}$	$d_{\text{кп}}$				
1 Циліндричний канал бурильних труб $d=140$ мм	0/2850	0,118	-	-	2850	1,83	0,053	1219
2 Циліндричний канал бурильних труб $d=127$ мм	2850/5680	0,107	-	-	2830	2,22	0,045	1436
3 Циліндричний канал ОБТ	5680/6000	0,068	-	-	320	5,51	0,009	2688
4 Кільцевий канал між необсадженим стовбуром і ОБТ	5680/6000	-	0,28	0,146	320	0,44	0,38	168
5 Кільцевий канал між необсадженим стовбуром і бурильними трубами $d=127$ мм	5000/5680	-	0,28	0,127	680	0,41	0,41	157
6 Кільцевий канал між обсадженим стовбуром ОБТ 127 мм	2850/5000	-	0,22	0,127	2150	0,78	0,19	337
7 Кільцевий канал між обсадженим стовбуром ОБТ 140 мм	0/2850	-	0,22	0,140	2850	0,87	0,18	356

$$V=(4 \cdot Q_p) / [\pi \cdot (D_{\text{кп3}} - d_{\text{кп3}})]=(4 \cdot 0,02) / [3,14(0,281^2 - 0,146^2)]=0,44 \text{ м/с}; \quad (1.20)$$

$$\text{Re}_{\text{кп}}=[\rho_{\text{пр}} \cdot V \cdot (D_{\text{кп3}} - d_{\text{кп3}})] / [\eta + \tau_o \cdot (D_{\text{кп3}} - d_{\text{кп3}}) / 6 \cdot V]=(1150 \cdot 0,44(0,281 - 0,146)) / (0,15 + 5(0,281 - 0,146) / 6 \cdot 0,44)=168. \quad (1.21)$$

Отже потік структурний, бо $V=0,41 \text{ м/с} < V_{\text{кр}}=1,65 \text{ м/с}$ і $\text{Re}_{\tau}=168 < 1600$,

відповідно коефіцієнт гідравлічних опорів $\lambda_{\tau}=64/\text{Re}_{\tau}=64/168=0,38$.

Для кільцевого простору між необсадженим стовбуром і БТ $d=127$ мм

$$V=(4 \cdot 0,02)/[3,14(0,281^2-0,127^2)]=0,41 \text{ м/с};$$

$$Re_{кр}=[1150 \cdot 0,41(0,281-0,127)]/[0,15+5(0,281-0,127)/6 \cdot 0,41]=157.$$

Отже, потік структурний, бо $V=0,41 \text{ м/с} < V_{кр}=1,65 \text{ м/с}$ і $Re_{т}=157 < 1600$.
Тоді коефіцієнт гідравлічних опорів $\lambda_{т}=64/Re_{кр}=64/157=0,41$.

Для кільцевого простору між обсадженим стовбуром $\varnothing 245$ мм і БТ $d=127$ мм

$$V=(4 \cdot 0,02)/[3,14(0,221^2-0,127^2)]=0,78 \text{ м/с};$$

$$Re_{кр}=[1150 \cdot 0,78(0,221-0,127)]/[0,15+5(0,221-0,127)/6 \cdot 0,78]=337.$$

Оскільки $Re_{кр}=337 < 1600$, то режим течії структурний і $\lambda_{т}=64/Re_{кр}=64/337=0,19$.

Для кільцевого простору між обсадженим стовбуром $\varnothing 245$ мм і БТ $d=140$

мм

$$V=(4 \cdot 0,02)/[3,14(0,221^2-0,14^2)]=0,87 \text{ м/с};$$

$$Re_{кр}=[1150 \cdot 0,87(0,221-0,14)]/[0,15+5(0,221-0,14)/6 \cdot 0,87]=355.$$

Отже, потік структурний, бо $V=0,87 \text{ м/с} < V_{кр}=1,65 \text{ м/с}$ і $Re_{т}=356 < 1600$.

Тоді коефіцієнт гідравлічних опорів $\lambda_{т}=64/Re_{т}=64/356=0,18$.

Обчислюємо гідравлічні опори Δp_i елементів циркуляційної системи:

– гідравлічний опір $\Delta p_{обв}$ наземної обв'язки (маніфольда, стояка, бурового рукава, вертлюга, ведучої труби)

$$\Delta p_{обв}=A \cdot \rho_{пр} \cdot Q^2, \quad (1.22)$$

де A – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору перелічених елементів, який знаходиться в межах $A=0,14-0,43 \text{ м}^{-4}$; приймаємо $A=0,4 \text{ м}^{-4}$

$$\Delta p_{обв}=0,4 \cdot 1150 \cdot 0,02^2=0,184 \text{ МПа};$$

– розподілені гідравлічні опори $\Delta p_{т}$ циліндричних каналів циркуляційної системи підземної частини

$$\Delta p_{т1}=8 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda_{т} \cdot \rho_{пр} \cdot Q^2 \cdot L / (\pi^2 \cdot d_{вн}^5) = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,053 \cdot 1150 \cdot 0,02^2 \cdot 2850 / (3,14^2 \cdot 0,118^5) = 2,6 \text{ МПа}, \quad (1.23)$$

$$\Delta p_{т2}=8 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda_{т} \cdot \rho_{пр} \cdot Q^2 \cdot L / (\pi^2 \cdot d_{вн}^5) = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,045 \cdot 1150 \cdot 0,02^2 \cdot 2830 / (3,14^2 \cdot 0,107^5) = 3,9 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{т3}=8 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda_{т} \cdot \rho_{пр} \cdot Q^2 \cdot L / (\pi^2 \cdot d_{вн}^5) = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,009 \cdot 1150 \cdot 0,02^2 \cdot 320 / (3,14^2 \cdot 0,068^5) = 0,5 \text{ МПа};$$

– зосереджені місцеві гідравлічні опори Δp_3 висаджених всередину кінців

бурильних труб

$$\Delta p_3 = 8 \cdot n \cdot \xi \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot Q^2 / \pi^2 \cdot d_{\text{вн}}^4, \quad (1.24)$$

де n – число нарізних з'єднань;

$$n = L_i / L_{\text{тр}}, \quad (1.25)$$

де $L_{\text{тр}}$ – довжина однієї бурильної труби, $L_{\text{тр}} = 12$ мм,
 $n = 6000 / 12 = 500$,

ξ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору висаджених кінців і нерівно-прохідного замка бурильних труб

$$\xi = 2[(d_{\text{вн}}/d_3)^2 - 1]^2, \quad (1.26)$$

де d_3 – діаметр каналу висадки і каналу замка, $d_3 = 0,101$ м

$$\xi = 2[(0,107/0,101)^2 - 1]^2 = 0,03,$$

$$\Delta p_3 = 8 \cdot 500 \cdot 0,03 \cdot 1150 \cdot 0,02^2 / 3,14^2 \cdot 0,107^4 = 0,39 \text{ МПа.}$$

– розподілені гідравлічні опори $\Delta p_{\text{кп}}$ кільцевих каналів підземної частини циркуляційної системи при структурному потоці рідини

$$\Delta p_{\text{кп4}} = 8 \cdot 10^{-6} \lambda_{\text{кп}} \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot Q \cdot L_i / [\pi^2 \cdot (D_{\text{кп}} - d_{\text{кп}})^3 (D_{\text{кп}} + d_{\text{кп}})^2] = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,38 \cdot 1150 \cdot 0,02 \cdot 320 / [3,14^2 (0,281 - 0,146)^3 (0,281 + 0,146)^2] = 1,43 \text{ МПа}; \quad (1.27)$$

$$\Delta p_{\text{кп5}} = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,41 \cdot 1150 \cdot 0,02 \cdot 60 / [3,14^2 (0,281 - 0,127)^3 (0,281 + 0,127)^2] = 7,01 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{\text{кп6}} = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,19 \cdot 1150 \cdot 0,02 \cdot 2150 / [3,14^2 (0,221 - 0,127)^3 (0,221 + 0,127)^2] = 9,72 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{\text{кп7}} = 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,18 \cdot 1150 \cdot 0,02 \cdot 2850 / [3,14^2 (0,221 - 0,14)^3 (0,221 + 0,14)^2] = 2,2 \text{ МПа};$$

– гідравлічний опір $\Delta p_{\text{д}}$ промивальних пристроїв гідромоніторного долота

$$\Delta p_{\text{д}} = V \cdot \rho_{\text{пр}} (4Q/\pi \cdot \sum d_n^2)^2 = 80 \cdot 10^{-8} \cdot 1150 (4 \cdot 0,02 / (3,14 \cdot 3 \cdot 0,0103^2))^2 = 12,58 \text{ МПа.} \quad (1.28)$$

Сума гідравлічних опорів усіх елементів циркуляційної системи

$$P_{\text{н}} = \sum \Delta p_i = \Delta p_{\text{обв}} + \sum \Delta p_{\text{ті}} + \Delta p_3 + \sum \Delta p_{\text{кп}} + \Delta p_{\text{д}}, \quad (1.29)$$

де $\sum \Delta p_{\text{ті}}$, $\sum \Delta p_{\text{кп}}$ – сумарні гідравлічні опори усіх елементів підземної частини циркуляційної системи.

$$\Delta p = 0,184 + 2,6 + 3,9 + 0,5 + 0,39 + 1,43 + 7,01 + 9,72 + 2,2 + 1,43 + 0,05 + 12,58 = 40,05$$

МПа.

Необхідна гідравлічна потужність $N_{\text{гп}}$ процесу промивки у фазі буріння під

експлуатаційну колону, так як саме ця фаза вимагає найбільшої гідравлічної потужності, кВт

$$N_{\text{гн}} = 1000 \cdot Q \cdot \sum \Delta p_i = 1000 \cdot 0,02 \cdot 40,05 = 801 \text{ кВт.} \quad (1.30)$$

Потужність насосних агрегатів, якими слід оснастити циркуляційну систему

$$N_{\text{бн}} = N_{\text{гн}} / \eta_{\text{н}}, \quad (1.31)$$

де $\eta_{\text{н}}$ – результуючий коефіцієнт корисної дії бурового насоса, за даними різних виробників $\eta_{\text{н}} = 0,8 - 0,85$; приймаємо $\eta_{\text{н}} = 0,8$

$$N_{\text{бн}} = 801 / 0,8 = 1001 \text{ кВт.}$$

Значення одиничної потужності бурового насоса

$$N_0 = N_{\text{бн}} / z, \quad (1.32)$$

де z – число насосів, якими промивається свердловина у розрахунковій фазі; на морських бурових установках, як правило, використовують один буровий насос високої потужності з метою економії місця на буровій. Виходячи з цього приймаємо $z = 1$.

$$N_0 = 1001 / 1 = 1001 \text{ кВт.}$$

Отже, на основі розрахованих даних бурова установка оснащується насосами, які за ГОСТ 6031-71 [10] належать до 13 класу бурових насосів і характеризуються наступними показниками:

- максимальна подача $Q_{\text{макс}} = 0,045 \text{ м}^3/\text{с}$;
- максимальний тиск $P_{\text{макс}} = 40 \text{ МПа}$;
- потужність $N = 1180 \text{ кВт}$;
- корисна потужність $N_k = 950 \text{ МПа}$.

Компанія Wirth виготовляє трипоршневі бурові насоси п'яти різних моделей з потужністю від 600 до 1600 кВт: ТРК $7\frac{1}{4} \times 8\frac{1}{2} / 1000$, ТРК $7 \times 10 / 1300$, ТРК $7\frac{1}{2} \times 12 / 1600$, ТРК $7\frac{1}{2} \times 12 / 2000$, ТРК $7\frac{1}{2} \times 14 / 2200$. В умовному позначенні моделей перше число – максимальний діаметр циліндропоршневої пари (в дюймах), друге - хід поршня (в дюймах), знаменник дробу – потужність насоса в кінських силах.

Виробник рекламує наступні особливості бурових насосів свого

виробництва:

- висока експлуатаційна безпека;
- швидке і легке обслуговування завдяки застосуванню гідрофікованих пристроїв-інструментів для затискання кришок клапанів та фіксатора циліндрових втулок;

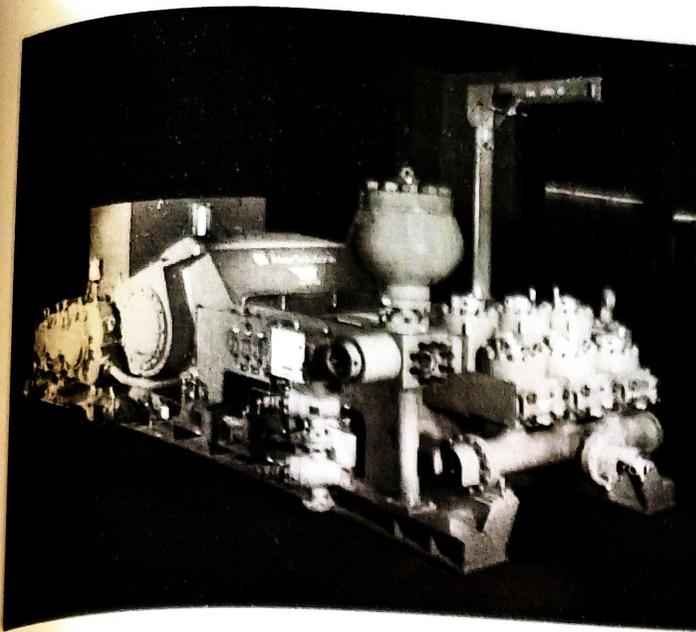
- гідравлічний пристрій для демонтажу сідел клапанів;

- низькі експлуатаційні витрати;

- добра доступність (незрозуміло – чого або до чого);

- приводні двигуни постійного або змінного струму можуть бути встановлені позаду насосів або зверху на них.

Насосний агрегат ТРК 7½×12/ 2000 виробництва компанії Wirth (Німеччина) вирізняється високою експлуатаційною безпекою, низькими експлуатаційними витратами та доброю доступністю при обслуговуванні та ремонті. Приводні двигуни постійного або змінного струму можуть бути встановлені позаду насосів (рисунок 1.3, а) або зверху на них (рисунок 1.3, б). Розташування двигуна позаду насоса значно збільшує довжину агрегата. Агрегат з верхнім розташування двигуна відрізняється компактністю і невеликою масою. Крутний момент від електродвигуна передається через двоступеневу циліндричну зубчасту передачу, яка потребує додаткової системи мащення. Електродвигуни мають спеціальний захист від попадання води, що дозволяє застосовувати їх на морських установках з низьким розташуванням щодо рівня моря.



а)



б)

Рисунок 1.3 – Насосний агрегат на базі насоса ТРК 7½×12/ 2000 (Wirth)

Насос агрегата обладнаний інтегрованими гідравлічними пристроями для обслуговування гідравлічної частини, а саме – для заміни циліндрових втулок (фіксатор), клапанів (гідравлічний пристрій для демонтажу сідел клапанів) та легкого відкриття клапанних кришок (гідрофікований пристрій-інструмент). Ці пристрої запатентовано [11]. Вони дають змогу експлуатаційному персоналу виконувати операції заміни циліндропоршневих пар безпечно, просто та із застосуванням мінімального оснащення. В них застосований принцип використання ручного насоса із гнучким нагнітальним рукавом та швидкозбірним приєднувальним вузлом. Після створення належного тиску ручним насосом різьбові з'єднання розвантажуються і можуть бути розгвинчені руками без вживання будь-якого інструменту. Пристрої спроектовано таким чином, що розрахункове навантаження прикладається до усіх стосовних різьбових з'єднань, його величина не може бути перевищена, що дає ефект збільшення довговічності у порівнянні із результатами застосування традиційного ручного інструменту [11].

У приводній частині насоса ННФ виробництва китайської компанії HongHua Co., Ltd. наявні трансмісійний вал-шестерня та ексцентриковий вал,

виготовлені з легованих сталей

Розташування корінного вала і напрямних повзунів в картері приводної частини є регульованим, напрямні повзунів замінні. Пари тертя в приводній частині змащуються від циркуляційної системи під тиском та розприскуванням. Циліндрові втулки безбуртові, вхідні і вихідні клапанні вузли взаємозамінні. Циліндрові втулки з компенсатором на вхідному колекторі та клапанні вузли є замінними. На вхідному і вихідному трубопроводах встановлено компенсатори. Картер приводної частини зварний, в ньому встановлено оливопроводи. Насоси комплектуються віброзахисними манометрами та запобіжним клапаном зрізного типу. Розміщення клапанних вузлів забезпечує їх легку заміну. Параметри та розміри насосів та їх вузлів відповідають нормативам, встановленим API Spec 7K.

Циліндрові втулки і клапанні вузли згідно норм API Spec 7K є швидкозношуваними елементами. Вони користуються заслуженою доброю репутацією в КНР та за кордоном через свою високу та стабільну якість, досягнуту завдяки втіленню в них прогресивних технологій. Циліндрові втулки двошарові із зовнішнім шаром з якісної сталі та внутрішнім шаром, отриманим відцентровим відливанням із зносостійкого чавуну. Їх кристалічна структура оптимально орієнтована та вельми щільна. Після термічної обробки твердість робочих поверхонь перевищує 62 одиниці HRC_e, після полірування вони стають дзеркально гладкими.

Коефіцієнт тертя манжети поршня по дзеркалу циліндрової втулки є малим. Жорсткі допуски на внутрішній діаметр циліндрової втулки і осердя поршня роблять дають змогу зменшити зазор між ними.

До особливостей бурового насоса 8-P-80 (рис. 1.4) компанії «National Oilwell» слід віднести: зубчасту шевронну передачу; суцільний колінчастий вал з легової сталі; змінні напрямні крейцкопфа; стальна станина зварної конструкції; двохсекційна конструкція для ущільнення штока. В силовому блоці використовується комбінована система змащування: примусова і розбризкуванням. Станина виготовлена з зварних сталевих пластин, з яких

знято напруження з метою забезпечення високої міцності та жорсткості. На корінному підшипнику знаходиться елемент жорсткості.

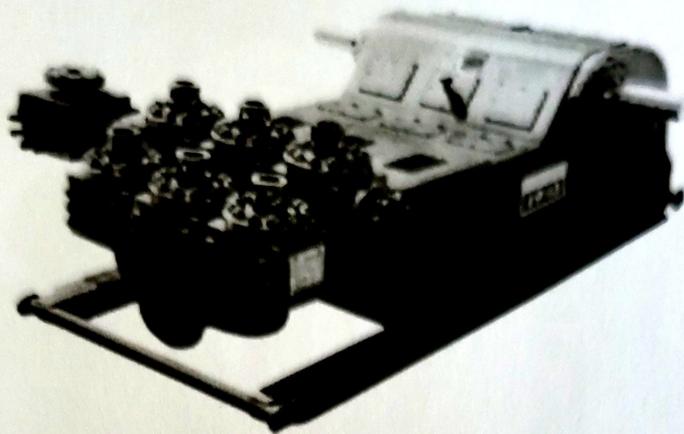


Рисунок 1.4 – Трипоршневий буровий насос 8-P-80 компанії «National Oilwell» [12]

Привод насосного агрегата 14-P-220 виробництва американської компанії National Oilwell складається з двох електродвигунів постійного струму, які встановлені на спеціальній рамі зверху механічної частини насоса (рисунок 1.5). Це значно ускладнює обслуговування останньої. Від валів електродвигунів крутний момент на обидва кінці трансмісійного вала передаються двома клинопасовими передачами. Майже вертикальне розташування клинопасової передачі потребує спеціальних пристроїв для натягу пасів.

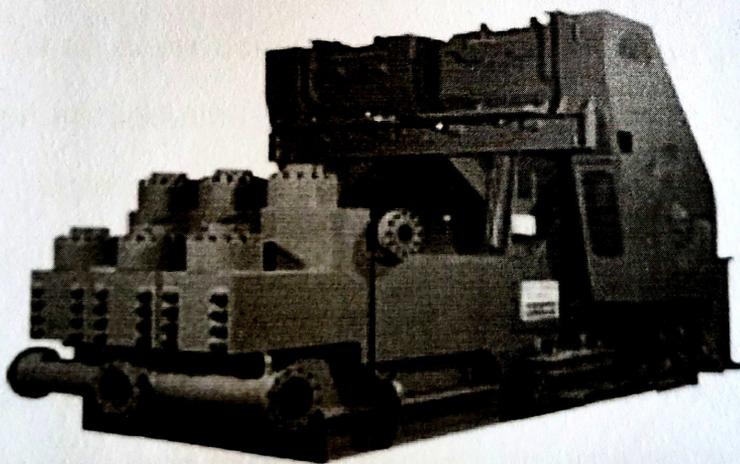


Рисунок 1.5 – Електронасосний агрегат компанії National Oilwell
Станина виготовлена з зварних сталевих пластин, з яких знято напруження з метою забезпечення високої міцності та жорсткості [12].

Характерною особливістю насоса WF 2000 американської компанії TSC (рисунок 1.6) є жорсткий збірний каркас і нестандартна рама нафтопромислового типу, які забезпечують добру стійкість при роботі насоса.

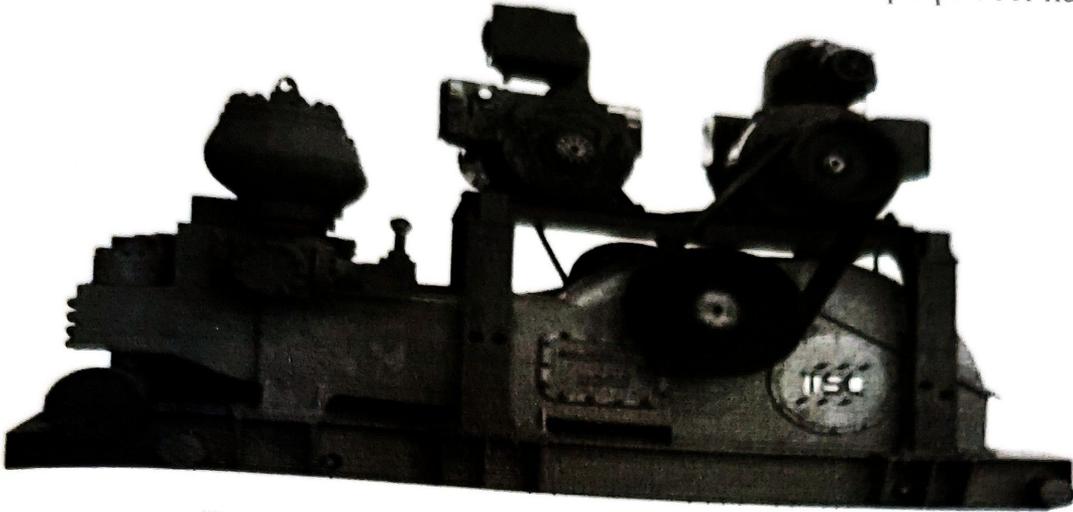


Рисунок 1.6 – Насосний агрегат WF 2000

Збірний колінчастий вал з кованою серцевиною знижує вібрацію. Два приводних електродвигуна змінного струму та дві клинопасові передачі розташовані дзеркально одна відносно одної. До недоліків можна віднести відсутність захисних кожухів на клинопасових передачах. Ця конструкція подібна до конструкції насосного агрегата W2215-210 (Lewco, США), але клинопасові передачі в останньому розташовані по обидва боки насоса симетрично. Крім цього вони оснащені кевларовими захисними кожухами. На вихідному колекторі встановлені два пневмокомпенсатори.

В насосному агрегаті T-1600-AC (Bentec, США) використовується редукторний привод від електродвигуна, встановлений безпосередньо на самому насосі.

Буровий насос компактний і має відносно невелику вагу. Приводний двигун змінного струму встановлений над механічною частиною насоса. Вдала конструкція насоса забезпечує швидку зміну поршнів і втулок, а також простоту його технічного обслуговування і ремонту. Відмінною особливістю бурового насоса є наявність двоступінчатого циліндрового вертикального

редуктора. Це дозволило відмовитися від використання ланцюгових або клинопасових передач. Обертний момент з вихідного валу редуктора передається безпосередньо на кривошипний вал насоса. Кривошипний вал є чудово збалансованою ковано-зварною конструкцією, що забезпечує тривалий ресурс експлуатації і низький рівень вібрації і шуму.

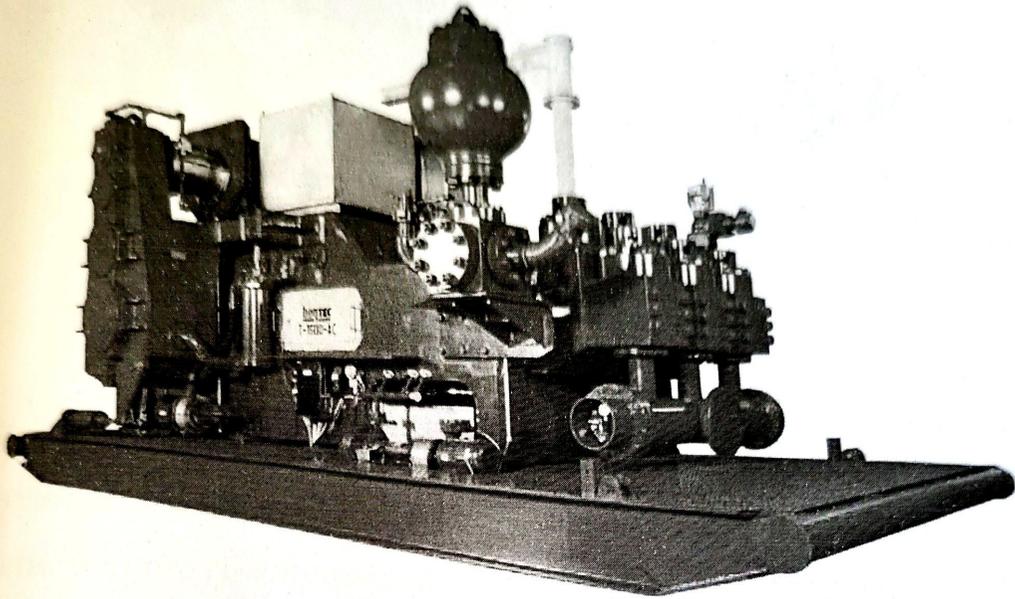


Рисунок 1.7– Насосний агрегат компанії Bentec

В гідравлічній частині насоса встановлена запатентована система швидкої заміни поршні і втулок (рисунок 1.8).

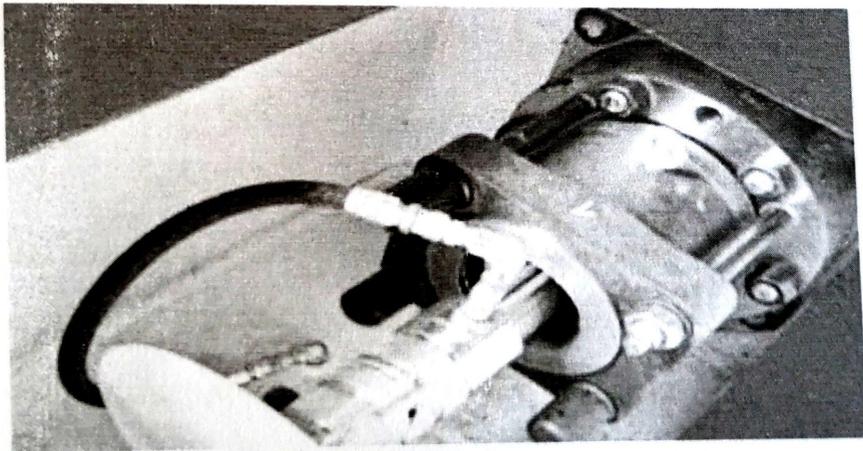


Рисунок 1.8 – Система швидкої заміни поршнів і втулок

На вимогу замовника можуть бути встановлений підпірний насос і система шумозахисту.

Конструкція агрегата АДБНТ-1600 (рисунок 1.9) має наступні переваги:

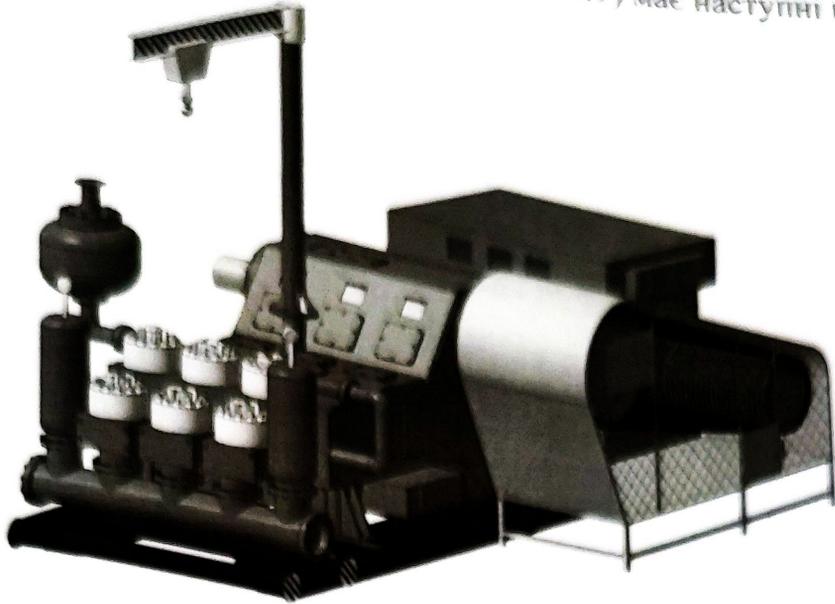


Рисунок 1.9– Агрегат АДБНТ-1600

- потужність і тиск насоса на кожному з діаметрів поршня дозволяє здійснювати технологію проводки свердловини із застосуванням форсованого режиму буріння;
- система мащення виконана як двоконтурна система, яка гарантує безперебійне змазування вузлів тертя. Примусова система мащення виконана з автоматичною підтримкою постійного тиску масла в маслопроводах;
- гідравлічне устаткування укомплектоване сучасною запірною арматурою, яка виключає процес підсосу повітря з тильного боку поршня і процес газонасичення бурового розчину;
- ексцентриковий вал насоса виконаний зварнолитим з високолегованої сталі підвищеної міцності з додатковим контролем УЗК;
- забезпечена довговічність зубчастої передачі і підвищена контактна витривалість зубів за рахунок сучасних методів термообробки, яка гарантує встановлений ресурс роботи насоса;
- конструкція станини і кришки забезпечує вільний доступ до механізмів при виконанні ремонту і контролю за їх роботою;

– наявність в конструкції запобіжного клапана блокуючого пристрою, який відключає привід бурових насосів при підвищенні тиску в нагнітальному трубопроводі з одночасним скиданням надлишкового тиску.

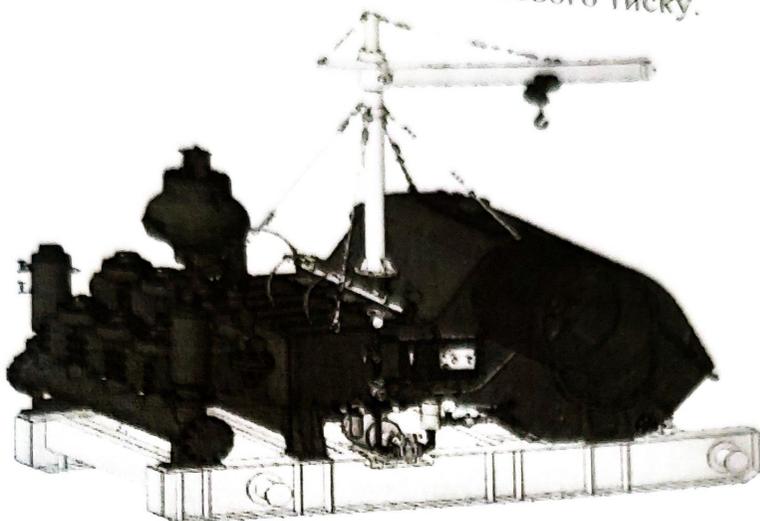


Рисунок 1.10– Буровий трьохпоршневий насос УНБТ-1180

Буровий насос УНБТ-1180L (рисунок 1.10) має наступні конструктивні особливості і переваги:

- потужність і тиск насоса на кожному діаметрі поршня дозволяє здійснювати технологію проводки свердловини із застосуванням форсованого режиму буріння;
- трьохпоршневі насоси односторонньої дії забезпечують найменшу міру нерівномірності тиску на виході і найменший розхід клапанів і штоків поршня порівняно з двопоршневими насосами двосторонньої дії;
- застосування кованих гідрокоробок з високоміцної легованої сталі і іонне азотування зубчастої передачі гарантують призначений ресурс насоса;
- пристрій гідрозатвора циліндро-поршневої групи виключає процес підсосу повітря з тильного боку поршня і процес газонасичення бурового розчину. Окрім цього, пристрій забезпечує мастило і охолодження пари тертя поршня і циліндра;
- двокамерне ущільнення штока повзуна усуває втрати масла з картера і його забруднення буровим розчином;

- система мастила редуктора складається з двох частин: примусової і самопливної з накопичувальних лотків. Примусова система мастила виконана з автоматичною підтримкою постійного тиску масла в маслопроводах;

- наявність в конструкції запобіжного клапана блокуючого пристрою відключає привід бурових насосів при перевищенні тиску в нагнітальному трубопроводі з одночасним скиданням надлишкового тиску;

- конструкція насоса дозволяє використовувати трансмісію приводу з будь-якого боку насоса або з обох боків.

В загальному привод бурових насосів може бути нерегульований або регульований. В більшості насосних агрегатів в якості приводу використовують двигуни змінного струму. Для забезпечення більшого широкого діапазону регулювання подачі бурового розчину перевагу слід надавати регульованому приводу.

Використання частотно-регульованого електроприводу забезпечить:

- збільшення швидкості проходки;
- скорочення витрати електроенергії;
- зниження витрат на технічне обслуговування електродвигунів;
- необхідні технологічні і електричні захисти та блокування.

При цьому використовують асинхронні електродвигуни з коротко замкнутим ротором потужністю до 1600 кВт; напруга 660 вольт, номінальний струм до 1335 ампер; діапазон частоти обертання 0-1800 хв⁻¹.

Система автоматичного регулювання електроприводу насоса забезпечує:

- плавне регулювання швидкості двигуна в діапазоні від 0 до 1800 хв⁻¹;
- обмеження темпу розгону електроприводу насоса;
- підтримка заданої швидкості обертання двигуна;
- обмеження моменту двигуна в діапазоні від 40 до 110% від номінального значення.

Таблиця 1.5 – Технічна характеристика бурового насоса УНБТ-1180 [13]

Потужність насоса, кВт	УНБТ-1180L
Число циліндрів, шт.	1180
Номінальна частота ходів поршня за хв	3
Подача насоса (max), м ³ /с	125
Тиск на виході насоса (max), МПа	0,51
Потужність насоса, кВт	35,7
Потужність насоса, кВт	УНБТ-1180
Виконання гідравлічної частини	L-подібне
Пневмокомпенсатор	ПК70-350
Степінь нерівномірності тиску на виході з насоса, %, не більше	5
Маса зі шківом, пневмокомпенсатором і краном, кг	25000

Висновки

На основі проведеного аналізу у даному розділі магістерської роботи при виборі прототипу насосу надаємо перевагу буровому трипоршневому насосу УНБТ-1180. Використання цього насосу забезпечить більш рівномірну подачу бурового розчину на потрібну глибину свердловини, надійність та безвідмовність у порівнянні з іншими насосами, можливість швидкої заміни поршнів і втулок.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Аналіз причин незадовільного ресурсу клапанної групи, обґрунтування необхідності модернізації

Бурові насоси експлуатуються в дуже складних умовах. Вони перекачують в'язкі бурові розчини приготовані на основі глино-водяних сумішей і обважені добавками барита чи гематита. Розчини вміщують до 2% абразивних частинок вибуреної породи і перекаються насосами при температурі від 40-70°C. Крім того, вони часно вміщують хімічні реагенти: вапно, каустичну соду, кислоти, солі та інші речовини [14].

Проблема створення надійних у роботі і зручних в експлуатації насосів, пов'язана із збільшенням довговічності змінних деталей гідравлічної частини насосів (поршні, циліндрові втулки, клапани, штоки), яка залежить від умов роботи. До основних параметрів, що впливають на умови роботи і довговічність змінних деталей, відносяться: тиск у нагнітальній лінії насоса, властивості розчину (густина, температура, абразивність), та режим роботи змінних деталей насоса.

Частота ходів поршня в трипоршневих насосах в 1,5-2 рази вища, ніж в двопоршневих насосах. В той же час частота ходів поршня в трипоршневих насосах із збільшенням потужності помітно падає з 175 циклів/хв, при $N=370$ кВт до 115 циклів/хв, при $N=1180$ кВт, тобто приблизно на 34,3%.

Середня швидкість поршня в трипоршневих насосах на 15-20% вища, ніж це прийнято в двопоршневих насосах, а максимальна швидкість – на 15-30%. Відповідно довжина пробігу поршня за хвилину в трипоршневих насосах більша на 15-35%.

Збільшення тиску на нагнітальній лінії насоса призводить до збільшення швидкості зношування деталей гідравлічної частини насоса. При перевантаженні на 20÷30 % по тиску, стійкість поршня зменшується в 1.5÷2 рази. Великі глибини свердловин (більше 5000 м) і як наслідок великі питомі густини бурових розчинів, для подолання високих пластових тисків, негативно

впливають на швидкість спрацювання деталей гідравлічної частини бурового насоса. Із збільшенням густини промивальної рідини, збільшується інтенсивність спрацювання змінних деталей гідравлічної частини бурового насоса. При цьому наробинок змінних деталей бурового насоса на промивальній рідині густиною до 1300 кг/м^3 максимальний. Із збільшенням густини промивальної рідини довговічність змінних деталей значно зменшується [15].

Елементи гідравлічного блоку бурового насоса: поршні, втулки, клапанні групи, діафрагма пневмокомпенсатора працюють при великих тисках та в агресивному середовищі, що містить велику кількість дрібного абразиву, схильні інтенсивному зносу, який характеризується поступовим накопиченням ушкоджень в деталях. Раптова відмова деталі в результаті накопичення пошкоджень може наступити в процесі буріння. Тому під час технічного обслуговування гідравлічного блоку виконують діагностику з метою виявлення початкової стадії пошкодження деталей, схильних інтенсивного зносу.

Проблема створення надійних у роботі і зручних в експлуатації насосів, пов'язана із збільшенням довговічності змінних деталей гідравлічної частини насосів (поршні, циліндрові втулки, клапани, штоки), яка залежить від умов роботи.

В процесі експлуатації бурового насоса внаслідок абразивної дії піску, що знаходиться в буровому розчині, найбільш швидко зношуються його циліндрові втулки, поршні, штоки, клапани і сідла, що призводить до порушення нормального режиму роботи насоса і зниження подачі бурового розчину до вибою свердловини. Тому потрібно перевірити стан поверхні штока. При ослабленні прокладок циліндрова втулка може бути виштовхнута з насоса. Необхідно періодично перевіряти притиснення циліндрових втулок. Клапани і сідла, що мають значний знос, слід замінювати. В іншому випадку може статися розмив клапанної коробки, а отже, і вихід насоса з ладу.

На довговічність клапанної групи бурових насосів впливають такі фактори як: тиск нагнітання і властивості промивальної рідини (в'язкість, температура, густина, наявність твердих і абразивних частинок, корозійна дія, наявність

нафти, газу і інших хімічних реагентів і т.д.). Підвищена температура рідини і наявність в розчинах нафти і газу негативно впливають на гумові деталі ущільнень, змінюють механічні властивості матеріалів. Тверді та абразивні частинки вибуреної породи викликають абразивний вид зношування. Наявність абразивних частинок в промивальній рідині залежить від типу обважнювача якогось властивості гірських порід, що зустрічаються при бурінні свердловин, якості очистки промивальних рідин і т.д. Втраті герметичності ущільнення і початку зношення абразивною струминою сприяє корозія ущільнюючих металічних деталей.

Знос клапанів виявляється на таких ділянках:

- направляючих поверхнях;
- опорних посадочних поверхнях;
- в ущільненнях.

Направляючі клапана зношуються під час роботи клапана. Переміщення тарілки вгору і вниз на висоту підйому в середовищі промивального розчину, який містить абразивні частинки, викликає зменшення діаметра направляючих штоків, хрестовин і збільшення діаметра направляючих втулок в діаметрі сідла (якщо тарілка оснащена направляючою хрестовиною). Іноді можна спостерігати на внутрішній поверхні сідла прямолінійне поглиблення, направлені уздовж утворюючої і співпадаючі з положенням пір'їв хрестовини при відсутності обертання сідла.

Часто спостерігається одностороннє зношування направляючих штоків і втулок в результаті постійного притискання тарілки в певному напрямленні діючих на неї гідравлічними силами. Прекос тарілки в сідлі викликає її неточну посадки. Утворюються щілини на посадочній поверхні між тарілкою і сідлом закритого клапана. Пришвидшується пошкодження ущільнення, яке видавлюється зазор, що утворився. Порушення щільності закритого клапана супроводжується гідроабразивною ерозією спряжених поверхонь тарілки і сідла закритого клапана, швидким його руйнуванням.

Знос посадкових поверхонь тарілки і сідла при нормальній роботі клапана

відбувається результаті їх контакту з абразивними зернами, а особливо, руйнування зерен абразивів, які попадають між твердими опорними поверхнями сідла і тарілки при закриванні клапана. В момент роздроблення зерен в металічних деталях в місцях контакту з зерном виникають максимальні напруження, які значно перевищують граничний питомий тиск, приймаючи в розрахунок в припущенні суцільного контакту сполучених посадкових поверхонь, неможливого в умовах роботи насоса в абразивовміщуючому буровому розчині. Багаторазове повторювання циклів посадки тарілки на сідло і злиття окремих джерел руйнування викликають суцільне зношування поверхонь шарів металу. При цьому порушується відносне положення тарілки і сідла, тарілка опускається нижче, збільшується деформація ущільнення, викликаючи втомне пошкодження гуми і подальше порушення щільності.

Ущільнення зношуються і від видавлювання гуми в зазор між тарілкою і сідлом чи других видів взаємодії гуми зі спряженими деталями в абразивному середовищі промивальної рідини. Гума руйнується від проникання в неї зерен абразиву, скупчення їх між ущільненням і деталлю, на якій воно закріпленню [15].

Зношення ущільнюючої гуми клапанів залежить не стільки від властивостей компонентів, з яких вона виготовлена, скільки від властивостей промивальної рідини, швидкості проковзування, навантаження, умов тепловідводу, розміру поверхні контакту, результату взаємодії матеріалів сідла і тарілки середовища і продуктами зношування.

В процесі експлуатації бурових насосів в результаті нещільної посадки сідла клапана, що залежить від чистоти сполучених поверхонь, первісного зусилля запресовування та інших причин, відбувається поступовий, а часом і швидкий гідроабразивний промив тіла клапанних коробок і самих сідел клапанів.

Процес зношування клапана відбувається в три етапи: припрацювання деталей, нормального і катастрофічного зношування після порушення щільності з'єднань.

В процесі припрацювання зтираються сліди механічного оброблення деталей і з'являються нові поверхні, які утворилися в результаті взаємодії деталей під час роботи.

В процесі нормального зношування направляючих клапана, його посадкові поверхні і ущільнення відбувається поступове підготовлення до заключної стадії зношування. Катастрофічне зношування починається після того, як з'являється нещільність закритого клапана, яка перевищує допустиму границю.

Процес гідроабразивної ерозії проходить вельми інтенсивно із-за великого тиску нагнітання бурових насосів і сильно виражених абразивних властивостей промивального розчину, який вміщує зерна кварцу та інших гірських мінералів, твердість яка перевищує твердість металу.

Спостереженнями встановлено, що з перших годин роботи починається механічне зношування гумового елемента клапана незалежно від його розміщення і саме в місцях найбільшої концентрації напружень. В момент посадки манжети на сідло або тарілки на манжету загострена частина манжети видавлюється в ущільнюючий зазор і защемляється. При подальшому змиканні тарілки зі сідлом з ростом тиском защемлений об'єм відривається. Механізм такого виду зношування через деякий час приводить до повного руйнування загостреної частини манжети.

Більшість тарілок клапанів поршневого насосів при глибокому бурінні виходить з ладу при порушенні герметичності гумового ущільнювача, при чому на всіх клапанах відмічаються промиви. Герметичність ущільнень поступово порушується внаслідок зношування гумових ущільнюючих деталей і робочих поверхонь тарілок, і сідел клапанів. Металічні поверхні руйнується при спільній дії потоку рідини і контактної втоми при роздавлюванні піщинок між сідлом і тарілкою.

В процесі експлуатації поршневого насоса спостерігається повторення циклів відкриття і закриття клапанів, багатократне прикладання діючих навантажень, складний характер взаємодії абразивних частинок з робочими поверхнями деталей і агресивний вплив промивальної рідини.

По мірі руйнування ущільнювача порушується герметичність клапанної пари. Промивальна рідина проникає під високим тиском в утворені щілини, інтенсивно промиває робочі поверхні ущільнювача тарілки і сідла.

Спостереження за роботою клапанів показали, що в більшості випадків серійні клапани насосів виходять з ладу в результаті промивів тарілки і сідла. Працездатність ущільнення тарілки не відповідає працездатності металічних деталей клапана. Гумове ущільнення при роботі клапана порушується, викликаючи порушення герметичності ущільнення і промиву тарілки і сідла. Наклеп і поява кільцевих виробок на металічних деталях сприяють втраті герметичності і виходу клапана з ладу.

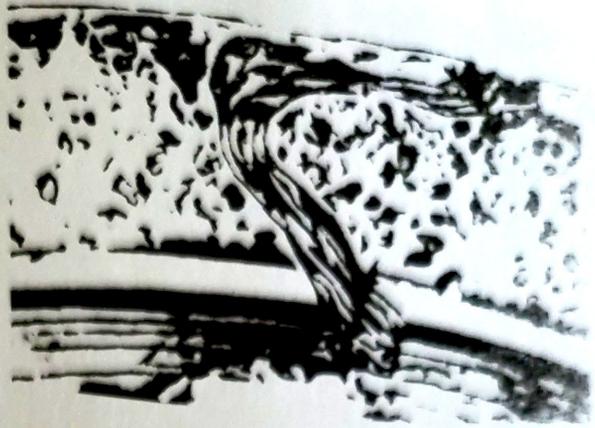
Основною причиною виходу з ладу клапанів являється утворення гідроабразивних промивів на робочих поверхнях сідла і тарілки під дією абразивної струмини, яка проривається через утворені нещільності (в результаті руйнування гумового ущільнювача) в результаті великого перепаду тиску над і під клапаном. Поряд з цим дослідники відмічають, що робочі поверхні тарілок і сідел клапанів руйнуються також внаслідок пластичного деформування і крихкого викришування в результаті проникнення абразивних частинок в момент посадки тарілки на сідло.

На рисунку 2.1 показана зношена тарілка клапана. Видно, що посадковий поясок повністю спрацювався, одне із чотирьох пір'їв нижньої направляючої хрестовини і верхній направляючий шток відламані. Крім того, вимірами встановлено, що диск клапана прогнувся. Залишкова деформація в центрі складає 1,5 мм відносно країв диску.

Знос посадкового пояса (рисунок 2.1, б) характеризується численними джерелами руйнування, які виникають в результаті роздроблення зерен абразива, і каналами, які утворилися в результаті гідроабразивної ерозії після пошкодження ущільнення [16].



а



б

Рисунок 2.1 – Зношена тарілка клапана [16]:

а – руйнування посадочного пояса, поломка верхнього направляючого штока і нижньої направляючої хрестовини; б – зношена посадкова поверхня з ізольованими лунками і каналом, який утворився в результаті гідроабразивної ерозії

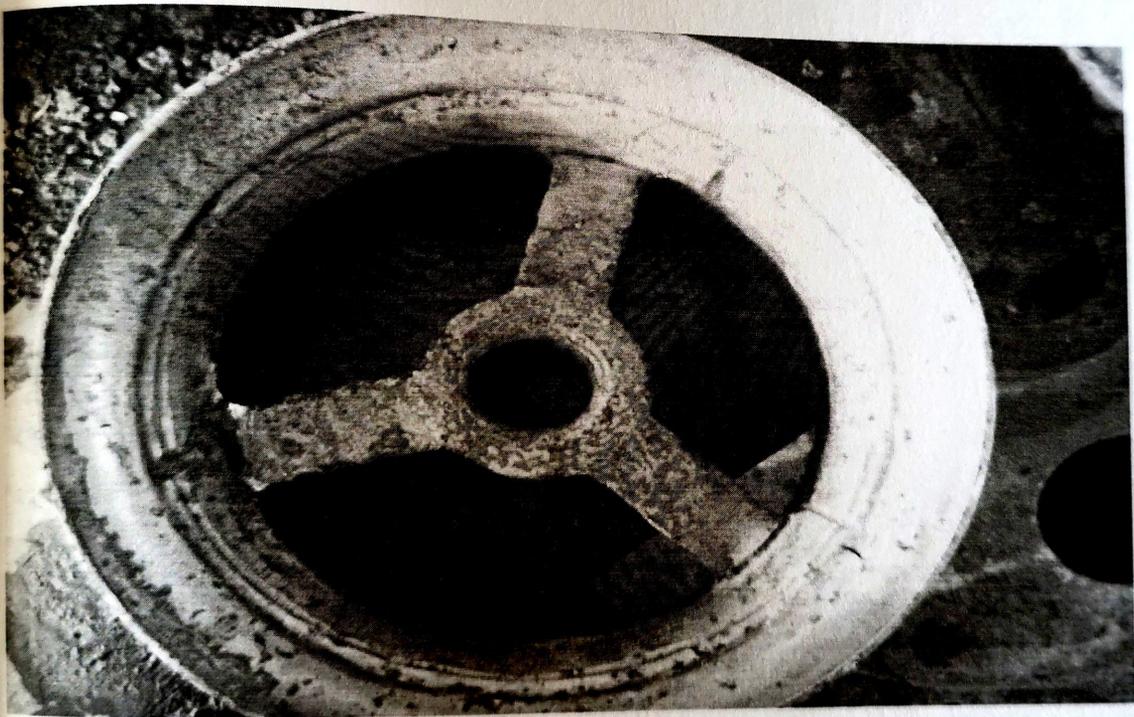


Рисунок 2.2 – Фото зношеного сидла клапана



Рисунок 2.3 – Фото зношеної тарілки клапана

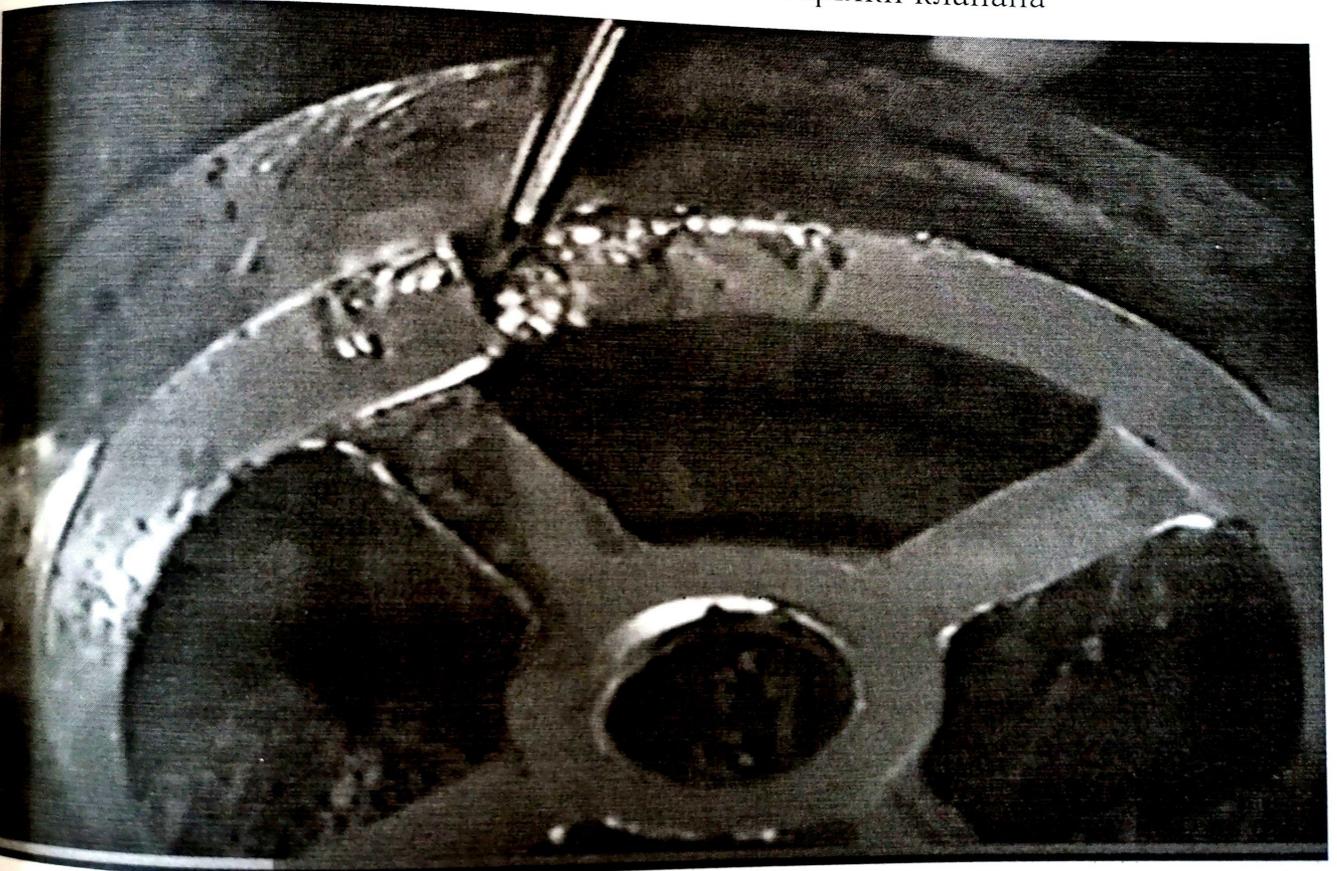


Рисунок 2.4 – Фото зношеного сідла клапана

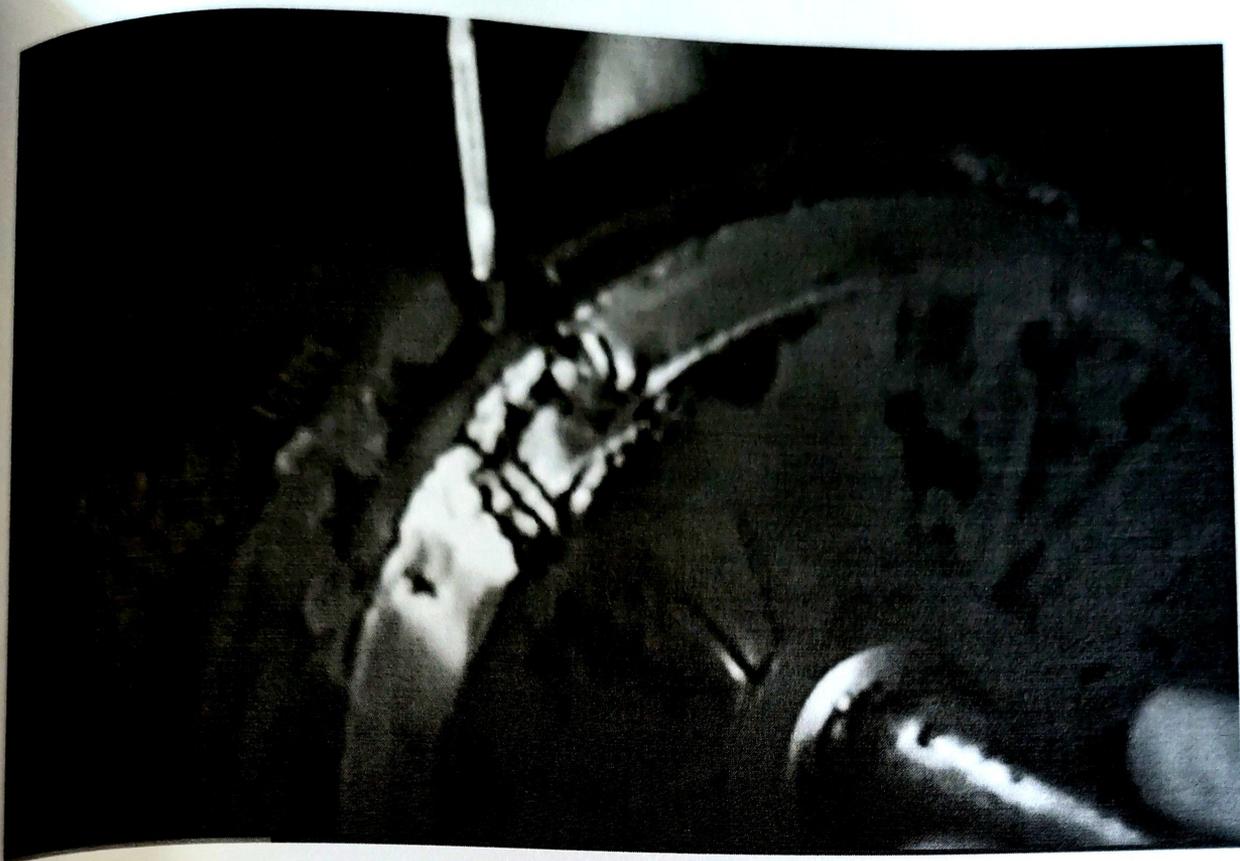


Рисунок 2.5 – Фото зношеної тарілки клапана

З проведеного аналізу клапанної групи видно, що клапанна група бурових насосів працює в умовах абразиву, високих тисків, підвищених температур та деталі клапанної групи відносяться до швидкозношуваних деталей, тому на даний момент основними завданнями при проектуванні нових деталей та вузлів бурових насосів є підвищення надійності та довговічності, зниження маси, скорочення матеріальних та трудових витрат на їх виготовлення, експлуатацію і ремонт.

2.2 Вдосконалення конструкції гідравлічної частини бурового насоса

При експлуатації бурових насосів поршневого типу виникає значна кількість відмов гідравлічної частини. Аналіз причин виходу з ладу деталей клапанної групи показує, що часто неякісне встановлення сідла клапана, внаслідок нещільної посадки сідла клапана, що залежить від чистоти

сполучених поверхонь, первісного запресування та інших причин веде до гідроабразивного промивання гідравлічної коробки і самих сідел. Слід відмітити, що розмив посадочної поверхні унеможлиблює експлуатацію клапанної групи насосу внаслідок розгерметизації об'ємів гідрокоробки під клапаном і над клапаном. В той же час при виникненні подібних розмивів в ремонт необхідно направляти гідрокоробку.

Ремонт є досить складний і включає в себе наплавлення в місці гідроабразивного промивання та шліфування із забезпеченням герметичного запресування сидла клапана. Ремонт ускладнюється ще й тим, що конструкція гідравлічної частини насоса є важкодоступною для працівників, які забезпечують ліквідацію промитої поверхні гідрокоробки та наступною обробкою. наплавленням. Враховуючи значну вартість подібних ремонтних робіт і те, що в цих випадках ресурс експлуатації гідравлічної частини бурового насосу УНБТ-1180 значно зменшується важливо при експлуатації насосу не допускати виникнення подібних ситуацій. Клапанний вузол бурового насоса УНБТ-1180 зображений на рисунку 2.5.

По великому розрахунку у всіх випадках гідроабразивне промивання відбувається через те, що обслуговуючий персонал не має інформації про втрати герметичності клапанної групи у зоні встановлення сидла.

Пропонується вдосконалення гідравлічної частини бурового насоса УНБТ-1180, яке дозволяє результативно виявляти початок втрати герметичності в місці посадки сидла клапана.

Вдосконалений вузол клапанної групи зображено на рисунку 2.7.

Запропоноване вдосконалення полягає в тому, що сидло клапана містить на периферійній посадковій конічній поверхні проточку, яка дозволяє за рахунок додаткових ущільнень, які розміщені вище і нижче проточки по висоті сидла реєструвати втрату герметичності при попаданні бурового розчину в проточку, що відбувається при порушенні герметичності місця посадки сидла клапана в гідрокоробці. Сама реєстрація відбувається завдяки наявності радіально розташованих отворів в гідравлічній коробці. По висоті ці отвори мають

розташовуватись в зоні проточки в сідлі клапана. При порушенні герметичності в місці посадки сідла промивальна рідина, яка проникає з зони високого тиску до проточки починає циркулювати через радіальні отвори в гідравлічній коробці. Слід вказати, що в той же час нижнє ущільнення сідла клапана не дає змогу прориватися промивальній рідині в підклапанну порожнину і інтенсивно створювати руйнування місця посадки сідла, тобто забезпечувати утворення гідроабразивного промивання.

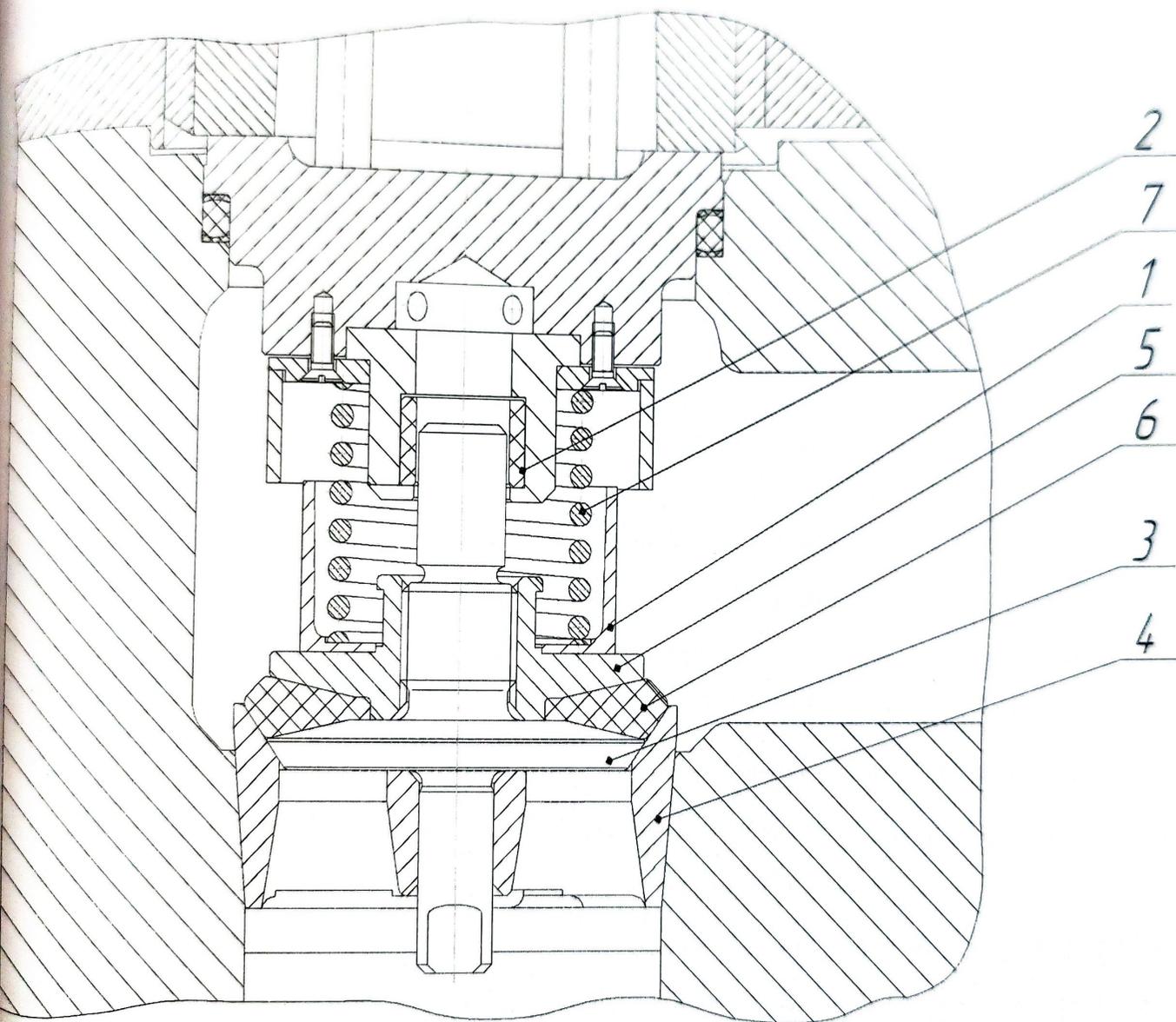


Рисунок 2.6 – Клапанний вузол:

- 1 – стакан;
- 2 – втулка;
- 3 – клапан;
- 4 – сідло;
- 5 – гайка;
- 6 – ущільнення клапана;
- 7 – пружина;

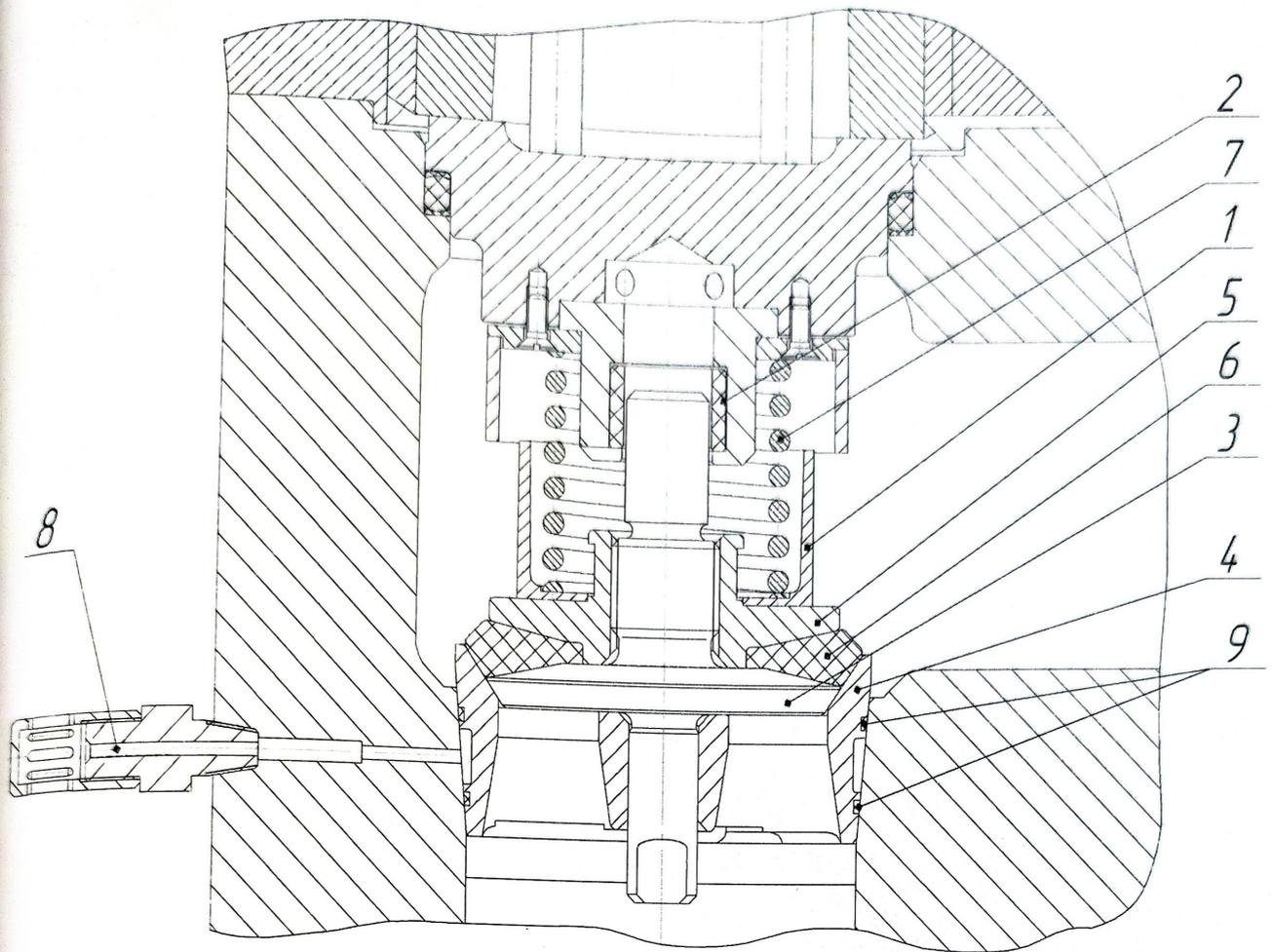
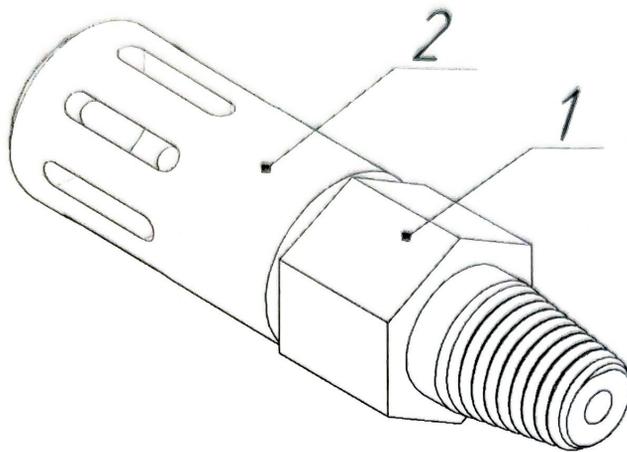


Рисунок 2.7 – Вдосконалений клапанний вузол:

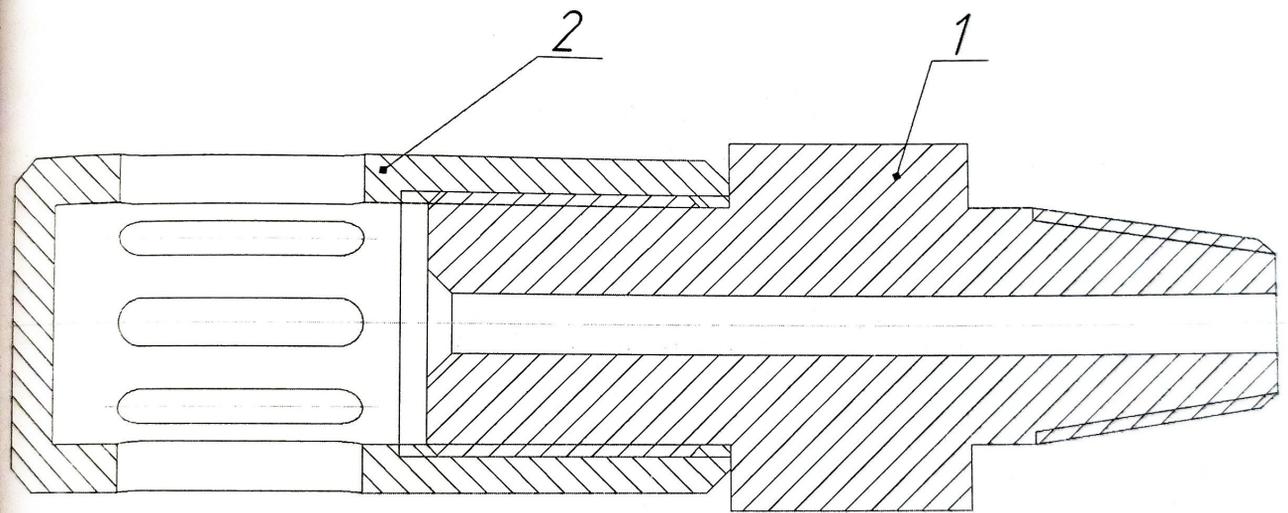
1 – стакан; 2 – втулка; 3 – клапан; 4 – сідло; 5 – гайка; 6 – ущільнення клапана;
 7 – пружина; 8 – індикатор контролю герметичності; 9 – ущільнюючі кільця сідла

В радіальному отворі гідравлічної коробки, який має різьбу може бути встановлено індикатор промивальної рідини, манометр чи індикатор контролю герметичності посадки сідла клапана. Для насоса УНБТ-1180 пропонується застосувати індикатор контролю герметичності посадки сідла клапана, який складається з корпусу 1, який накручується на ковпака 2. Ковпак має поперечні прорізи через які буде витікати буровий розчин і це дає можливість миттєво виявляти втрати герметичності в зоні посадки сідла клапана. Для встановлення індикатора в гідравлічну коробку необхідно приєднати його в гідрокоробку, за допомогою конусної самоущільнюючої різьби. Для полегшення приєднання

індикатора в гідравлічну коробку корпус індикатора має на корпусі шестигранну поверхню під ключ розміром $S=27$ мм (рисунок 2.7). Виготовляється індикатор із хромонікельмолібденової сталі 20 ХНМ ГОСТ 4543-71. При виявленні порушення герметичності обслуговуючий персонал приймає заходи з метою термінової зупинки насосу і усунення порушення герметичності.



а)



б)

Рисунок 2.8 – Індикатор порушення герметичності посадки сідла клапана

а) індикатор контролю герметичності посадки сідла – 3D вигляд;

б) Індикатор контролю герметичності посадки сідла – вигляд в розрізі

1 - корпус; 2 ковпак

Слід вказати, що для своєчасного виявлення початку гідроабразивного

промивання планується оснастити даний індикатор спеціальними датчиками, які передадуть інформацію початку порешення на спеціальний інформаційний щит (або світовий чи звуковий сигнал).

На рисунках 2.6 та 2.7 відповідно зображений стандартний вузол та вдосконалений клапанні вузли бурового насоса УНБТ-1180. Видно що в місці посадки сідла клапана на стандартному клапанному вузлі (рисунок 2.6) в місці посадки сідла відбувається контакт метал з металом. При запресуванні сідла клапанна та порушенні чи нещільної посадки сідла, що залежить від чистоти спряжених поверхонь, первісного зусилля запресування та інших причин відбувається гідроабразивне промивання клапанних коробок і сідел клапанів (деколи з перших хвилин роботи насоса). Обслуговуючий персонал не має інформації про це. У вдосконаленому клапанному вузлі (рисунок 2.7) всі ці недоліки усуваються. В місці посадки сідла клапана присутні ущільнюючі кільця 9 для покращення герметизації, а також часткового зменшення контакту метал з металом. Такі кільця покращують герметизацію місця посадки сідла і дають змогу подати промивальну рідину в індикатор не допустивши проникнення під сідло. Це відбувається за рахунок проточки в сідлі клапана, в об'єм якої буде поступати буровий розчин. Дана проточка сполучена з індикатором контролю герметичності посадки сідла клапана радіальним отвором. Наявність порушення герметичності видно за допомогою отворів в ковпаку 2 індикатора контролю герметичності посадки сідла через, які частково виходить буровий розчин (рисунок 2.8).

Загальний вид встановлення індикаторів контролю герметичності посадки сідла показано на рисунку 2.9.

Запропоноване вдосконалення дозволяє попередити гідроабразивне промивання гідравлічної коробки та сідла клапана в результаті нещільної посадки сідла, виявити його за допомогою індикатора контролю герметичності посадки сідла, збільшити герметичність в місці посадки сідла, підвищити якість експлуатації, збільшити міжремонтний період, зменшити витрати на ремонт і покращити технічне обслуговування бурових насосів в цілому.

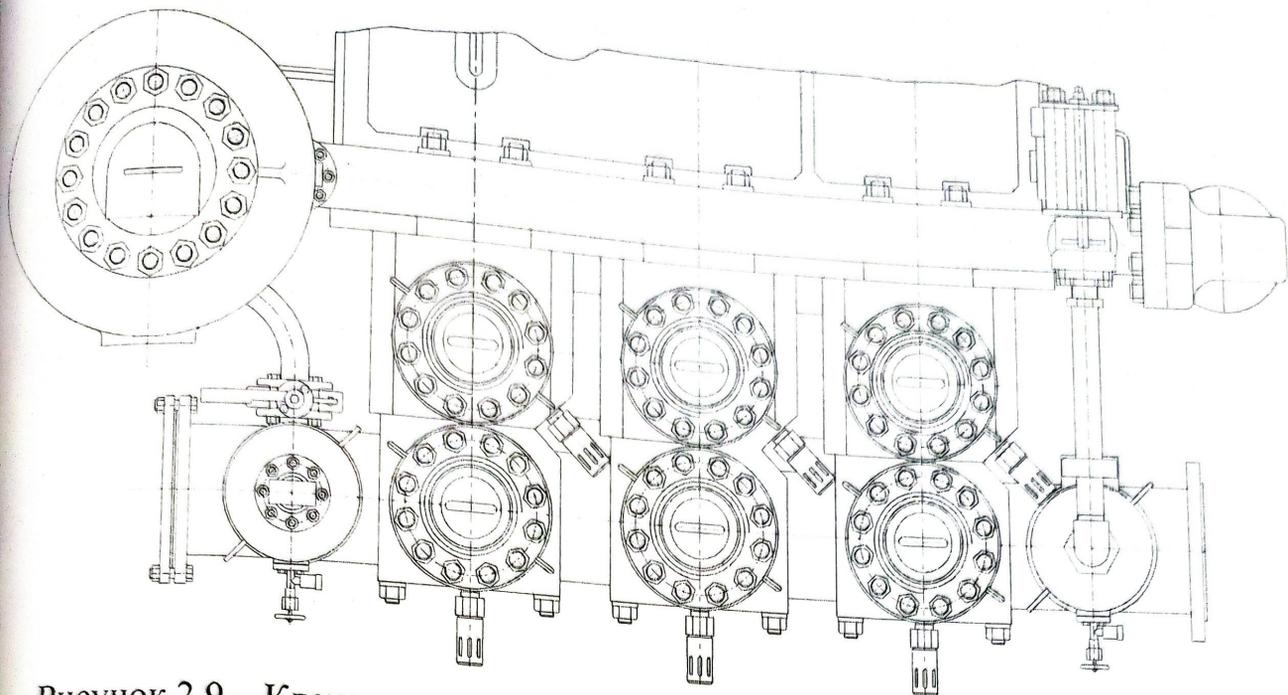


Рисунок 2.9 – Клапанна група бурового насоса УНБТ-1180 з індикаторами контролю герметичності посадки сідла клапана

2.3 Оцінка економічної ефективності

Економічний ефект від впровадження на виробництві модернізованої конструкції бурового насоса визначається за формулою:

$$E = \left[C_{AT} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta I - E_n \cdot (K_2' - K_1')}{(1/T_2) + E_n} - C_{MT} \right] \cdot n, [грн], \quad (2.1)$$

де C_{AT}, C_{MT} - вартість бурового насоса до і після модернізації;

k_1 - коефіцієнт зростання продуктивності бурового насоса;

E_n - єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності, $E_n = 0,15$;

K_2', K_1' - супутні капітальні вкладення; у зв'язку із тим, що модернізація не потребує додаткових супутніх капітальних вкладень то $K_2' = K_1'$, тоді $K_2' - K_1' = 0$.

T - термін служби бурового насоса; $T_1 = T_2 = 10$ років;

k_2 - коефіцієнт зміни строків служби; оскільки термін служби бурового насоса не змінюється, то $k_2 = 1$;

n - річний обсяг впровадження модернізації, пропонуємо $n = 1$;

ΔM - економія експлуатаційних витрат.

Зміни технічного обслуговування та ремонтів бурового насоса відображені у таблиці 2.1.

2.3.1 Визначення вартості модернізованого обладнання

Собівартість базового обладнання визначається розрахунком з формули визначення оптової ціни обладнання, в які значення ціни аналогічного обладнання приймається по діючим цінам, тобто:

$$C_{AT} = C_1 \cdot (1 + P_c), \text{ грн.}, \quad (2.2)$$

звідки:

Таблиця 2.1 – Технічне обслуговування та ремонт бурового насоса

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год ($T_{\text{ц}}$)	Кількість тех. обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі (a_i)	Тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, роб. днів (d_{pi})	Трудомісткість виконання одного ТО й ремонту, нормо-год (r_i)
Для аналогової техніки				
ТО	200	20	3,5	80
ПР	600	9	10	800
КР	6000	1	20	1200
Для модернізованої техніки				
ТО	200	20	3,5	85
ПР	600	9	9	720
КР	6000	1	17	1020

$$C_1 = \frac{Ц_{ЛТ}}{1 + P_c}, \text{ грн.} \quad (2.3)$$

де C_1 – собівартість базового обладнання, грн.;

$Ц_1$ – оптова ціна базового обладнання, грн.; ціна базового бурового насоса за ринковими цінами складає $Ц_{ЛТ} = 850500$ грн.;

P_c – норматив рентабельності (в магістерській роботі приймаємо $P_c = 0,3$).

$$C_1 = \frac{850500}{1 + 0,3} = 654230,8 \text{ грн.}$$

Ціна модернізованого бурового насоса визначається за формулою:

$$Ц_{нт} = C_2 \cdot (1 + P_c), \text{ грн.} \quad (2.4)$$

де C_2 – собівартість модернізованого обладнання, грн.; визначається за формулою:

$$C_2 = C_1 - B_{\text{вив.}}^{\text{ед.}} + B_{\text{введ.}}^{\text{ед.}}, \text{ грн.} \quad (2.5)$$

де $B_{\text{вив.}}^{\text{ед.}}$ – вартість виведених вузлів та деталей з конструкції аналога після модернізації; у нашому випадку з експлуатації виводиться сідло бурового насоса старої конструкції, ціною 1550 грн;

$B_{\text{введ.}}^{\text{ед.}}$ – вартість введених вузлів і деталей в конструкцію аналога після модернізації; у нашому випадку це буде вартість модернізованих деталей сідла 2075 грн, та вартість виготовлення деталей сідла удосконаленої конструкції.

Вихідними даними для розрахунку вартості виготовлення деталей сідла є:

1) кількість та розряд робітників, що необхідні для виготовлення деталей

для модернізації:

– токар (V розряд) – 1 особа;

– токар-фрезерувальник (V розряд) – 1 особа;

– слюсар (V розряд) – 1 особа.

2) трудомісткість операцій для модернізації:

– токарні – 2 н-годин;

– фрезерувальні – 3 н-години;

– слюсарні – 1 н-годин.

3) тарифні ставки на оплату праці робітників:

для робітників IV розряду - 19,47 грн, V розряду - 22,3 грн.

4) необхідне обладнання для виготовлення деталей для модернізації:

Таблиця 2.2 – Необхідне обладнання для виготовлення деталей для модернізації

Призначення	Вид обладнання	Модель верстата	Кількість, шт	Потужність, кВт
Основне технологічне обладнання	Токарний	165	1	10
	Фрезерувальний	Ф4–251	1	8,1
Допоміжне технологічне обладнання	Заточний	4АМВС	1	6,5
Всього	–	–	3	24,6

Машинний час при виготовленні деталей для модернізації:

– токарний верстат $\Phi_1 = 2,0 \text{ маш} - \text{год}$;

– фрезерувальний верстат $\Phi_2 = 3,0 \text{ маш} - \text{год}$;

– заточний верстат $\Phi_3 = 1,0 \text{ маш} - \text{год}$.

Визначаємо витрати на основну заробітну плату працівників:

$$C_{осн} = \sum_{i=1}^n N_i T_i H_i, \quad (2.6)$$

де N_i – кількість робітників i -го розряду;

T_i – тарифна ставка робітника i -го розряду;

H_i – кількість годин робочого часу.

Отже за формулою (2.6):

$$C_{осн} = 2 \cdot 30,61 \cdot 1 + 3 \cdot 30,61 \cdot 1 + 1 \cdot 26,72 \cdot 1 = 130,97 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на додаткову заробітну плату працівників:

$$C_{дзн} = C_{осн} \cdot k_{дзн}, \quad (2.7)$$

де $k_{дзн}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати; $k_{дзн} = 0,25$.

Отже підставивши числові значення в формулу 2.7, отримаємо:

$$C_{от} = 130,97 \cdot 0,25 = 32,74 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальне страхування – Єдиний соціальний внесок складає 38,52 %.

Визначимо витрати на соціальне страхування:

$$C_{всс} = (C_{осн} + C_{от}) \cdot ВСС, \quad (2.8)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.8), отримаємо

$$C_{всс} = (130,97 + 32,74) \cdot 38,52 / 100 = 63,06 \text{ грн.}$$

Визначаємо кількість необхідної енергії на експлуатацію обладнання:

$$Q_{ел.т.} = \sum_{i=1}^n \Phi_i P_{вст.i}, \quad (2.9)$$

де $P_{вст.i}$ – встановлена потужність i -го виду обладнання.

Підставивши числові значення у формулу (2.9), отримаємо

$$Q_{ел.т.} = 10 \cdot 2 + 8,1 \cdot 3 + 6,5 \cdot 1 = 50,8 \text{ кВт / год.}$$

Витрати на енергію при експлуатації обладнання визначаємо за формулою:

$$З_{ел.т.} = Q_{ел.т.} \cdot T_{ел.т.}, \quad (2.10)$$

де $T_{ел.т.}$ – тариф на технологічну енергію, $T_{ел.т.} = 2,2018 \text{ грн.}$

Отже,

$$З_{ел.т.} = 50,8 \cdot 2,2018 = 63 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на утримання обладнання, цехові і адміністративні витрати що визначаються в % від основної заробітної плати:

$$B_{цех} = 0,27 \cdot C_{осн}, \quad (2.11)$$

$$B_{зав.} = 0,65 \cdot C_{осн}. \quad (2.12)$$

Підставивши числові значення у формули 2.11 та 2.12 отримаємо:

$$B_{цех} = 0,27 \cdot 130,97 = 35,36 \text{ грн.}$$

$$B_{зав.} = 0,65 \cdot 130,97 = 85,13 \text{ грн.}$$

Визначимо виробничу собівартість виготовлення деталей сидла

$$C^{вир} = C_{песч} + C_{гит} + C_{аку} + 3_{гит} + B_{песч} + B_{гит} \quad (2.13)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.13), отримаємо

$$C^{вир} = 130,97 + 32,74 + 63,06 + 63 + 35,36 + 85,13 = 410,26 \text{ грн.}$$

Витрати на збут визначасмо у розмірі 7% від виробничої собівартості:

$$C_{вир} = C^{вир} \cdot 0,07 \quad (2.14)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.14), отримаємо

$$C_{вир} = 410,26 \cdot 0,07 = 28,72 \text{ грн.}$$

Визначасмо повну собівартість виготовлення деталей сідла

$$B_{сидло}^{вир} = C_{вир} + C_{вир}, \quad (2.15)$$

Отже, повна собівартість виготовлення деталей сідла:

$$B_{сидло}^{вир} = 410,26 + 28,72 = 438,98 \text{ грн.}$$

Собівартість модернізованого бурового насоса складатиме

$$C_2 = 654230,8 - 1550 + 1200 + 875 + 438,98 = 655194,78 \text{ грн.}$$

Ціну модернізованого бурового насоса визначаємо за формулою 2.4:

$$Ц_{HT} = 655194,78 \cdot (1 + 0,3) = 851753,2 \text{ грн.}$$

Знайдемо розрахунково-балансову вартість бурового насоса

$$Ц_{HT(AT)}^{\sigma} = Ц_{HT(AT)} \cdot k_B, \text{ грн.,} \quad (2.16)$$

де k_B – коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової;

$$k_B = 1,12.$$

$$Ц_{AT}^{\sigma} = 850500 \cdot 1,12 = 952560 \text{ грн.};$$

$$Ц_{HT}^{\sigma} = 851753,2 \cdot 1,12 = 953963,6 \text{ грн.}$$

2.3.2 Визначення продуктивності модернізованого обладнання

Розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності:

де T_P^M - річний фонд роботи $k_1 = \frac{T_P^M}{T_A^P}$, модернізованого бурового

насоса;

T_p^A - річний фонд роботи аналогового бурового насоса.

Річний фонд роботи бурового насоса визначаємо за формулою:

$$T_p = \frac{T_\phi \cdot k_B}{t_{3M} \cdot k_{3M} + D_p} \cdot [год], \quad (2.18)$$

де T_ϕ - річний фонд робочого часу, $T_\phi = 365d$;

t_{3M} - тривалість зміни, $t_{3M} = 6год$;

k_{3M} - коефіцієнт змінності роботи бурового насоса, $k_{3M} = 4$;

k_B - коефіцієнт використання обладнання за часом, $k_B = 0,5$;

D_p - простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту:

Простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються:

$$D_p = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_\psi} \cdot \left[\frac{маш. - днів}{маш. - год} \right], \quad (2.19)$$

де m - число різновидів технічних обслуговувань та ремонтів протягом міжремонтного циклу, $m = 3$;

a_i - кількість технічних обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

d_{pi} - тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

T_ψ - періодичність виконання технічного обслуговування та ремонтів, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

d_{ni} - тривалість надання у ремонт або технічне обслуговування і повернення назад, при цьому для технічного обслуговування, оскільки воно

виконується безпосередньо на місці роботи техніки, величина d_{ni} приймається рівною нулю, час у днях на доставку для поточного ремонту $d_{ni} = 10 \text{ днів}$, у капітальний ремонт і назад приймається $d_{ni} = 20 \text{ днів}$.

Підставивши дані у формулу 2.19 визначимо простої у всіх видах ТО та ремонту:

- для аналогового бурового насоса:

$$D_p = \frac{(3,5 + 0) \cdot 20 + (10 + 10) \cdot 9 + (20 + 20) \cdot 1}{6000} = 0,048 \frac{\text{маш.} - \text{днів}}{\text{маш.} - \text{год}};$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$D_p = \frac{(3,5 + 0) \cdot 20 + (9 + 10) \cdot 9 + (17 + 20) \cdot 1}{6000} = 0,046 \frac{\text{маш.} - \text{днів}}{\text{маш.} - \text{год}}.$$

Підставивши у формулу 2.18 отримані дані розрахуємо річний фонд роботи бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$T_p = \frac{365 \cdot 0,5}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,048} = 2035,2 \text{ год};$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$T_p = \frac{365 \cdot 0,5}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,046} = 2081,7 \text{ год}.$$

Підставивши у формулу 2.17 отримані дані розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності бурового насоса:

$$k_1 = \frac{2081,7}{2035,2} = 1,023$$

2.3.3 Визначення економічного ефекту від модернізації бурового насоса

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою:

$$\Delta H = (S_1^A - S_1^M) \cdot T_p^M, [\text{грн}], \quad (2.21)$$

де S_1^A, S_1^M - вартість 1 маш.-год роботи аналогової та модернізованого бурового насоса відповідно;

T_p^M - річний фонд роботи модернізованого бурового насоса.

Визначимо вартість 1 маш.-год роботи бурового насоса:

$$S_1 = \frac{S}{T_p} \cdot [\text{грн/маш.-год}], \quad (2.22)$$

де S - загальні поточні витрати бурового підприємства, пов'язані з експлуатацією бурового насоса.

Загальні поточні витрати бурового підприємства визначаються за формулою:

$$S = S_{KP} + S_{TOB} + S_{TOM} + S_{ел.} + S_{зм.} \cdot [\text{грн}], \quad (2.23)$$

де S_{KP} - витрати на капітальний ремонт бурового насоса;

S_{TOB} - витрати на заробітну плату ремонтним робітникам із нарахуваннями;

S_{TOM} - витрати на матеріали та запчастини для бурового насоса;

$S_{ел.}$ - витрати на силову електроенергію;

$S_{зм.}$ - витрати на мастильні матеріали.

Визначаємо витрати на капітальний ремонт бурового насоса:

$$S_{KP} = \frac{k_{ин} \cdot A_{кр} \cdot Ц_{AT(MT)}}{100} \cdot [\text{грн}], \quad (2.24)$$

де $k_{ин}$ - коефіцієнт, що враховує накладні витрати за всіма видами витрат, крім заробітної плати;

$A_{кр}$ - норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках від вартості бурового насоса, приймаємо $A_{кр} = 5\%$.

Коефіцієнт, що враховує накладні витрати за всіма видами витрат, крім заробітної плати розраховується за формулою:

$$k_{nn} = 1 + \frac{H_{nn}}{100}, \quad (2.25)$$

де H_{nn} - норма накладних витрат за всіма видами витрат, окрім заробітної плати, $H_{nn} = 10\%$;

$$k_{nn} = 1 + \frac{10}{100} = 1,1.$$

Підставивши отримані дані у формулу 2.24, визначимо витрати на капітальний ремонт бурового насоса:

$$S_{KP}^A = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 952560}{100} = 52390,8 \text{ грн.}$$

$$S_{KP}^M = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 953963,6}{100} = 52468 \text{ грн.}$$

Розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

$$S_{тов} = \frac{T_p}{T_{\psi}} \cdot k_{nb} \cdot \lambda \cdot C_p \cdot \sum_{i=1}^n a_i r_i \cdot (1+H), \quad (2.26)$$

де C_p - середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує буровий насос, тарифна ставка приймається для робітника IV розряду - 26,72 грн;

a_i - кількість ТО та ПР у ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

r_i - трудомісткість ТО і ПР у ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.1.

Підставивши всі дані у формулу 2.26, розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{тов} = \frac{2035,2}{6000} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 26,72 \cdot (20 \cdot 80 + 9 \cdot 800) \cdot (1 + 0,3852) = 159833,5 \text{ грн.}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{\text{тов}} = \frac{2081,7}{6000} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 26,72 \cdot (20 \cdot 85 + 9 \cdot 720) \cdot (1 + 0,3852) = 162835,5 \text{ грн.}$$

Визначимо витрати на матеріали і запчастини:

$$S_{\text{том}} = k_{\text{ин}} \cdot \frac{S_{\text{тов}} \cdot (1 - H)}{k_{\text{ив}}} \cdot k_{\text{ер}}, \quad (2.27)$$

де $k_{\text{ер}}$ - коефіцієнт переходу від витрат на заробітну плату до витрат на матеріали та запчастини, $k_{\text{ер}} = 1,25$.

Підставивши всі дані у формулу 2.27, розрахуємо витрати на матеріали і запчастини:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{\text{том}} = 1,1 \cdot \frac{159833,5 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 103934,8 \text{ грн.};$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{\text{том}} = 1,1 \cdot \frac{162835,5 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 105887 \text{ грн}$$

Витрати на енергію при експлуатації бурового насоса визначаємо за формулою:

$$S_{\text{ел.}} = 0,1 \cdot k_{\text{ин}} \cdot W_{\text{ел.}} \cdot C_{\text{ел.}} \cdot T_{\text{р.}}, \quad (2.28)$$

де $C_{\text{ел.}}$ - вартість 10 кВт-год. електроенергії; відповідно до діючих тарифів на електроенергію для підприємств $C_{\text{ел.}} = 2,0218 \text{ грн}$;

$W_{\text{ел.}}$ - годинна витрата електроенергії, кВт/год.

$$W_{\text{ел.}} = \sum_{i=1}^n N_{\text{вст.}i} \cdot k_{\text{с.}}, \quad (2.29)$$

де $N_{\text{вст.}i}$ - встановлена потужність i -го виду обладнання; $N_{\text{вст.}i} = 809 \text{ кВт}$;

n - кількість установлених двигунів; $n = 1$;

$k_{\text{с.}}$ - коефіцієнт попиту i -того електродвигуна; визначається залежно від коефіцієнта використання двигуна за потужністю $k_{\text{он.}}$ (для наших умов $k_{\text{он.}} = 0,5$) і коефіцієнта використання двигуна за часом $k_{\text{от.}}$ (для наших умов $k_{\text{от.}} = 0,5$).

Тому згідно [15, додаток 4] $k_{\text{с.}} = 0,28$.

$W_{ст} = 809 \cdot 0,28 \cdot 1 = 226,5 \text{ кВт} / \text{год}$
 Витрати на енергію при експлуатації бурового насоса:
 - для аналогового бурового насоса:

$S_{ст} = 0,1 \cdot 1,1 \cdot 226,5 \cdot 2,0218 \cdot 2035,2 = 102519,43 \text{ грн}$
 - для модернізованого бурового насоса:

$S_{ст} = 0,1 \cdot 1,1 \cdot 226,5 \cdot 2,0218 \cdot 2081,7 = 104861,78 \text{ грн}$
 Витрати на мастильні матеріали

$$S_{м.} = 0,1 \cdot \vartheta \cdot W_{ст} \cdot T_p, \quad (2.30)$$

де ϑ – вартість мастильних та допоміжних матеріалів на 10 кВт-год.
 витраченої енергії; приймаємо $\vartheta = 2,1 \text{ грн}$.

Розрахуємо витрати на мастильні матеріали для бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{м.м.} = 0,1 \cdot 2,1 \cdot 226,5 \cdot 2035,2 = 96804,29 \text{ грн}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{м.м.} = 0,1 \cdot 2,1 \cdot 226,5 \cdot 2081,7 = 99016,06 \text{ грн}$$

Підставивши всі отримані дані у формулу 2.23, визначимо загальні поточні
 витрати бурового підприємства на експлуатацію бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$S = 52390,8 + 159833,5 + 103934,8 + 102519,43 + 96804,29 = 515482,82 \text{ грн};$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S = 52468 + 162835,5 + 105887 + 104861,78 + 99016,05 = 525068,33 \text{ грн}.$$

Визначаємо вартість роботи 1 маш.-год роботи бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_1 = \frac{515482,82}{2035,2} = 253,28 \text{ грн} / \text{маш.} - \text{год};$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_1 = \frac{525068,33}{2081,7} = 252,23 \text{ грн} / \text{маш.} - \text{год}.$$

Економія експлуатаційних витрат складе:

$$\Delta I = (253,28 - 252,23) \cdot 2081,7 = 2192,18 \text{ грн.}$$

Тоді, економічний ефект від модернізації бурового насоса складатиме:

$$E = \left[952560 \cdot 1,023 \cdot 1 + \frac{2192,18}{0,1 + 0,15} - 953963,6 \right] \cdot 1 = 79274 \text{ грн.}$$

Висновки

Запропоноване вдосконалення полягає в тому, що сідло містить на периферійній посадковій конічній поверхні проточку, яка дозволяє за рахунок долаткових ущільнень, які розміщені вище і нижче проточки по висоті сідла реєструвати втрату герметичності при попаданні бурового розчину в проточку, що відбувається при порушенні герметичності місця посадки сідла в гідрокоробці. Сама реєстрація відбувається завдяки наявності радіально розташованих отворів в гідравлічній коробці. По висоті ці отвори мають розташовуватись в зоні проточки в сідлі. При порушенні герметичності в місці посадки сідла промивальна рідина, яка проникає з зони високого тиску до проточки починає циркулювати через радіальні отвори в гідравлічній коробці. Слід вказати, що в той же час нижнє ущільнення сідла не дає змогу прориватися промивальній рідині в підсідлонну порожнину і інтенсивно створювати руйнування місця посадки сідла, тобто забезпечувати утворення гідроабразивного промивання.

Запропоноване вдосконалення дозволяє попередити гідроабразивне промивання гідравлічної коробки та сідла в результаті нещільної посадки сідла, виявити його за допомогою індикатора контролю герметичності посадки сідла, збільшити герметичність в місці посадки сідла, підвищити якість експлуатації, збільшити міжремонтний період, зменшити витрати на ремонт і покращити технічне обслуговування бурових насосів в цілому.

При впровадженні запропонованої модернізації бурового насоса УНБТ-1180 сумарний економічний ефект складатиме 80 тисяч гривень. Даний розрахунок підтверджує доцільність впровадження запропонованого вдосконалення.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Математичне моделювання зміни несучої здатності конструкції

клапанного вузла бурового насоса

Підвищення надійності роботи клапана бурового насоса та його довговічності, будучи найважливішим чинником, визначає зростання конкурентоспроможності виробів, пов'язане з достовірним визначенням "небезпечних" місць конструкції.

Найбільш ефективним, широко використовуваним, сучасним засобом досягнення мети є використання методу кінцевих елементів [98]. Зараз існує велика кількість комплексів методу скінченних елементів, включаючи ANSYS. Особливістю ANSYS є надзвичайно широкий спектр завдань, які він здатний вирішити. Програмний комплекс дозволяє вирішити проблеми розрахунків на міцність (як лінійних, так і нелінійних), теплообміну, гідродинаміки, змішані та навіть акустики [12].

Математичне моделювання широко застосовується при оцінці зміни несучої здатності конструкцій, довговічності і стійкості посудин і обладнання нафтопереробного і нафтохімічного виробництва, що експлуатується тривалий час. Однак при виконанні розрахунків міцності посудин і пристроїв по нормативно-технічній документації, не враховується, що в процесі їх тривалої експлуатації відбувається зміна механічних характеристик металу, включаючи зміну структури і фазового складу [35]. Як об'єкт дослідження обрано клапанний вузол модернізованого бурового насоса з легованої сталі 45X.

Під час моделювання були розглянуті наступні завдання: створення трьохмірної (3D) геометричної моделі, а також кінцево-елементної моделі клапанного вузла; аналіз впливу конструктивних особливостей на напружено-деформований стан пристрою.

Для визначення впливу зміни кута нахилу осі направляючої тарілки до сидла клапана на напружено-деформований стан клапанного вузла, проводиться порівняльний аналіз результатів розрахунків моделей клапанного

вузла: співвісне положення направляючої тарілки і сідла в ідеальному стані (без кута відхилення); співвісність направляючої тарілки і сідла з відхиленням на $0,5^\circ$.

Розрахунок методом кінцевих елементів виконаний для умов гідравлічного випробування клапанного вузла як найбільш інтенсивного навантаження. В якості основних даних прийняті геометричні розміри клапана згідно з паспортом і кресленням. Створення геометричної моделі було виконано при використанні програми SolidWorks (рис. 3.1). Далі геометрична модель була розбита на сітку кінцевих елементів.

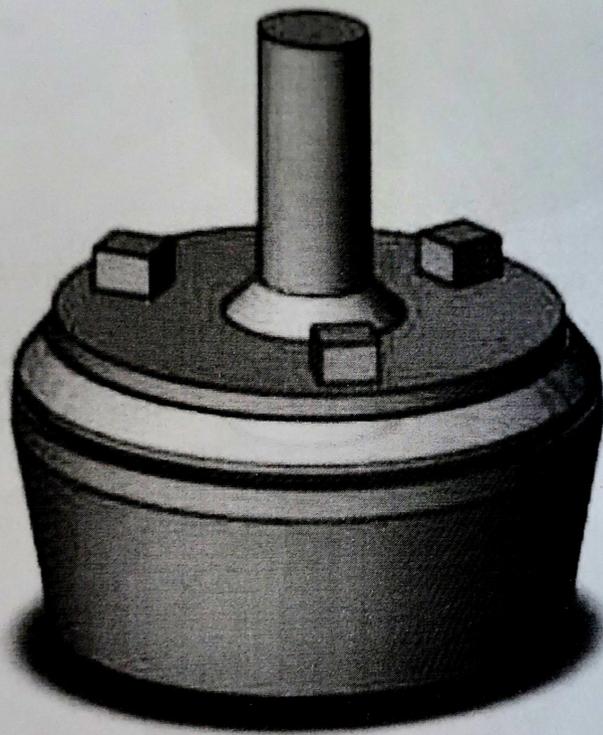


Рисунок 3.1 – Геометрична модель клапанного вузла в *SolidWorks*

Для визначення впливу конструктивних особливостей на напружено деформований стан клапана з довідника були взяті дані для двох матеріалів (пружні властивості матеріалу). Матеріал "Поліуретан": модуль Юнга – 12 МПа; коефіцієнт Пуассона – 0,496; густина – 1210 кг/м^3 , а також матеріал Сталь 41Cr4: модуль Юнга – 2×10^5 МПа; коефіцієнт Пуассона – 0,27; густина – 7850 кг/м^3 .

Для побудови тривимірної моделі деталі необхідні точні геометричні розміри. Вони були взяті з рисунків і паспорта клапана бурового насоса.

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
06.06.2018 14:31

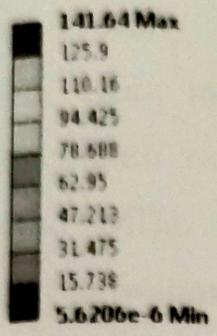


Рисунок 3.2 – Розподіл напружень з ідеальною посадкою тарілки на сідло

B: Copy of Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
Custom Obsolete
06.06.2018 14:42

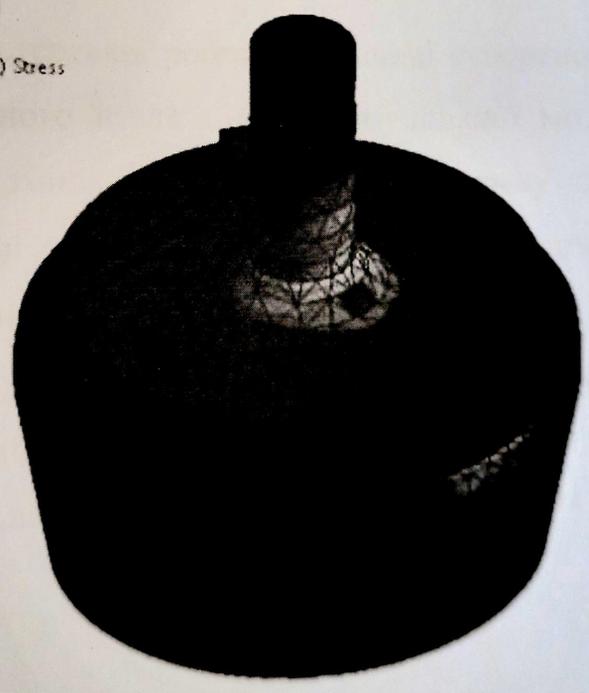
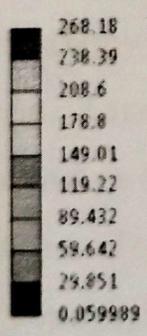


Рисунок 3.3 – Розподіл напружень при відхиленні направляючої осі штока тарілки на 0,5° відносно сідла клапана

Геометрія клапанної пари була розбиті на сітку кінцевих елементів в

модулі ANSYS «Meshing». Майданчики зі складною геометрією автоматично розбиваються на тетраедричні елементи. Одним із способів зменшення похибки обчислень, пов'язаних з розрахунковою сіткою, є послідовне збільшення кількості елементів і відсліджування змін необхідного розміру.

Доцільно збільшувати кількість елементів до того часу, поки зміною необхідного розміру можна знехтувати. При вивченні впливу якості розрахункової сітки на результати розрахунку прийняті наступні граничні умови: гідравлічний тиск на клапан зверху – 30 МПа; гідравлічний тиск на клапан знизу – 3 МПа.

При математичному моделюванні отримано розподіл гідравлічного тиску для кожного набору граничних умов, отриманих в ході експериментів: розподіл напружень з ідеальною посадкою тарілки на сідло (рис. 3.2); розподіл напружень при відхиленні направляючої осі на $0,5^\circ$ (рис. 3.3).

Висновки.

В даному розділі магістерської роботи на основі створеної тривимірної геометричної моделі клапанного вузла і його побудованої моделі кінцевих елементів, визначено вплив зміни кута нахилу осі напрямку тарілки до осі посадочного отвору в сідлі клапана, на напружено-деформований стан клапанної пари. Також встановлено, що при ідеальних умовах максимальна напруга знаходиться в межах 140 МПа, а при відхиленні 268 МПа, що майже в два рази більше. Тому за відсутності осьових відхилень у запропонованій конструкції корпусу верхньої направляючої втулки клапана максимальні напруги зменшуються вдвічі.

4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Розрахунок сідла на міцність

Розрахунок проводиться для сідла (рис.5.1), як найбільш навантаженого.

Сідло виготовляється із сталі 20Х2Н4А ГОСТ 4543-81 з наступним цементуванням на глибину h 1,5...2,5 мм HRC=59...64, конусність сідла $\alpha = 9^{\circ}31'$

Конструкційний матеріал має наступні механічні характеристики:

- границя міцності $\sigma_b = 1270$ МПа;

- границя текучості $\sigma_T = 1080$ МПа.

Також нам відомо : $P_{\max} = 35,7$ МПа .

Розрахункова схема сідла наведена на рисунку 4.1

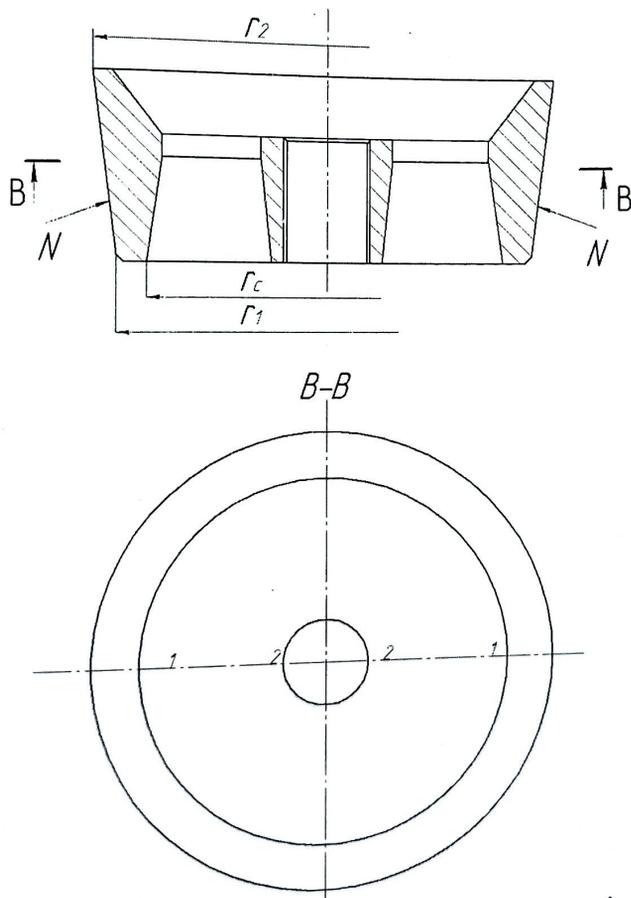


Рисунок 4.1- Розрахункова схема сідла

Визначаємо радіус конічної поверхні сідла [20]:

$$r = \frac{r_2 + r_1}{2}, \quad (4.1)$$

де r_1 - менший радіус конічної поверхні сідла, мм;
 r_2 - більший радіус гнізда (конічного отвору) гідрокоробки під встановлення сідла.

$$r = \frac{0,07685 + 0,0857}{2} = 0,081 \text{ м}$$

Визначаємо зусилля запресування сідла [20].

$$Q = \pi \cdot r_2^2 \cdot P, \quad (4.2)$$

де P - розрахунковий тиск, МПа.

$$Q = 3,14 \cdot 35,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0857^2 = 823,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Визначаємо площу повної контактної поверхні конуса

$$S = \pi D_{\text{сер}} \cdot \frac{h}{\cos \alpha}, \quad (4.3)$$

де α - кут нахилу твірної конічної поверхні сідла; $D_{\text{сер}}$ - середній діаметр; h - висота контактної поверхні.

$$S = 3,14 \cdot \left(\frac{171,4 \cdot 10^{-3} + 153,85 \cdot 10^{-3}}{2} \right) \cdot \frac{69,2 \cdot 10^{-3}}{\cos 9^\circ 31'} = 0,036 \text{ м}^2$$

Визначаємо нормальне навантаження на конічну поверхню сідла [20]:

$$N = \frac{Q}{(\sin \alpha + f \cos \alpha)}, \quad (4.4)$$

де f - коефіцієнт тертя, $f=0,15$ [8].

$$N = \frac{823,3 \cdot 10^3}{(\sin 9^\circ 31' + 0,15 \cos 9^\circ 31')} = 2655 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Визначаємо нормальний тиск на конічну поверхню сідла [20]:

$$P = \frac{N}{S}, \quad (4.5)$$

$$P = \frac{2176 \cdot 10^3}{0,036} = 73,8 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо напруження в момент нагнітання [20]:

- колове напруження

$$\sigma_1 = P \left[\frac{1 + \left(\frac{r_c}{r} \right)^2}{1 - \left(\frac{r_c}{r} \right)^2} \right], \quad (4.6)$$

де r_c - радіус прохідного перерізу сідла, м.

$$\sigma_1 = 73,8 \cdot 10^6 \left[\frac{1 + \left(\frac{0,066}{0,081} \right)^2}{1 - \left(\frac{0,066}{0,081} \right)^2} \right] = 365,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

- радіальне напруження

$$\sigma_3 = P = 73,8 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо еквівалентне напруження [20]:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 365,4 \cdot 10^6 - 73,8 \cdot 10^6 = 291,6 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (4.7)$$

Визначаємо коефіцієнт запасу по границі текучості

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\text{екв}}} = \frac{1080 \cdot 10^6}{291,6 \cdot 10^6} = 3,7 \quad (4.8)$$

Мінімально допустиме значення коефіцієнта запасу становить $[n]=1,5$

[20], отже умова міцності за границею текучості $[n] < n$ виконується.

Визначаємо напруження в момент нагнітання:

- колове зусилля

$$\sigma_1 = P \frac{2}{\left[1 - \left(\frac{r_c}{r} \right)^2 \right]}, \quad (4.9)$$

$$\sigma_1 = 73,8 \cdot 10^6 \frac{2}{\left[1 - \left(\frac{0,066}{0,081} \right)^2 \right]} = 434 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

- радіальне напруження: $\sigma_3 = 0$.

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по границі текучості

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_1} = \frac{1080 \cdot 10^6}{434 \cdot 10^6} = 2,48$$

Мінімально допустиме значення коефіцієнта запасу складає $[n]=1,5$ [20].

Отже, умова міцності виконується $[n] < n$.

4.2 Розрахунок тарілки клапана на міцність

Тарілка розраховується як шарнірно оперу по периметру круглу пластину.

Розрахункова схема наведена на рисунку 4.2.

Тарілка виготовлена із матеріалу сталь 20Х2Н4А ГОСТ 4543-71 з

наступним процесом цементування на глибину $h=1,5...2,5$ мм HRC 55..60:

- границя міцності $\sigma_b = 1270$ МПа;

- границя текучості $\sigma_t = 1080$ МПа.

- границя витривалості $\sigma_{-1} = 740$ МПа.

Проводимо розрахунок тарілки за напруженнями згину.

Визначаємо інтенсивність згинаючого моменту в перерізі [20]:

$$M_r = \frac{P}{16} \cdot (3 + \mu) \cdot (r_1^2 - r_2^2), \quad (4.10)$$

де μ - коефіцієнт Пуасона, $\mu = 0,28$;

r_1 - відстань від осі тарілки до краю сідла, $r_1 = 81$ мм;

r_2 - відстань від осі тарілки до розрахункового перерізу, $r_2 = 18$ мм.

$$M_r = \frac{35,7 \cdot 10^6}{16} \cdot (3 + 0,28) \cdot (0,0685^2 - 0,034^2) = 25,8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Визначаємо інтенсивність згинаючого моменту в коловому напрямі [20]

$$M_T = \frac{P}{16} \cdot [r_1^2 \cdot (3 + \mu) - r_2^2 \cdot (1 + 3\mu)] \quad (4.11)$$

$$M_T = \frac{35,7 \cdot 10^6}{16} \cdot [0,0685^2 \cdot (3 + 0,28) - 0,034^2 \cdot (1 + 3 \cdot 0,28)] = 29,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Визначаємо напруження в радіальному напрямі [20]:

$$\sigma_r = \frac{6 \cdot M_r}{h^2}, \quad (4.12)$$

де h - товщина тарілки в перерізі 1-2; $h = 0,02$ м.

$$\sigma_r = \frac{6 \cdot 25,8 \cdot 10^3}{0,02^2} = 387 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо напруження:

$$\sigma_T = \frac{6 \cdot M_T}{h^2} \quad (4.13)$$

$$\sigma_T = \frac{6 \cdot 29,6 \cdot 10^3}{0,02^2} = 444 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо еквівалентні напруження в точці [20]:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_r^2 - \sigma_T \cdot \sigma_r} \quad (2.15)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(387 \cdot 10^6)^2 + (444 \cdot 10^6)^2 - 387 \cdot 10^6 \cdot 444 \cdot 10^6} = 418 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

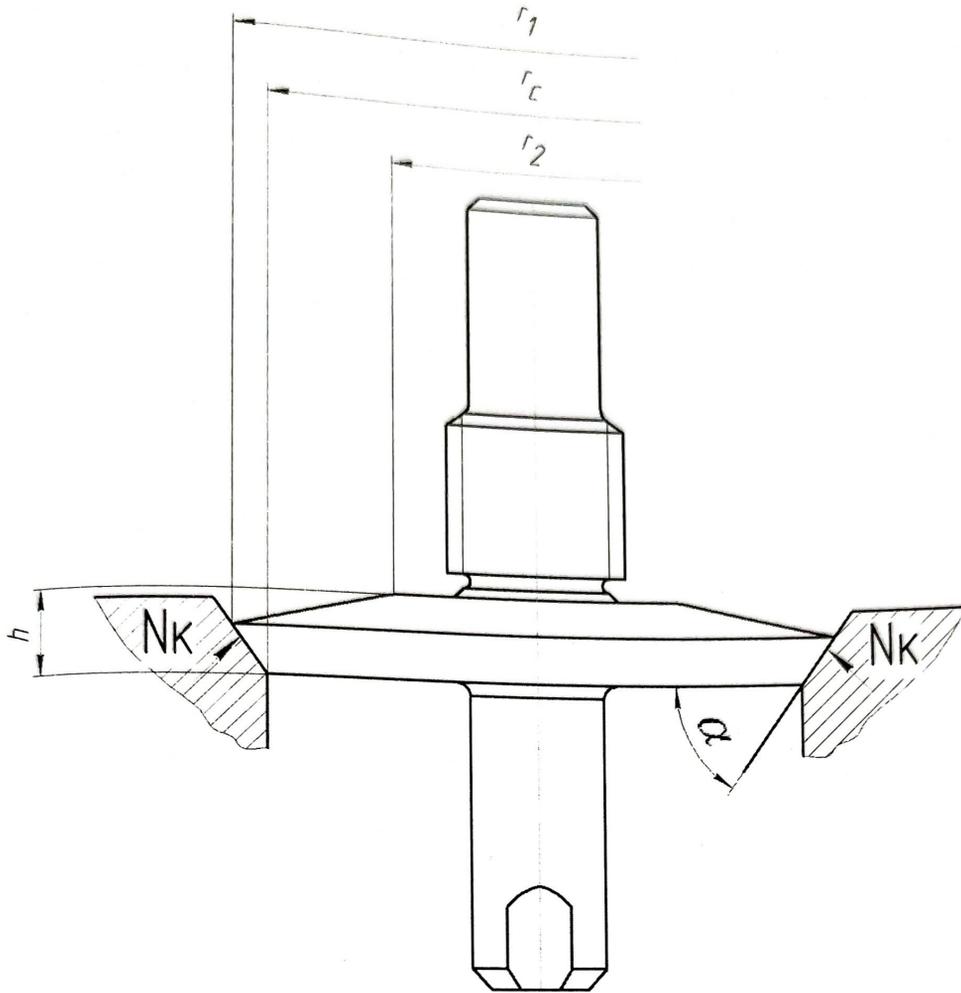


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема тарілки клапана

Визначаємо амплітуду та середнє напруження пульсуючого циклу

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{екв}}{2} = \frac{418 \cdot 10^6}{2} = 209 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності за напруженнями згину

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma\omega} \cdot \sigma_a + f_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (4.14)$$

де $K_{\sigma\omega}$ – коефіцієнт, що враховує вплив амплітудного напруження.

$$K_{\sigma\omega} = \frac{K_\sigma + K_{нов} - 1}{\varepsilon} \cdot K_e, \quad (4.15)$$

де K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, $K_\sigma = 1$;

$K_{нов}$ – коефіцієнт стану поверхні, $K_{нов} = 1,7$;

ε – масштабний фактор, $\varepsilon = 0,5$;

K_c – коефіцієнт еквівалентності, $K_c = 0,6$.

$$K_{\sigma} = \frac{1 + 1,7 - 1}{0,5} \cdot 0,6 = 2,04$$

f_{σ} – коефіцієнт впливу середнього напруження циклу, $f_{\sigma} = 0,22$;

$[n_{\sigma}]$ – мінімально допустимий коефіцієнт запасу, $[n_{\sigma}] = 1,5$ [20].

$$n_{\sigma} = \frac{740 \cdot 10^6}{2,04 \cdot 209 \cdot 10^6 + 0,22 \cdot 209 \cdot 10^6} = 1,56 > [n_{\sigma}]$$

Отже, умова виконується.

Проведемо розрахунок тарілки сідла за напруженнями змінання.

Визначаємо зусилля, що діє на тарілку

$$Q = P \cdot \pi \cdot r_1^2, \quad (4.16)$$

$$Q = 35,7 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,0685^2 = 526 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Визначаємо площу контакту конічної поверхні тарілки із сідлом

$$F_k = \pi(r_1^2 - r_c^2) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \alpha}, \quad (4.17)$$

де r_c – радіус прохідного перерізу сідла, $r_c = 60,79$ мм;

α – кут нахилу твірної конічної посадочної поверхні сідла, $\alpha = 45^{\circ}$.

$$F_k = 3,14(0,0685^2 - 0,06079^2) \cdot \sqrt{1 + \tan^2 45^{\circ}} = 0,0044 \text{ м}^2$$

Визначаємо силу нормального тиску на конічну поверхню контакту

$$N_k = \frac{Q}{\sin \alpha + f \cos \alpha}, \quad (4.18)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f = 0,15$.

$$N_k = \frac{526 \cdot 10^3}{(\sin 45^{\circ} + 0,15 \cos 45^{\circ})} = 647 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Визначаємо напруження змінання

$$\sigma_{zm} = \frac{N_k}{F_k}, \quad (4.19)$$

$$\sigma_{zm} = \frac{647 \cdot 10^3}{0,0044} = 147 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{zv}] = \frac{\sigma_m}{2} = \frac{1080 \cdot 10^6}{2} = 540 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (4.20)$$

Отже умова виконується $\sigma_{zv} < [\sigma_{zv}]$.

4.3 Розрахунок циліндрової втулки на міцність

Розрахунок циліндрової втулки проведемо на статичну міцність. Розрахунок на статичну міцність проводиться за зусиллями, які виникають у втулці при дії випробувального тиску.

Вихідні дані [20]:

- матеріал циліндрової втулки – сталь 50 ГОСТ 1050-88;

- границя текучості $\sigma_T = 380$ МПа;

- тимчасовий опір $\sigma_B = 640$ МПа;

- максимальний робочий тиск $p = 35,7$ МПа;

- внутрішній діаметр втулки $d = 140$ мм;

- зовнішній діаметр втулки $D = 230$ мм.

Напруження в циліндровій втулці визначаються за формулами для розрахунку товстостінних посудин. Еквівалентні напруження

$$\sigma_e = \sigma_t + \nu \cdot \sigma_r, \quad (4.21)$$

де σ_t – напруження на внутрішній поверхні;

ν – відношення границі текучості матеріалу при розтягу до границі текучості при стиску;

σ_r – напруження від тиску рідини.

Напруження визначаються лише на внутрішній поверхні, оскільки, на зовнішній вони завжди менші

$$\sigma_t = \frac{1+k^2}{1-k^2} \cdot p, \quad (4.22)$$

де k – відношення внутрішнього радіуса r до зовнішнього R ; при $r = 70$ мм і

$R=115$ мм відношення рівне $k=r/R=70/115=0,61$;
 p – тиск насоса.

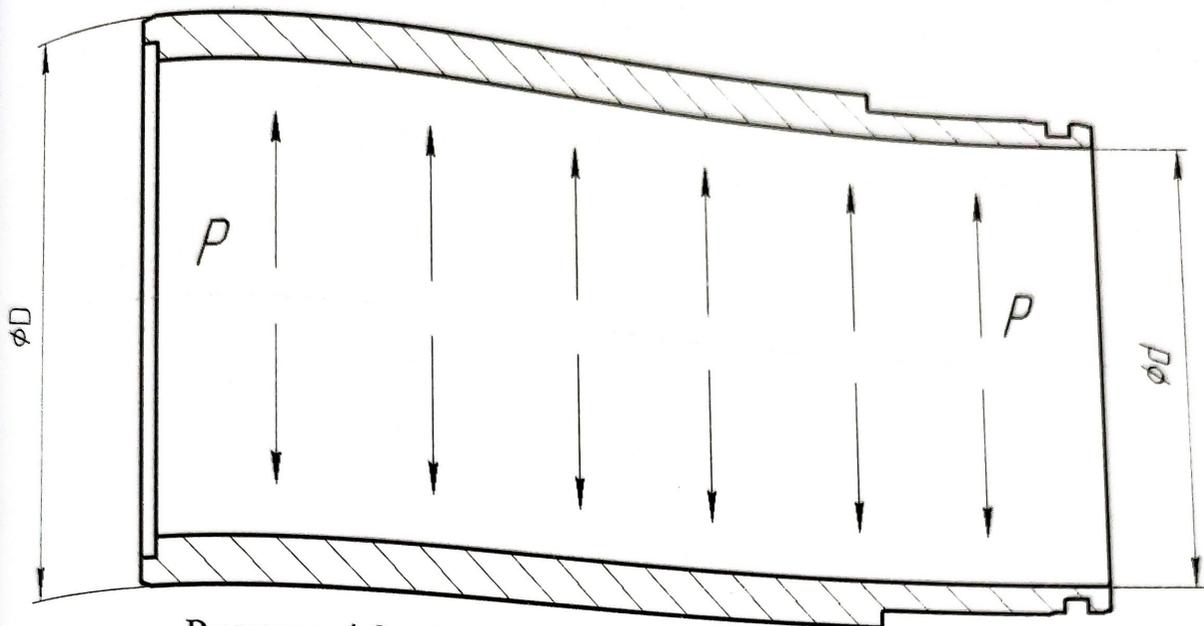


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема циліндрової втулки

Для сталі 50 ГОСТ 1050-88 значення граничних напружень на розтяг і стиск рівні між собою, тоді $\nu=1$.

Напруження від тиску рідини $\sigma_r = p = 35,7$ МПа.

Враховуючи формулу, еквівалентні напруження за формулою

$$\sigma_e = p \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right) \quad (4.23)$$

$$\sigma_e = 35,7 \cdot 10^6 \left(\frac{1+0,61^2}{1-0,61^2} + 1 \right) = 30,1 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу статичної міцності

$$s = \frac{\sigma_m}{\sigma_e} = \frac{380}{30,1} = 12,6$$

Умова міцності виконується $s=12,6 > [s]=1,65$.

4.4 Розрахунок штока на стійкість та витривалість

Шток бурового насоса розрахуємо на стійкість при поздовжньому згині та

на витривалість. В насосах односторонньої дії штоки навантажені перемінними силами. Розрахункова схема штока представлена на рисунку 4.4.

Вихідні дані:

- матеріал штока сталь 40Х ГОСТ 4543-71;
- границя текучості $\sigma_T=640$ МПа;
- тимчасовий опір $\sigma_B=860$ МПа;
- максимальний робочий тиск $p=35,7$ МПа;
- діаметр тіла штока $d=60$ мм;
- довжина штока $l=565$ мм;
- мінімальний внутрішній діаметр втулки $d_{вт}=140$ мм.

Розрахунок на стійкість почнемо з визначення моменту інерції штока [20]:

$$I = \pi \cdot d^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,06^4 / 64 = 6,36 \cdot 10^{-7} \text{ м}^5.$$

Площа поперечного перерізу штока

$$f = \pi \cdot d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,06^2 / 4 = 2,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (4.25)$$

Найменший радіус інерції штока визначаємо за формулою

$$i_{\min} = \sqrt{I/f} = \sqrt{6,36 \cdot 10^{-7} / 2,83 \cdot 10^{-3}} = 0,015 \text{ м}. \quad (4.26)$$

Гнучкість штока

$$\lambda = l_{ш} / i_{\min} = 0,565 / 0,015 = 30,21. \quad (4.27)$$

При гнучкості штока $\lambda=30,21 < 105$ коефіцієнт запасу стійкості визначається

з виразу

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сmax}}, \quad (4.28)$$

де $\sigma_{кр}$ – критичне напруження стиску;

$\sigma_{сmax}$ – максимальне напруження стиску.

Для легованих сталей критичне напруження стиску

$$\sigma_{кр} = 470 - 2,3 \cdot \lambda = 470 - 2,3 \cdot 30,21 = 400,5 \text{ МПа}. \quad (4.29)$$

Визначаємо зусилля стиску із врахуванням тертя ущільнення поршня об циліндрову втулку

$$P_c = \pi \cdot p \cdot \left(\frac{d_{\text{ст}}^2}{4} + d_{\text{ст}} \cdot l_1 \cdot \mu_1 \right), \quad (4.30)$$

де l_1 - довжина самоушільнюваної частини манжети поршня. $l_1 = 35$ мм;

μ_1 - коефіцієнт тертя поршня об циліндрову втулку; $\mu_1 = 0,08 \dots 0,16$;

приймемо $\mu_1 = 0,1$.

$$P_c = 3,14 \cdot 35 \cdot 7 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,14^2}{4} + 0,14 \cdot 0,035 \cdot 0,1 \right) = 109900 \text{ Н.}$$

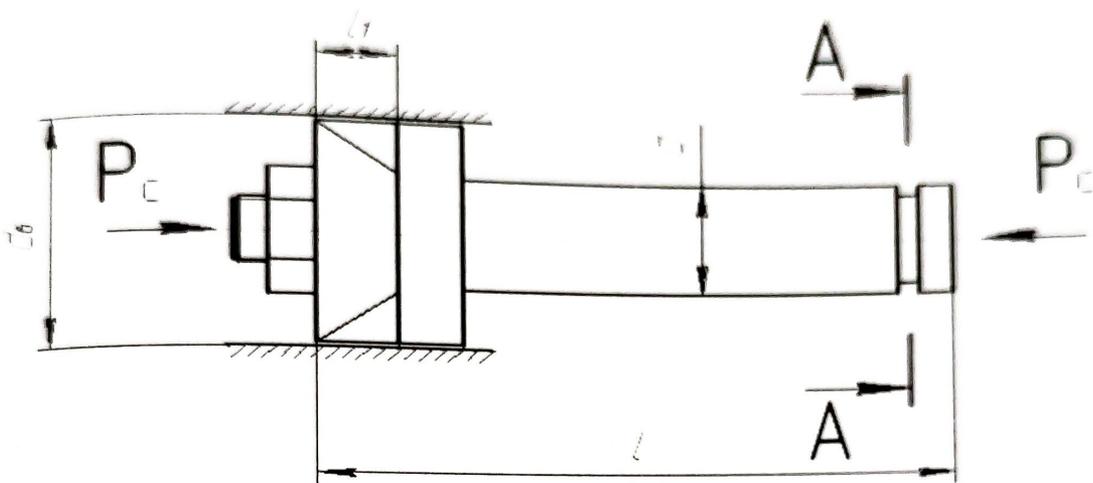


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема штока

Тоді максимальне напруження стиску

$$\sigma_{\text{стmax}} = \frac{P_c}{f} = \frac{109900}{2,83 \cdot 10^{-3}} = 38,83 \cdot 10^6 \text{ МПа.} \quad (4.31)$$

Коефіцієнт запасу стійкості за формулою

$$n = \frac{400,5}{38,83} = 10,3.$$

Умова стійкості виконується, оскільки $n=10,3 > [n]=2$.

Розрахунок на витривалість проведемо для перерізу А-А (рисунок 5.4)

діаметром 50 мм. Сила стиску діє за пульсуючим циклом. Середні напруження цього циклу σ_m рівні середній амплітуді напружень $\sigma_a = \sigma_{\text{max}} / 2$. При цьому коефіцієнт запасу міцності за витривалістю визначається за формулою [20]:

$$n = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{\text{стmax}} \cdot (K_{\sigma D} + \psi_{\sigma})}, \quad (4.32)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при асиметричному циклі; для сталі 40Х
 $\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_B = 0,45 \cdot 860 = 387$ МПа;

$K_{\sigma D}$ за формулою при $k_{\sigma} = 2,89$ [20]; $k_F = 0,86$ [20]; $k_d = 0,72$ [20]

$$K_{\sigma D} = \frac{k_{\sigma}}{k_F \cdot k_d} = \frac{2,89}{0,86 \cdot 0,72} = 4,66;$$

ψ_{σ} – коефіцієнт, який характеризує вплив асиметрії циклу на граничну амплітуду; для насосів $\psi_{\sigma} = 0,05 \div 0,2$; приймаємо $\psi_{\sigma} = 0,1$.

Діаметр штока в перерізі становить $d_p = 50$ мм. Площа поперечного перерізу

$$f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (4.33)$$

Тоді максимальне напруження стиску в перерізі

$$\sigma_{\text{стmax}} = \frac{P_c}{f_p} = \frac{109900}{1,96 \cdot 10^{-3}} = 56,1 \text{ МПа}. \quad (4.34)$$

Коефіцієнт запасу за витривалістю:

$$n = \frac{2 \cdot 387}{56,1 \cdot (4,66 + 0,1)} = 2,89$$

Допустимий коефіцієнт запасу міцності за витривалості рівний 1,2. Умова міцності за витривалістю виконується.

Висновки

Проведені розрахунки в даному розділі магістерської роботи підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації сідла кланана бурового насосу УНБТ-1180, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Монтаж бурового насоса

Вимоги до монтажу насосів, які поставляються в комплексі бурових установок, забезпечується конструкцією самих установок [21].

Насоси повинні встановлюватись на металеву зварену основу. На вхідному трубопроводі повинні бути встановлені: манометр: пускова і запірні арматура. Манометр необхідно встановлювати до запірного пристрою в місці, яке виключає накопичення осаду.

Для клинопасової передачі паси необхідно підбирати однакової довжини - 10000 мм. Відхилення більше 15 мм по довжині окремих пасів в комплекті не допускається. Контроль натягу пасів проводиться зусиллям 1,0 кН, прикладеним перпендикулярно до середини прольоту паса. Допустимий прогин паса при нормальному натязі повинен бути в межах 110-125 мм [22].

Натяг пасів потрібно проводити спеціальним пристроєм. Категорично забороняється проводити натяг пасів трактором чи іншим тяговим засобом, оскільки це може призвести до руйнування трансмісійного вала.

Перед запуском насоса, після його встановлення, необхідно виконати наступні роботи:

- провести розконсервацію, відкрити всі люки і кришки насоса, оглянути всі рухомі частини і прибрати всі сторонні предмети. Промити гасом масляну ванну, наповнити мастилом підшипникові вузли і масляну ванну;

- перевірити натяг приводних пасів. Підтягнути і закріпити всі болти і гайки;

- з'єднати насос з вхідним і вихідним трубопроводами;

- перевірити в пневмокомпенсаторі наявність повітря і величину його тиску;

- відкрити запірні і пускові пристрої на вхідному і вихідному трубопроводах.

На буровій установці зазвичай монтується два насоси. Для буріння глибоких свердловин монтується три і більше насосів. Кількість насосів, що входять в комплект бурової установки, визначається необхідною для промивки свердловини і для приводу вибійного двигуна гідравлічною потужністю. Монтаж насосів на буровій зводиться до установки їх на підготовленому майданчику.

Насоси, як правило, встановлюються на балки металевих основ. Проте можлива установка їх і на дерев'яні бруски, укладені в ґрунт на відстані близько 500 мм один від одного. Враховуючи на значну масу насоса немає необхідності в спеціальному фундаменті або кріпленні насоса до балок або брусів.

Насос встановлюється горизонтально по рівню, як по довжині, так і по ширині. Застосування ємкості з розчином рекомендується розміщувати так, щоб рівень рідини в них був вищий за вісь циліндрів насоса. Інакше коефіцієнт наповнення насоса зменшується і знижується продуктивність. На кінці всмоктуючої труби необхідно встановити фільтр, а якщо рівень розчину нижчий за осі циліндрів, то і зворотний сідло. Діаметр всмоктуючої труби повинен бути не менший за діаметр отвору приймальної коробки, тобто 250 мм, а довжина її (з метою зменшення гідравлічного опору) короткою з мінімальним числом згинів; при установці труба повинна мати нахил від насоса до чану [22].

На пневмокомпенсаторі, що розташований на насосі необхідно встановити манометр. На ньому червоною межею повинен бути вказаний граничний тиск. Для промивки штоків до насосів, від водопроводу, підводиться труба діаметром 19 мм.

Тільки після установки і кріплення насосів, вивірки паралельності трансмісійного валу насоса щодо валу трансмісії приводного агрегату; вивірки паралельності осей валів і збігу площин ведучого шківів приводу і веденого шківів на насосі, можна починати монтаж трубопроводів високого тиску, під'єднання насоса до компенсаторів і з'єднання ємкостей з буровими насосами.

Клинові паси слід підбирати однакової довжини. Відхилення по довжині окремих пасів в комплекті понад 25 мм не допускається. Клинопасова передача повинна бути надійно закрита запобіжним кожухом.

Зливний отвір запобіжного сідла необхідно надійно з'єднати з трубою і відвести її в ємкість з розчином.

Гідравлічна обв'язка насосів проводиться згідно проекту в такій послідовності. Спочатку вкладають приймальні трубопроводи. Приймальний трубопровід на кінці, опущеному в ємкість для промивальної рідини, облаштовується зворотнім сідлом, що перешкоджає зливу рідини з насоса і трубопроводу під час зупинки, і захисною сіткою (фільтром), що оберігає зворотній сідло і сідло насоса від забруднення сторонніми предметами [22].

Всмоктуючі трубопроводи виготовляють із сталевих труб або гофрованих гумотканевих рукавів діаметром не менше діаметру приймального патрубка насоса. Для зменшення гідравлічних опорів трубопроводи збирають з труб одного діаметру з найменшим числом поворотів і мінімально допустимою довжиною. При монтажі всмоктуючих трубопроводів слід звертати увагу на щільність з'єднань труб і рукавів. Нещільність у всмоктуючих трубопроводах може привести до зниження або припинення подачі рідини насосами.

Для виготовлення нагнітальних трубопроводів (рис.5.1) застосовують безшовні труби із сталі марки 20 або марки Д. Товщина стінок труб визначається розрахунковим шляхом.

Секції нагнітальних трубопроводів сполучають між собою за допомогою фланців (рис. 5.2), монтажних компенсаторів (рис. 5.3) і високонапірних гумотканевих шлангів. В якості ущільнень між фланцями застосовують металеві або капронові кільця.

Зварні шви нагнітальних трубопроводів повинні виконуватися дипломованим зварником, що має досвід зварювання трубопроводів високого тиску, із застосуванням якісних електродів.

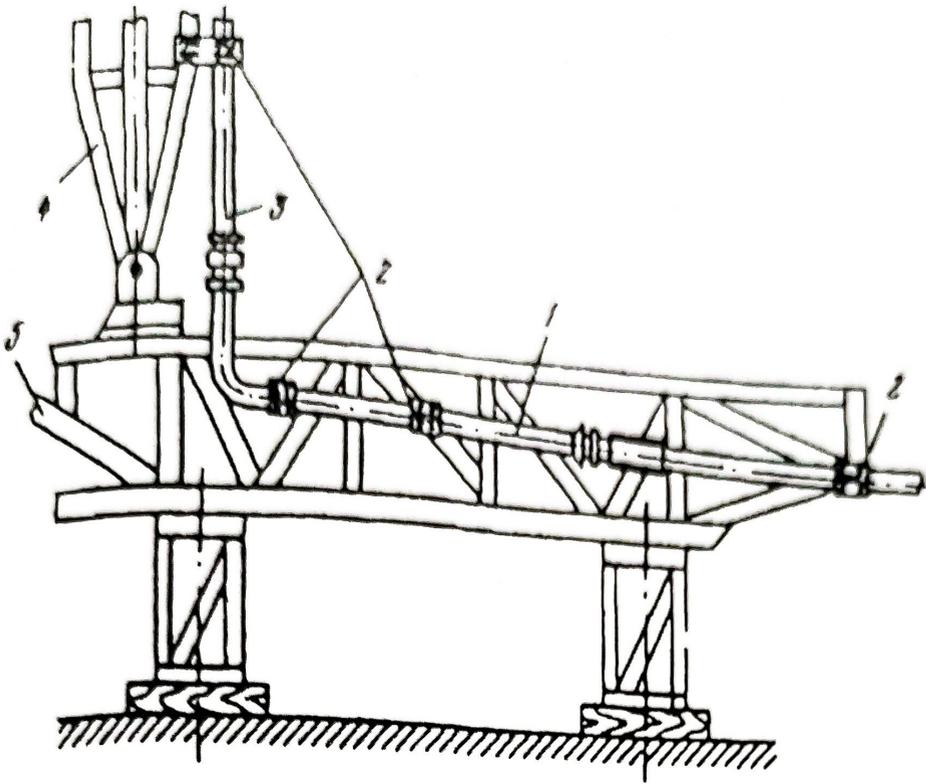


Рисунок 5.1 - Схема кріплення нагнітального трубопроводу [21]:

1 - трубопровід; 2 - віброізолюючий хомут; 3 - стояк;

4 і нога вишки; 5 — основа вишки;

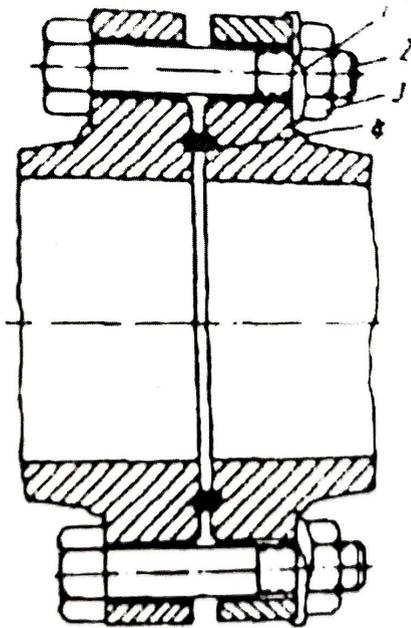


Рисунок 5.2 - Фланцеве з'єднання [21]:

1 - шайба стопорна; 2- болт; 3- гайка; 4- прокладка;

Горизонтальна частина нагнітальних трубопроводів через кожні 8 м довжини кріпиться хомутами до спеціальних стійок, які міцно закріплені на основах бурової установки або на бетонних фундаментах, а вертикальна (стояк) кріпиться хомутами до вишки. Викидні лінії від пускових засувок і запобіжних сідлоїв повинні бути направлені в приймальні мірники без поворотів і надійно прикріплені хомутами до них.

При монтажі нагнітальних трубопроводів слід звертати увагу на те, щоб пускова засувка була в найнижчій точці трубопроводів і забезпечувала злив всієї рідини з них.

Після закінчення монтажу нагнітальні трубопроводи бурових насосів піддаються гідравлічному випробуванню на півторакратний максимальний робочий тиск протягом 10 хв., після чого тиск знижується до 1,0 МПа і всі вузли нагнітального трубопроводу оглядаються зовні. При цьому особливу увагу приділяють стану зварних швів, фланцевих і інших з'єднань. Потіння зварних швів і пропуски в трубопроводах не допускаються.

Нагнітальні трубопроводи виготовляють в заводських умовах при комплектації бурової установки і в промислових умовах при їх ремонті і заміні. Раніше допускалося виготовлення нагнітальних трубопроводів в польових умовах з бурильних труб групи міцності Д або Е діаметром 127 або 140 мм з товщиною стінки 10-11 мм. Нині ПБ 03-108-96 п. 5.3 встановлює вимоги до матеріалів, вживаних для трубопроводів високого тиску, і зобов'язує п. 5.5.1 для виготовлення, монтажу і ремонту сталевих трубопроводів на тиск понад 10 МПа (100 кгс/см²) до 320 МПа (3200 кгс/см²) і температуру від - 50 до +540 °С застосовувати стандартні матеріали.

Декілька насосів в одній буровій установці зазвичай монтуються по паралельній схемі нагнітання, що дозволяє збільшувати кількість перекачуваної рідини, зберігаючи величину натиску.

Залежно від використовуваної бурової установки і технології буріння свердловини існують різні схеми монтажу нагнітальних і всмоктуючих трубопроводів. Іноді потрібно вводити в загальну схему додаткові агрегати,

механізми і споруди. Відповідно до цього вибирають раціональну схему обв'язки нагнітальних і всмоктуючих ліній (трубопроводів).

- Розрізняють наступні обв'язки:
- двох бурових насосів з окремим приводом для буріння свердловин в нормальних умовах;
 - двох бурових насосів із загальним приводом (дизельним) для буріння свердловин в нормальних технологічних умовах;
 - двох бурових насосів з окремим приводом для буріння свердловин в складних технологічних умовах і умовах розвідки; двох бурових насосів із загальним приводом для буріння свердловин в складних технологічних умовах і умовах розвідки;
 - трьох бурових насосів з окремим приводом для буріння свердловин в нормальних технологічних умовах;
 - трьох бурових насосів із загальним приводом для буріння свердловин в нормальних технологічних умовах;
 - трьох бурових насосів з окремим приводом для буріння свердловин в складних технологічних умовах і умовах розвідки;
 - трьох бурових насосів із загальним приводом для буріння свердловин в ускладнених умовах і умовах розвідки.

Запуск насоса проводиться включенням шинно-пневматичної муфти. Після пуску необхідно стежити за зливом промивної рідини через пускові пристрої в ємність. Впевнившись, що рідина поступає в ємність, можна перекривати отвір пускового пристрою.

5.2 Експлуатація та ремонт обладнання

Бурові трипоршневі насоси УНБТ-1180 в процесі експлуатації обслуговуються персоналом бурової установки: помічником бурильника, слюсарем; якісне обслуговування насоса повинно забезпечуватися шляхом систематичного контролю технічного стану насоса інженером-механіком бурової установки.

Для забезпечення належного обслуговування насоса на буровій установці необхідно мати настанову по експлуатації 14099.55.050 РЭ, експлуатаційні документи комплектуючого обладнання, а також такі комплекти:

1. інструменту;
2. приспособлень;
3. запасних частин [18].

Буровий насос являється надійною і ретельно сконструйованою машиною, але знання основних рекомендацій по експлуатації необхідні для підтримання насоса в робочому стані [22].

Необхідно постійно стежити за чистотою насоса, проводити технічний огляд насоса, а також своєчасно усувати всі неполадки, виявлені при огляді і під час роботи і негайно проводити заміну непридатних для експлуатації деталей і вузлів.

Особливої уваги потребують високонавантажені різьбові з'єднання гідравлічного блоку, оскільки незначне послаблення призводить до передчасної поломки різьбових з'єднань.

Напрямок обертання трансмісійного вала завжди повинен відповідати напрямку, вказаному на станині насоса стрілкою.

Потрібно встановити манометр на вихідному трубопроводі так, щоб покази його було добре видно обслуговуючому персоналу. При цьому циферблат повинен знаходитись у вертикальній площині. Вибрати манометр з такою шкалою, щоб при найбільшому робочому тиску стрілка його знаходилась в середній частині шкали.

Запускати насос в роботу тільки після встановлення всіх загороджень на рухомій частині.

При заповненні пневмокомпенсатора нейтральним газом чи повітрям необхідно вжити заходів, які виключають можливість попадання в газову порожнину масла і інших горючих речовин. Перед розбиранням пневмокомпенсатора з нього потрібно повністю випустити газ, тобто понизити тиск до атмосферного.

В зимовий час, при температурі довкілля нижче 0° перед пуском насоса, після тривалої зупинки (понад 8 годин), нижню частину корпусу пневмокомпенсатора прогріти до температури +20 ÷ +30°C.

Стежити за надійністю посадки клинопасового шківів.

Тиск, що розвиває насос, повинен відповідати характеристиці насоса. Дозволяється лише короткочасне підвищення нормальних тисків не більше ніж на 10%. Стрілка манометра під час роботи повинна трохи вібрувати. При перухомій стрілці манометра робота насоса заборонена. Стук клапанів, поршней і циліндрових втулок неприпустимий.

Велику увагу слід приділяти кріпленню гідравлічних коробок до станини: послаблення кріплення неприпустимо. Клинопасова передача приводу насосу повинна бути вивірена по вісям, її перекося і провисання пасів неприпустимі. Необхідно систематично підтягувати кріплення циліндрових втулок і слідкувати за постійною обмивкою штоків водою або маслом.

При заміні циліндрових втулок, якщо їх діаметр змінюється, слід встановити відповідну запобіжну діафрагму.

Щоб виключити промив гідрокоробки, необхідно сідло щільно посадити в гніздо, що і роблять слідуючим чином. На конічній поверхні розточки гнізда в гідрокоробці, а також на поверхні сідла не повинно бути руйнувань. Перед посадкою ці поверхні треба добре протерти. В проточку сідла вставляють гумове ущільнююче кільце з діаметром менше внутрішнього діаметра проточки. Сідло з гумовим ущільнюючим кільцем поступово, без ударів і штовхань опускають в конічну розточку.

На встановлене сідло ставлять спеціальний розпірний стакан і загвинчують кришку коробки плечем довжиною 2-3 м зі значним зусиллям вручну. Кришка, впираючись в стакан, запресовують сідло. Після запресування кришку відгвинчують, забирають стакан, встановлюють сідло, і так далі.

Таке запресування сідла найбільш надійне і ефективне в порівнянні з іншими способами.

Необхідно слідкувати за посадкою клинопасового шківів на вал і по мірі

необхідності підтягувати кріплення.

Періоди зміни долота слід використовувати для огляду насоса, особливо його клапанів і поршней, усунення неполадок і заміни зношених деталей. Перші два-три тижні для кращого припрацювання підшипників кочення, зубчатого зачеплення і інших робочих вузлів насос треба навантажувати не більше ніж на 50-60% номінальної потужності.

Прикатка зубчатого зачеплення виконана односторонньо і відповідає обертанню, вказаному стрілкою на станині. При необхідності зміни напрямку обертання слід провести обкатку зубчастого зачеплення без навантаження насоса до отримання пята дотику зубів не менше 60% по висоті і 50% по довжині, а також усунути можливе нагрівання напрямних крейцкопфів шляхом припрацювання їх під час обкатування насоса.

Нагрівання підшипників кочення пальця крейцкопфа і напрямних допускається до 70 °С. При нагріванні цих вузлів вище 70 °С насос слід зупинити і з'ясувати причину нагрівання.

Зазор між втулкою і пальцем крейцкопфа при зношенні бронзової втулки допустимий не більший 0,3-0,4 мм. Працювати при великому зазорі забороняється.

Заливання в ванну масла з пониженою в'язкістю може призвести до задирів зубів шестеренчастої пари. Підшипники кочення змащують в відповідності з картою змащування.

Забороняється робота насоса при наявності стуку в підшипниках, при послабленні і затяжки шпильок середньої кришки насоса.

Система змащування насоса комбінована. Змащування зубчастої пари і підшипників великих головок шатунів здійснюється рідким маслом шляхом занурення зубів колеса в масляну ванну.

Деталі крейцкопфа змащуються маслом, яке забирається зубчастими колесами з ванни у верхню крейцкопфну камеру. З камери масло самопливом попадає в крейцкопфний механізм.

Необхідно встановити манометр на вихідному трубопроводі, так щоб

покази його було добре видно при обслуговуючому персоналу. При цьому шкала повинна знаходитись у вертикальній площині. Вибирати манометр необхідно такий, щоб при найбільшому тиску стрілка його знаходилась у середній частині шкали [21].

Отже, з усього вище сказаного для надійної і безпечної роботи насоса необхідно дотримуватись всіх правил монтажу бурових насосів. Для раціональної експлуатації необхідно якісно проводити технічне обслуговування та слідкувати за технічним станом бурових насосів.

В технічних умовах на капітальний ремонт деталей та вузлів насоса наведені:

- сфера застосування;
- нормативні посилання;
- загальні технічні вимоги;
- правила приймання в ремонт;
- дефектація;
- вимоги до ремонту деталей нероз'ємних з'єднань;
- вимоги до складеного виробу;
- комплектність;
- маркування, пакування, транспортування та зберігання;
- контрольні випробування і приймання після ремонту;
- покриття, мащення і консервація;
- вимоги безпеки робіт і охорони довкілля;
- гарантії ремонтного підприємства;
- спеціальні вимоги до складових частин;
- загальні вимоги;
- дефектація різі та різьбових з'єднань;
- дефектація підшипників;
- дефектація пружинних шайб;
- дефектація пружин;
- дефектація трубопроводів;

- деталі, що підлягають обов'язковій заміні.

- додатки.

Цей стандарт розповсюджується і є обов'язковим для всіх бурових підприємств, які проводять ремонт та експлуатацію відремонтованих бурових насосів, а також підприємств, незалежно від форми власності та відомчого підпорядкування, що здійснюють ремонт, або окремі роботи, пов'язані з ремонтом вище згаданого обладнання.

5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання

5.3.1 Аналіз потенційних небезпек та шкідливих факторів виробничого середовища

При бурінні нафтових і газових свердловин значне число нещасних випадків відбувається в процесі експлуатації обладнання. Своєчасний профілактичний огляд і догляд створюють умови для безпечної та безаварійної експлуатації обладнання.

Бурова установка є об'єктом і джерелом підвищеної небезпеки. Одним з них є насосний блок, в якому розміщуються бурові насоси.

При роботі бурових насосів рухомі його частини (шків, клинопасові передачі, кривошипні механізми) являють собою небезпеку для працюючих.

Робота поршневого насоса має змінні характеристики потоку. Це призводить до утворення нерівномірного потоку рідини і тиску в нагнітальній лінії. Виникаючі пульсації призводять до послаблення і розриву з'єднань нагнітального трубопроводу, що являє велику небезпеку для обслуговуючого персоналу. Для гасіння пульсацій та вирівнювання потоку в нагнітальній лінії застосовують компенсатори.

Нагнітальна лінія має бути прямолінійна і без різких поворотів. Її необхідно виготовляти із міцних товстостінних труб одного діаметру з найменшим числом зварних, фланцевих чи іншого виду з'єднань для

попередження розриву трубопроводу і в результаті цього травмування робочого персоналу.

Запобіжний пристрій призначений для попередження розривів нагнітального трубопроводу чи гідравлічної коробки при перевищенні тиску на викиді насосу вище допустимого, викликане засмічення насадок долота чи прохідного січення в системі циркуляції промивальної рідини між викидом і насадками долота.

В процесі експлуатації бурового насосу найбільш швидко зношуються циліндрові втулки, поршні, штоки, тарілки і сідла клапанів.

Заміна зношеної втулки вельми трудомістка і небезпечна операція. Після зняття втулки за допомогою приспособлення для виїмки втулок її вручну вилучають із циліндричної коробки та скидають на підлогу. При цьому не виключена можливість травмування працюючих. Для заміни гумових ущільнень циліндрових кришок робочі повинні розгвинчувати велику кількість болтових з'єднань, а далі вручну знімати зі шпильок важку циліндрову кришку. При падінні кришки не виключена можливість травмування робочих.

Сідла, які мають значний знос, слід замінювати, інакше відбудеться розрив коробки. Заміна клапана не становить труднощів. Працівник вилучає його вручну, без рукавиць. В залежності від умов буріння іноді за одну зміну декілька разів замінюють клапани. При хімічно обробленому глинистому розчині часта заміна клапана може призвести до роз'їдання шкіри рук робітника. Тому після заміни клапана необхідно вимивати руки з милом. При заміні клапан не повинен вислизати з рук робітника, так як це може призвести до травмування. Для зняття клапана робочі повинні користуватися спеціальним крючком.

Омивання штоків емульсією масло-вода оберігає поліровану поверхню та знижує їх знос. Необхідно передбачити каналізацію для відводу рідини, щоб попередити можливість скупчення рідини на підлозі та можливості підсковзнутися робітника.

В процесі роботи насоса виходить з ладу гумова мембрана

пневмокомпенсатора. Заміна мембрани являє собою трудомістку та небезпечну операцію. Зняття пневмокомпенсатора пов'язане зі значними затратами фізичних зусиль, потребує від працівників особливої обережності по випуску залишкової кількості робочого агента, та як в цьому випадку мембрана, як би привулканізований до шийки пневмокомпенсатора, не дозволяє випустити залишкову кількість робочого агента.

В зимовий час випуску агента із блоку пневмокомпенсаторів може перешкодити крижана пробка, яка утворилася внизу, блока від промивальної рідини при розриві мембрани. Ця пробка перекриває прохідний отвір в пневмокомпенсатор і не дозволяє випустити робочий агент. Доводиться замінювати пневмокомпенсатор, який знаходиться під тиском. При цьому не виключена можливість виникнення нещасного випадку.

Для полегшення умов праці і зниження небезпеки при знятті балона пневмокомпенсатора слід користуватися спеціальними пристроями. [23].

На всіх етапах спорудження свердловини використовують речовини, які при дії на працюючих можуть викликати короткочасне або довготривале порушення функцій організму, послабити захисні сили організму.

Для створення промивальних рідин та підтримання на потрібному рівні їх властивостей використовується багато органічних та неорганічних речовин. Серед органічних речовин найбільше розповсюдження отримали: похідні целюлози (карбоксиметилцелюлоза – КМЦ), реагенти із гідролізного лігніта (нитролігнін – НЛ, ігетан та інші), крохмальні реагенти (модифікований крохмаль – МК та інші), реагенти на основі акрилових полімерів (гіпан, метан) реагенти на основі глинових кислот (УЦР), лігносульфанатні реагенти (конденсована сульфат-спиртова барда – КССБ, фехролігносульфанат – ФХЛ, хролігносульфанат – окзіл та інші), нафту, дизельне паливо.

В якості добавок до промивальної рідини найбільшого розповсюдження в якості добавок набули такі неорганічні речовини як луи (каустична сода NaOH, гідрат окису калія КОН), гашене і негашен вапно, поварена сіль (NaCl), хлористий кальцій (CaCl₂), хлористий магній (бішофіт MgCl), крейда (CaCO₃),

...сіть хрому, барит, гематит, концентрат колошнікового пилу.
...підприємстві? Дія отруйних речовин (сульфанол, окислений петролатум, детергент ДС.

...язової судоми, параліч, уражати верхні та глибокі дихальні шляхи. Вражати
...шкіряні покрови з утворенням наривів, язв.

Шкідливі речовини можуть потрапляти в організм людини грьома
...шляхами: інгаляційним (через дихальні шляхи), через стравохід і через шкіру.

Найбільшу небезпеку являє пил з розмірами частинок від 1-2 до 10 мкм.
...глибоко проникаючи в легені і викликає пневмоколіози (силікози) – хвороби, в

...основі яких лежить переродження та розпад легеневої тканини. Частинки з
...розмірами менше 1 мкм, потрапляючи в дихальні шляхи, легко видихаються

...разом з повітрям, а частинки з розмірами більше 10 мкм затримуються у
...верхніх дихальних шляхах. Частинки пилу з гострими краями можуть

...травмувати слизову оболонку дихальних шляхів, очей і викликати на них
...загальні процеси. [24].

5.3.2 Забезпечення безпеки технологічних процесів, монтажу та експлуатації обладнання

Роботи по монтажу, демонтажу і ремонту бурового обладнання
...трудомісткі і пов'язані з рядом небезпечних моментів. Пояснюється тим, що
...при вказаних роботах поряд із засобами механізації все ще широко
...застосовується ручна праця. [23].

Насоси, як правило, встановлюють на балки механічних основ. Однак
...монтаж насосів можливий і на дерев'яні бруси, які укладені в ґрунт.

Бурові насоси монтують на фундаменти чи основи до початку будівництва
...насосного приміщення, причому для запобігання розхитування їх при роботі
...необхідно, щоб насос всією площиною своїх опорних салазок стикався з
...площиною фундаменту. Встановлюють бурові насоси на фундамент частіше
...всього за допомогою підйомних причіпних тракторів-кранів КП-25. [32].

При монтажі нагнітальних трубопроводів необхідно звернути увагу на те, щоб пускова засувка була в самій нижній точці трубопроводів і забезпечувала вплив всієї рідини на них. [33].

Надійна і безпечна експлуатація нагнітальної лінії після монтажу забезпечується опресуванням її на тиск, в 1,5 рази, який перевищує максимальний робочий тиск, який передбачено геолого-технічним нарядом свердловини. Випробування проводять перед пуском в експлуатацію насосів, а також після кожного ремонту обв'язки. Опресування здійснюється ремонтувальними чи продавлювальними агрегатами. Лінія вважається випробуваною вдало, якщо тиск в системі протягом 5 хвилин не знизився.

Під час випробувань люди від лінії нагнітання мають бути видалені в безпечні місця. [23].

В обв'язці бурових насосів повинні бути передбачені наступні основні елементи: приймальна лінія, компенсуючі пристрої на приймальній та нагнітальній лініях, нагнітальний трубопровід, пускова засувка, запобіжний пристрій, манометр із запобіжним пристроєм, запірна арматура.

Для попередження випадків травмування робочих всі рухомі частини насоса повинні бути надійно огорожені. [22]. При огороженні клинопасових ременів слід передбачити також відбійні лобові металічні щити достатньої жорсткості і міцності, які здатні витримати удар текстурного ременя, що обірвався.

Оглядові люки масляної ванни і камер крейцкопфів повинні бути щільно закриті металічними щитами. [23].

Безвідмовна робота манометрів являється одним із необхідних умов, забезпечуючи безпечність обслуговуючого персоналу при експлуатації бурових насосів.

При експлуатації запобіжника необхідно слідкувати за тим, щоб в його з'єднаннях не відбувався витік рідини. Виявивши витік, необхідно негайно замінити прокладки і знову затягнути з'єднання

Під час роботи насоса необхідно слідкувати за:

- показами манометра – величина тиску, який повинен відповідати характеристиці насоса (допускається лише короткочасне, до 10 хвилин, перевищення нормальних тисків не більше чим на 10%). Стрілка манометра під час роботи повинна злегка вібрувати (не більше 5% від робочого тиску), нерухомість стрілки свідчить про несправність манометра. Робота при несправному манометрі забороняється.

- станом гумових ущільнень, кришок сідлоів та іншим з'єднанням гідравлічної системи;

- щільним закриванням оглядових люків масляної ванни і камер крейцкопфів;

- щільним приєднанням клапанних коробок до станини насосу;

- безперервним омиванням штоків.

Під час експлуатації бурового насосу необхідно слідкувати, щоб не забруднювалося масло в привідній частині насосу.

Для забезпечення нормальної роботи забороняється проникати за огороження чи знімати їх під час роботи насосу, а також переходити через привідні паси насоса чи під ними.

При експлуатації насосу виникає необхідність частої заміни мембрани пневмокомпенсаторів.

Для забезпечення умов праці при підйомі пневмокомпенсатора необхідно застосовувати вантажопідйомні пристосування і пристрої. [34].

Також для полегшення умов праці зношених деталей гідравлічної частини: поршнів, штоків, клапанів, циліндрових втулок для полегшення умов праці необхідно застосовувати пристосування.

Для забезпечення безпеки під час монтажу, експлуатації та ремонту бурового обладнання, необхідно дотримуватися вимог безпеки до експлуатації бурового обладнання та використовувати технічні міри захисту.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з

монтажу бурового насоса, описано структуру технологічного процесу ремонту обладнання, підготовчі роботи перед ремонтом та ремонт бурових насосів. Також описані шкідливі та небезпечні фактори, які зустрічаються під час експлуатації бурового обладнання, запобіжні пристосування, передбачені в конструкції для безпечної експлуатації бурових насосів, забезпечення безпеки технологічних процесів, монтажу та експлуатації обладнання.

ВИСНОВКИ

Сучасне нафтопромислове обладнання є складовою частиною великої промислово-виробничої системи, де безперервно і складно взаємодіють прямі і зворотні функціонально-інформаційні зв'язки. У цих умовах всебічне вирішення проблеми підтримки безвідмовності та надійності обладнання є актуальним завданням. Його вирішення має забезпечити надійну та безвідмовну роботу бурового насоса. Критеріями такої оцінки в кожному конкретному випадку є експлуатаційні, технологічні і техніко-економічні показники.

В даній магістерській роботі розглянута тема: «Модернізація гідравлічної частини бурового насоса».

1 Проведено аналіз конструктивних особливостей бурових установок для буріння свердловин глибиною 6000 м, з наявних бурових установок вибрано сучасний тип бурової установки БУ-6500/400 ЕР для буріння свердловини глибиною 6000 м.

2 Розглянуто циркуляційну систему ЦС 6500 ЕР для бурової установки БУ 6500/400 ЕР.

3 Проаналізовано бурові насоси різних виробників та моделей, вибрано буровий насос УНБТ-1180 з кращими експлуатаційними та конструктивними характеристиками.

4 Проаналізовані та виявлені причини незадовільного ресурсу клапанної групи, обґрунтовано необхідність модернізації.

5 Проведено вдосконалення клапанного вузла бурового насоса, який дозволяє вчасно визначити початок гідроабразивного промивання гідрокоробки і запобігти значних витрат на ремонт.

6 На основі створеної тривимірної геометричної моделі клапанного вузла і його побудованої моделі кінцевих елементів, визначено вплив зміни кута нахилу осі напрямку тарілки до осі посадочного отвору в сідлі клапана, на напружено-деформований стан клапанної пари. Також встановлено, що при

ідеальних умовах максимальна напруга знаходиться в межах 140 МПа, а при відхиленні 268 МПа, що майже в два рази більше. Тому за відсутності осьових відхилень у запропонованої конструкції корпусу верхньої направляючої втулки клапана максимальні напруги зменшуються вдвічі.

7 Проведено розрахунок: штока, циліндрової втулки, сідла і тарілки клапана.

8 Висвітленні питання монтажу та раціональної експлуатації бурових насосів.

9 Розроблено технічні умови на капітальний ремонт бурового насоса НБТ-1180, який містить повний комплект пристосіблень для ремонту, що значно дозволяють скоротити час ремонту та зусиль обслуговуючого персоналу.

10 Проаналізовані та наведені небезпеки та шкідливі фактори робничого середовища при експлуатації бурових насосів.

11 Висвітлено питання забезпечення нормальних умов праці, забезпечення технологічних процесів, монтажу та експлуатації бурового насоса.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бедрій Я. І. Охорона праці : Навчальний посібник. Львів : ПТВФ Афіша, 1997. 258 с.
2. Бойко В. С. Підземний ремонт свердловин : підручник для вищих навчальних закладів; у 4-х частинах. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2002. частина 1. 165 с.
3. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Київ : Міжнародна економічна фундація, 2008. 488 с.
4. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / За загальною редакцією докторів технічних наук В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Львів, 1996. 620 с.
5. Бойко В. С., Ясюк В. М., Іванов С. І. Дослідження процесу руху піску у фільтровій зоні свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. № 3 (12). С. 51–54.
6. Войтенко В. С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідникова книга. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.
7. Гандзюк М. П. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 318 с.
8. Горбійчук М. І., Семенцов Г. Н. Оптимізації процесу буріння глибоких свердловин. Івано-Франківськ : Факел, 2003. 493 с.
9. Економіка підприємства: навч. посіб. / Я. С. Витвицький та ін. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2002. 318 с.
10. Жидецький В. Ц. Практикум з охорони праці: навчальний посібник / Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
11. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Закон від 25.06.1991 № 1264 – XII.
12. Злобін Ю. А. Основи екології : підручник. Київ : Лібра, 1998. 216 с.

13. 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.
14. Іщенко І. І. Оцінка економічної ефективності виробництва і затрат. Навч. посіб. / Іщенко І. І., Терещенко С. П. – К.: Вища шк., 1991. – 173 с.
15. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: навч. посіб. – Івано-Франківськ : Факел, 2007 – 256 с.
16. Копей Б. В., Копей І. Б. Аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. 1995. Вип. 32. С.49 – 56.
17. Копей Б. В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання. ЮДТУНГ, 2001. 224 с.
18. Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В., Романишин Л. І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин : монографія – Івано-Франківськ : Факел, 2002. 209 с.
19. 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.
20. Коцкулич Я. С., Тищенко О. В. Закінчування свердловин: підручник для студентів вищ. навч. закладів проф. спрямування "Буріння". – Київ : Інтерпрес ЛТД, 2004. 366 с.
21. Маєвський Б. Й., Ярема А. В., Куровець С. С. Ємнісно-фільтраційні властивості глибокозаляючих палеогенових порід-колекторів Бориславського НГПР та особливості їх нафтогазоносності. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. № 1 (38) . С. 32–39.
22. Мочернюк Д. Ю. Моделювання фізичних процесів на основі визначальних рівнянь. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. №2. С. 12 – 14.

23. Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник : в 5 т. / М.А. Мислюк, І.А. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 3: Вертикальне та скероване буріння – 2004. – 294 с.
24. НПАОП 11.1-1.01-08. Правила безпеки в нафтогазодобувній промисловості України.
25. 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.
26. Охорона праці в нафтогазовій галузі: навч. Посіб. / За редакцією Г. М. Лисяного. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2015. 304 с.
27. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. С. Гончарук, С. І. Качан та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. – 384 с.
28. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
29. Пентюк Б.М. Основи патентознавства та інтелектуальної власності : навчальний посібник / Б.М. Пентюк, І.І. Назаренко, М.М. Вірник. – Вінниця : ВНТУ, 2007. – 195 с.
30. Перелік потенційно небезпечних об'єктів Полтавської області, які зареєстровані у Державному реєстрі потенційно небезпечних об'єктів. Електронний доступ: <http://sfd.archives.gov.ua/user-files/Poltava.pdf>.
31. Пістун І. П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. Охорона праці : навч. пос. Львів : Тріада плюс, 2010. 648 с.
32. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навч. посіб. / В. С. Білецький та ін. Полтава : ПолтНТУ, 2015. 196 с.
33. Поджаренко В. О., Василевський О. М., Кучерук В. Ю. Опрацювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності : навч. посіб. / Вінниця : ВНТУ, 2008. 128 с.
34. Світлицький В. М, Синюк Б.Б., Троцький В. П. Техніка і технологія підземного ремонту свердловин. Харків, 2006. 235 с.

35. Shoham O. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-phase Flow in Pipes. SPE, 2006. 402 p.
36. Технологія виготовлення і ремонту машин та обладнання нафтогазової галузі/ Бучинський М.Я., Шахов А.М. навчальний посібник ч.1 і 2 м. Полтава ПДТУ, 2001. — 120 с.
37. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки. Загальні вимоги. -- Чернігів, 2002. — 30 с.
38. Токаренко В. М. Технологія автодорожнього машинобудування і ремонт машин, курсове проектування : навч. посіб. Київ : Вища школа, 1992 — 127 с.
39. Ткачов В. В., Чернишев В. П., Одновол М. М. Технічні засоби автоматизації. Донецьк : Національний гірничий університет, 2008. 174 с.
40. Abdyukova, R.Ya. Laboratory test stand valve piston pumps / R.Ya. Abdyukova, M.S. Gabdrahimov // Oil & Gas Journal. —2001. — 405 p.
41. Yuan H., Guo J., Su Z., Sun Y., Qi J. Zhongguo Jixie Gongcheng, 2013. 11(24) 1425.
42. Nikulin O.V., Shabanov V.A. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science Сер. Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering - Power Supply of Mining Companies, 2017. 032027.
43. Romanenko E.F., Kolmykov V.I. Chemical and Petroleum Engineering, 2014. 12. P. 32.
44. Iskenderli I.N., Narimanov V.A. Chemical and Petroleum Engineering, 2017. 7. P. 46.
45. Tong Z., Liu H., Zhu F. Artificial Intelligence and Computational Intelligence, 2009. 5855. 215 p.
46. Fridman M.M., Galiullin A.A., Fomin G.D. Hydrotechnical Construction, 1978. 8. P. 14.

47. Mwachaka S.M., Wu A., Fu Q. Journal of Petroleum Exploration and Production Technology, 2018. 2. P. 1.
48. Kolesnikova S.I. Methods of analyzing the informativeness of various types of attributes Vestn. Tomsk State University: Management, Computer Science and Informatics, 2009. 1(6). P. 69-80.
49. Tu B., Li D., Lin E., Ji M. EURASIP Journal on Advances in Signal Processing, 2012. P. 182.
50. Kolesnikova S.I., Yankovskaya A.E. Estimation of significance of attributes for tests in intelligent systems RAS Theory and control systems, 2008. V. 6. P. 135-148.
51. Kulakov P.A., Apparov I.H.Y., Afanasenko V.G. Improvement of mud pump valve // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2018. C. 012201.
52. Kulakov P.A., Afanasenko V.G. Influence of minimally permissible quantity of source materials on the probability of failure of a pump-tank system // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. V. 54. № 9-10. P. 681-686.
53. Vinnem E. Offshore Risk Assessment, 2013. 1. 95 p.