Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

НГІТ.602МН.010-00.00.000 МР

Група 602-МН

Макушкін Валерій Сергійович

Полтава, 2025

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

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

До захисту

Завідувач кафедри
В.о. декана кафедри
_____ Є.С. Гаврик

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Дослідження вибійного механізму подачі долота

Пояснювальна записка

Керівник
Ст. викладач Міщук Ю.С.
посада, наук. ступінь, ПІБ
_____
підпис, дата,

Виконавець роботи
Макушкін Валерій Сергійович
студент, ПІБ
група 601-МН
19.01.25
підпис, дата

Консультант за 1 розділом
к.т.н. доц. Мєхедьковська О.В
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом
к.м.н. Совик В.М.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом
к.м.н. Совик В.М.
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом
к.т.н., доц. Шестеренко Т.М.
посада, *наук. ступінь, ПІБ, підпис*

Дата захисту 22.01.25

Полтава, 2025

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі виконані наступні розділи:

1. У розділі "Вибір та опис технологічного обладнання" обґрунтовано вибір комплексу обладнання для буріння свердловини глибиною 6500 м, проведено порівняльно-критичний аналіз вибійних механізмів подачі долота; встановлено недоліки, які виникають при їх експлуатації.

2. В розділі "Опис технічної пропозиції" проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з розроблення вибійного механізму подачі долота, розрахований економічний ефект від його впровадження.

3. В розділі "Дослідно-конструкторська робота" розглянуто напружено-деформований стан бурильної колони в просторовій формі. Спроектована випробувальна установка для досліджень втомної довговічності зразків бурильних труб, яка дозволяє визначати та фіксувати дві взаємно перпендикулярні компоненти внутрішнього згинального моменту в поперечному перерізі бурильних труб.

4. В розділі "Розрахунки працездатності" проведено розрахунки вибійного механізму подачі долота, гідравлічного радіуса гідро сопла вибійного механізму подачі долота, тиску гідро сопла вибійного механізму подачі долота.

5. В розділі "Монтаж і експлуатація обладнання" розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ 6500 ДГ, особливості проведення монтажу вибійного механізму подачі долота та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Проаналізовано призначення та комплектність обладнання, конструктивне виконання та характеристику обладнання, умови експлуатації та діючі навантаження, типові види й причини спрацювання і відмов елементів обладнання, технічне обслуговування обладнання, план-графік планово-попереджувального ремонту, роботи при технічному обслуговуванні і поточному ремонті, відновлення спрацьованих деталей, поверхневе зміцнення деталей.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу
Кафедра нафтогазової інженерії та технологій
Освітньо-кваліфікаційний рівень: *Магістр*
Спеціальність *185 Нафтогазова інженерія та технології*
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри НГІТ
в.о. завідувача кафедри
_____ с. ГАВРИЛЮК
"14" 10 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Макушкін Валерій Сергійович
(прізвище, ім`я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження вибійного механізму подачі долота

Керівник роботи ст. викладач Міщук Юлія Сергіївна
(прізвище, ім`я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджена наказом закладу вищої освіти від "09" 08 2024 року № 818-0, 0

2. Строк подання студентом роботи 27.12 2024 року
3. Вихідні дані до роботи Технічна характеристика бурової установки БУ 6500 ДГ, технічні характеристики вибійного механізму подачі долота

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

Бурова установка з дизель-гідравлічним приводом БУ 6500 ДГ, Модернізований вибійний механізм подачі долота, Вишкобудівельна установка

6. Дата видачі завдання 14.10.2024

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 _____ Мамуткін В.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Ю.С. Шпінерук
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання	7
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання	7
1.2 Конструктивні особливості вибійного механізму подачі долота	16
2. Опис технічної пропозиції	27
2.1 Опис модернізованої конструкції вибійного механізму подачі долота.	27
2.2 Оцінка економічної ефективності	35
3. Дослідно-конструкторська робота	48
3.1 Аналіз теоретичних методів дослідження напружено-деформованого стану бурильних колон	48
3.2 Обладнання для проведення лабораторних досліджень втомної довговічності натурних зразків колон бурильних труб	54
3.3 Напружено-деформований стан бурильних колон із просторовим викривленням їх пружної осі	56
4. Розрахунки працездатності	62
4.1 Гідравлічний розрахунок вибійного механізму подачі долота	62
4.2 Розрахунок гідравлічного радіуса гідросопла вибійного механізму подачі долота	65
4.3 Розрахунок тиску гідро сопла вибійного механізму подачі долота	67
5. Монтаж і експлуатація обладнання	68
5.1 Технологія монтажу обладнання	68
5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання	72
5.3 Охорона праці навколишнього середовища	81
Висновки	90
Список використаної літератури	93

ВСТУП

Актуальність теми. На даний час обсяги похило- скерованого та горизонтального буріння невпинно зростають. До того ж, значна кількість свердловин містить геометричні недосконалості у вигляді локальних перегинів осей та кавери (жолобів) на стінках. Як наслідок, колони бурильних і насосно-компресорних труб, які експлуатуються в таких умовах, зазнають суттєвих деформацій розтягу, стиску, згину та кручення. При цьому виникають як нормальні, так і дотичні напруження, що часто сягають граничних величин та призводять до втомного руйнування згаданих колон. Іншими словами, бурильні та насосно-компресорні труби втрачають працездатність, тобто стан, при якому вони спроможні виконувати задані функції при збереженні значень параметрів у межах, встановлених нормативною документацією. Тож, для забезпечення працездатності, необхідне припинення експлуатації вказаних колон до настання відмов при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту.

Одним із шляхів вирішення зазначеної проблеми є оцінка напружено-деформованого стану колон бурильних і насосно-компресорних труб із подальшим прогнозуванням їх втомної довговічності з метою забезпечення працездатності.

У практиці бурових робіт процес поглиблення вибою свердловин здійснюють при періодичному нарощуванні бурильних труб після занурення ведучої бурової труби в основу ротора бурової установки. Після цього ведучу бурильну трубу (квадрат) і вертлюг талевою системою піднімають на 13-15 м над ротором, буровий насос, що забезпечує циркуляцію в свердловині, зупиняють, і надлишковий тиск з системи нагнітання бурового розчину знижують. При від'єднанні ведучої труби від бурильних труб з наземної нагнітальної лінії під дією гідростатичного тиску стовпа бурового розчину, з ведучої труби вихлюпується з «сифоном» порція бурового розчину (70 ... 100 літрів). При цьому відбувається забруднення робочого майданчика навколо гирла свердловини, а в зимовий час це призводить до заледеніння гирлового

обладнання.

Недоліками використовуваного вибійного механізму подачі долота є: недостатня ефективність пристрою при гасінні осьової вібрації, що виникає при роботі вибійного двигуна і долота; недостатня ефективність при гасінні значних ударних навантажень як осьових, так і крутних; значні сили тертя в гвинтовий шліцьовій парі, які істотно знижують силу подачі, що розвивається пристроєм, і тим самим знижують його ефективність. Тому існує необхідність в модернізації вибійного механізму подачі долота.

Мета роботи. Дослідження параметрів роботи модернізованого механізму подачі долота.

Об'єкт дослідження. Процеси руху промивальної рідини під час буріння свердловини.

Предмет дослідження. Методи і засоби підвищення ефективності механізму подачі долота під час буріння свердловини.

Наукова новизна отриманих результатів:

- отримано якісно нові підходи щодо оцінки впливу навантаження та геометричних параметрів ствола свердловини і колони бурильних труб на їх напружено-деформований стан та довговічність з метою забезпечення працездатності;

- набула подальшого розвитку математична модель для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони в стволі свердловини з каверною (жолобом) чи горизонтальному стволі значної довжини.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. Запропоноване технічне рішення дозволить: зменшити пікові значення моменту, що діють на вибійний двигун; уникнути його роботи в гальмівному режимі і тим самим збільшити його ресурс; збільшити ресурс породоруйнівного інструмент;. дозволить забезпечити більш ощадливий режим роботи вибійної електроніки роторно-керованої системи. Все це дозволить підвищити ефективність вибійного механізму подачі долота, а також збільшити ресурс його роботи.

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

Структура й обсяг магістерської роботи.

Магістерська робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 27 найменувань, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на 92 сторінках комп'ютерного набору і містить 14 рисунків і 11 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 95 сторінок.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

1.1.1 Вихідні дані для магістерської роботи

Конструкція свердловини глибиною 6500 м подана на рис. 1.1.

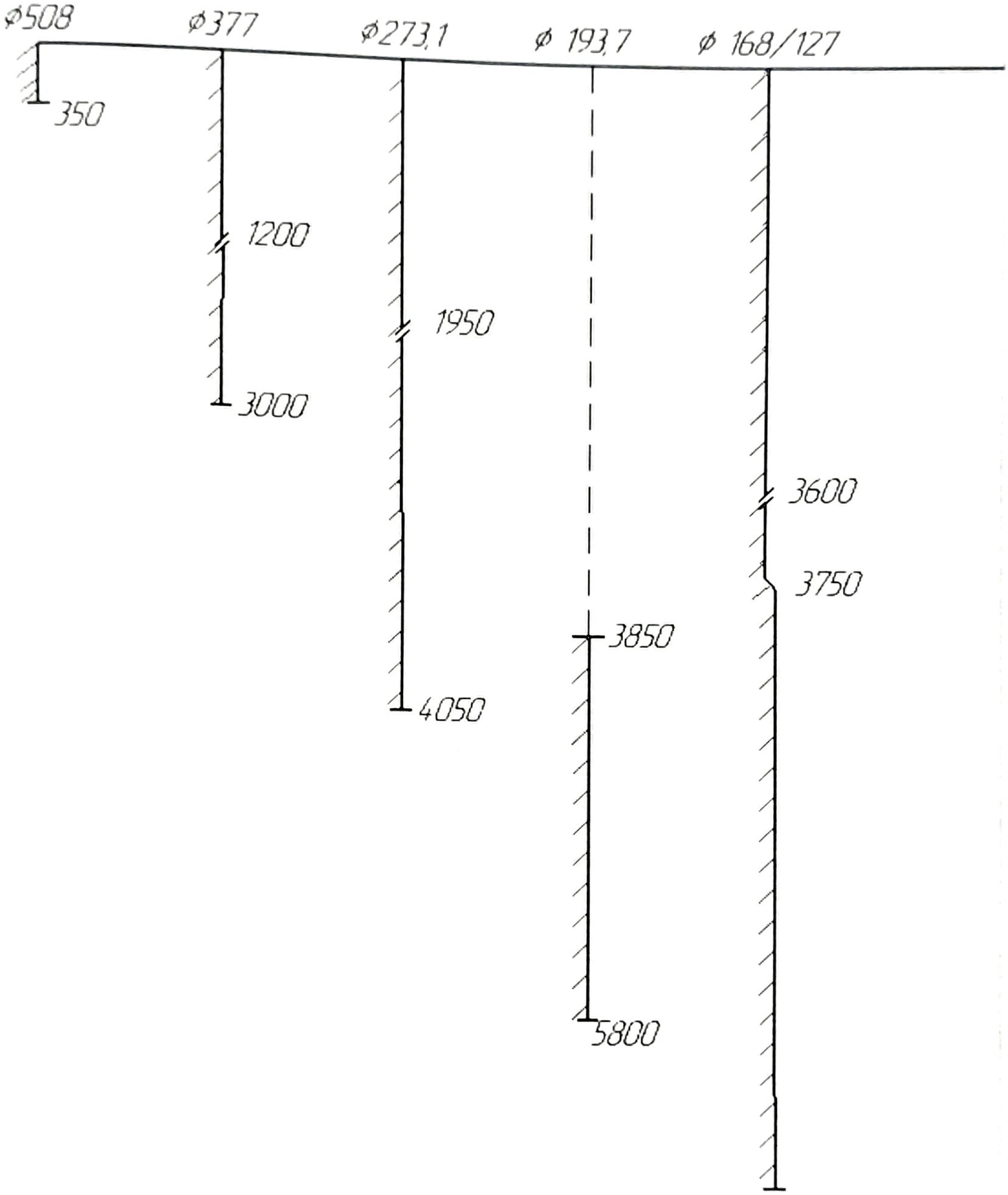


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор d = 508 мм спускається на глибину 350 м з метою перекриття верхніх нестійких осадочних порід, схильних до обвалів і поглинань. Цементується по всій довжині.

Проміжна колона d = 377 мм спускається на глибину 3000 м двома секціями зі стиковкою на глибині 1200 м з метою перекриття юрських, тріасових, пермських і частини кам'яновугільних відкладів, де можливі обсипання і жолобоутворення. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона d = 273,1 мм спускається на глибину 4050 м двома секціями зі стиковкою на глибині 1950 м з метою перекриття башкирського і намюрського яруса кам'яновугільних відкладень, де можливі обсипання, а також нафтогазопрояви. Цементується колона по всій довжині.

Хвостовик d = 193,7 мм довжиною 1950 м спускається на глибину 5800 м з метою перекриття пластів, де можливі нафтогазопрояви. Цементується колона на довжину 1950 м.

Експлуатаційна колона d = 168/127 мм спускається до проектної глибини 6500 м двома секціями зі стиковкою на глибині 3600 м і переходом на глибині 3750м. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

Діаметр долота при бурінні під кожну обсадну колону приймаємо згідно даних літ. [12].

Під кондуктор d = 508 мм; приймаємо $D_{дол}^{508} = 490$ мм + розширювач 700 мм.

Під проміжну колону d = 377 мм приймаємо $D_{дол}^{377} = 490$ мм.

Під проміжну колону d = 273,1 мм приймаємо $D_{дол}^{273,1} = 393,7$ мм.

Під хвостовик d = 193,7 мм приймаємо $D_{дол}^{193,7} = 250,8$ мм.

Під експлуатаційну колону d = 168/127 мм приймаємо $D_{дол}^{168/127} = 161$ мм.

1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою

$$\ell_{ОБТ.} = \frac{K \cdot G}{q_{ОБТ}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}}\right)}, \qquad (1.1)$$

де К – коефіцієнт, який ураховує перевищення ваги ОБТ над навантаженням на долото; приймаємо К=1,25;

G – осьове навантаження на долото [12];

$q_{ОБТ}$ – вага 1м.п. ОБТ [12];

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

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

Під кондуктор (діаметр ОБТ 254 мм):

$$\ell_{ОБТ}^{508} = \frac{1,25 \cdot 80 \cdot 10^3}{3138\left(1 - \frac{1220}{7850}\right)} = 38 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 377 мм (діаметр ОБТ 254 мм):

$$\ell_{ОБТ}^{377} = \frac{1,25 \cdot 200 \cdot 10^3}{3138\left(1 - \frac{1240}{7850}\right)} = 95 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 273,1 мм (діаметр ОБТ 203 мм):

$$\ell_{ОБТ}^{273,1} = \frac{1.25 \cdot 190 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1650}{7850}\right)} = 157 \text{ м}$$

Під хвостовик (діаметр ОБТ 178 мм):

$$\ell_{ОБТ}^{193,7} = \frac{1.25 \cdot 190 \cdot 10^3}{1560\left(1 - \frac{1610}{7850}\right)} = 192$$

Під експлуатаційну колону (діаметр ОБТ 121 мм):

$$C_{OБТ}^{168/127} = \frac{1,25 \cdot 180 \cdot 10^3}{737\left(1 - \frac{1565}{7850}\right)} = 381 \text{ м.}$$

1.1.3.2 Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

Для І-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу ǿ 114 мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності М. Визначаємо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

$$\ell_{доп} = \frac{Q^{I}_{доп} - \ell_{ОБТ} \cdot q_{ОБТ}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м}}\right)}{q^{I}_{пр.}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}}\right)} + \ell_{ОБТ}, \qquad (1.2)$$

де $q^{I}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби [12];

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

$$Q^{I}_{доп} = \frac{Q^{I}_{р.}}{K}, \qquad (1.3)$$

де $Q_р$ – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [12];

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

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

$$\ell^{I}_{доп} = \frac{2107 \cdot 10^3 - 381 \cdot 737\left(1 - \frac{1565}{7850}\right)}{301 \cdot \left(1 - \frac{1565}{7850}\right)} + 381 = 8192 \text{ м}$$

Верхню частину колони складаємо із труб діаметром 127 мм із

товщиною стінки 10 мм групи міцності М. Визначаємо допустиму довжину 2-ої секції за формулою

$$\ell^{II}_{доп} = \frac{Q^{II}_{доп} - Q^{I}_{доп.}}{q^{II}_{пр}(1 - \frac{j_{б.р}}{j_{м}})}, \qquad (1.4)$$

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

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

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{Q^{II}_{р}}{K}. \qquad (1.5)$$

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{3300}{1,4} = 2357 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{2357 \cdot 10^3 - 2107 \cdot 10^3}{331 \cdot \left(1 - \frac{1565}{7850}\right)} = 943 \text{ м}$$

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

$$\ell^{III}_{доп} = \frac{Q^{III}_{доп.} - Q^{II}_{доп.}}{q^{III}_{пр}(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м}})}; \qquad (1.6)$$

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

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

$$Q^{III}_{доп} = \frac{Q^{III}_{р}}{K}. \qquad (1.7)$$

$$Q^{III}_{доп} = \frac{3650}{1,4} = 2607 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп} = \frac{2607 \cdot 10^3 - 2357 \cdot 10^3}{388 \cdot \left(1 - \frac{1565}{7850}\right)} = 805 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складаємо таблиці вибору компонування бурильного інструменту.

Таблиця 1.1 – Робочий інструмент при бурінні під експлуатаційну колону

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
140	10М	388	805
127	10М	331	943
114	10М	301	4371
ОБТ-121	-	737	381

Таблиця 1.2 – Робочий інструмент при бурінні під хвостовик

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
140	10М	388	294
127	10М	331	943
114	10М	301	4371
ОБТ-178	-	1560	192

Таблиця 1.3 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ǿ 273,1 мм

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
114	10М	301	3893
ОБТ-203	-	1920	157

Таблиця 1.4 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ǿ 377 мм

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
114	10М	301	2005
ОБТ-254	-	3138	95

Таблиця 1.5 – Робочий інструмент при бурінні під кондуктор

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
114	10М	301	312
ОБТ-254	-	3138	38

1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

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

$$Q_{б.к.} = (Q_{б.тр.} + Q_{ОБТ})K; \qquad (1.8)$$

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

$Q_{ОБТ}$ – вага колони ОБТ;

К – коефіціснт прихвату; приймаємо К=1,3

Під експлуатаційну колону:

$$Q^{e}_{б.к.} = (388 \cdot 805 + 331 \cdot 943 + 301 \cdot 4371 + 737 \cdot 381) \cdot 1,3 = 2887223,3 \text{ Н} \approx 2887 \text{ кН}$$

Під хвостовик:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (388 \cdot 294 + 331 \cdot 943 + 301 \cdot 4371 + 1560 \cdot 192) \cdot 1.3 = 2653814,8 \text{ Н} \approx 2654 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ǿ 273,1 мм:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (301 \cdot 3893 + 1920 \cdot 157) \cdot 1,3 = 1915202,9 \text{ Н} \approx 1915 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ǿ 377 мм:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (301 \cdot 2005 + 3138 \cdot 95) \cdot 1,3 = 1172099,5 \text{ Н} \approx 1172 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q^{k}_{б.к.} = (301 \cdot 312 + 3138 \cdot 38) \cdot 1,3 = 277102,8 \text{ Н} \approx 277 \text{ кН}$$

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

Визначаємо вагу кожної секції експлуатаційної колони діаметром 168/127 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 2900 м:

$$Q^{I}_{е.} = (3600 \cdot 301 + 150 \cdot 412 + 1250 \cdot 267 + 2500 \cdot 254) \cdot 1,15 = 2505735 \text{ Н} \approx 2506 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 3600 м:

$$Q^{II}_{е.} = (1350 \cdot 307 + 1400 \cdot 267) \cdot 1,15 = 906487 \text{ Н} \approx 907 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу хвостовика довжиною 1950 м:

$$Q_{хв} = (3850 \cdot 301 + 300 \cdot 667 + 670 \cdot 492 + 630 \cdot 433 + 350 \cdot 381) \cdot 1,15 = 2408939,5 \text{ Н}$$

≈ 2409 кН

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 273,1 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 2100 м:

$$Q^{I}_{пр} = (1950 \cdot 301 + 1000 \cdot 737 + 1100 \cdot 659) \cdot 1{,}15 = 2356177{,}5\,\text{Н} \approx 2356\,\text{кН}$$

2-га секція довжиною 1950 м:

$$Q^{II}_{пр} = (620 \cdot 659 + 730 \cdot 737 + 600 \cdot 808) \cdot 1{,}15 = 1646098{,}5\,\text{Н} \approx 1646\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 377 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 1800 м:

$$Q^{I}_{пр.} = (1200 \cdot 301 + 700 \cdot 1080 + 350 \cdot 993 + 750 \cdot 905) \cdot 1{,}15 = 2465025\,\text{Н} \approx 2465\,\text{кН}$$

2-га секція довжиною 1200 м:

$$Q^{II}_{пр.} = 1200 \cdot 1080 \cdot 1{,}15 = 1490400\,\text{Н} \approx 1491\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 508 мм і довжиною 350 м:

$$Q_{к} = 350 \cdot 1331 \cdot 1{,}15 = 535727{,}5\,\text{Н} \approx 536\,\text{кН}$$

На основі розрахунку обсадних колон і вибору бурильного інструмента складаємо зведену таблицю ваги всіх колон (табл. 1.6).

Таблиця 1.6 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ n/n	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стінки, мм і група міцн.	Глибина спуску, м	Вага колони, кН
1	2	3	4	5	6
1	Бурильний інструмент під експлуатаційну колону	140 127 114 ОБТ-121	10М 10М 10М -	805 943 4371 381	2887
2	Бурильний інструмент під кондуктор	140 127 114 ОБТ-178	10М 10М 10М -	294 943 4371 192	2654
1	2	3	4	5	6
3	Бурильний інструмент під	114 ОБТ-203	10М -	3893 157	1915

	проміжну колону ǿ 273,1 мм				
4	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 377 мм	114 ОБТ-254	10М -	2005 95	1172
5	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-254	10М -	312 38	277
6	Експлуатаційна колона	114 168 127	10М 10Л 9Д 9,17Р110	3600 150 1250 2500	2506
		127	10Е 10К 9Д 9Е	450 900 800 600	907
7	Хвостовик	114 193,7	10М 12К 11К 9Д 8К	3850 300 670 630 350	2409
8	Проміжна колона ǿ 273,1 мм	114 273,1	10М 11К 10Е	1950 1000 1100	2356
		273,1	10К 11Д 12К	620 730 600	1646
9	Проміжна колона ǿ 377 мм	114 377	10М 12Л 11Л 10Л	1200 700 350 750	2465
		377	12Л	1200	1491
10	Кондуктор	508	12Д	350	536

1.1.4 Вибір категорії, класу та основних параметрів бурової установки

Таким чином, після проведення розрахунків в пункті 1.1.3, найважчою колоною є бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону. Її вага складає 2887 кН. Згідно цих даних вибираємо бурову установку з дизель-гідравлічним приводом БУ 6500 ДГ, яка задовольняє розрахункам [2].

Технічна характеристика бурової установки БУ 6500 ДГ

Допустиме навантаження на гак, кН.....4000

Умовна глибина буріння, м.....6500

Загальна установлювана потужність,кВт.....3000

Оснастка талевого механізму.....6×7

Діаметр талевого канату,мм.....35

Привід бурової установки.....диз.- гідр.

Силові агрегати.....1АДГ-100

Лебідка.....ЛБУ-1700

Потужність лебідки, кВт.....1250

Буровий насос.....У8-7МА2

Потужність насосу,кВт.....825

Ротор.....УР-560

Вантажопідйомність ротора,т.....320

Число швидкостей ротора.....3+1р.

Вертлюг.....УВ-320

Вишка.....ВА-45-320

Кронблок.....УКБА-7-400

Бурова установка БУ 6500 ДГ рекомендована для турбінного і роторного способів буріння свердловин на глибину 6500 м в неелектрифікованих районах, оснащені комплексом АСП, дизель-гідравлічним приводом від силових агрегатів 1АДГ-1000, сучасним електрообладнанням та буровими спорудами для дрібноблокового монтажу.

1.2 Конструктивні особливості вибійного механізму подачі долота

Одним із способів створення достатнього осьового навантаження для ефективного буріння є застосування вибійних механізмів подачі (ВМП), що

працюють за рахунок використання енергії потоку промивальної рідини. Результатом застосування ВМП є створення підвищеного осьового навантаження в порівнянні з осьовим навантаженням, створюваним вагою бурильних труб. Також поліпшуються умови роботи бурильних труб за рахунок зниження вібрацій. Наявні конструкції вибійних механізмів подачі класифікуються за різними ознаками:

а) за характером використовуваного перепаду тиску;

- ВМП, що використовують зовнішній перепад, створюваний нижче пристрою на турбобурі, гідромоніторному долоті і т.п.

- ВМП, що використовують внутрішній перепад, створюваний на дроселі механізму;

б) за характером холостого ходу, тобто перезарядці ЗМП:

- з відключенням бурового насоса;

- зі скиданням потоку промивної рідини в затрубний простір;

- з подачею потоку промивної рідини на вибій свердловини;

в) за характером сприйняття реакції ВМП:

- сприйняття реакції ВМП нижньою частиною бурильної колони;

- сприйняття реакції ВМП розпірним пристроєм об стінки свердловини.

Основними технічні вимоги, яким повинен задовольняти ВМП наступні:

- при спуско-підйомних операціях ВМП не повинен розкриватися;

- при бурінні повинен забезпечувати передачу реактивної сили на стінки свердловини;

- ВМП повинен забезпечувати можливість промивання свердловини при підйомі і спуску бурильної колони.

Найбільш відомими з ВМП є наступні.

Пристрій для подачі долота (ППД) Когана-Березовського, корпус якого з'єднується з колоною бурильних труб, що сприймає реакцію подачі. Подачу бурильної колони здійснюється за допомогою квадратної штанги.

ППД фірми «Алко» для стабілізації навантаження при роторному бурінні. Тиск над поршнем регулюється за рахунок змінної насадки з отворами, що

калібруються.

ППД з клапаном в зоні протитиску, корпус сервоциліндра якого поєднується з бурильною колоною, а поршень зі штоком – до турбобура. Механізм працює за рахунок перепаду тиску на турбобурі, постійно діючого на поршень зверху. Регулювальний клапан, який працює в функції швидкості руху рідини, призначений для механізмів подачі з сервоциліндрами.

ППД, діючий за швидкістю обертання долота. Привід змонтованого в ньому насоса, що працює на потоці промивальної рідини від турбіни звичайного профілю. Викидна лінія з'єднується отворами з порожнинами високого тиску сервоциліндра. Простір під поршнем пов'язаний із затрубним простором свердловини отворами, розрахованими на створення необхідного навантаження на вибій.

ППД, що працює на окремій серворідині. Конструкція аналогічна попередній. Різниця в тому, що приймальною ємністю насоса є порожнини низького тиску сервоциліндра (підпоршневого простору) і вся система заповнена серворідиною, що відрізняється від бурового розчину.

Відомий ВМП зі скиданням потоку промивної рідини в затрубний простір [25] (рис. 1.2), в якому вузол управління забезпечений корпусом, розташованим між переводником і верхнім циліндром, а клапан підпружинений на корпус. В результаті цього зберігається постійне осьове навантаження на долото під час робочого ходу вала.

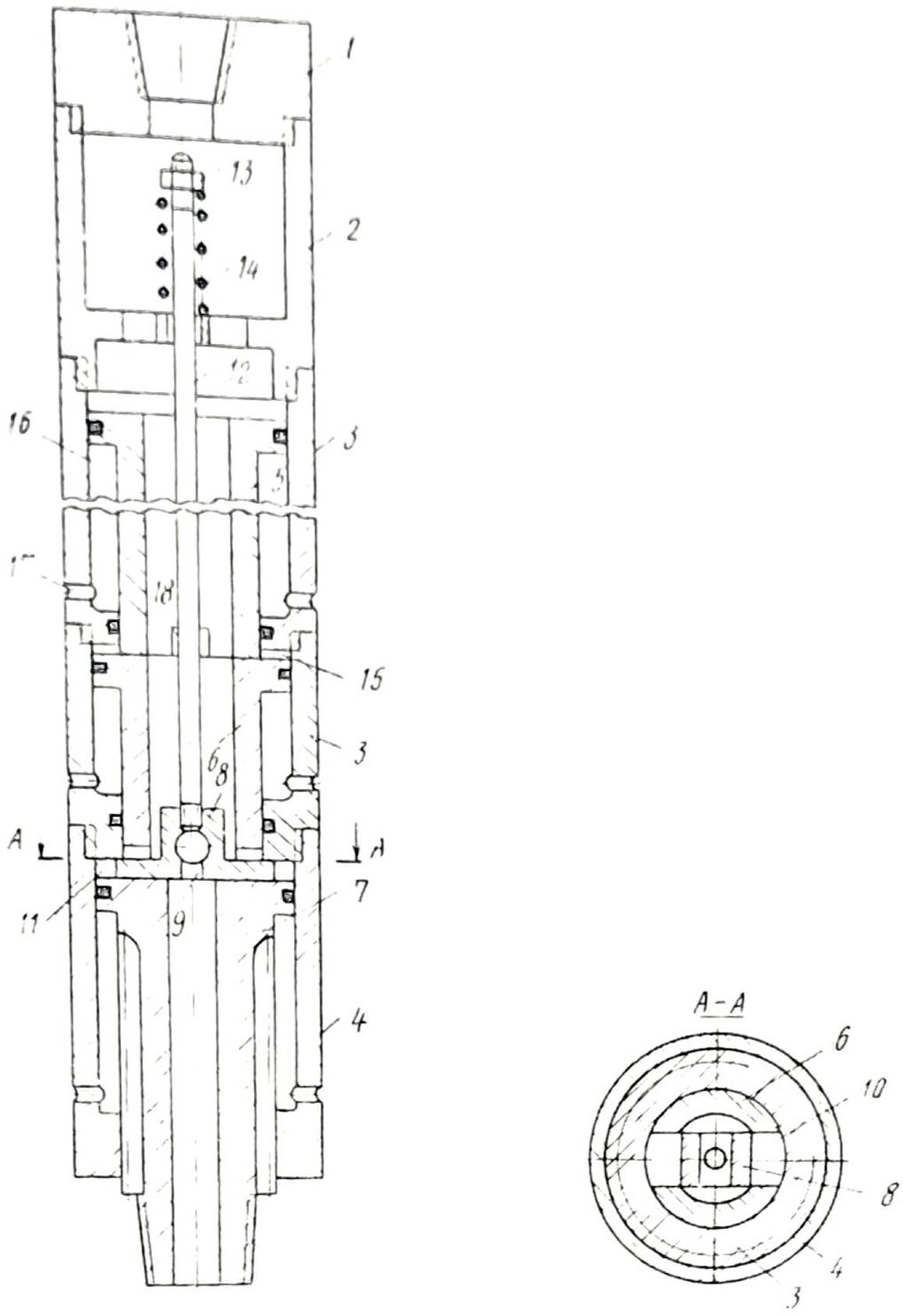


Рисунок 1.2 – Вибійний механізм подачі долота

Відомо пристрій для створення осьового навантаження на долото без застосування обважнених бурильних труб, основаийе на електромагнетизмі. Застосування такого пристрою найбільш ефективно при бурінні похило-спрямованих і горизонтальних свердловин. Технічний ефект в пропонованому пристрої можливий завдяки тому, що він має електромагнітну котушку, яка встановлена в корпусі, і підпружинений порожнистий шток з діамагнітною нижньою частиною [3] (рис.1.3).

корпусі циліндра. Корпус якорів переміщається в радіальному напрямку анкерними колодками, змонтованими на підшипниках, захищених від попадання бурового розчину гумовими ущільнювачами. При спуску на вибій корпус пристрою разом з корпусом якорів розташовується в нижньому положенні на перевіднику. При включенні бурового насоса під дією перепаду тиску анкерні колодки розходяться в радіальному напрямку і закріплюють корпус щодо стінок свердловини. За рахунок дії перепаду тиску на поршень здійснюється подача долота на вибій. Після подачі на довжину робочого ходу вимикається буровий насос, анкерні колодки звільняють корпус від стінок свердловини і він під дією власної маси опускається в нижнє положення, внаслідок чого здійснюється його перезарядка.

Відомі й інші ППД з фіксацією нижньої частини бурильної колони. У конструктивному відношенні вони аналогічні розглянутим і відрізняються лише способами регулювання осьового навантаження на породоруйнівний інструмент.

Вибійний механізм подачі долота (рис. 1.4) містить гідравлічний циліндр 1, жорстко пов'язаний з робочою колоною труб 2 за допомогою нарізного сполучення. Усередині циліндра 1 розташований з можливістю осьового переміщення шпиндель 3, який взаємодіє з циліндром 1 за допомогою шліцьової гвинтової пари 4. Кут підйому гвинта виконаний таким, щоб забезпечити несамогальмівну рухливість, тобто реверсивність, в результаті чого шпиндель 3 має можливість переміщатися щодо циліндра 1 під дією як крутного моменту, так і осьової сили. Шпиндель 3 забезпечений взаємодіючим з внутрішньою поверхнею циліндра 1 поршнем 5, який в свою чергу жорстко пов'язаний з розташованим по осі циліндра 1 порожнистим штоком 6, причому зовнішній діаметр штока 6 відрізняється від зовнішнього діаметра поршня 5. Порожнистий шток 6, поршень 5 і циліндр 1 утворюють замкнуту камеру 7, яка забезпечена дроселем з паралельним гідравлічним каналом з підпружиненим зворотним клапаном із запірним елементом 8 і пружиною 9. Шпиндель 3 пристрою жорстко кріпиться до вибійного компонування, основним елементом

якого є, або просто долото (при бурінні роторним способом), або долото з вибійними двигуном (при бурінні вибійними двигунами). У нижній частині циліндра 1 під поршнем 5 виконано дихальний отвір 10.

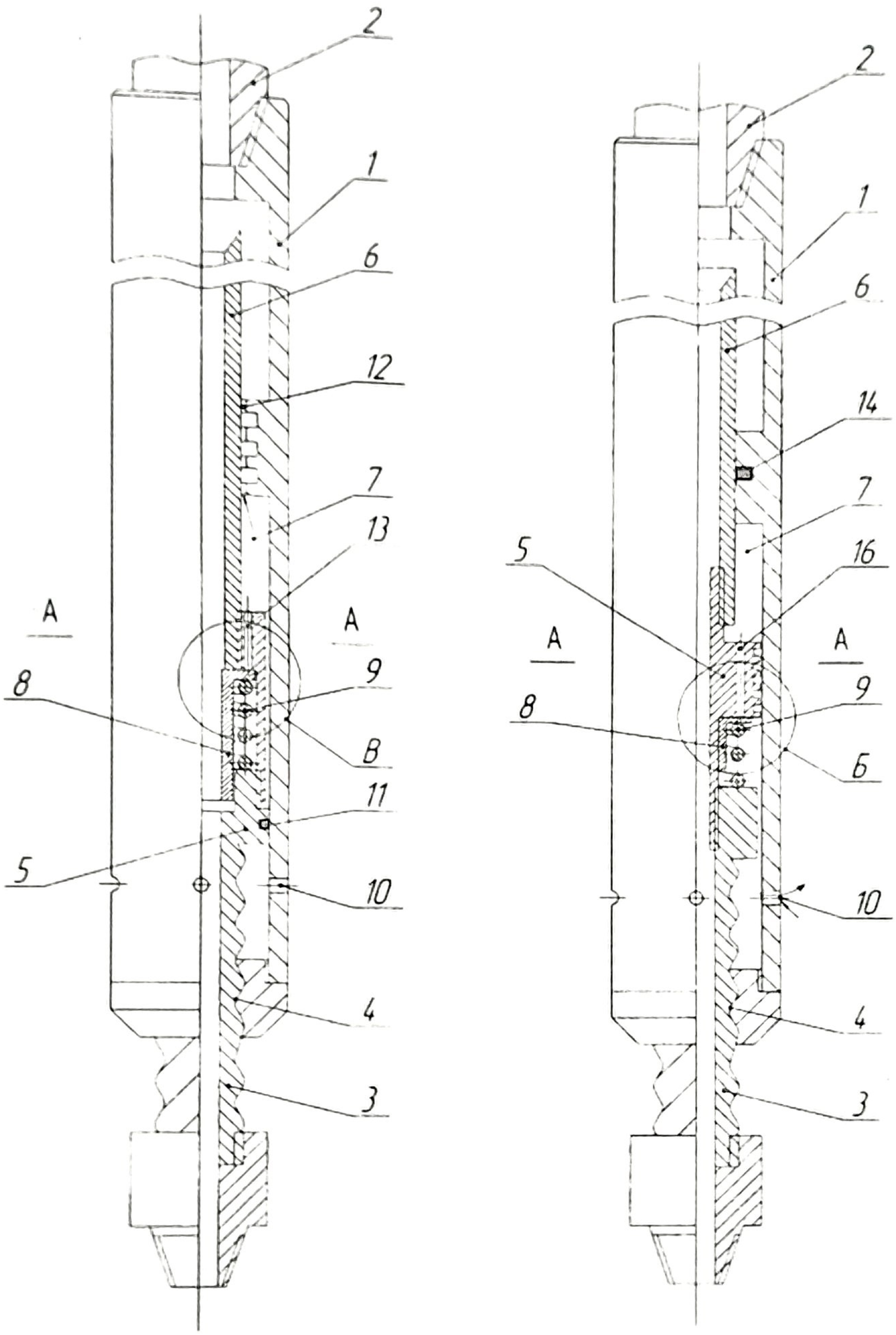


Рисунок 1.4 – Вибійний механізм подачі долота

У разі виконання вибійного механізму подачі по рис. 1.4, *а* поршень 5 забезпечений кільцем ущільнювача 11, а дросель виконаний у вигляді

концентричного каналу 12 між штоком 6 і циліндром 1, який гідравлічно пов'язує замкнуту камеру 7 з внутрішньою порожниною робочої колони труб 1. У свою чергу, паралельний гідравлічний канал 13 пов'язує замкнуту камеру 7 з внутрішньою порожниною робочої колони труб 1.

У разі виконання забійного механізму подачі по рис. 1.4, *б* порожнистий шток 6 взаємодіє з циліндром 1 через ущільнювальне кільце 14, а дросель виконаний у вигляді концентричного каналу 15 між поршнем 5 і циліндром 1, який гідравлічно пов'язує замкнуту камеру 7 із затрубним простором. У свою чергу, паралельний гідравлічний канал 16 пов'язує замкнуту камеру 7 із затрубним простором.

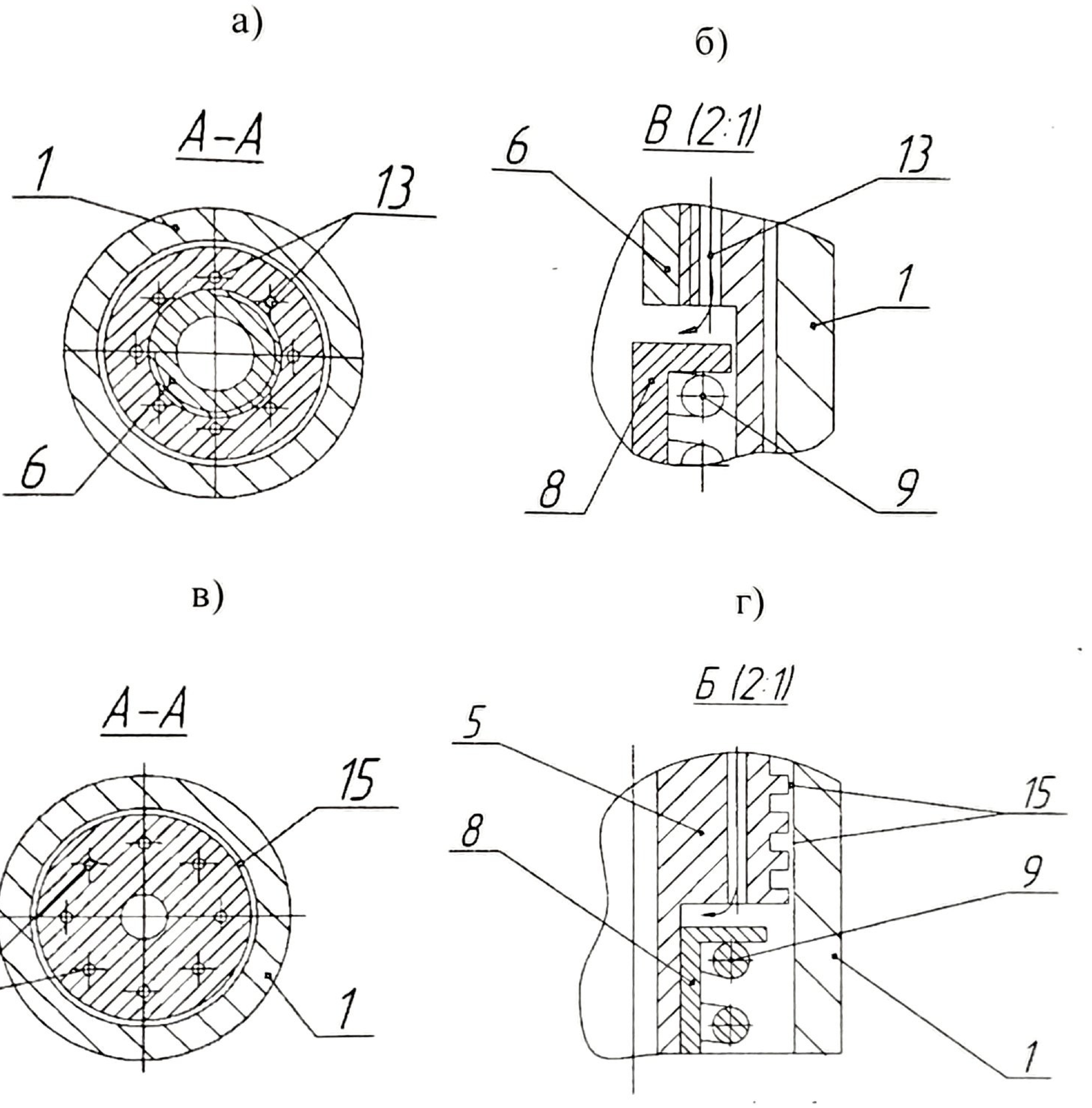


Рисунок 1.5 – Розрізи вибійного механізму подачі долота

Вибійний механізм подачі долота працює наступним чином. Пристрій встановлюють над вибійним компонуванням на робочій колоні труб 1. У

момент початку буріння тиск, обумовлений перепадом тиску в компонуванні (в долоті, або в долоті спільно з вибійним двигуном), розташованій нижче пристрою, діє на поршень 5 з ущільнювальним кільцем 11 (рис. 1.4, *а*) і передається на базову лінію у компоновку, створюючи осьове навантаження на долото. У такому режимі роботи, коли рух шпинделя 3 вниз щодо нерухомого циліндра 1 відбувається зі швидкістю поглиблення долота, рух рідини в концентричному каналі 12 дроселя відбувається без помітної втрати тиску, тому перепад тиску, що діє на поршень 5, практично дорівнює перепаду тиску між порожниною робочої колони труб 2 і затрубному просторі. Після повного виходу шпинделя 3 з циліндра 1 робоча колона труб 2 з поверхні подається в свердловину на величину довжини шпинделя 3, при цьому в результаті виконання з'єднання шпинделя 3 і циліндра 1 в вигляді шліцьової несамогальмівної гвинтової пари шпиндель 3 топиться в циліндрі 1 і далі процес повторюється. Якщо в процесі буріння відбудеться зростання крутного моменту на долото, під дією реактивного моменту, що діє на шліцьову пару 4, в шпинделі 3 виникне додаткова осьова сила, спрямована вгору, яка зменшить сумарну силу подачі пристрою, що знизить осьове навантаження на долото. Дана реакція пристрою на зростання крутного моменту на долото залежить від кута і напрямку гвинтової лінії в шліцьовій гвинтовій парі 4. Ця особливість пристрою перериває процес зростання крутного моменту на долото в самому його початку, і система переходить в початковий стан.

У разі ж, коли зміна моменту на долото матиме різкий, стрибкоподібний характер, під дією даного ударного моменту шпиндель 3 різко угвинчується в циліндр 1. При цьому з огляду на те, що зовнішній діаметр поршня 5 відрізняється від зовнішнього діаметра штока 6, відбувається різка стрибкоподібна зміна об'єму замкнутої камери 7, що викликає різкий перетік робочої рідини (буровий розчин) по концентричному каналу 12 (рис. 1.4, *а*) дроселя у внутрішню порожнину робочої колони труб 1. Внаслідок тертя рідини в дроселі проходить поглинання енергії крутного удару. Якщо удар дуже сильний і перевищує розрахункову величину, то додатково до перетоку

робочої рідини через дросель її деяка частина перетікає через паралельний гідравлічний канал 13 після відкриття запірного елемента 8 зворотного клапана. Величина перепаду тиску, при якому відкриється паралельний гідравлічний канал 13, визначається жорсткістю пружини 9 зворотного клапана, яка виставляється заздалегідь при підготовці пристрою до роботи.

Після зменшення крутного моменту на долото шпиндель 3 починає плавно висуватися з циліндра 1 пристрою під дією сили, що виштовхує, створюваної вибійним механізмом подачі, тим самим, запобігаючи удар долота до вибою. Плавне висування шпинделя 3 забезпечується дроселюванням робочої рідини при її перетіканні через концентричний канал 12 дроселя в зворотному напрямку, тому що при цьому зворотний клапан закритий. Абсолютно аналогічна картина буде спостерігатися і при впливі на долото чисто осьових ударів, тому що виконання з'єднання шпинделя 3 і циліндра 1 в вигляді шліцьової несамогальмівної гвинтової пари допускає переміщення шпинделя по осі пристрою і під дією тільки осьової сили.

Аналогічна картина роботи пристрою і в разі, коли вибійний механізм подачі виконаний з дроселем, який гідравлічно зв'язує замкнуту камеру із затрубним простором (рис. 1.4, *б*). В цьому випадку, в момент початку буріння тиск, обумовлений перепадом тиску в компонуванні (в долоті, або в долоті спільно з вибійними двигуном), розташованим нижче пристрою, буде діяти на шток 6 з кільцем ущільнювача 14 і передаватися на базову лінію у компоновку, створюючи осьове навантаження на долото. У разі ж різкого збільшення крутного моменту буде відбуватися перетікання робочої рідини по концентричному каналу 15 (рис. 1.5, *г*) дроселя в затрубний простір.

Таким чином, за рахунок підбору оптимальних співвідношень параметрів гвинтової пари і дроселя для конкретних свердловинних умов стає можливим забезпечити не тільки автоматичне регулювання навантаження на долото, а й забезпечити гасіння поздовжніх і крутних коливань, що виникають в компонування низу бурильної колони в процесі буріння свердловини.

Висновки

У даному розділі магістерської роботи згідно даних проектування вибрана бурова установка БУ 6500 ДГ за умовною глибиною буріння і найбільшим навантаженням на гаку, дана її технічна характеристика; описана конструкція та принцип роботи вибійного механізму подачі долота, який використовується при бурінні в умовах сильної осьової і крутної вібрації як породоруйнівного інструменту, так і всієї компоновки низу бурильної колони.

Недоліками використовуваного вибійного механізму подачі долота є: недостатня ефективність пристрою при гасінні осьової вібрації, що виникає при роботі вибійного двигуна і долота; недостатня ефективність при гасінні значних ударних навантажень як осьових, так і крутних; значні сили тертя в гвинтовий шліцьовій парі, які істотно знижують силу подачі, що розвивається пристроєм, і тим самим знижують його ефективність. Тому існує необхідність в модернізації вибійного механізму подачі долота.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції вибійного механізму подачі долота

Модернізований вибійний механізм подачі долота може бути використано при бурінні горизонтальних або близьких до горизонталі ділянок ствола свердловини, коли внаслідок значної сили тертя між стінкою свердловини і колоною бурильних труб процес передачі осьового навантаження на породоруйнуючий інструмент затруднений. Іншою областю застосування пристрою є буріння в умовах сильної осьової і крутної вібрації як породоруйнівного інструменту, так і всієї компоновки низу бурильної колони.

У практиці буріння знаходять застосування ряд способів і пристроїв, що мають на меті боротьбу із зазначеними явищами.

Так, наприклад, відомий вибійний механізм подачі, що входить в компоновку низу бурильної колони, яка в себе включає бурильну колону, долото, гвинтовий забійний двигун і телескопічну систему (Патент №2164582, E21B 7/08, опубл. 27.03.2001 р). Недоліком є його складність і неможливість регулювання навантаження на долото в процесі буріння.

Найбільш близьким за технічною сутністю до пропонованого пристрою є вибійний механізм подачі, що включає циліндр, з'єднаний з бурильною колоною, розміщений в ньому поршень і пов'язаний з ним порожнистий шпиндель, пов'язаний з взаємодією з внутрішньою поверхнею циліндра поршнем з розташованим по осі циліндра порожнистим штоком. Порожнистий шток, поршень і циліндр утворюють при цьому замкнуту камеру, яка містить дросель з паралельним гідравлічним каналом з підпружиненим зворотним клапаном. Зовнішній діаметр штока відрізняється від зовнішнього діаметра поршня, з'єднання шпинделя і циліндра виконано у вигляді шліцьової несамогальмівної гвинтової пари (Патент №2439282, E21B 19/08, опубл. 10.01.2012 р, БІ №1 (Євразійський патент №019323)).

Відоме технічне рішення має наступні недоліки. Недостатня ефективність

пристрою при гасінні осьової вібрації, що виникає при роботі вибійного двигуна і долота. Дійсно, виконання з'єднання шпинделя і циліндра у вигляді несамогальмівної шліцьової гвинтової пари дозволяє передавати шліцьовій парі як крутильні, так і осьові навантаження, але обмежує чутливість пристрою на зміну поздовжніх коливань, що діють на гвинтовий шпиндель. Відомо, що шліцьова пара у вигляді гвинтової поверхні ускладнює процес передачі осьового навантаження від джерела поздовжніх коливань до поршня внаслідок значних сил тертя між шліцами.

В результаті частина енергії осьової вібрації, а також частина енергії одиночних сильних осьових ударів, що виникають в процесі буріння в елементах КНБК нижче пристрою за рахунок сили тертя в гвинтовий шліцьовій парі, передаються не на поршень пристрою для подальшого гасіння в дроселі замкнутої камери, а за допомогою сил тертя в шліцьовій гвинтовій парі безпосередньо на циліндр й далі на бурильну колону. Очевидно, що дана частина енергії осьової вібрації не гаситься в пристрої.

Іншим недоліком даного пристрою є його недостатня ефективність при гасінні значних ударних навантажень як осьових, так і крутильних. Дійсно, при бурінні горизонтальних ділянок свердловин, коли контроль передачі осьового навантаження затруднений, осьові і крутильні удари можуть досягати значної величини, що істотно перевищує силу подачі, що розвивається пристроєм, що призводить до того, що шпиндель повністю топиться в циліндрі.

Ще одним недоліком даного пристрою є те, що значні сили тертя в гвинтовий шліцьовій парі істотно знижують силу подачі, що розвивається пристроєм, і тим самим знижують його ефективність.

Завданням модернізованого вибійного механізму подачі долота є підвищення ефективності пристрою.

Поставлена задача вирішується тим, що у вибійному механізмі подачі, який включає циліндр і гвинтовий шпиндель, що взаємодіють між собою у вигляді несамогальмівної шліцьової гвинтової пари, розміщений в циліндрі поршень, пов'язаний з гвинтовим шпинделем і порожнистим штоком, замкнуту

камеру з дроселем і паралельним гідравлічним каналом зі зворотним клапаном, відповідно до модернізації циліндр забезпечений розташованим по його осі осьовим шпинделем і жорстко пов'язаним з ним осьовим поршнем, взаємодіє з внутрішньою поверхнею циліндра і зовнішньою поверхнею порожнистого штока, причому замкнута камера утворена порожнистим штоком, поршнем, осьовим поршнем і циліндром, а з'єднання осьового шпинделя і циліндра виконано у вигляді осьової шліцьової пари. Причому поршень і осьовий поршень взаємодіють між собою за допомогою пружин стиснення, розміщених в замкнутій камері. Таким чином, відмінні ознаки пропонованого технічного рішення надають йому нові властивості – підвищення його ефективності.

Модернізований вибійний механізм подачі долота (рис. 2.1) містить циліндр 1, всередині якого розташований з можливістю осьового переміщення гвинтовий шпиндель 2, що взаємодіє з циліндром 1 за допомогою несамогальмівної шліцьової гвинтової пари 3. Кут підйому гвинта виконаний таким, щоб забезпечити несамогальмівну рухливість, тобто реверсивність, в результаті чого гвинтовий шпиндель 2 має можливість переміщатися щодо циліндра 1 під дією як крутного моменту, так і осьової сили. З іншого боку циліндра 1 розташований осьовий шпиндель 4, який взаємодіє з циліндром 1 за допомогою осьової шліцьової пари 5. Гвинтовий шпиндель 2 забезпечений поршнем 6, взаємодіє з внутрішньою поверхнею циліндра 1. Осьовий шпиндель 4 забезпечений осьовим поршнем 7, взаємодіє з внутрішньою поверхнею циліндра 1. Поршень 6 жорстко пов'язаний з розташованим по осі циліндра 1 порожнистим штоком 8, причому зовнішній діаметр штока 8 відрізняється від зовнішнього діаметра поршня 6 і зовнішнього діаметра осьового поршня 7. Порожнистий шток 8, поршень 6, осьовий поршень 7 і циліндр 1 утворюють замкнену камеру 9, яка забезпечена дроселем 10 з паралельним гідравлічним каналом 11, зворотним клапаном 12, що включає запірний елемент 13 і пружину 14. Гвинтовий шпиндель 2 пристрою жорстко кріпиться до вибійного компонування, основним елементом якого є або долото (при бурінні роторним способом), долото з вибійними двигуном (при бурінні вибійними двигуном) або

долото з роторно-керованою системою.

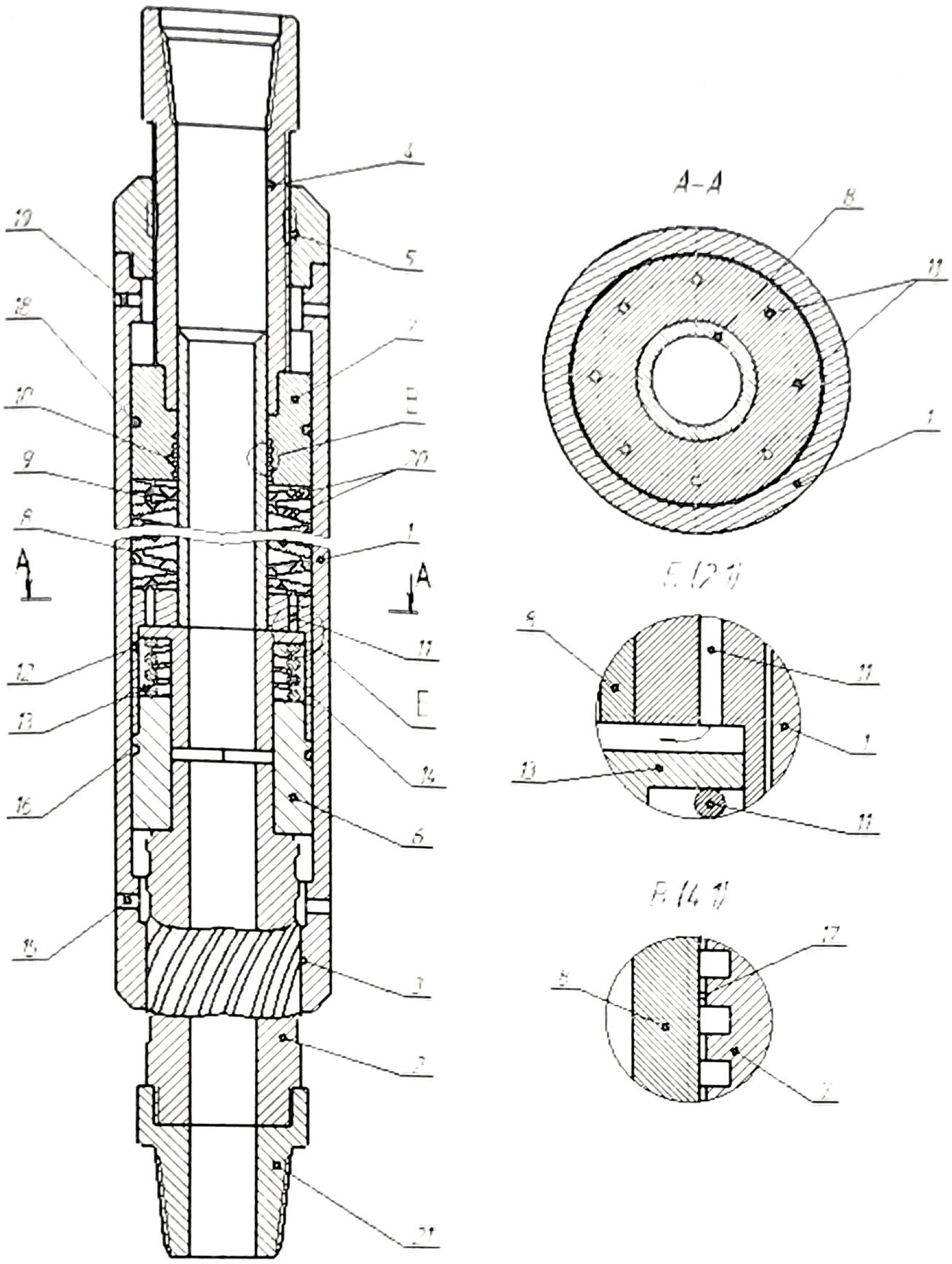


Рисунок 2.1 – Модернізований вибійний механізм подачі долота:

1 – циліндр; 2 – гвинтовий шпиндель; 3 – шліцьова гвинтова пара; 4 – осьовий шпиндель; 5 – осьова шліцьова пара; 6 – поршень; 7 – осьовий поршень; 8 – порожнистий шток; 9 – замкнута камера; 10 – дросель; 11 – гідравлічний канал; 12 – зворотній клапан; 13 – запірний елемент; 14 – пружини; 15, 19 – дихальні отвори; 16 – ущільнювальне кільце; 17 – концентричний канал; 18 – кільце ущільнювача; 20 – пружина стиснення; 21 – перевідник

У нижній частині циліндра 1, під поршнем 6 виконано дихальний отвір 15. Поршень 6 забезпечений ущільнювальним кільцем 16, дросель 10 виконаний у

вигляді концентричного каналу 17 між порожнистим штоком 8 і осьовим поршнем 7, які гідравлічно пов'язують замкнуту камеру 9 з внутрішньою порожниною пристрою. У свою чергу паралельний гідравлічний канал 11 пов'язує замкнуту камеру 9 з внутрішньою порожниною пристрою. Осьовий поршень 7 забезпечений кільцем ущільнювача 18, над осьовим поршнем 7 виконано в циліндрі 1 дихальний отвір 19. Усередині циліндра 1 розміщені пружини стиснення 20, які взаємодіють з поршнем 6 і осьовим поршнем 7.

Модернізований вибійний механізм подачі долота працює наступним чином. Пристрій встановлюють над вибійним компонуванням на робочій колоні труб. У момент початку буріння виникає перепад тиску в компонуванні (в долоті, в долоті спільно з вибійним двигуном або в долоті спільно з роторною керованою системою), розташованому нижче пристрою, який діє на поршень 6 з кільцем ущільнювача 16 і на осьовий поршень 7 з ущільнювальним кільцем 18, викликаючи висунення осьового шпинделя 4 і гвинтового шпинделя 2 з циліндра 1. Виникає осьова сила, яка передається на базову лінію у компоновку, створюючи осьове навантаження на долото. У такому режимі роботи, коли відносний рух гвинтового 2 і осьового 4 шпинделів одного відносно іншого відбувається зі швидкістю поглиблення долота, рух рідини в концентричному каналі 17 дроселя 10 відбувається без помітної втрати тиску, тому перепад тиску, що діє на поршні 6 і 7, практично дорівнює перепаду тиску між внутрішньою порожниною пристрою і затрубному просторі. Після повного виходу гвинтового 2 і осьового 4 шпинделів з циліндра 1 робоча колона труб з поверхні подається в свердловину на сумарну величину ходу гвинтового 2 і осьового 4 шпинделів. При цьому осьовий шпиндель 4 вводиться в циліндр 1, а в результаті виконання з'єднання гвинтового шпинделя 2 і циліндра 1 в вигляді шліцьової несамогальмівної гвинтової пари гвинтовий шпиндель 2 також топиться в циліндрі 1. Далі процес повторюється.

Як вже зазначалося вище, при бурінні горизонтальних або близьких до горизонталі ділянок ствола свердловини, виникають великі сили тертя між стінкою свердловини і колоною бурильних труб, що ускладнює процес передачі

осьового навантаження на породоруйнівний інструмент. Як показала промислова практика, переміщення низу бурильної колони внаслідок нерівності косфіцієнтів тертя спокою і руху здійснюється нерівномірно і стрибкоподібно, що викликає різке динамічне навантаження елементів компоновки низу бурильної колони (КНБК) – телесистеми, вибійного двигуна, роторно-керованої системи, породоруйнівного інструменту.

Відповідно, переміщення осьового шпинделя 4 і гвинтового шпинделя 2 одного відносно іншого і циліндра 1 здійснюється також нерівномірно і стрибкоподібно. При цьому з огляду на те, що зовнішній діаметр поршня 6 і осьового поршня 7 відрізняється від зовнішнього діаметра порожнистого штока 8, відбувається різка стрибкоподібна зміна об'єму замкнутої камери 9, що викликає різкий перетік робочої рідини (бурового розчину) по концентричному каналу 17 дроселя 10 у внутрішню порожнину пристрою. Внаслідок тертя рідини в дроселі 10 відбувається поглинання і розсіювання енергії стрибкоподібного переміщення низу бурильної колони і захист елементів КНБК, розташованих нижче пристрою від динамічного навантаження. Якщо удар дуже сильний і перевищує розрахункову величину, то додатково до перетоку демпферуючої робочої рідини через дросель 10 деяка її частина перетікає через паралельний гідравлічний канал 11 після відкриття запірного елемента 13 зворотного клапана 12. Величина перепаду тиску, при якому відкриється паралельний гідравлічний канал 11, визначається жорсткістю пружини 14 зворотного клапана 12, яка виставляється заздалегідь при підготовці пристрою до роботи. При цьому ударні навантаження сприймаються і демпферують пружинами стиснення 20, які додатково поглинають енергію нерівномірного, стрибкоподібного переміщення низу бурильної колони.

Якщо в процесі буріння відбудеться зростання крутного моменту на долото, то під дією реактивного моменту, що діє на несамогальмівну шліцьову крутну пару 3, в гвинтовому шпинделі 2 виникне додаткова осьова сила, спрямована вгору, яка зменшить сумарну силу подачі пристрою, що знизить осьове навантаження на долото. Дана реакція пристрою на зростання крутного

моменту на долото залежить від кута і напрямку гвинтової лінії в несамогальмівній шліцьовій гвинтовій парі 3. Ця особливість пристрою перериває процес зростання крутного моменту на долото в самому його початку, і система переходить в початковий стан. У разі ж, коли зміна моменту на долото матиме різкий, стрибкоподібний характер, під дією даного ударного моменту гвинтовий шпиндель 2 різко угвинчується в циліндр 1. За аналогією з попереднім випадком пристрій при цьому поглинає і розсіює енергію крутильного удару.

Після зменшення крутного моменту на долото гвинтовий шпиндель 2 починає плавно висуватися з циліндра 1 пристрою під дією виштовхуючої сили, створюваної вибійним механізмом подачі і пружної енергії пружин стиснення 20, тим самим запобігаючи удар долота до вибою. Плавне висунення гвинтового шпинделя 2 забезпечується дроселюванням демпфируючої робочої рідини при її перетіканні через концентричний канал 17 дроселя 10 в зворотному напрямку, тому що при цьому зворотний клапан 12 закритий. Виникаючі в процесі буріння поздовжні коливання і окремі осьові удари, що генеруються долотом, сприймаються як осьовим шпинделем 4, так і гвинтовим шпинделем 2, тому що виконання з'єднання гвинтового шпинделя 2 і циліндра 1 в вигляді шліцьової несамогальмівної гвинтової пари 3 допускає переміщення шпинделя по осі пристрою і під дією лише тільки осьової сили. Однак з огляду на невелику ККД несамогальмівної гвинтової пари 3, обумовленого великими силами тертя між шліцами, різка стрибкоподібна зміна обсягу замкнутої камери 9 в циліндрі 1 і стиснення пружин 20, а отже, поглинання і розсіювання енергії відбувається в більшій мірі за рахунок осьового переміщення осьового шпинделя 4 щодо циліндра 1. Очевидно, що зворотний хід пристрою здійснюється при цьому за рахунок плавного висунення осьового шпинделя 4 з циліндра 1.

Таким чином, виконання пристрою з осьовим шпинделем 4 і додатковим осьовим поршнем 7 дозволить підвищити чутливість пристрою при гасінні поздовжніх коливань в КНБК. Очевидно, виконання додаткової осьової

шліцьовій пари 5 дозволить також суттєво знизити вплив сил тертя в несамогальмівній шліцьовій гвинтовій парі 3 на силу подачі, що генерується пристроєм, за рахунок виключення сил тертя в несамогальмівній гвинтовій шліцьовій парі 3 від загального навантаження, що генерується пристроєм. Разом з тим, наявність пружин стиснення 20 дає можливість сприймати і гасити значні осьові і крутильні удари, які перевищують силу подачі пристрої.

Розглянемо більш докладно складові частини зусилля подачі, що розвивається пристроєм.

Перша складова зусилля подачі F_1 визначається перепадом тиску на поршні 6 і 7 і дорівнює:

$$F_1 = \left(S_{цил.} - S_{шт.}\right) \cdot \left(P_{тр.} - P_{затр.}\right),$$

де $S_{цил.}$ – площа поперечного перерізу циліндра 1 по внутрішній поверхні;

$S_{шт.}$ – площа поперечного перерізу порожнистого штока 8 по зовнішній поверхні;

$P_{тр.}$ – тиск середовища всередині пристрою;

$P_{затр.}$ – тиск середовища в затрубному просторі зовні пристрою (визначається перепадом тиску в елементах КНБК нижче пристрою).

Друга складова навантаження F_2, обумовлена впливом ефекту Лубинського або «насосного ефекту», визначається добутком площі поперечного перерізу ($S_{шт.}$) порожнистого штока 8 по діаметру ущільнення (дросель 10) на перепад тиску ($P_{тр.} - P_{затр.}$), тобто

$$F_2 = S_{шт.} \cdot \left(P_{тр.} - P_{затр.}\right),$$

Область застосування пристрою не обмежується його використанням в складі компонування з вибійним двигуном – він може знайти застосування і при бурінні з верхнім приводом без вибійного двигуна. У цьому випадку розвиване пристроєм навантаження на долото буде визначатися втратами тиску робочої рідини або на гідромоніторних насадках долота або, при необхідності, в спеціально для цього установленому нижче пристрою штуцері.

2.2 Оцінка економічної ефективності

Трудомісткість проведення окремих ремонтних робіт пов'язана із недосконалістю конструкції деяких вузлів вибійного механізму подачі долота. Через значну застарілість конструкції ремонт та заміна займає багато часу, а тривалість роботи значно менша, ніж у сучасних моделях.

Впровадження модернізованого вибійного механізму подачі долота дасть змогу продовжити його міжремонтний цикл. Зміни технічного обслуговування та ремонтів вибійного механізму подачі долота відображені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічне обслуговування та ремонт вибійного механізму подачі долота

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год ($T_ц$)	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	47	24	0,5	4
ПР	1175	5	1	25
КР	7050	1	2	55
	Для модернізованої техніки			
ТО	94	12	0,5	4
ПР	1175	5	1	25
КР	7050	1	2	55

Економічний ефект від впровадження на виробництві модернізованої конструкції вибійного механізму подачі долота визначається за формулою:

$$E = \left[Ц_б^{АТ} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta И - E_н \cdot (K_2^{/} - K_1^{/})}{(1/T_2) + E_н} - Ц_б^{МТ} \right] \cdot n, [грн], \qquad (2.1)$$

де $Ц_б^{ДІ}$, $Ц_б^{МІ}$ – вартість вибійного механізму подачі долота до і після модернізації;

k_1 - коефіцієнт зростання продуктивності вибійного механізму подачі долота;

k_2 - коефіцієнт зміни строків служби; $k_2 = 1$;

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

$K_2^{/}, K_1^{/}$ - супутні капітальні вкладення;

T - термін служби вибійного механізму подачі долота, ($T_1 = T_2 = 7,23$ років);

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

$\Delta И$ - економія експлуатаційних витрат.

2.2.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого обладнання

Розрахунок собівартості та оптової ціни вибійного механізму подачі долота після модернізації виконується за формулою:

$$Ц = C \cdot (1 + P_c), грн. \qquad (2.2)$$

де С – собівартість обладнання;

P_c – норматив рентабельності в долях від собівартості. За даних умов приймаємо рівним 0,30.

На стадії ескізного проекту собівартість нової техніки визначається додатком собівартості вибійного механізму подачі долота (приймається без змін) та собівартості обладнання аналогічного вибійного механізму подачі долота з близькими по основним параметрам:

$$C = C_н^a + B_{введ.}, грн. \qquad (2.3)$$

де $C_н^а$ – скоригована для розрахунку ціни нової техніки собівартість аналогічної техніки;

$B_{введ.}$ – собівартість доданого обладнання.

Коригування собівартості аналогічної техніки для розрахунку собівартості нової техніки ведеться за формулою:

$$C_н^а = C_с^а \cdot \frac{\delta''}{\delta'_п \times \tau'_п}, грн. \qquad (2.4)$$

де $C_с^а$ – собівартість обладнання-аналога, грн;

δ'' – коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності звітного року до серійності, що відповідає одиниці приведення;

$\delta'_п$ – коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності, що відповідає одиниці приведення до планованої серійності випуску нової техніки в розрахунковому році;

$\tau'_п$ – коефіцієнт зміни собівартості аналогічної техніки, що відповідає порядковому номеру розрахункового року.

Величина $C_с^а$ визначається розрахунком за формулою (2.2), в якій значення ціни аналогічної техніки приймається за діючими цінами:

$$C_с^а = \frac{Ц_{АТ}}{1+P_с} \qquad (2.5)$$

$Ц_{АТ}$ – вартість вибійного механізму подачі долота, обраного в якості аналога; $Ц_{АТ} = 120000 грн.$

$$C_с^а = \frac{120000}{1+0,3} = 92307,69\ (грн.)$$

Значення коефіцієнтів $\delta'_п$, δ'' та $\tau'_п$ приймаються за інструкцією.

$$C_н^а = 92307,69 \cdot \frac{1}{0,946 \cdot 1} = 97576,84\ (грн.)$$

Собівартість доданого обладнання – це вартість вузлів, що будуть використані в процесі вдосконалення вибійного механізму подачі долота.

Загальна вартість вузлів, що будуть використані в процесі вдосконалення вибійного механізму подачі долота складає 7500 грн.

$$C = C_{н}^{а} + B_{введ.} = 97576,84 + 7500 = 105076,84 \text{ грн.}$$

$$Ц_{МТ} = C \cdot (1 + P_{с}) = 105076,84 \cdot 1,3 \approx 136600 \text{ грн.}$$

2.2.2 Визначення розрахунково-балансової вартості обладнання

Для стаціонарного обладнання розрахунково-балансова вартість визначається за формулою:

$$Ц_{б} = k_{б} \cdot Ц, \text{ грн.} \qquad (2.6)$$

де $k_{б}$ – коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової вартості ($k_{б} = 1,10$).

$$Ц_{б}^{АТ} = k_{б} \cdot Ц_{АТ} = 1,10 \cdot 120000 = 132000 \text{ грн.}$$

$$Ц_{б}^{МТ} = k_{б} \cdot Ц_{МТ} = 1,10 \cdot 136600 = 150260 \text{ грн.}$$

2.2.3 Розрахунок річної продуктивності обладнання

Річний фонд роботи вибійного механізму подачі долота визначаємо за формулою:

$$T_{р} = \frac{T_{ф} \cdot k_{м} \cdot k_{к}}{\frac{1}{t_{зм} \cdot k_{зм}} + Д_{р}}, [\text{год}], \qquad (2.7)$$

де $T_{ф}$ - річний фонд робочого часу, $T_{Ф} = 365д$;

$k_{м}$ - коефіцієнт машинного часу ($k_{м} = 0,53$);

$k_{В}$ - коефіцієнт календарного часу ($k_{к} = 0,83$);

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

$k_{зм}$ - коефіцієнт змінності роботи вибійного механізму подачі

долота, $k_{з.м} = 4$;

$Д_р$ - простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту.

Простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються:

$$Д_р = \frac{\sum_{i=1}^{m} (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_ц}, \left[\frac{маш.-днів}{маш.-год}\right], \quad (2.8)$$

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;

$T_ц$ - 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 $d_{ni} = 10$ днів, у капітальний ремонт і назад приймається $d_{ni} = 20$ днів.

Підставивши дані у формулу 2.6 визначимо простої у всіх видах ТО та ремонту:

$$Д_р^{АТ} = \frac{(0,5+0)\cdot 47 + (1+10)\cdot 5 + (20+20)\cdot 1}{7050} = 0,01681 \frac{маш.-днів}{маш.-год};$$

$$Д_р^{МТ} = \frac{(0,5+0)\cdot 12 + (1+10)\cdot 5 + (20+20)\cdot 1}{7050} = 0,01433 \frac{маш.-днів}{маш.-год};$$

Підставивши у формулу 2.4 отримані дані розрахуємо річний фонд

роботи вибійного механізму подачі долота:

$$T_p^{ШТ} = \frac{365 \cdot 0,53 \cdot 0,83}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,01681} = 2745 \text{ год};$$

$$T_p^{ШТ} = \frac{365 \cdot 0,53 \cdot 0,83}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,01433} = 2867 \text{ год};$$

2.2.4 Розрахунок річної продуктивності обладнання

Річні поточні витрати (S) у процесі експлуатації обладнання, які використовуються для розрахунків економічної ефективності, поділяються на наступні основні статті:

– витрати на заробітну платню обслуговуючого персоналу ($S_{зп}$);

– нарахування на заробітну платню ($S_н$);

– витрати на утримання та експлуатацію обладнання ($S_е$);

– витрати на керування і обслуговування виробництва ($S_к$) (ця стаття витрат в магістерській роботі не розглядається).

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями розраховуються за формулою:

$$S_{ЗП} = k_{нв} \cdot \lambda \cdot T_p \cdot \sum_{i=1}^{Б} C_{ti}(1 + H) \cdot k_{ту}, грн, \qquad (2.9)$$

де $k_{нв}$ - коефіцієнт, що враховує накладні витрати по заробітній платі;

λ - коефіцієнт, що враховує премії, $\lambda = 1,25$;

$Б$ - число робітників у ланці, приймаємо 1 робітника I розряду;

C_{ti} - годинна тарифна ставка робітника і-го розряду, що входить до складу ланки. Тарифна ставка приймається для робітника III розряду C_p = 25,09 грн.

$k_{ту}$ – коефіцієнт трудової участі (приймаємо $k_{ту} = 0,35$).

H – норма нарахувань на заробітну плату, $H = 38,52\%$.

Косфіцієнт, що враховує накладні витрати на заробітну плату, розраховується за формулою:

$$k_{нв} = 1 + \frac{H_{нв}}{100}, \qquad (2.10)$$

де $H_{нв}$ - норма накладних витрат по заробітній платі, $H_{нв} = 30\%$.

$$k_{нв} = 1 + \frac{30}{100} = 1,3.$$

Підставивши отримані дані у формулу 2.10, маємо:

– для аналогової талевої системи:

$$S_{зп}^{АТ} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 2745 \cdot 25,09 \cdot (1 + 0,3852) = 107573,91 \text{ грн};$$

– для модернізованої талевої системи:

$$S_{зп}^{АТ} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 2867 \cdot 25,09 \cdot (1 + 0,3852) = 112354,98 \text{ грн};$$

Витрати на утримання та експлуатацію обладнання (S_e) включають:

– витрати на капітальний ремонт ($S_{кр}$);

– витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти ($S_{то}$).

Визначаємо витрати на капітальний ремонт талевої системи:

$$S_{кр} = \frac{k_{нп} \cdot A_{кр} \cdot Ц_{б}^{АТ(МТ)}}{100}, [грн], \qquad (2.11)$$

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

$A_{кр}$ - норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках від вартості талевої системи, приймаємо $A_{кр}^{АТ} = 4\%$, $A_{кр}^{МТ} = 5\%$.

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

$$k_{нп} = 1 + \frac{H_{нп}}{100}, \qquad (2.12)$$

де $H_{нп}$ - норма накладних витрат за всіма видами витрат, окрім

заробітної плати, $H_{нп} = 10\%$;

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

Підставивши отримані дані у формулу 2.15, визначимо витрати на капітальний ремонт вибійного механізму подачі долота:

$$S_{кр}^{АТ} = \frac{1,1 \cdot 4 \cdot 132000}{100} = 5808 \text{ грн.}$$

$$S_{кр}^{НТ} = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 150260}{100} = 8264,30 \text{ грн.}$$

Витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти визначаються:

$$S_{то} = S_{тов} + S_{том} \qquad (2.13)$$

де $S_{тов}$ – витрати на заробітну платню ремонтних робітників з нарахуваннями;

$S_{том}$ – витрати на матеріали та запчастини.

Витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

$$S_{тов} = \frac{T_{р.}}{T_{ц}} \cdot k_{нв} \cdot \lambda \cdot C_{р} \cdot \sum_{i=1}^{n} a_i r_i \cdot (1 + H), грн, \qquad (2.14)$$

де $C_{р}$ - середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує талеву систему, тарифна ставка приймається для робітника IV розряду – 28,21 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 2.17, розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

- для аналогового вибійного механізму подачі долота:

$$S_{тов}^{АТ} = \frac{2745}{7050} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 28,21 \cdot (24 \cdot 4 + 5 \cdot 25) \cdot (1 + 0,3852) = 3790,55 \text{ грн};$$

- для модернізованого вибійного механізму подачі долота:

$$S_{тов}^{ПТ} = \frac{2867}{7050} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 28,21 \cdot (12 \cdot 4 + 5 \cdot 25) \cdot (1 + 0,3852) = 3099,14 \text{ грн};$$

Визначимо витрати на матеріали і запчастини:

$$S_{том} = k_{пр} \cdot \frac{S_{тов} \cdot (1 - Н)}{k_{нв}} \cdot k_{ер}, [грн], \qquad (2.15)$$

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

Таблиця 2.2 – Калькулювання поточних річних витрат

№	Найменування статей витрат	Позначення	Сума витрат,грн.		Структура витрат,%	
			До модернізації	Після модернізації	До модернізації	Після модернізації
1	Заробітна плата з нарахуваннями	$S_{зп}$	107573,91	112354,98	89,92	89,36
2	Експлуатаційні витрати,	$S_{е}$	12063,43	13378,72	10,08	10,64
	в тому числі					
2.1	Витрати на капітальний ремонт	$S_{кр}$	5808,00	8264,30	4,85	6,57
2.2	Витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт	$S_{то}$	6255,43	5114,42	5,23	4,07
	Разом	S	119637,34	125733,70	100,00	100,00

Підставивши всі дані у формулу 2.15 розрахуємо витрати на матеріали і запчастини:

- для аналогового вибійного механізму подачі долота:

$$S_{том}^{АТ} = 1,1 \cdot \frac{3790,55 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 2464,88 \text{ грн};$$

$$S_{mo}^{AT} = 3790,55 + 2464,88 = 6255,43 \text{ грн.}$$

- для модернізованого вибійного механізму подачі долота:

$$S_{mom}^{HT} = 1,1 \cdot \frac{3099,14 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 2015,28 \text{ грн;}$$

$$S_{mo}^{HT} = 3099,14 + 2015,28 = 5114,42 \text{ грн.}$$

Приводимо дані попередніх розрахунків пункту 2.3 в таблицю 2.2.

Визначаємо вартість роботи 1 маш.-год роботи вибійного механізму подачі долота:

- для аналогового вибійного механізму подачі долота:

$$S_{1мг}^{AT} = \frac{119637,34}{2745} = 43,58 \text{ грн / маш.} - \text{год;}$$

- для модернізованого вибійного механізму подачі долота:

$$S_{1мг}^{HT} = \frac{125733,70}{2867} = 43,86 \text{ грн / маш.} - \text{год.}$$

2.2.5 Розрахунок економічного ефекту від впровадження модернізації

Для розрахунку економічного ефекту використовуємо формулу (2.1).

Розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності вибійного механізму подачі долота:

$$k_1 = \frac{T_p^{HT}}{T_p^{AT}}, \tag{2.16}$$

де T_p^{HT} - річний фонд роботи модернізованого вибійного механізму подачі долота;

T_p^{AT} - річний фонд роботи аналогового вибійного механізму подачі долота.

$$k_1 = \frac{2867}{2745} = 1,044$$

Через те, що модернізація не потребує додаткових супутніх

капітальних вкладень, то $K_2^{/} = K_1^{/}$, тоді $K_2^{/} - K_1^{/} = 0$.

$$k_2 = \frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} \qquad (2.17)$$

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового і нового обладнання, які розраховуються як величини, що зворотні термінам служби обладнання, з врахуванням їх морального спрацювання

$$P_i = \frac{1}{T_i} \qquad (2.18)$$

T_1 - T_2 – строк служби обладнання до модернізації і після, T_1 - T_2 =7,23 роки.

$E_н$ – єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_н$=0,15)

$$k_2 = \frac{\frac{1}{7,23} + 0,15}{\frac{1}{7,23} + 0,15} = 1$$

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою:

$$\Delta И = (S_{1мг}^{AT} - S_{1мг}^{HT}) \cdot T_p^{HT} + \Delta S_{ав.}, [грн], \qquad (2.19)$$

де S_1^A, S_1^M - вартість 1 маш.-год роботи аналогового та модернізованого вибійного механізму подачі долота відповідно;

T_p^M - річний фонд роботи модернізованого вибійного механізму подачі долота;

$\Delta S_{ав.}$ - зміна витрат підприємства, пов'язаних з ліквідацією аварій при впровадженні модернізованого вибійного механізму подачі долота.

Зменшення витрат на ліквідацію аварій при впровадженні модернізованого вибійного механізму подачі долота визначимо за формулою

$$\Delta S_{ав.} = S_{ав.}^{ліквід.} \cdot \alpha \cdot k_{з.в.} \cdot \frac{12,17}{T_ц} \qquad (2.20)$$

де $S_{ав.}^{ліквід.}$ - витрати на ліквідацію аварій; під час ліквідації аварій через відсутність вибійного механізму подачі долота на свердловинах Прилуцького управління бурових робіт за 2023 рік витрачено в середньому 45195 грн. на одну свердловину (дані Прилуцького УБР);

α - коефіцієнт використання модернізованого вибійного механізму подачі долота;

$$\alpha = \frac{n}{N}; \qquad (2.21)$$

де n - кількість свердловин на яких виникла аварія $n = 1$;

N – кількість свердловин, які пробурені за рік,

$$N = \frac{12,17}{T_ц}, \qquad (2.22)$$

де $T_ц$ – час будівництва свердловини, верстато-місяців, $T_ц$=7,15 (згідно геолого-технічного наряду спорудження свердловини глибиною 6500 м (дані Прилуцького УБР).

$$N = \frac{12,17}{7,15} = 1,7,$$

Коефіцієнт використання модернізованого вибійного механізму подачі долота;

$$\alpha = \frac{1}{1,7} = 0,59;$$

$k_{з.в.}$ - ймовірність зменшення витрат на ліквідацію аварій у зв'язку з введенням модернізованого вибійного механізму подачі долота; при впровадженні модернізованого вибійного механізму подачі долота витрати на ліквідацію аварій зменшаться на 20%, тобто $k_{з.в.} = 0,2$.

Зменшення витрат на ліквідацію аварій при впровадженні модернізованого вибійного механізму подачі долота за формулою (2.20)

$$\Delta S_{ав.} = 45195 \cdot 0,59 \cdot 0,2 \cdot \frac{12,17}{7,15} = 9077,3 грн$$

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою (2.19):

$$\Delta И = (43,58 - 43,86) \cdot 2867 + 9077,3 = 8274,54 \text{ грн.}$$

Тоді, економічна ефективність модернізації вибійного механізму подачі долота складатиме:

$$E = \left[132000 \cdot 1,044 \cdot 1 + \frac{8274,54}{\frac{1}{7,23} + 0,15} - 150260 \right] \cdot 1 = 162500 \text{ грн.}$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації вибійного механізму подачі долота полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому пристрої циліндр забезпечений розташованим по осі циліндра осьовим шпинделем і жорстко пов'язаним з ним осьовим поршнем, взаємодіє з внутрішньою поверхнею циліндра і зовнішньою поверхнею порожнистого штока, причому замкнута камера утворена порожнистим штоком, поршнем, осьовим поршнем і циліндром, а з'єднання осьового шпинделя і циліндра виконано у вигляді осьової шліцьовій пари. Запропоноване технічне рішення з модернізації вибійного механізму подачі долота дозволить зменшити пікові значення моменту, що діють на вибійний двигун, дозволить уникнути його роботи в гальмівному режимі і тим самим збільшити його ресурс. Разом з тим, створення оптимальних осьових навантажень на долото з гасінням поздовжніх і крутних коливань, що діють на вибійну компоновку, дозволить також істотно збільшити ресурс породоруйнівного інструменту. З іншого боку, зниження динамічної активності в нижній частині бурильної колони дозволить забезпечити більш ощадливий режим роботи вибійної електроніки роторно-керованої системи. Все це дозволить підвищити ефективність вибійного механізму подачі долота, а також збільшити ресурс його роботи.

Проведена модернізація вибійного механізму подачі долота забезпечить отримання економічного ефекту в розмірі 162,5 тис. грн.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Аналіз теоретичних методів дослідження напружено-деформованого стану бурильних колон

На даний час велика кількість нафтогазових свердловин має геометричні недосконалості у вигляді перегинів осей та каверн на своїх стінках. У колон бурильних труб, якими здійснюється буріння свердловин у таких умовах, виникають нормальні та дотичні напруження, що сягають граничних величин та призводять до втомного руйнування колон. Вони зазнають деформацій розтягу, стиску, згину та кручення та втрачають працездатність. Необхідно припиняти експлуатацію бурильних колон до настання відмов при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту для забезпечення їх працездатності. Для вирішення даної проблеми необхідно здійснювати оцінку напружено-деформованого стану бурильної колони із подальшим прогнозуванням їх втомної довговічності з метою забезпечення працездатності.

Як відомо, бурильні колони навантажені зовнішніми зусиллями в осьовому та радіальному напрямках [6]. Тому в поперечному перерізі бурильних труб виникають нормальна та поперечні сили, крутний та згинальний моменти, дотичні напруження, що приводить до виникнення нормальних напружень від розтягу, стиску та згину. Отже, проблема моніторингу напружено-деформованого стану колони бурильних труб є важливою, а отримана інформація є вихідною для оцінки їх статичної та втомної міцності і для визначення інших технологічних параметрів.

В роботі [9] детально проаналізовано відомі методи розрахунку нормальних напружень у поперечному перерізі бурильної колони від розтягу або стиску. Дослідники пропонують різні методи за складністю та відповідністю реальним умовам. Відомі формули, де враховуються тільки:

довжина розтягнутої частини колони бурильних труб нижче перерізу, в якому визначаються напруження;

площа поперечного перерізу;

приведена вага 1 м труби з урахуванням ваги з'єднувальних муфт, замків і висаджених частин;

густина металу бурильних труб і бурового розчину.

Зрозуміло, що такі рівності можна застосовувати тільки для прямолінійних вертикальних свердловин.

В цій же ж роботі [9] вказано, що для похило-спрямованого буріння пропонуються доопрацьовані рівняння. Такі формули додатково враховують силу тертя колони до стінок свердловини, осьову та радіальну складові вектора власної ваги труб у похилих і горизонтальних ділянках стволів свердловини [11]. Але зазначені рівняння не враховують особливості контакту колони бурильних труб зі стінкою свердловини, враховується тільки площина, в якій відбувається зміна зенітного кута.

В публікаціях [17] використовуються положення теорії гнучких стрижнів для аналітичного визначення внутрішніх сил і моментів у поперечному перерізі колони бурильних труб, для визначення сили розтягу у точці їх підвішування за наступними основними співвідношеннями:

$$\frac{dF}{ds} = -\omega_{\chi} \cdot F - f \; ; \tag{3.1}$$

$$\frac{dM}{ds} = -\omega_{\chi} \cdot M - \tau \cdot F - m \; ; \tag{3.2}$$

де ω_{χ} - вектор Дарбу;

F – вектор зовнішніх сил;

f – вектор внутрішніх сил;

M – вектор зовнішніх моментів;

m – вектор внутрішніх моментів.

В даному випадку вважається, що пружна вісь бурильної колони співпадає з віссю свердловини, яка задається аналітично.

Для дослідження рівноваги тонкого пружного стрижня, за допомогою якого проведено моделювання трубної колони, дослідник Песляк Ю.А. використав рівняння Кірхгофа в векторній формі

$$\frac{dT}{ds} + F = 0; \tag{3.3}$$

$$\frac{dM}{ds} + l \cdot T = 0; \tag{3.4}$$

де T і M – вектори сили та моменту, які діють в поперечному перерізі стрижня;

F – вектор зовнішнього зусилля, що розподілений на одиницю довжини осьової лінії в деформованому стані;

s – довжина дуги осьової лінії в деформованому стані.

Поперечні переміщення осі гнучкого стрижня, реактивний крутний момент на долоті й відцентрові сили інерції можна вважати незначними, тому в даному випадку визначаються сили, що діють на колону, при заданій формі її пружної осі.

Безперечною перевагою таких методів є можливість визначення нормальних напружень від дії осьової сили в поперечному перерізі колони бурильних труб у викривлених свердловинах.

Поперечні деформації пружної осі бурильної труби. відбуваються у прямолінійних та криволінійних інтервалах буріння свердловин. Це проходить через втрати стійкості, наявності каверн, локальних перегинів осі свердловини та ін. При цьому в поперечному перерізі колони бурильних труб виникають згинальні моменти та нормальні напруження від згину. Відповідно, найпоширенішим напрямом є математичне моделювання бурильної колони у вигляді балки, яка під дією прикладених навантажень деформується в одній площині. Для створення моделі складаються та розв'язуються системи диференціальних рівнянь пружної рівноваги. При цьому граничні умови залежать від співвідношення геометричних параметрів колони та свердловини.

Розрахункові схеми доволі різні за своєю складністю: одно-прогонні та багато-прогонні, статично визначені та статично невизначені балки, які зазнають поздовжньо-поперечного згину [26]. Переважно для кожного конкретного випадку взаємодії бурильної колони із стволом свердловини розробляється окрема математична модель, а це, звичайно, великий недолік.

Крім того, вказані підходи не можна використовувати за умов дії значних крутних моментів, а також для свердловин із просторовим викривленням осі.

Тому проводяться розв'язки вказаної задачі в просторовій постановці. Розглядається частина бурильної колони, яка знаходиться під дією осьової сили P та моменту від скручування M, з врахуванням впливу відцентрових сил інерції. СистемΛ диференціальних рівнянь рівноваги для аналізу напружено-деформованого стану в даному випадку матиме наступний вигляд:

$$\begin{cases} EI\dfrac{d^4y}{dx^2} - P\dfrac{d^2y}{dx^2} + M\dfrac{d^3z}{dx^3} - f_u(y) = 0 \\ EI\dfrac{d^4z}{dx^2} - P\dfrac{d^2z}{dx^2} + M\dfrac{d^3y}{dx^3} - f_u(z) = 0 \end{cases}; \qquad (3.5)$$

де EI – жорсткість на згин;

$f_u(y)$, $f_u(z)$ – відцентрові сили.

Для визначення функції пружної осі бурильної колони використовуємо наступне рівняння:

$$y = r \cdot \sin\frac{\pi x}{2l};\ z = r \cdot \cos\frac{\pi x}{2l}; \qquad (3.6)$$

де r – стріла прогину;

l – відстань від гирла свердловини до першої точки дотику колони бурильних труб із стінкою свердловини.

В роботі [2] автор використовує модель невагомого одноразмірного стрижня для дослідження згину стисненої бурильної. Стрижень стискається зосередженою силою в середині циліндра. Вважається, що при великих навантаженнях більша частина ділянок колони має форму гвинтової лінії й контактує зі стволом, а маленькі ділянки провисають і не доторкаються до стінки свердловини. Пружна вісь задається рівняннями (3.6). Також до уваги приймається сила тертя між колоною та стінкою свердловини, а в якості форми пружної осі приймається гвинтова лінія зі змінним кроком.

Григулецький В.Г. [23] для дослідження стійкості просторової форми рівноваги низу бурильної колони використовує наступну систему диференціальних рівнянь рівноваги:

$$\begin{cases} EI\dfrac{d^4u}{dz^4} + M\dfrac{d^2v}{dz^2} + \dfrac{d}{dz}\cdot\left[\left(F + \lambda_p - p_z\right)\dfrac{du}{dz}\right] = 0 \\ EI\dfrac{d^4v}{dz^4} - M\dfrac{d^2u}{dz^2} + \dfrac{d}{dz}\cdot\left[\left(F + \lambda_p - p_z\right)\dfrac{du}{dz}\right] = 0 \end{cases}; \qquad (3.7)$$

де EI – жорсткість на згин бурильної колони;

u, v – проекції пружної осі на дві взаємно перпендикулярні площини;

M – крутний момент;

F – осьова сила стиску;

p – вага одиниці довжини;

λ_p – сили інерції, що обумовлені рухом промивальної рідини в середині колони та позатрубному просторі.

Розрахункова схема передбачає вертикальність ствола свердловини, обмежувальна дія її стінок не враховувалася [18].

В цій же ж роботі [23] також розглянуто розв'язок задачі згину компонування низу бурильної колони без опорно-центрувальних елементів. Свердловина похила, прямолінійна, одночасно діють осьове навантаження, сили власної ваги труб і сили крутного моменту. При цьому використовується наступна система диференціальних рівнянь рівноваги:

$$\begin{cases} EI\dfrac{d^4y}{dx^4} + M\dfrac{d^2z}{dx^2} + \dfrac{d}{dx}\cdot\left[\left(F - p_x\cos\alpha\right)\dfrac{dy}{dx}\right] = p\sin\alpha \\ EI\dfrac{d^4z}{dx^4} + M\dfrac{d^2y}{dx^2} + \dfrac{d}{dx}\cdot\left[\left(F - p_x\cos\alpha\right)\dfrac{dz}{dx}\right] = \dfrac{M}{GL}px\sin\alpha \end{cases}; \qquad (3.8)$$

де y, z – проекції пружної осі на дві взаємно перпендикулярні площини;

α – зенітний кут нахилу ствола свердловини;

GI – жорсткість при крученні ділянки компоновки.

У даному випадку розглядається ділянка колони від долота до точки першого контакту зі стінкою свердловини.

Ця ж система диференціальних рівнянь (3.8) застосовується й для теоретичного дослідження згину компоновки низу бурильної колони в довільно викривленій свердловині у наступних випадках: без опорно-центрувальних елементів; з одним опорно-центрувальним елементом. Вважається, що кут

нахилу свердловини та азимут одночасно змінюються з однаковою інтенсивністю. До граничних умов входять:

радіуси викривлення свердловини в місці розміщення долота;

радіуси викривлення свердловини в місці контакту колони з стінкою свердловини;

умови «нерозривності» пружної лінії в точці встановлення опорно-центрувального елементу.

Отже, дослідниками охоплено доволі широкий спектр видів ділянок свердловин, від прямолінійних вертикальних до просторово викривлених із рівномірною зміною зенітного та азимутального кутів. Але необхідно відмітити, що в експлуатаційних умовах зміна цих кутів може відбуватися із довільною інтенсивністю й розрахункові методи повинні враховувати даний факт.

В роботі Сесюніна Н.А. [9] розглядаються теоретичні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану стисненої бурильної колони, поперечна деформація якої обмежена стінками свердловини. Аналізуються різноманітні випадки: бурильна колона вважається невагомою та стискається зосередженою силою у вертикальному стволі свердловини; враховується власна вага колони; використовуються прямолінійні ділянки свердловин і свердловини, вісь яких є гвинтовою лінією, дугою кола, параболою чи гіперболою.

Напружено-деформований стан бурильної колони в просторовій формі з використанням системи диференційних рівнянь Кірхгофа та співвідношень Клебша розглядається роботі [7]. Авторами застосовано припущення про малі переміщення пружної осі бурильної колони відносно прямолінійного положення. Форма колони бурильних труб прийнята гвинтовою лінією зі змінним кроком при стиску з врахуванням взаємодії зі стінкою свердловини, а реакція між колоною бурильних труб й стволом розподілена вздовж лінії їх контакту. Задавання форми осі колони бурильних труб у вигляді спіралі із сталим чи зі змінним кроком є часто використовуваними випадками, таке

твердження не завжди має місце на практиці.

3.2 Обладнання для проведення лабораторних досліджень втомної довговічності натурних зразків колон бурильних труб

У роботі [9] проведено теоретичні та експериментальні дослідження, які дозволяють здійснювати прогнозування довговічності елементів колон бурильних труб та лабораторні дослідження їх втомної довговічності. Для проведення досліджень втомної довговічності натурних зразків бурильних труб запропоновано вдосконалену конструкцію установки (рис. 3.1), яка використовувалася в роботі [11].

Випробувальна установка складається з силового та опорного вузлів, які встановлені на монтажній рамі 1.

Силовий вузол складається з електродвигуна 2, який, за допомогою пружної муфти 3, з'єднаний із коробкою передач 4, яка через карданний вал 5 приводить у рух вал навантажувальної головки 6. Через коромисло 7 та тримач 8 коливання навантажувальної головки 6 передаються експериментальному зразку 9.

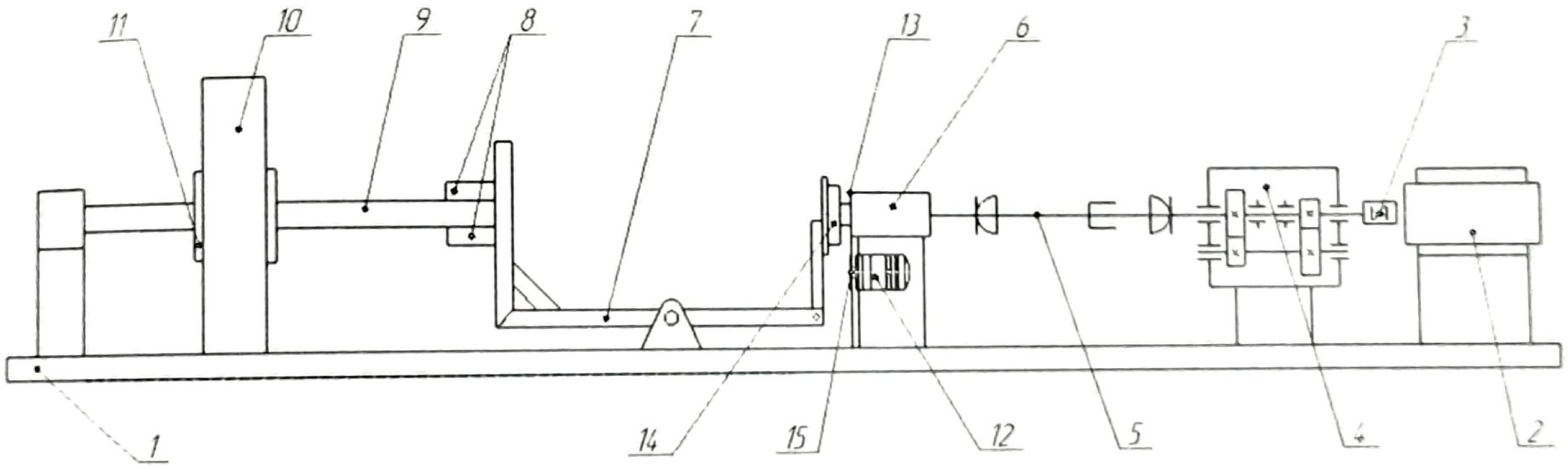


Рисунок 3.1 – Випробувальна установка для досліджень втомної довговічності зразків бурильних труб:
1 – монтажна рама; 2 – електродвигун; 3 – пружна муфта; 4 – коробка передач; 5 – карданний вал; 6 – навантажувальна головка; 7 – коромисло; 8 – тримач; 9 – експериментальний зразок; 10 – корпус; 11 – губки; 12 – черв'ячний редуктор; 13 – ведена зірочка силової головки; 14 – силова головка; 15 – ведуча зірочка

Опорний вузол складається з корпуса 10 і губок 11.

Для зміни сумарного ексцентриситету силової головки 14 без зупинки випробувального стенду застосовуються черв'ячний редуктор 12, ведена зірочка 13 та ведуча зірочка 15 ланцюгової передачі. Це дає змогу забезпечити перехід від одного рівня блоку навантажування до іншого, при цьому не припиняється процес втомних випробувань.

На внутрішній ексцентричній втулці 17 змонтовано кулькові підшипники 18 та дистанційне кільце 19. Сама втулка 17 нерухомо встановлена на валу 16 навантажувальної головки. Також на підшипники 18 встановлено зовнішню ексцентричну втулку 20, вона є суцільною із веденою зірочкою 13 ланцюгової передачі.

Кулькові підшипники 21 посаджені на зовнішню ексцентричну втулку 20. Вони забезпечують задану відстань між собою завдяки дистанційному кільцю 22. На підшипники 21 монтується кільце 23, яке служить основою для встановлення корпусу 24, що передає рух коромислу через шатун. Розпірні кільця 25 застосовуються для надійної фіксації деталей на валу 16.

Контрольно-вимірювальні прилади та блокувальна автоматика використовуються для підрахунку кількості циклів навантажування та аварійного вимикання живлення.

Випробувальна установка для досліджень втомної довговічності зразків бурильних труб працює наступним чином.

Експериментальний зразок 9 нерухомо закріплюється на консолі у губках 11 за допомогою стяжок. Приводний електродвигун 2 надає обертання валу навантажувальної головки 6 та одночасно коливання силової головки 14. Тому експериментальний зразок 9 зазнає циклічного згину.

Зміна сумарного ексцентриситету силової головки 14 шляхом обертання рукоятки вхідного валу черв'ячного редуктора 12 на задану кількість обертів забезпечує потрібну найбільшу величину згину. Випробувальна установка для досліджень втомної довговічності зразків бурильних труб дозволяє проводити випробування в широкому діапазоні геометричних параметрів зразків, а також

здійснювати регулювання найбільшої величини їх прогину в межах 0..10 мм.

Запропонований пристрій для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб дозволяє визначати та фіксувати на цифровий носій інформації дві взаємно перпендикулярні компоненти внутрішнього згинального моменту в поперечному перерізі бурильних труб. Це здійснюється за допомогою системи із трьох давачів, розміщених під кутом 120^0 у площині перпендикулярній до осі бурильної колони. Дана інформація дозволяє проводити розрахунки нормальних напружень від згину в просторі. Також за допомогою пристрою отримується часова розгортка поздовжніх навантажень, яких зазнають бурильні труби, в цифровому вигляді,.

Одночасно, пристрій простий у використанні та має відносно невелику вартість, а це суттєва перевага порівняно із закордонними аналогами.

3.3 Напружено-деформований стан бурильних колон із просторовим викривленням їх пружної осі

У значної кількості свердловин є місця із різкою зміною зенітного та азимутального кутів, що називаються локальними перегинами [22], причому вони можуть бути на умовно прямолінійних і на криволінійних ділянках свердловин.

Серед основних причин утворення локальних перегинів. є різка зміна навантаження на долото та властивостей гірських порід, а саме у кутах падіння суміжних пластів. Крім того, автори роботи [13] зазначають, що причинами утворення локальних перегинів є обертання компоновки низу бурильної колони навколо своєї деформованої осі.

Тому локальні перегини призводять:

до деформації бурильної колони;

до вдавлювання з великою силою бурильних замків та тіла труб в стінку свердловини;

збільшення величини нормальних напружень від згину в поперечному

перерізі бурильної колони;

до швидкого зношування бурильних замків та тіла труб;

до утворення жолобів в стінках свердловини;

до протирання обсадних колон, що може призвести до передчасного їх зминання підчас експлуатації;

до створювати труднощів під час експлуатації свердловини глибинонасосному обладнанням.

Щоб уникнути даних ускладнень необхідно не допускати наявність як у вертикальних, так і в похило-направлених свердловинах зміни просторового кута з інтенсивністю більшою ніж $1{,}65^0/10$ м. Як зазначають дослідники, допустима інтенсивність викривлення локального перегину залежить:

від відстані між місцем перегину та вибоєм свердловини;

діаметрів свердловини, бурильних та обсадних труб.

Вплив даних факторів на максимально допустиму інтенсивність викривлення локального перегину доказаний теоретичними дослідженнями та промисловими даними. Ефективним шляхом досліджень є положення механіки стрижнів, тому пружну рівновагу ділянки бурильної колони проаналізуємо за допомогою системи диференціальних рівнянь (3.16) - (3.28) [9], для розв'язку якої використовується система граничних умов:

$$u_1(0)=0;\ u_2(0)=0;\ u_3(0)=0;$$

$$v_1(0)=0;\ v_2(0)=-\alpha^{Oxz}_{n(0)};\ v_3(0)=\alpha^{Oxy}_{n(0)};$$

$$Q_1(1)=P_1^{(1)};\ u_2(1)=0;\ u_3(1)=0;$$

$$M_1(1)=T_1^{(1)};\ v_2(1)=-\alpha^{Oxz}_{n(1)};\ v_3(1)=\alpha^{Oxy}_{n(1)}.$$

Величина сили $P_1^{(1)}$ дорівнює відповідно осьовому зусиллю, а величина моменту $T_1^{(1)}$ дорівнює обертовому моменту, які навантажують ділянку бурильної колони, для якої проводиться аналіз. Сили $P^{(1)}_{x2}, P^{(2)}_{x2}, P^{(3)}_{x2}, ..., P^{(n)}_{x2}, P^{(1)}_{x3}, P^{(2)}_{x3}, P^{(3)}_{x3}, ..., P^{(n)}_{x3}$ визначатимуться чисельним методом.

Проекції пружної осі бурильної колони на площини X_1OX_2, X_1OX_3 та

X_2OX_3 зображені відповідно на рис. 3.2, 3.3 та 3.4. Функцію пружної осі бурильної колони отримано на основі результатів інклінометричних та профілетричних досліджень проектованої свердловини, на криволінійному інтервалі глибин 990 - 1065 м якої є ділянка з локальним перегином. Там відбувається різка зміна зенітного і азимутального кутів. Бурильна колона зовнішнім діаметром 127 мм та внутрішнім діаметром 111 мм на цій ділянці. Діаметр свердловини в місці, де відбувається локальний перегин, дорівнює 219 мм.

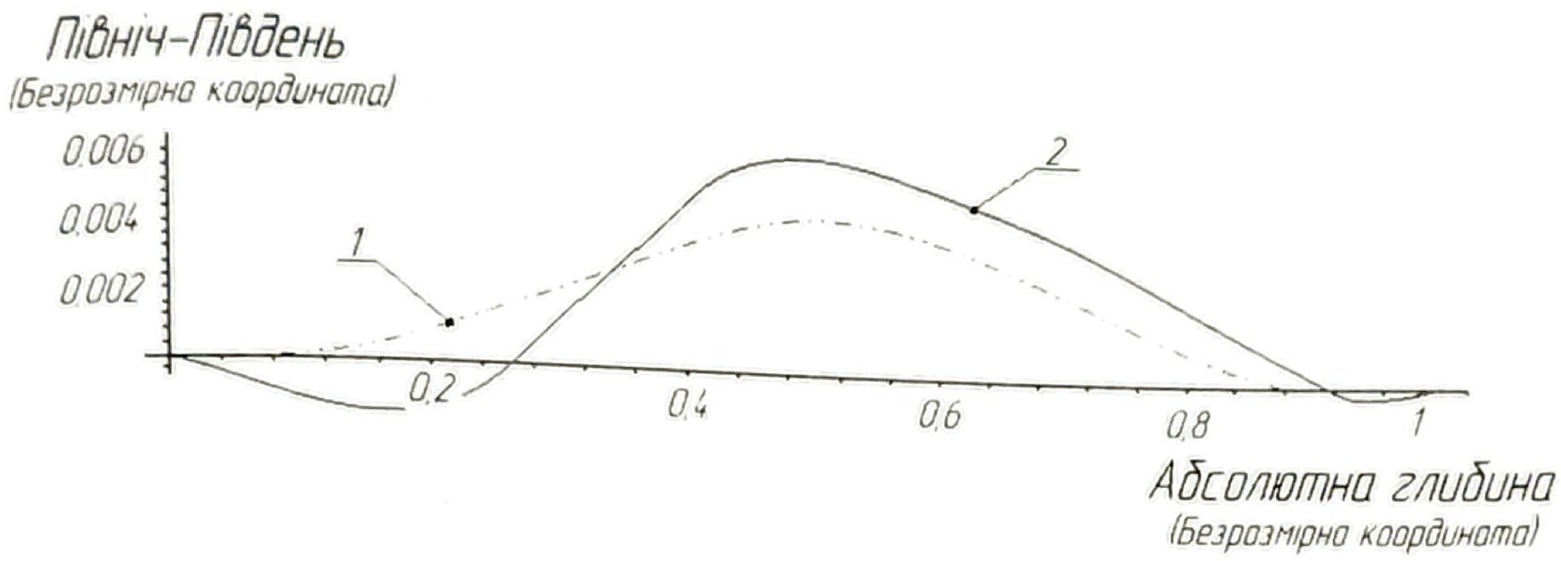


Рисунок 3.2 – Проекція на площину X_1OX_2 пружної осі колони бурильних труб в локальному перегині свердловини:

1 – пружна вісь колони бурильних труб; 2 – вісь свердловини

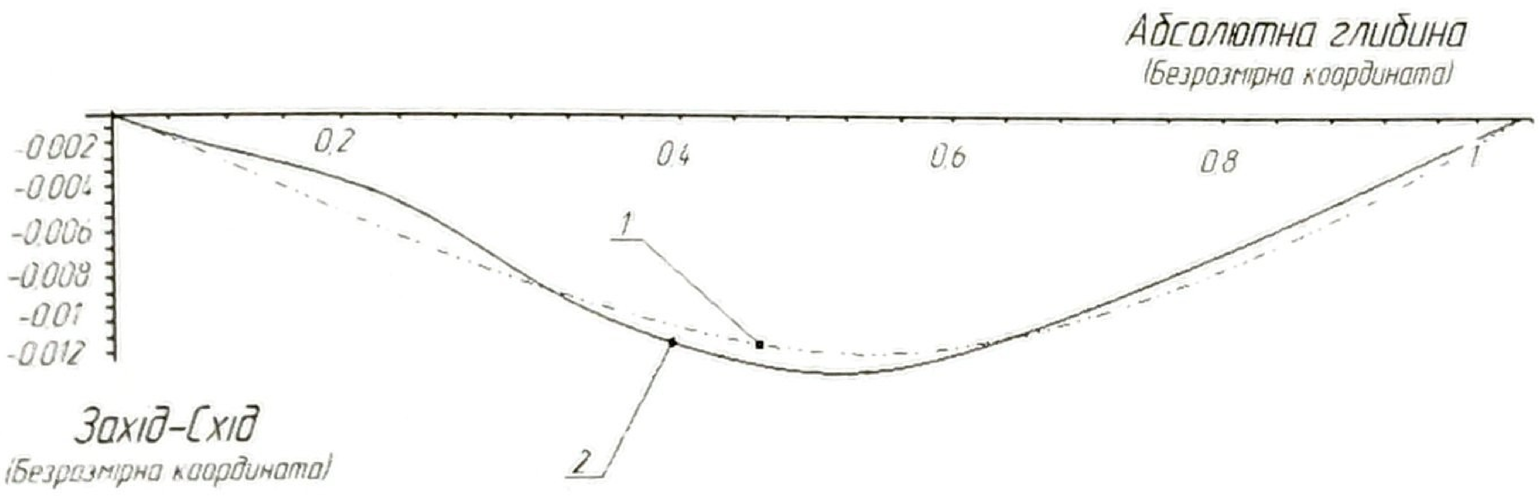


Рисунок 3.3 – Проекція на площину X_1OX_3 пружної осі колони бурильних труб в локальному перегині свердловини:

1 – пружна вісь колони бурильних труб; 2 – вісь свердловини

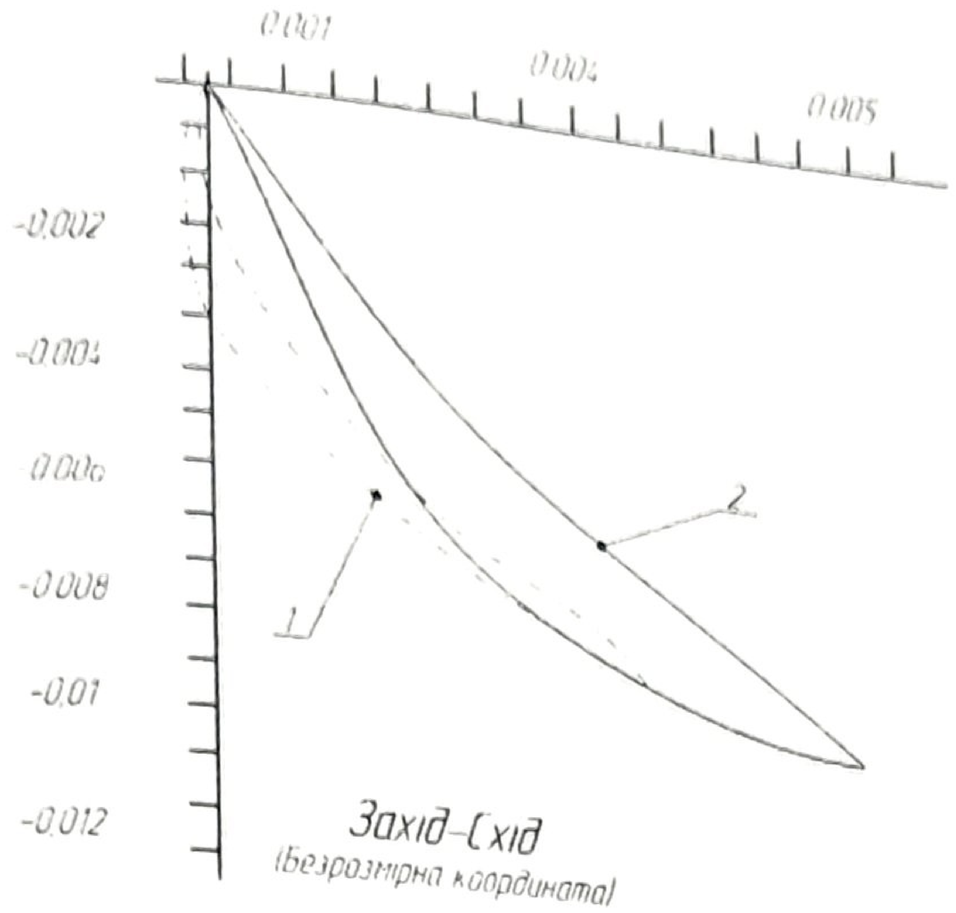


Рисунок 3.4 – Проекція на площину X_2OX_3 пружної осі колони бурильних труб в локальному перегині свердловини:

1 – пружна вісь колони бурильних труб; 2 – вісь свердловини

На рис. 3.5 показаний вигляд пружної осі бурильної колони у тривимірній системі координат.

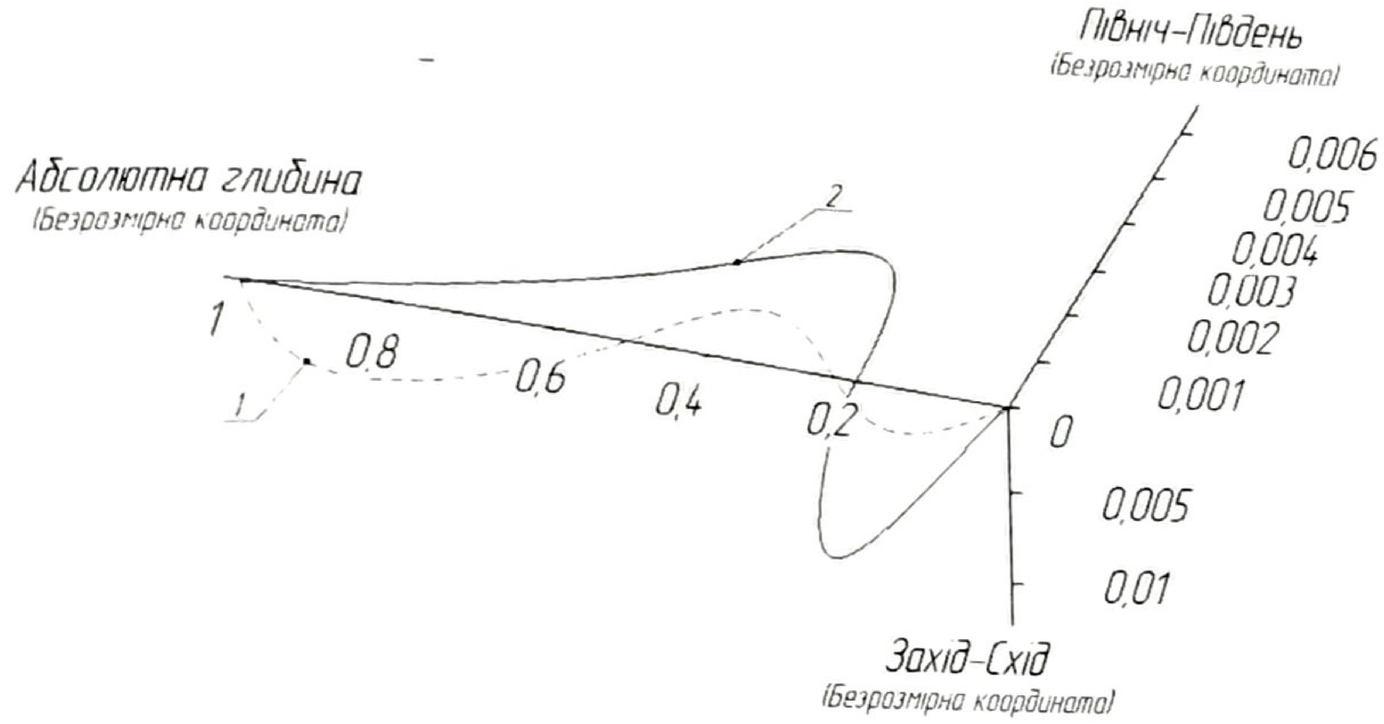


Рисунок 3.5 – Пружна вісь колони бурильних труб в тривимірній системі координат:

1 – пружна вісь колони бурильних труб; 2 – вісь свердловини

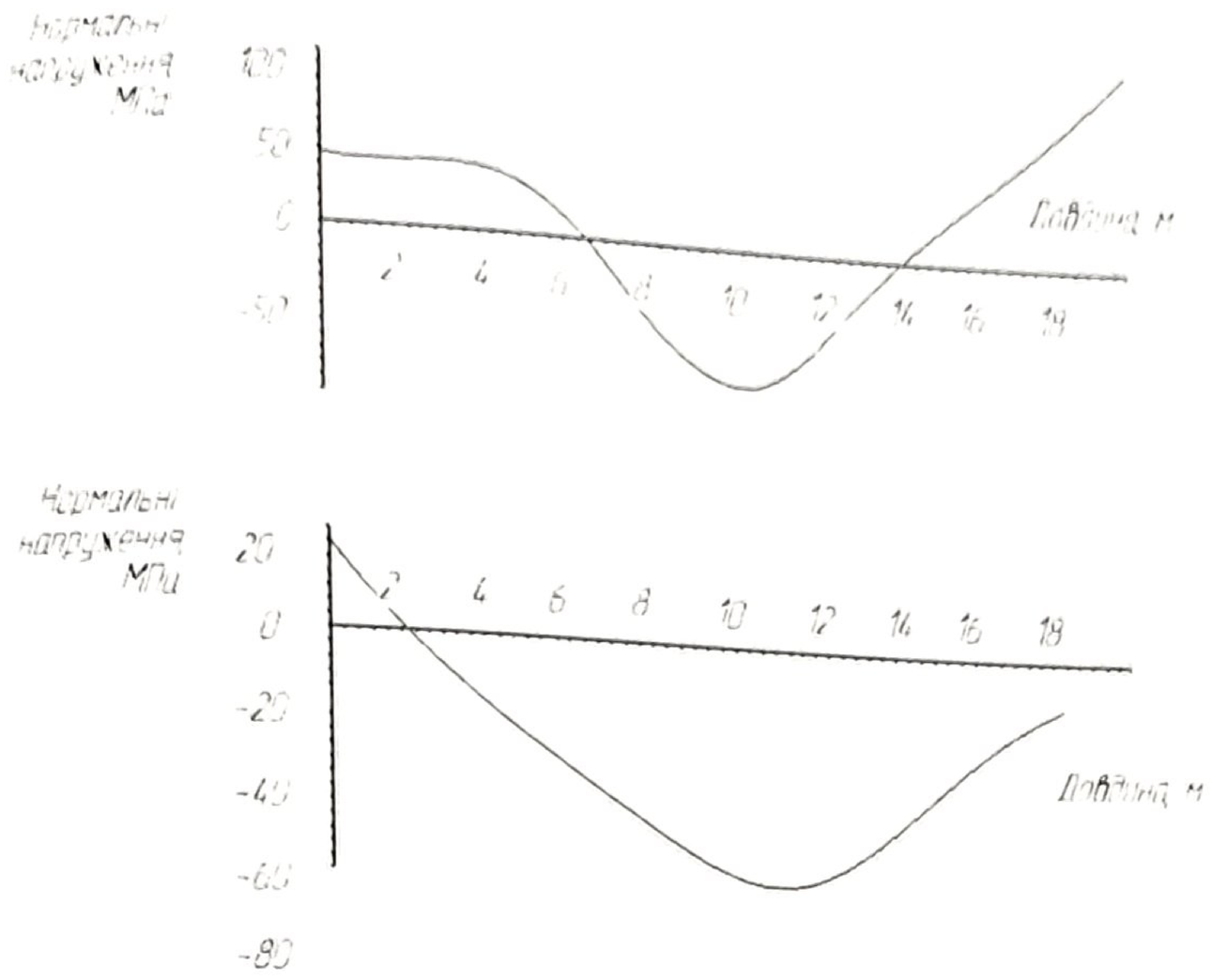


Рисунок 3.6 – Графіки зміни нормальних напруг від згину навколо головних осей інерції поперечного перерізу колони бурильних труб:

При розрахунках довжина гнучкого стрижня становить 19 м, що задовольняє критерію мінімуму потенціальної енергії згину одиниці довжини. Відповідні графіки зміни нормальних напруг від згину в поперечному перерізі бурильної колони навколо головних осей показано на рис. 3.6.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розглянуто напружено-деформований стан бурильної колони в просторовій формі, застосовано припущення про малі переміщення пружної осі бурильної колони відносно прямолінійного положення. Задавання форми осі колони бурильних труб у вигляді спіралі із сталим чи зі змінним кроком є часто використовуваними випадками, але таке твердження не завжди має місце на практиці.

Також в розділі спроектована випробувальна установка для досліджень втомної довговічності зразків бурильних труб, яка дозволяє визначати та фіксувати дві взаємно перпендикулярні компоненти внутрішнього згинального моменту в поперечному перерізі бурильних труб. Дана інформація дозволяє проводити розрахунки нормальних напруг від згину в просторі. Також за допомогою

пристрою отримується часова розгортка поздовжніх навантажень, яких зазнають бурильні труби. Суттєва перевага пристрою у тому, що він простий у використанні та має відносно невелику вартість.

Проведено дослідження інтенсивності викривлення локального перегину від відстані між місцем перегину та вибоєм свердловини; від діаметрів свердловини, бурильних та обсадних труб. Отримані результати вказують на те, що локальний перегин у проектованій свердловині зумовлений найбільшими напругами від згину в поперечному перерізі бурильних труб, який більший ніж 100 МПа. А найбільша нормальна напруга в середині розглядуваної ділянки колони бурильних труб складає приблизно 90 МПа.

4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Гідравлічний розрахунок вибійного механізму подачі долота

Існує велика кількість різних типів гідромоніторних змішувачів. За способом управління розрізняють гідромонітори з ручним і дистанційним управлінням. Вони бувають низьконапірні, тобто розраховані на роботу при тиску до 1,0 - 1,2 МН/м^2, і високонапірні, розраховані на тиск понад 1,2 МН/м^2.

Гідромоніторний змішувач вибійного механізму подачі долота хорошої конструкції повинен відповідати наступним вимогам:

1) струмінь гідромоніторного змішувача повинен бути щільним і не розбризкуватися;

2) управління гідромоніторним змішувачем не повинне вимагати великих фізичних зусиль;

3) втрати натиску в гідромоніторі повинні бути невеликими;

4) всі шарнірні з'єднання гідромоніторного змішувача повинні бути герметичні та зносостійкі. Конструкція гідромонітора повинна передбачати швидку заміну зношених ущільнюючих манжет та насадок;

5) гідромоніторний змішувач повинен мати по можливості невелику масу;

6) гідромоніторний змішувач повинен відповідати всім вимогам техніки безпеки.

Для перевірки працездатності гідромоніторного змішувача вибійного механізму подачі долота проводиться гідравлічний розрахунок. Для цього визначаються втрати тиску в системі низького тиску:

$$p = p_{бт} + p_з + p_{обв} + p_д \qquad (4.1)$$

де $p_{бт}$ - перепад тиску в трубах, Па;

$p_з$ - перепад тиску в замках чи зварних швах труб, Па;

$p_{обв}$ - перепад тиску в елементах обв'язки, Па;

$p_д$ - перепад тиску на гідронасадці, Па;

Для визначення втрат тиску в трубах і кільцевому просторі необхідно визначити режим руху, в залежності від якого вибирають ті або інші розрахункові формули. Для цього визначають фактичне Re і $Re_{кр}$ числа Рейнольдса і всі інші складові до них.

Визначимо втрати тиску в трубах при наступних вихідних даних:

Довжина господарчої лінії l=25м,

Густина розчину $\rho = 1120 \frac{кг}{м^3}$;

Пластична в'язкість $\eta_{пл} = 0{,}015$ Па*с;

Динамічна в'язкість $\tau_0 = 2{,}52$ Па;

Продуктивність насоса $Q = 0.0267 м^3/с$;

Площа поперечного перерізу визначаємо за наступною формулою

$$F = \frac{3.14}{4}(d_{bt}{}^2) \qquad (4.2)$$

Тоді будемо мати

$$F = \frac{3.14}{4}(0{,}113^2) = 0{,}01$$

Швидкість потоку бурового розчину визначаємо за наступною формулою

$$V = \frac{Q}{F} \qquad (4.3)$$

Тоді

$$V = \frac{0{,}0267}{0{,}01} = 2{,}664 \text{ м/с}$$

Після чого визначимо число Рейнольдса за наступними формулою

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot dв}{\eta_{пл}} \qquad (4.4)$$

$$He = \frac{\rho \cdot \tau_0 \cdot dв}{\eta_{пл}} \qquad (4.5)$$

$$\text{Re}_{кр} = 2100 \cdot 73 \cdot He^{0.58} \qquad (4.6)$$

Тоді маємо

$$V = \frac{0.0267}{0.01} = 2.664 \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{1120 \cdot 2,664 \cdot 0,113}{0,015} = 22470$$

$$He = \frac{1120 \cdot 2,52 \cdot 0,113}{0,015^2} = 141700$$

$$\text{Re}_{кр} = 2100 \cdot 7,3 \cdot 141700^{0,58} = 29090$$

Згідно розрахунків $\text{Re} \le \text{Re}_{кр}$ то режим руху ламінарний. Для цього необхідно визначити величина sen щоб визначити β за графіком.

$$sen = \frac{\rho \cdot \tau_0 \cdot 0,113}{0,015 \cdot 2.66} = 7,127 \qquad (4.7)$$

Тоді $\beta = 0,24$

Відповідно:

$$P_m = \frac{4 \cdot \tau_0 \cdot l}{\beta \cdot d_в} \qquad (4.9)$$

Тоді відповідно маємо:

$$P_m = \frac{4 \cdot 2,52 \cdot 585}{0,24 \cdot 0,113} = 0,217 \cdot 10^6$$

Витрати тиску в наземній частині знаходимо за формулами:

$$P_{обв} = (\lambda_c + \lambda_{бт} + \lambda_в + \lambda_{вт}) \cdot \rho \cdot Q \qquad (4.10)$$

Згідно довідковими даними [8] маємо

$$P_{обв} = (1,1 + 0,93 + 0,7 + 0,9) \cdot 10^5 \cdot 1120 \cdot 0,0267 = 0,289 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Резерв тиску, який можна реалізувати на гідромоніторі, визначають як різницю між тиском, що розвиває насос при вибраному діаметрі втулок і сумою витрат в господарчій системі

$$P_д = b_р \cdot p_н - \Sigma p_i \qquad (4.11)$$

де $b_р$ - 0,74...0,8 – коефіцієнт, який враховує, що тривалий робочий тиск насосів повинен бути менший за паспортний на 20...25%;

$p_н$ - паспортний тиск насосів, МПа;

Σp_i - сумарні витрати тиску в господарчій системі

$$P_o = 0{,}75 \cdot 19 - 5{,}26 = 8{,}96 \text{ МПа}$$

Швидкість руху рідини в промивальному отворі знаходимо за формулою:

$$V_o = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_o}{\rho}} \qquad (4.12)$$

де μ - коефіцієнт витрати рідини в промивальному отворі, для гідромоніторних доліт приймаємо 0,95

$$V_o = 0{,}95 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 8{,}96}{1120}} = 120 \text{ м/с}$$

Сумарна площа отворів насадок дорівнює:

$$f_o = \frac{Q}{V_o} = \frac{0.0267}{120} = 222.19 \cdot 10^{-6} \qquad (4.13)$$

Підбираємо діаметр отворів насадок:

$$d_{нас} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_o}{\pi \cdot n}} \qquad (4.14)$$

Тоді маємо

$$d_{нас} = \sqrt{\frac{4 \cdot 222{,}19 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 3}} = 9{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Отже можна застосувати насадки діаметром 10мм.

4.2 Розрахунок гідравлічного радіуса гідросопла вибійного механізму подачі долота

Розрахунок меж зміни гідравлічного радіуса для гідромоніторного змішувача будемо проводити за схемою приведеною нижче.

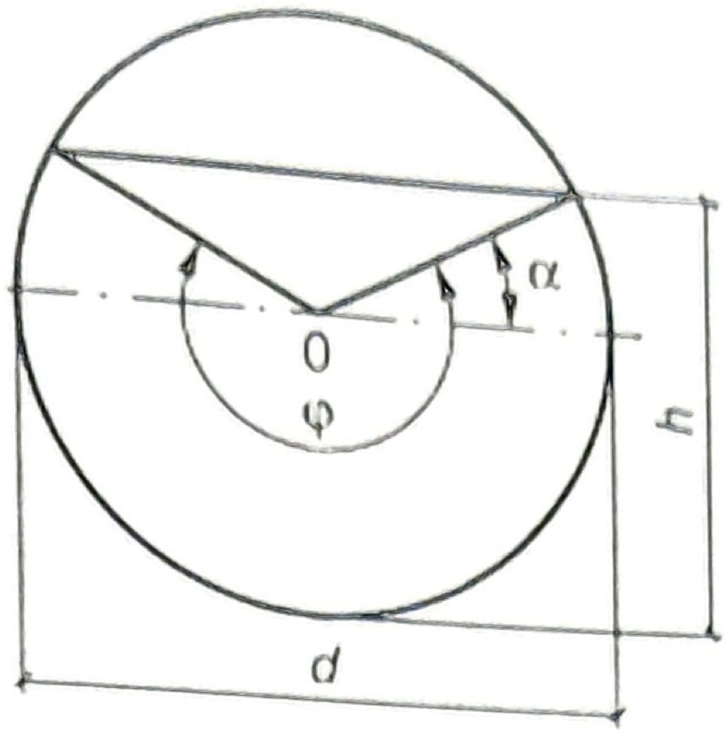


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема сопла гідромоніторного змішувача

Розрахунок меж зміни гідравлічного радіуса R визначимо за наступною формулою:

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} + \frac{1}{2}\left(h - \frac{d}{2}\right)^2 \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(h - \frac{d}{2}\right)^2} = \\ = \frac{\pi d^2}{4}\frac{\varphi}{2\pi} + d^2\left(a - 0{,}5\right)\sqrt{a)(1-a)} \qquad (4.15)$$

Та

$$\chi = \frac{\pi d \varphi}{2\pi} \qquad (4.16)$$

Кут a знаходимо із відношення

$$\sin a = \frac{h - d/2}{d/2} = \frac{ad - 0{,}5d}{0{,}5d} = \frac{a}{0{,}5} - 1 \qquad (4.17)$$

Для труби d =115 мм

$$\sin a = \frac{0{,}6}{0{,}5} - 1 = 0{,}2\,;\ a = 0{,}2 \text{ рад};\ \varphi = 3{,}14 + 2 \cdot 0{,}2 = 3{,}54 \text{ рад}$$

$$\omega = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}15^2 \cdot 3{,}54}{4 \cdot 6{,}28} \cdot 0{,}15\left(0{,}6 - 0{,}5\right)^2 \sqrt{0{,}6\left(1 - 0{,}6\right)^2} = 0{,}0111 \text{ м}^2$$

$$\chi = 3{,}14 \cdot 0{,}15 \cdot 3{,}54 / 6{,}28 = 0{,}266 \text{ м}$$

$$R = 0{,}111 / 0{,}266 = 0{,}0417 \text{ м}$$

4.3 Розрахунок тиску гідро сопла вибійного механізму подачі долота

Щоб визначити тиск p_1 в перетині 1-1 горизонтально розміщеного сопла гідромонітора, необхідного для придання швидкості розчину в вихідному перетині 2-2, складемо розрахункову схему.

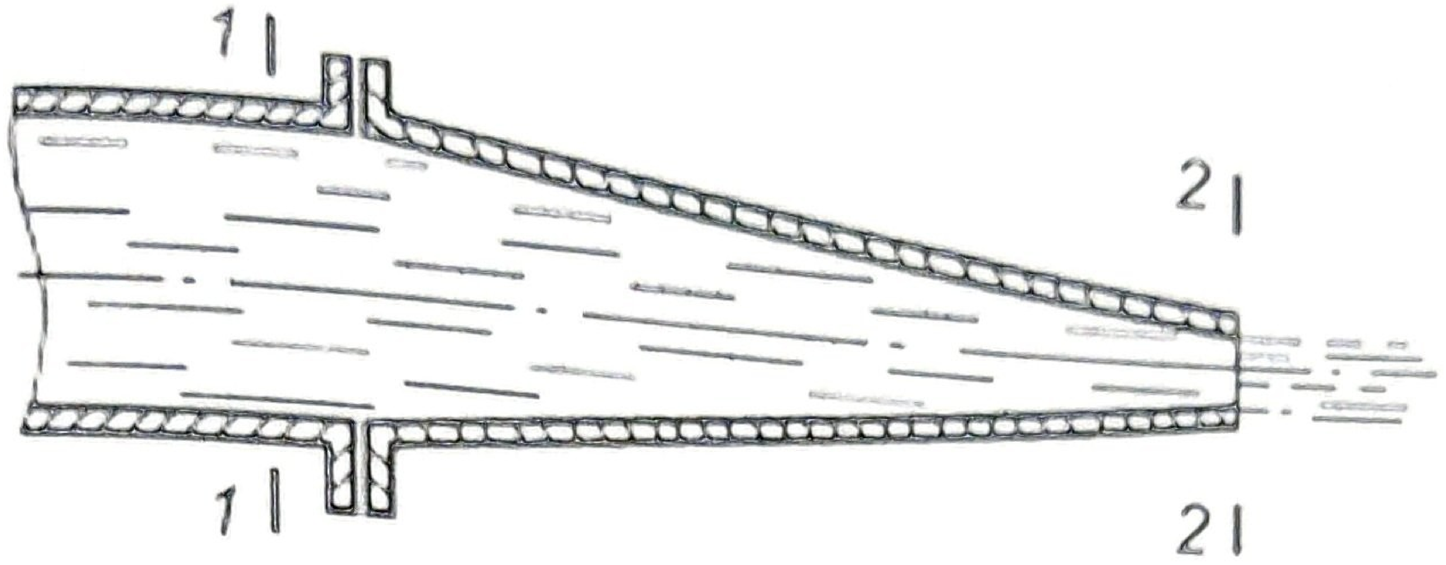


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема гідравлічного сопла

За розрахункові перетини вибираємо перетини 1-1 та 2-2 в яких швидкості задані, тиск p_1 належить визначенню, а тиск p_2 перетині на виході із гідромонітора рівне атмосферному.

Площину порівняння слід провести через вісь сопла, тоді питомі енергії положення $z_1 = z_2 = 0$ тоді рівняння Бернулі буде мати наступний вигляд:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\nu_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\nu_2^2}{2g} \qquad (4.18)$$

Отримаємо

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2}\left(\nu_2^2 + \nu_1^2\right) = 100000 + \frac{1000}{2}(40^2 - 3^2) = 895500 \text{ Па}$$

Висновки

Проведені розрахунки вибійного механізму подачі долота, гідравлічного радіуса гідро сопла вибійного механізму подачі долота, тиску гідро сопла вибійного механізму подачі долота вказують на можливість ефективного використання механізму в умовах буріння свердловини глибиною 6500 м.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Технологія монтажу обладнання

5.1.1 Підготовчі роботи перед монтажем обладнання

Монтажним роботам бурової установки БУ 6500 ДГ, яка вибрана для спорудження свердловини глибиною 6500 м, передують наступні підготовчі роботи.

Із поверхні будівельного майданчика зрізають родючий шар і переміщують його за межі будівельного майданчика для складування й наступного (після демонтажу бурової) використання з метою відновлення (рекультивації) земель. Для цієї мети використовують бульдозери. Ями під опори електропередач і траншеї під фундаменти під привишкові споруди бурять буровою машиною, яка обладнана на шасі автомобіля. Траншеї, котловани і ями під фундаменти риють екскаваторами.

Потім проводяться наступні роботи:

- будівництво під'їзних доріг;
- транспортування обладнання (блоків і вузлів) на площадку.

На підготовленому будівельному майданчику вибирають напрямок прийомних містків, приступають до розбивання і утворення фундаментів і їх спорудженню [18].

Для монтажу бурового обладнання використовуємо фундаменти із готових залізобетонних блоків, які можна застосовувати багаторазово. Для таких фундаментів риємо котлован, у який насипаємо піщану подушку і на неї укладаємо відповідні фундаментні блоки. Для витягування блоків за допомогою крана вони мають спеціальні петлі із пруткової сталі.

5.1.2 Монтаж модернізованого обладнання

Послідовність збирання і спуску модернізованого вибійного механізму подачі долота в свердловину наступна.

Комплектовку з вибійним механізмом подачі долота спускають в свердловину за допомогою двох елеваторів. Для цього з містків береться вибійний механізм подачі долота і затискається у вишко-лебідковому блоці до ротора, потім вставляється верхній кінець вибійного механізму подачі долота в елеватор, який підвішений до стропів талевого блоку і піднімається над свердловиною. Потім за допомогою ротора і машинних ключів прикручується долото до вала вибійного механізму подачі долота.

Вибійний механізм подачі долота спускається в свердловину і ставиться елеватор на ротор. Далі до вибійного механізму подачі долота приєднуються обважнені бурильні труби, потім бурильні труби і вся бурильна колона разом з вибійним механізмом подачі долота спускається в свердловину.

5.1.3 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Кількість основних робітників розраховують за професіями, виходячи з трудомісткості річної програми по видах робіт:

$$R = \frac{\sum T}{F_{Д.р} \times k}, \tag{5.1}$$

де $\sum T$ – сумарна трудомісткість річної програми монтажу бурової установки БУ 6500 ДГ;

$F_{Д.р}$ – дійсний фонд часу одного робітника, год.;

k – коефіцієнт використання робочого часу робітника.

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

$$F_{Д.Р.} = F^{норм}_{Д.Р.} - \left(0{,}12 \cdot F^{норм}_{Д.Р.}\right), \tag{5.2}$$

де $F^{норм}_{Д.Р.}$ – нормативний дійсний фонд часу одного робітника, год.;

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

Звідси:

$$F_{Д.Р.}^{НОРМ.} = (Д_К - Д_В - Д_{СВ} - Д_{ПСВ}) * Д_{рг} / Д_{рд} + Д_{ПСВ} * Т_{зм}, \quad (5.3)$$

де $Д_К$ – кількість календарних днів у році, $Д_К$=365 днів;

$Д_В$ – кількість вихідних днів у році, $Д_В$=104 днів;

$Д_{СВ}$ – кількість святкових днів у році, $Д_{СВ}$=10 днів;

$Д_{ПСВ}$ – кількість передсвяткових днів у році, $Д_{ПСВ}$=8 днів;

$Д_{рг}$ – кількість робочих годин у тижні, $Д_{рг}$=40 год.;

$Д_{рд}$ – кількість робочих днів в тиждень; $Д_{рд}$=5 год.;

$Т_{зм}$ – кількість робочих годин у передсвяткові дні, $Т_{зм}$=7 год.

$$F_{Д.Р.}^{НОРМ.} = (365 - 104 - 10 - 8) * 40 / 5 + 8 * 7 = 2000 \text{ год.}$$

Тоді $$F_{Д.Р.} = 2000 - (0{,}12 * 2000) = 1760 \text{ год.}$$

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки БУ 6500 ДГ використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж [22], розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної компанії "Нафтогаз України" згідно таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки БУ 6500 ДГ

№п\п	Зміст робіт	Норма часу, год
1	Підготовчі роботи	2066,96
2	Монтаж вишково-лебідкового блоку	488,0
3	Монтаж приводного блока	145,8
4	Монтаж насосного блока	143,5
5	Монтаж блока приготування глинистого розчину	83,0
6	Монтаж зовнішньої частини ПВО	123,01
7	Монтаж маніфольда циркуляційної системи	303,89
8	Монтаж доливної ємності	41,3

9	Монтаж водяної ємності	10,6
10	Монтаж блока паливно-мастильних матеріалів	8,8
11	Монтаж блока рідких хімреагентів	19,54
12	Монтаж складу сипучих матеріалів	8,9
13	Монтаж блока допоміжного обладнання	27,4
14	Монтаж приймального моста	83,6
15	Монтаж енергообладнання	28,6
16	Установка запасних ємностей	24,0
17	Монтаж пневмосистеми	42,1
18	Монтаж трубопроводів	182,71
19	Електромонтажні роботи	825,08
20	Заключні роботи	71,95
	Всього:	4728,74

Трудомісткість монтажу БУ 6500 ДГ, тому сумарна $\sum T$ = 1 х 4740,14 = 4728,74 люд.-год.

Монтаж бурової установки проводиться на протязі приблизно 1-го місяця, тоді дійсний фонд часу одного робітника буде дорівнювати 260 годин, а

$$F_{Д.Р.} = 260 - (0,12 * 260) = 240 \text{ год.}$$

Тоді кількість основних робітників по даному виду робіт буде рівна:

$$R = \frac{4728,74}{240} = 19 \text{ чол.}$$

Отже, для проведення робіт даного виду необхідно 19 чоловік відповідної кваліфікації, подані в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки БУ 6500 ДГ

Професії робітників	Розряд	Кількісний склад
Бригадир	VI	1
Вишкомонтажник	VI	1
Вишкомонтажник	V	4
Вишкомонтажник	IV	3
Вишкомонтажник	III	4
Вишкомонтажник	II	2
Вишкомонтажник-зварювальник	VI	1
Вишкомонтажник-зварювальник	IV	1
Вишкомонтажник-електромонтер	V	1
Вишкомонтажник-електромонтер	IV	1
Разом		19

5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання

5.2.1 Умови експлуатації та аналіз діючих навантажень

Більшість деталей бурового устаткування при роботі піддається значним статичним і динамічним навантаженням, а також інтенсивному зношуванню і корозії. Велике число деталей працює абразивних і корозійних середовищах при високих температурах. У південних районах країни устаткування працює часто при температурі навколишнього повітря до +50°, а в північних районах - при -50°.

5.2.2 Карта змащення

Таблиця 5.3 – Карта змащення

Місце змащування	Вид мастил	Періодичність
Змащування валу	Солідол С	Змащувати ручним насосом раз на тиждень
Підшипники	Солідол С	Змащувати ручним насосом раз на тиждень

5.2.3 Типові види й причини спрацювання і відмов елементів обладнання

Кожна справна машина, у тому числі і бурова, у залежності від її технічного стану має визначену працездатність. Під працездатністю розуміється здатність машини виконувати у визначених умовах роботу з припустимими відхиленнями від параметрів, установлених технічним паспортом машини.

Кожна машина має свою робочу характеристику у виді встановленої потужності, вантажопідйомності, швидкості підйому, продуктивності, к.к.д. і т.д. Зниження цих параметрів від установлених технічним паспортом говорить про зниження працездатності машини і про наявність у ній несправностей.

У процесі експлуатації машини її працездатність безупинно знижується внаслідок порушення її регулювання, зносу деталей і інших причин.

Використання машин, що мають несправності, неефективно, тому що знижується продуктивність машини, її надійність і безпека роботи і збільшуються експлуатаційні витрати. Так, наприклад, при великому зносі поршнів бурового насоса знижується його продуктивність, тиск нагнітання і к.к.д.

Основними факторами, що впливають на працездатність машини, є її надійність і довговічність.

Під надійністю розуміється здатність машини безвідмовно виконувати у

визначених умовах роботу протягом установленого часу з відхиленнями, передбаченими технічними вимогами.

Надійність машини залежить від конструкції машини, матеріалу деталей, якості виготовлення і монтажу машини і її вузлів, організації і методів ремонту й експлуатації.

Надійність машин, що знаходились визначений час в експлуатації, нижче, ніж нових або капітально відремонтованих, тому що в процесі експлуатації машин деталі безупинно зношуються, що супроводжується виникненням додаткових динамічних навантажень і вібрацій, що знижують запас міцності деталей, у результаті чого можливість різних відмовлень і поломки машин зростає.

Надійність машини пов'язана з довговічністю й у значній мірі залежить від неї. Довговічність машин підрозділяють на фізичну, економічну і моральну.

Фізична довговічність машини визначається її здатністю зберігати працездатність при відповідних режимах і умовах роботи до граничного стану, при якому подальша її робота неможлива або небезпечна в результаті зносу і руйнування її деталей і вузлів. Фізична довговічність машин залежить від конструкції, якості матеріалів і виготовлення машин, зносостійкості, міцності деталей і інших факторів. Економічна довговічність машини визначається сумарною тривалістю її роботи у відповідних умовах з виробництвом ремонтів, кількість яких обмежується економічною ефективністю виробництва. Під час експлуатації машини піддаються різним ремонтам. Однак з часом унаслідок збільшення кількості зношених деталей обсяги ремонтів, а отже, і їхню вартість зростають і в якийсь момент часу відновлення й експлуатація даної машини стає економічно невигідними. Економічна довговічність машини залежить від організації, методів і технології ремонту, організації експлуатації й інших факторів.

Під час експлуатації машин з'являються нові, більш досконалі агрегати, що відрізняються від машин, що знаходяться в експлуатації, високою продуктивністю і низькими експлуатаційними витратами. У результаті цього

використання машин, що знаходяться в експлуатації, незважаючи на їхню технічну справність, стає економічно невигідним. Такі машини вважаються морально застарілими. Їх заміняють новими або модернізують. Таким чином, під моральною довговічністю розуміється час роботи машин до заміни них більш досконалими.

Довговічність і надійність машин у виробничих умовах залежать від організації експлуатації і ремонту, методів і технології ремонту, культури виробництва і т.д.

Для забезпечення підвищення довговічності і надійності машин необхідно знати сутність і закономірності зношування деталей і фактори, що впливають на знос машин.

Спостереження за зносом і ушкодженнями деталей машин при експлуатації дозволяють виділити п'ять основних видів руйнування деталей:

1) деформацію і злами (крихкий злам, в'язкий злам, залишкова деформація, втомлений злам, контактні втомлені ушкодження);

2) механічний знос (стирання металевих пар, абразивний знос);

3) ерозійно-кавітаціонні ушкодження (рідинна ерозія, кавітація, газова ерозія);

4) корозійні ушкодження (атмосферна корозія, корозія в електролітах, газова корозія);

5) корозійно-механічні ушкодження (корозійна утома, корозійне розтріскування, корозія при терті).

Деформація і злами виникають при надмірному збільшенні напруги в матеріалі деталі, що перевершує границю текучості або межа міцності. Деформація матеріалу супроводжується зміною форми і розмірів деталі.

Механічний знос виявляється в результаті взаємодії пар тертя. У залежності від природи пар тертя і умов їхньої взаємодії розрізняють знос металевих пар при терті катання або ковзання й абразивний знос. Інтенсивність зносу залежить від умов взаємодії пар тертя.

По характері змащення розрізняють три основних види тертя.

1. Рідинне тертя — тертьові поверхні тіл зовсім відділений друг від друга шаром змащення.

2. Тертя при неповному або недосконалому змащенні —тертьові поверхні частково стикаються своїми виступами. Цей вид тертя розділяється на три підвиди:

а) напіврідинне тертя, коли шар змащення недостатньо товстий і відбувається часткове сухе тертя (тверде тертя);

б) напівсухе тертя, коли відбувається тертя твердих поверхонь, на яких мається деяка кількість змащення;

в) граничне або молекулярне тертя, коли геометрична форма тіл тертя правильна, а обробка поверхонь високого класу чистоти, у результаті чого між поверхнями тертя утвориться молекулярна плівка змащення.

3. Сухе тертя — тертя металевих поверхонь без змащення.

Найменший знос пар тертя відзначається при рідинному терті. Сполучення, що працюють в умовах рідинного тертя, зношуються при пуску машини, перевантаженнях і застосуванні невідповідного змащення.

За умовами рідинного тертя розраховують підшипники ковзання валів, що мають велику частоту обертання. Якщо вал знаходиться в спокої, то він торкається поверхні підшипника. При обертанні вал захоплює і уводе в клинчастий зазор змащення, створюючи поділяючу рідинну плівку.

У багатьох сучасних машинах здійснити рідинне тертя не вдається, і в цих умовах відбуваються процеси сухого і граничного тертя. Оскільки ці два види тертя обумовлені взаємодією нерівностей поверхонь пар тертя, характер шорсткості впливає на інтенсивність зносу матеріалу. Дуже гладкі поверхні схильні до виникнення вузлів схоплювання, викликаних молекулярними силами. Отже, для забезпечення максимальної зносостійкості необхідно вибирати оптимальну шорсткість поверхні, при якій коефіцієнт тертя буде найменшим.

Абразивний знос виявляється в рухливих сполученнях унаслідок дії о дряпання і різання твердих абразивних часток. У результаті абразивного зносу

деталі машин інтенсивно руйнуються.

Ерозійно-кавітаційні ушкодження деталей машин і устаткування виникають при дії на метал потоків рідини або газу, забруднених механічними домішками і рухаються з великою швидкістю. На ділянках, де тиск рідини падає нижче тиску насичених парів, виникають пухирці пари і повітря. Зникаючи з великою швидкістю в зоні підвищеного тиску, вони викликають гідравлічні удари об поверхню металу і його руйнування. Зі збільшенням твердості поверхні інтенсивність руйнування різко знижується.

Корозія металів і сплавів являє собою процес руйнування внаслідок хімічного й електрохімічного впливу зовнішнього середовища. По характеру зовнішнього середовища корозія розділяється на три основних види: атмосферну, газову і корозію в електролітах.

Корозійно-механічні ушкодження виникають під впливом корозії і механічних факторів (напруг, деформацій, тертя й ін.). Наприклад, корозійна втома являє собою процес руйнування металів і сплавів при одночасному впливі корозійного середовища і циклічних напруг. Для підвищення довговічності деталей, машин, що працюють в умовах корозійної утоми, необхідно ретельно ізолювати робочу поверхню деталі від корозійного середовища, знижуючи величину і циклічність напруг, що діють у поверхневих волокнах металу.

Зі сказано вище випливає, що знос — це складний і різноманітний процес. Його можна зменшити, але усунути цілком не можна.

Всі зноси, що зустрічаються в машинах можна розділити на дві групи: природні й аварійні. Зноси, повільно наростаючі і є наслідком тривалої роботи сил тертя, впливу високих температур, кислот і лугів при нормальних умовах експлуатації, називаються природними. Аварійні зноси виникають через грубі порушення правил технічного обслуговування й експлуатації. Найбільш розповсюджений механічний знос. У роботі кожної тертьової пари більш-менш чітко виділяються три періоди: приробітку, період природного зносу, аварійний знос.

Період приробляння характеризується збільшенням зносу, що порозумівається згладжуванням нерівностей поверхонь, що сполучаються, до досягнення стабільної шорсткості і постійної площі контакту. Важливо дотримувати нормальні умови приробляння, тому що це дозволяє запобігти передчасний вихід устаткування з ладу. Період природного зносу характеризується приблизно постійною швидкістю зношування. Третій період характеризується швидким наростанням зносу, тому що збільшення зазору в сполученні приводить до роботи з ударом між деталями, що викликає підвищені пластичні деформації матеріалу. Ця зона зносу називається аварійної, а знос зветься граничним.

Якщо деталь досягла граничного зносу, її необхідно негайно замінити новою або відновити. На відміну від граничного зносу в ремонтній практиці розрізняють припустимий знос, при якому деталь у процесі ремонту може бути залишена в машині, якщо її граничний знос наступить не раніш наступного ремонту.

Існує і вибраковний знос, що визначає повну непридатність деталі до роботи і відновлення. Це відноситься до деталей, що працювали в зоні аварійного зносу.

Не можна доводити устаткування до аварійного зносу. Його варто зупинити до того, як знос стане граничним. Цього можна домогтися тільки шляхом строгого дотримання графіків технічного обслуговування і ремонтів, у процесі яких одержують найбільше достовірні дані про величину зносу.

5.2.4 Зміст технічного обслуговування обладнання. Перелік та послідовність робіт при технічному обслуговуванні (ТО) і поточному ремонті

З метою чіткої організації та виконання ППР на підприємстві необхідно проводити правильне їх планування. Планування слід здійснювати на основі проектної документації на конкретну свердловину, а також інструкцій по експлуатації обладнання з врахуванням фактичних даних про напрацювання

обладнання за попередній експлуатаційний період та аналізу критеріїв подібності даних про характерні особливості відмов аналогічного обладнання.

Плануванню підлягають роботи по:

- проведенню ТО;
- забезпеченню запасними частинами та матеріалом;
- заміні морально застарілого обладнання на нове.

В процесі експлуатації обладнання необхідно проводити пошук принципово нових методів і засобів для прийняття технічних та технологічних рішень та впорядкування даних на основі створення статистичних моделей.

Для регламентації і забезпечення планування робіт по ТО необхідно розробити таку основну документацію:

- відомість нормативів ТОР обладнання бурової установки;
- пооб'єктний план проведення ТОР;
- графік проведення ТОР;
- план-графік виконання складних ПР;
- зведений річний план КР;
- графік технічного огляду.

У відомостях, планах та графіках строки проведення комплексу технічних обслуговувань є плановими.

В процесі проведення технічних обслуговувань бурового насосу строки виконання поточних ремонтів та виведення насоса в капітальний ремонт встановлюють по його фактичному стану.

Відомість нормативів.

Планування об'єму робіт і строки проведення технічних обслуговувань та ремонтів необхідно здійснювати на основі показників тривалості циклу технічних обслуговувань, періодичності проведення ТО, категорії складності та трудомісткості робіт. Відомість нормативів є основною для розробки пооб'єктних планів, графіків та зведених річних планів. Складання відомості нормативів слід проводити на основі проекту спорудження свердловини.

Відомість нормативів повинна містити:

- дату вводу обладнання в експлуатацію або останнього КР;
- напрацювання обладнання з початку експлуатації;
- планову напрацювання;
- кількість запланованих ТО-1, ТО-2, ТО-3, ПР та КР;
- трудомісткість одного ТО, ПР і КР;
- сумарну трудомісткість окремих видів робіт по ТОР;
- тривалість проведення одного виду робіт;
- періодичність виконання ТОР;
- час простоїв обладнання.

Величину напрацювання з початку експлуатації заносять у відомість нормативів згідно даних пооб'єктного плану, попередньо спорудженої свердловини.

Пооб'єктний план.

Пооб'єктний план необхідно складати на весь строк спорудження свердловини.

В пооб'єктний план слід щомісячно заносити такі дані:

- планову та фактичну напрацювання обладнання;
- планове та фактичне виконання технічних обслуговувань.

В планові показники пооб'єктного плану, вносяться дані про строки проведення ТО-2 та ТО-3, фактичні дані напрацювання обладнання вносяться кожного місяця. Фактичні дані про виконання технічних обслуговувань ТО-2 і ТО-3 з можливим наступним проведенням ПР та виведенням в КР заносяться у відповідності з дійсним їх проведенням.

В пооб'єктному плані необхідно передбачити визначення показників для кожного конкретного виду обладнання.

Складена форма пооб'єктного плану повинна бути розрахована на повний перелік бурового обладнання.

Величини планових показників записують на основі даних відомості

нормативів з помісячним їх розподілом. При цьому планове напрацювання на кожний місяць визначають, виходячи з даних відомості нормативів з врахуванням планових даних про завантаження обладнання відповідно проектних даних проведення технологічних робіт по спорудженню свердловин.

План-графік виконання складних поточних ремонтів.

Планування поточних ремонтів повинно передбачати проведення їх протягом однієї зміни. В планах проведення складних поточних ремонтів термін їх виконання дозволяється продовжити (більше однієї зміни). Для регламентації, взаємозв'язку і конкретизації робіт спеціалізованої ремонтної бригади відділом головного механіка повинен складатися пооб'єктний план-графік з розподілом ремонту обладнання на кожний календарний день місяця.

В план-графіку вказується тип обладнання, що підлягає ремонту, та строки проведення робіт. Календарні строки проведення робіт спеціалізованими ремонтними бригадами повинні співпадати з технологічними перервами при бурінні свердловини. План-графік підлягає обов'язковому погодженню з керівником ремонтного підрозділу та затвердженню головним інженером.

Для виконання складних ПР на підприємствах повинні бути створені ремонтні бригади, склад яких визначається згідно нормативу чисельності ремонтної бригади для проведення поточних ремонтів бурового обладнання в кількості, що регламентується кількістю бурових установок та типом приводу.

До складу ремонтної бригади повинні входити слюсар по ремонту обладнання кваліфікацією не нижче 5 розряду, який являється керівником бригади і слюсар-електрогазозварник кваліфікацією не нижче 5 розряду.

5.3 Охорона навколишнього середовища

5.3.1 Основні проблеми нафтогазового комплексу в аспекті екології

Одним з найбільш перспективних шляхів охорони середовища від

забруднення є створення комплексної автоматизації процесів видобутку, транспортування і зберігання нафти та газу. Дана система вперше була створена в 1970 – х рр. Треба було створити нову уніфіковану технологію видобутку нафти. Раніше, наприклад, на промислах не вміли транспортувати нафту і попутний газ спільно по одній системі трубопроводів. З цією метою споруджувалися спеціальні нафтові і газові комунікації з великою кількістю об'єктів, розосереджених на великих територіях. Промисли складалися із сотень об'єктів, причому в кожному нафтовому районі їх будували по–своєму, це не дозволяло зв'язати їх єдиною системою телекерування. Природно, що при такій технології видобутку і транспортування багато продукту губилося за рахунок випаровування і витоку. фахівцям вдалося, використовуючи енергію надр і глибинних насосів, забезпечити подачу нафти від свердловини до центральних нафтозбірні пунктах без проміжних технологічних операцій. Кількість промислових об'єктів скоротилося в 12–15 разів [22].

5.3.2 Засоби локалізації аварійних виливів нафти

Аварійні виливи нафти і нафтопродуктів, що мають місце на об'єктах нафтовидобувної і нафтопереробної промисловості, при транспортуванні цих продуктів завдають відчутної шкоди екосистемам, призводять до негативних економічних та соціальних наслідків.

У зв'язку зі збільшенням кількості надзвичайних ситуацій, яке обумовлено зростанням видобутку нафти, зносом основних виробничих фондів (зокрема, трубопровідного транспорту), а також диверсійними актами на об'єктах нафтової галузі, що останнім часом почастішали, негативний вплив розливів нафти на навколишнє середовище стає все більш істотним. Екологічні наслідки при цьому носять важко врахований характер, оскільки нафтове забруднення порушує багато природних процесів і взаємозв'язку, істотно змінює умови проживання всіх видів живих організмів і накопичується в біомасі.

Незважаючи на проведену останнім часом державою політику в галузі

попередження і ліквідації наслідків аварійних розливів нафти і нафтопродуктів, дана проблема залишається актуальною і з метою зниження можливих негативних наслідків потребує особливої уваги до вивчення способів локалізації, ліквідації та до розробки комплексу необхідних заходів.

Локалізація і ліквідація аварійних розливів нафти і нафтопродуктів передбачає виконання багатофункціонального комплексу завдань, реалізацію різних методів та використання технічних засобів. Незалежно від характеру аварійного розливу нафти і нафтопродуктів (ННП) перші заходи з його ліквідації повинні бути спрямовані на локалізацію плям, щоб уникнути розповсюдження подальшого забруднення нових ділянок і зменшення площі забруднення [22].

Бонові загородження

Основними засобами локалізації розливів ННП в акваторіях є бонові загородження. Їх призначенням є запобігання розтікання нафти на водній поверхні, зменшення концентрації нафти для полегшення процесу збирання, а також відвід (тралення) нафти від найбільш екологічно вразливих районів.

У залежності від застосування бони поділяються на три класи:

– I клас – для захищених акваторій (річки та водойми);

– II клас – для прибережної зони (для перекриття входів і виходів у гавані, порти, акваторії суднoремонтних заводів);

– III клас – для відкритих акваторій.

Бонові загородження бувають наступних типів:

– самонадувне – для швидкого розгортання в акваторіях;

– важкі надувні – для огородження танкера біля термінала;

– відхильні – для захисту берега, огорож ННП;

– неспалені – для спалювання ННП на воді;

– сорбційні – для одночасного сорбування ННД.

Всі типи бонових загороджень складаються з наступних основних елементів:

– поплавця, забезпечує плавучість бона;

– підводної частини, яка перешкоджає унесенню нафти під бони;

– вантажу (баласту), що забезпечує вертикальне положення бонів відносно поверхні води;

– елемента поздовжнього натягу (тягового троса), що дозволяє бонам при наявності вітру, хвиль і течії зберігати конфігурацію і здійснювати буксирування бонів на воді;

– сполучних вузлів, які забезпечують складання бонів з окремих секцій;

– пристроїв для буксирування бонів і кріплення їх до якорів і буїв.

При розливах ННП в акваторіях річок, де локалізація бонами через значні течії утруднена або взагалі неможлива, рекомендується стримувати і змінювати напрямок руху нафтової плями суднами-екранами, струменями води з пожежних стволів катерів, буксирів і суднів.

Дамби

Як локалізуючі засоби при розливі ННП на ґрунті застосовують цілий ряд різних типів дамб, а також спорудження земляних амбарів, запруд або обваловок, траншей для відводу ННД. Використання певного виду споруд обумовлюється низкою чинників: розмірами розливу, розташуванням на місцевості, пори року та ін. [22].

Для стримування розливів відомі наступні типи дамб: сифонна і стримуюча дамби, бетонна дамба донного стоку, переливна плотинна дамба, крижана дамба. Після того, як розлиту нафту вдається локалізувати і сконцентрувати, наступним етапом є її ліквідація.

5.3.3 Методи ліквідації розливу нафти і нафтопродуктів

Існує кілька методів ліквідації розливу ННП: механічний, термічний, фізико–хімічний і біологічний.

Одним з головних методів ліквідації розливу ННП є механічне збирання нафти. Найбільша ефективність його досягається в перші години після розливу. Це

пов'язано з тим, що товщина шару нафти залишається ще досить великою. (При малій товщині нафтового шару, великій площі його поширення та постійному русі поверхневого шару під впливом вітру і течії процес відділення нафти від води досить затруднений.) Крім цього, ускладнення можуть виникати при очищенні від ННП акваторій портів і верфей, які часто забруднені всіляким сміттям, тріскою, дошками та іншими предметами, плаваючими на поверхні води.

Термічний метод, заснований на випалюванні шару нафти, застосовується при достатній товщині шару і безпосередньо після забруднення, до утворення емульсій з водою. Цей метод, як правило, застосовується у поєднанні з іншими методами ліквідації розливу.

Фізико–хімічний метод з використанням сорбентів розглядається як ефективний у тих випадках, коли механічне збирання ННП неможливе, наприклад при малій товщині плівки або коли розлиті ННП представляють реальну загрозу найбільш екологічно вразливим районам.

Біологічний метод використовується після застосування механічного та фізико–хімічного методів при товщині плівки не менше 0,1 мм.

При виборі методу ліквідації розливу ННП потрібно виходити з таких принципів:

– всі роботи повинні бути проведені у найкоротші строки;

– проведення операції з ліквідації розливу ННП не повинно завдати більшої екологічної шкоди, ніж сам аварійний розлив.

Скімери

Для очищення акваторій і ліквідації розливів нафти використовуються нафтозбірники, сміттєзбирачі і нафтосміттєзбірники з різними комбінаціями пристроїв для збору нафти та сміття.

Нафтозбірні пристрої, або скімери, призначені для збору нафти безпосередньо з поверхні води. У залежності від типу та кількості нафтопродуктів, що розлилися, погодних умов, застосовуються різні типи скімерів як по конструктивного виконання, так і за принципом дії.

За способом пересування або кріплення нафтозбірні пристрої ідрозділяються на самохідні; встановлюються стаціонарно; буксируються ереносні на різних плавальних засобах. За принципом дії – на порогові, олеофільні, акуумні і гідродинамічні. [22]

Порогові скімери відрізняються простотою і експлуатаційною надійністю, снові на явищі протікання поверхневого шару рідини через перешкоду (поріг) в мність з більш низьким рівнем. Більш низький рівень до порога досягається ідкачуванням різними способами рідини з ємності.

До цієї групи скімерів також умовно можна віднести пристрій, що икористовує як привід окремих вузлів робочу воду, що подається під тиском ідротурбін, що обертає нафто відштовхуючі насоси і насоси пониження рівня за орогом, або гідро ежектором. Як правило, в цих нафто збиральних пристроях акож використовуються вузли порогового типу.

У реальних умовах у міру зменшення товщини плівки, пов'язаної з ірироднею трансформацією під дією зовнішніх умов і в міру збору ННП, різко нижується продуктивність ліквідації розливу нафти. Також на продуктивність пливають несприятливі зовнішні умови. Тому для реальних умов ведення ліквідації аварійного розливу продуктивність, наприклад, порогового скімера потрібно ріймати на рівні 10–15% продуктивності насоса.

Нафтозбірні системи

Нафтозбірні системи призначені для збору нафти з поверхні моря під час уху нафто збиральних судів, тобто на ходу. Ці системи являють собою комбінацію ізних бонових загород і нафто збиральних пристроїв, які застосовуються також і в таціонарних умовах (на якорях) при ліквідації локальних аварійних розливів із орських бурових або потерпілих лихо танкерів [22].

Буксирувані нафтозбірні системи для роботи у складі ордери вимагають алучення таких суден, як:

– буксири з хорошою керованістю при малих швидкостях;

– допоміжні судна для забезпечення роботи нафто збиральних пристроїв (доставка, розгортання, подача необхідних видів енергії);

– суден для прийому та накопичення зібраної нафти та її доставки.

Навісні нафтозбірні системи навішуються на один або два борти судна. При цьому до судна ставляться такі вимоги, необхідні для роботи з буксируваними системами:

– добре маневрування і керованість на швидкості 0,3-1,0 м/с;

– розгортання та енергозабезпечення елементів нафтозбірної навісної системи в процесі роботи;

– накопичення збираної нафти в значних кількостях.

Спеціалізовані ємності

До спеціалізованих ємностей для ліквідації аварійних розливів нафти і нафтопереробних продуктів (ННП) відносяться ємності, призначені для проведення окремих етапів або всього комплексу заходів з ліквідації розливу нафти на водоймах. За функціональним призначенням їх можна розділити на наступні типи:

– нафтозбірні-самохідні ємності, які здійснюють самостійний збір нафти в акваторії;

– швидкісні самохідні ємності, що забезпечують доставку в район розливу нафти бонових загороджень та їх встановлення; .

Диспергент і сорбенти

Як говорилося вище, в основі фізико-хімічного методу ліквідації розливів ННП лежить використання диспергентів і сорбентів.

Диспергенти представляють собою спеціальні хімічні речовини і застосовуються для активізації природного розсіювання нафти з метою полегшити її видалення з поверхні води раніше, ніж розлив досягне більш екологічно уразливого району.

Для локалізації розливів ННП обґрунтовано застосування і різних порошкоподібних, тканинних або бонових сорбуючих матеріалів. Сорбенти при

взаємодії з водною поверхнею починають негайно вбирати ННП, максимальне насичення досягається в період перших десяти секунд (якщо нафтопродукти мають середню щільність), після чого утворюються грудки матеріалу, насиченого нафтою.

Біоремедіація

Біоремедіація – це технологія очищення нафтозабруднених ґрунтів і води, в основі якої лежить використання спеціальних, вуглецево окисних мікроорганізмів або біохімічних препаратів.

Кількість мікроорганізмів, здатних асимілювати нафтові вуглеводні, відносно невелика. У першу чергу це бактерії, в основному представники роду Pseudomonas, а також певні види грибків і дріжджів. У більшості випадків всі ці мікроорганізми є строгими аеробами [22].

Існують два основних підходи в очищенні забруднених територій за допомогою біоремедіації:

- стимуляція локального ґрунтового біоценозу;
- використання спеціально відібраних мікроорганізмів.

Стимуляція локального ґрунтового біоценозу заснована на здатності молекул мікроорганізмів до зміни видового складу під впливом зовнішніх умов, в першу чергу субстратів харчування.

Найбільш ефективно розкладання ННП відбувається в перший день їх взаємодії з мікроорганізмами. При температурі води 15-25 °С і достатньої насиченості киснем мікроорганізми можуть окисляти ННП зі швидкістю до 2 г/м2 водної поверхні в день. Однак при низьких температурах бактеріальне окислення відбувається повільно, і нафтопродукти можуть залишатися у водоймах тривалий час – до 50 років. [22]

На закінчення необхідно відзначити, що кожна надзвичайна ситуація, зумовлена аварійним розливом нафти і нафтопродуктів, відрізняється певною специфікою. Багатофакторність системи "нафта-навколишнє середовище" часто ускладнює прийняття оптимального рішення щодо ліквідації аварійного розливу.

Тим не менше, аналізуючи способи боротьби з наслідками розливів та їх

результативність відповідно до конкретних умов, можна створити ефективну систему заходів, що дозволяє в найкоротші терміни ліквідувати наслідки аварійних розливів ННП і звести до мінімуму екологічну шкоду.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ 6500 ДГ, особливості проведення монтажу вибійного механізму подачі долота та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки, отримано 19 робітників.

За даними експлуатації проаналізовано призначення та комплектність обладнання, конструктивне виконання та характеристику обладнання, умови експлуатації та діючі навантаження, типові види й причини спрацювання і відмов елементів обладнання, технічне обслуговування обладнання, план-графік планово-попереджувального ремонту, роботи при технічному обслуговуванні і поточному ремонті, відновлення спрацьованих деталей, поверхневе зміцнення деталей, типовий технологічний процес ремонту.

Нафтогазовидобувна і нафтопереробна промисловості мають в даний час деякий науково-технічний фундамент для розвитку і упровадження процесів, що виключають забруднення навколишнього середовища.

Однією з основних умов прискорення темпів упровадження безвідходної технології є розробка нових економічних принципів створення і проектування промислових виробництв, в яких були б враховані екологічні питання. На даному етапі відсутність обліку екологічних питань при роботі обладнання на родовищі призводить до того, що головне навантаження в області охорони середовища в майбутні 5-7 років, як і раніше, нестимуть водо- і газоочисні споруди. В кращому разі, враховуючи зростання кількості та потужностей вказаних споруд, підвищення ефективності їх роботи можна буде добитися за допомогою стабілізації забруднювачів.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. Згідно даних проектування вибрана бурова установка БУ 6500 ДГ за умовною глибиною буріння і найбільшим навантаженням на гаку, дана її технічна характеристика; описана конструкція та принцип роботи вибійного механізму подачі долота, який використовується при бурінні в умовах сильної осьової і крутної вібрації як породоруйнівного інструменту, так і всієї компоновки низу бурильної колони. Проаналізовано переваги і недоліки використовуваного вибійного механізму подачі долота.

2. Суть технічного рішення з модернізації вибійного механізму подачі долота полягає в тому, що порівняно з аналогом у модернізованому пристрої циліндр забезпечений розташованим по осі циліндра осьовим шпинделем і жорстко пов'язаним з ним осьовим поршнем, взаємодіє з внутрішньою поверхнею циліндра і зовнішньою поверхнею порожнистого штока, причому замкнута камера утворена порожнистим штоком, поршнем, осьовим поршнем і циліндром, а з'єднання осьового шпинделя і циліндра виконано у вигляді осьової шліцьовій пари. Запропоноване технічне рішення з модернізації вибійного механізму подачі долота дозволить зменшити пікові значення моменту, що діють на вибійний двигун, дозволить уникнути його роботи в гальмівному режимі і тим самим збільшити його ресурс. Разом з тим, створення оптимальних осьових навантажень на долото з гасінням поздовжніх і крутних коливань, що діють на вибійну компоновку, дозволить також істотно збільшити ресурс породоруйнівного інструменту. З іншого боку, зниження динамічної активності в нижній частині бурильної колони дозволить забезпечити більш ощадливий режим роботи вибійної електроніки роторно-керованої системи. Все це дозволить підвищити ефективність вибійного механізму подачі долота, а також збільшити ресурс його роботи. Проведена модернізація вибійного механізму подачі долота забезпечить отримання економічного ефекту в розмірі 162,5 тис. грн.

За даними експлуатації проаналізовано призначення та комплектність обладнання, конструктивне виконання та характеристику обладнання, умови експлуатації та діючі навантаження, типові види й причини спрацювання і відмов елементів обладнання, технічне обслуговування обладнання, план-графік планово-попереджувального ремонту, роботи при технічному обслуговуванні і поточному ремонті, відновлення спрацьованих деталей, поверхневе зміцнення деталей, типовий технологічний процес ремонту.

Однією з основних умов прискорення темпів упровадження безвідходної технології є розробка нових економічних принципів створення і проектування промислових виробництв, в яких були б враховані екологічні питання. На даному етапі відсутність обліку екологічних питань при роботі обладнання на родовищі призводить до того, що головне навантаження в області охорони середовища в майбутні 5-7 років, як і раніше, нестимуть водо- і газоочисні споруди. В кращому разі, враховуючи зростання кількості та потужностей вказаних споруд, підвищення ефективності їх роботи можна буде добитися за допомогою стабілізації забруднювачів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

2. Бойко В. С. Підземний ремонт свердловин : підручник для вищих навчальних закладів; у 4-х частинах. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2002. Частина 1. 465 с.

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

4. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / За загальною редакцією докторів технічних наук В. С.Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Львів, 1996. 620 с.

5. Бойко В. С., Ясюк В. М., Іванов С. І. Дослідження процесу руху піску у фільтровій зоні свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. № 3 (12). С. 51–54.

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

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

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

9. 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.

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

11. 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.

12. Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В., Романишин Л. І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин : монографія – Івано-Франківськ : Факел, 2003. 209 с.

13. 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.

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

15. 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.

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

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

18. 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.

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

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

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

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

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

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

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

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

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