

Міністерство освіти і науки України  
Національний технічний університет  
«Дніпровська політехніка»

\_\_\_\_\_ (інститут)  
\_\_\_\_\_ геологорозвідувальний  
\_\_\_\_\_ (факультет)  
Кафедра \_\_\_\_\_ нафтогазової інженерії та буріння  
(повна назва)

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
кваліфікаційної роботи ступеня \_\_\_\_\_ магістр  
(бакалавра, спеціаліста, магістра)

студента \_\_\_\_\_ Клименко Андрій Володимирович  
(ПІБ)

академічної групи \_\_\_\_\_ 185М-18-1  
(шифр)

спеціальності \_\_\_\_\_ 8.185 «Нафтогазова інженерія та технології»  
(код і назва спеціальності)

спеціалізації<sup>1</sup> за освітньо-професійною програмою \_\_\_\_\_  
(за наявності)

\_\_\_\_\_ (офіційна назва)

на тему Удосконалення технологічних засобів буріння нафтових і газових свердловин  
вибійними двигунами

\_\_\_\_\_ (назва за наказом ректора)

Керівники	Прізвище, ініціали	Оцінка за шкалою		Підпис
		рейтинговою	інституційною	
кваліфікаційної роботи	Хоменко В.Л.			
розділів:				
Рецензент				
Нормоконтролер	Судаков А.К.			

Дніпро  
2019

**ЗАТВЕРДЖЕНО:**

завідувач кафедри

нафтогазової інженерії

та буріння

(повна назва)

Коров'яка Є.А.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ року

**ЗАВДАННЯ**  
**на кваліфікаційну роботу**  
**ступеня магістр**  
 (бакалавра, спеціаліста, магістра)

студенту Клименко А.В. академічної групи 185М-18-1  
 (прізвище та ініціали) (шифр)

спеціальності 8.185 «Нафтогазова інженерія та технології»

спеціалізації<sup>1</sup> за освітньою-професійною програмою \_\_\_\_\_  
 (за наявності)

на тему Удосконалення технологічних засобів буріння нафтових і газових свердловин  
вибійними двигунами

затверджену наказом ректора НТУ «Дніпровська політехніка» від \_\_\_\_\_ № \_\_\_\_\_

Розділ	Зміст	Термін виконання
1	Загальні відомості про буріння гвинтовими вибійними двигунами	01.10.2019-30.10.2019
2	Класифікація гвинтових двигунів	
3	Основні типи і розміри гвинтових вибійних двигунів	01.11.2019-
4	Елементи конструкцій двигунів і їх компонувань	15.11.2019
5	Оптимізація конструктивних параметрів гвинтового вибійного двигуна	16.11.2019-30.11.2019
6	Розрахунок економічної ефективності вдосконаленого гвинтового вибійного двигуна	01.12.2019-
7	Охорона праці і техніка безпеки	20.12.2019

Завдання видано

(підпис керівника)

Хоменко В.Л.

(прізвище, ініціали)

Дата видачі 12.10.2019Дата подання до екзаменаційної комісії 21.12.2019

Прийнято до виконання

(підпис студента)

Клименко А.В.

(прізвище, ініціали)

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота 73 стор., 28 рис., 14 табл., 14 бібл.

Об'єкт дослідження – гвинтові вибійні двигуни.

Мета роботи – удосконалити конструктивні параметри гвинтових вибійних двигунів.

Засоби дослідження – аналіз літератури, виробничого досвіду і теоретичні дослідження.

Розглянуті принцип дії, робоча характеристика, особливості буріння, вимоги, а також класифікація гвинтових вибійних двигунів. Детально проаналізовані основні типи і розміри гвинтових вибійних двигунів, а також елементи конструкцій двигунів і їх компонувань.

Оптимізовані конструктивні параметри секційного гвинтового вибійного двигуна. В якості критерію оптимізації були обрані мінімальний перепад тиску в гвинтовому вибійному двигуні.

Був розрахований економічний ефект від впровадження запропонованих рекомендацій.

Розглянуті заходи з охорони праці і техніки безпеки при транспортуванні, зберіганні, експлуатації гвинтових вибійних двигунів.

**ГВИНТОВІ ВИБІЙНІ ДВИГУНИ, СЕКЦІЙНІ ГВД.**

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БУРІННЯ ГВИНТОВИМИ ВИБІЙНИМИ ДВИГУНАМИ.....	8
1.1 Принцип дії ГВД.....	10
1.2 Робоча характеристика гвинтового двигуна.....	12
1.3 Особливості буріння гвинтовими двигунами.....	13
1.4 Вимоги до вибійних гвинтових двигунів.....	14
2 КЛАСИФІКАЦІЯ ГВИНТОВИХ ДВИГУНІВ.....	15
3 ОСНОВНІ ТИПИ І РОЗМІРИ ГВИНТОВИХ ВИБІЙНИХ ДВИГУНІВ... ..	21
3.1 Двигуни загального призначення.....	22
3.2 Двигуни для похило-скерованого і горизонтального буріння.....	25
3.3 Двигуни для ремонту свердловин.....	29
4 ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ ДВИГУНІВ І ЇХ КОМПОНУВАНЬ.....	32
5 ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО ВИБІЙНОГО ДВИГУНА.....	49
6 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВДОСКОНАЛЕНОГО ГВИНТОВОГО ВИБІЙНОГО ДВИГУНА.....	64
7 ОХОРОНА ПРАЦІ І ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ.....	66
7.1 Вимоги до транспортування і зберігання ГВД.....	66
7.2 Загальні вимоги до експлуатації ГВД.....	66
7.3 Особливості експлуатації гвинтових вибійних двигунів.....	68
7.4 Аварії з гідравлічного забійні двигуни і заходи щодо їх попередження.....	70
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	73

## ВСТУП

Починаючи з 1950-х років співвідношення обсягів проходки різними способами буріння нафтових і газових свердловин в СРСР і СНД змінилося на користь вибійних двигунів (рис. 1) [1]. При чому якщо у другій половині ХХ сторіччя основним технічним засобом для буріння нафтових і газових свердловин, являлись багатоступінчасті турбобури, то після 2000 р. все більш широке розповсюдження знаходять гвинтові вибійні двигуни (ГВД). Це пов'язано з розвитком технологій похило направленою і горизонтального буріння, а також впровадження інноваційних конструкцій породоруйнівного інструменту.

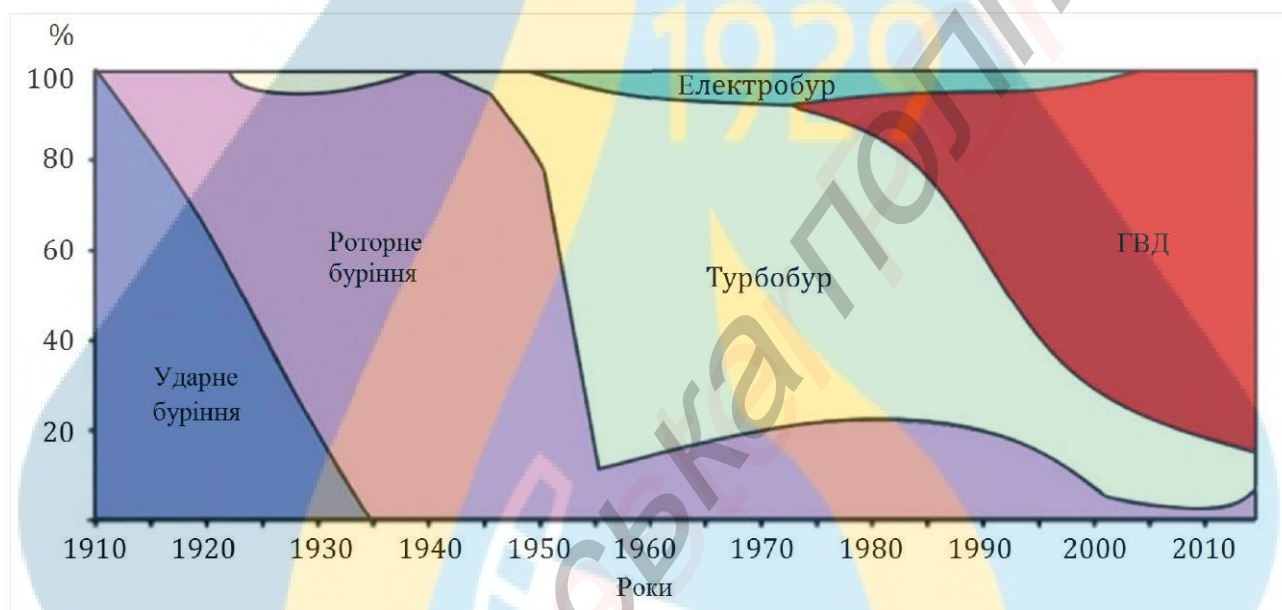


Рисунок 1 – Проходка за способами буріння в СРСР і СНД

Вибійний привід породоруйнівного інструменту для буріння нафтових і газових свердловин дозволяє ефективно вирішувати такі задачі:

- знижувати аварійність з бурильними трубами за рахунок полегшення умов їх роботи;
- проводити похило скеровані свердловини і корегування траєкторії стовбура свердловини;
- збільшення показників відпрацювання доліт за рахунок реалізації раціональних параметрів режиму їх навантаження (відношення крутного моменту до частоти обертання  $M/n$ ).

Саме широке поширення турбінного способу буріння забезпечило прискорене розбурювання нафтогазоносних площ Урало-Поволжя і Західного Сибіру і тим самим дозволило отримувати високі темпи зростання видобутку нафти і газу.

Проте із збільшенням середніх глибин свердловин і у міру вдосконалення породоруйнівного інструменту і технології роторного способу буріння у вітчизняній нафтовій промисловості з кожним роком росла тенденція відставання проходки за рейс долота – показника, що визначає техніко-економічні показники буріння.

Незважаючи на певні удосконалення техніки і технології турбінного буріння показники роботи доліт упродовж ряду років покращувалися дуже трохи. Хоча в 70-і роки почалося розбурювання родовищ Західного Сибіру, що відрізняються сприятливими умовами буріння (м'які породи, відносно неглибокі свердловини), середня проходка за рейс по експлуатаційному бурінню істотно відставала від аналогічного показника в нафтовій промисловості США в 3-4 рази. Так, в 1981-1982 рр. середня проходка за рейс в США склала 350 м, тоді як в нашій країні цей показник не перевищував 90 м.

Істотне відставання в проходці за рейс було пов'язане з тим, що в ті роки вітчизняна практика буріння базувалася на високошвидкісному режимі буріння із застосуванням багатоступінчастих безредукторних турбобурів, характеристики яких не дозволяли отримувати частоту обертання менше 400-500 об/хв із забезпеченням необхідних крутних моментів і прийнятної рівня тиску насосів і, як наслідок, ефективно використовувати революційні удосконалення шаропечних доліт (з прецизійними мастилонаповненими опорами і твердосплавним озброєнням).

У зв'язку з цим перед фахівцями і організаторами буріння в нашій країні постало питання про створення техніки для низькообертового буріння.

Перед вітчизняною нафтовою промисловістю постала дилема: або переходити до роторного буріння, або створити низькообертовий вибійний двигун.

До цього часу були певні успіхи роторного буріння глибоких свердловин у ряді районів (Північний Кавказ, Західна Україна та ін.). Проте технічно, економічно і психологічно нафтова промисловість не була готова до розвитку роторного буріння. За багато років державної підтримки турбінного буріння істотно відстала від світового рівня техніка роторного буріння: не було бурильних труб і бурових установок високого технічного рівня.

Перехід на роторний спосіб буріння в основних регіонах країни понизив би темпи розвитку галузі, оскільки промисловість не мала у розпорядженні необхідних коштів для будівництва нових заводів і експлуатаційних баз або закупівлі за кордоном нових технологій.

Таким чином, визначився домінуючий спосіб буріння на базі низькообертових вибійних двигунів – гвинтові двигуни.

Вирішення проблеми створення вибійного гідравлічного двигуна з характеристиками, що відповідають вимогам нових конструкцій доліт, було знайдене в переході від динамічних машин, якими є турбобури, до об'ємних.

Першим працездатним, таким, що знайшло промислове застосування, виявився гідродвигун, що є оберненим насосом Муано, що відноситься до планетарно-роторного типу гідромашин.

Роботи із створення дослідних зразків гвинтових вибійних двигунів (ГВД) почалися практично одночасно в США і СРСР в середині 60-х років.

Американські фахівці фірми "Smith Tool" розробили ГВД (на заході їх називають PDM – positive displacement motors) для похило спрямованого буріння як альтернативу турбобурам, а в нашій країні, батьківщині турбінного буріння – як технічний засіб для приводу низькообертових доліт.

Багаторічні пошукові науково-дослідні роботи у ВНДІБТ щодо вдосконалення вибійних гідравлічних двигунів привели в 1966 р. до появи запропонованого М.Т. Гусманом, С.С. Нікомаровим, Н.Д. Деркачем, Ю.В. Захаровим і В.Н. Менипеніним нового типу ГВД, робочі органи якого уперше у світовій практиці виконані на базі багатозахідного гвинтового героторного механізму, що виконує функцію планетарного редуктору.

У наступні роки у ВНДІБТ і його Пермській філії Д.Ф. Балденко, Ю.В. Вадецким, М.Т. Гусманом, Ю.В. Захаровим, А.М. Кочневим, С.С. Нікомаровим і іншими дослідниками були створені основи теорії робочого процесу, конструювання і технології виготовлення, розроблена технологія буріння гвинтовими двигунами.



## 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БУРІННЯ ГВИНТОВИМИ ВИБІЙНИМИ ДВИГУНАМИ

Гвинтові вибійні двигуни призначені для роботи з буровими розчинами з вмістом піску до 1%, при вибійній температурі не більше 120 °С.

Гвинтові вибійні двигуни (ГВД) використовуються для:

- буріння вертикальних, похило-спрямованих, горизонтальних нафтових і газових свердловин;
- проведення капітального ремонту в експлуатаційній колоні;
- буріння бічних стовбурів;
- прокладки підземних комунікацій;
- буріння з використанням технології колтюбінгу.

Порядок призначення шифрів гвинтових вибійних двигунів:

- Д – двигун в прямому виконанні.
- ДР – двигун з регульованим вузлом викривлення.
- ДГР – двигун з укороченим шпинделем і регульованим вузлом викривлення.
- ДВ – двигун з підвищеною частотою обертання.
- Д1 – цифра позначає номер моделі двигуна.

Приклад маркування двигуна:

**ДГР-172.7/8.56**

ДГР – тип двигуна;

172 – діаметр двигуна, мм;

7/8 – кількість зубів ротора/статора;

56 – кількість шагів гвинтового зуба статора  $\times 10$  (5,6).

Зовнішній вигляд гвинтових вибійних двигунів наведений на рис. 1.1.

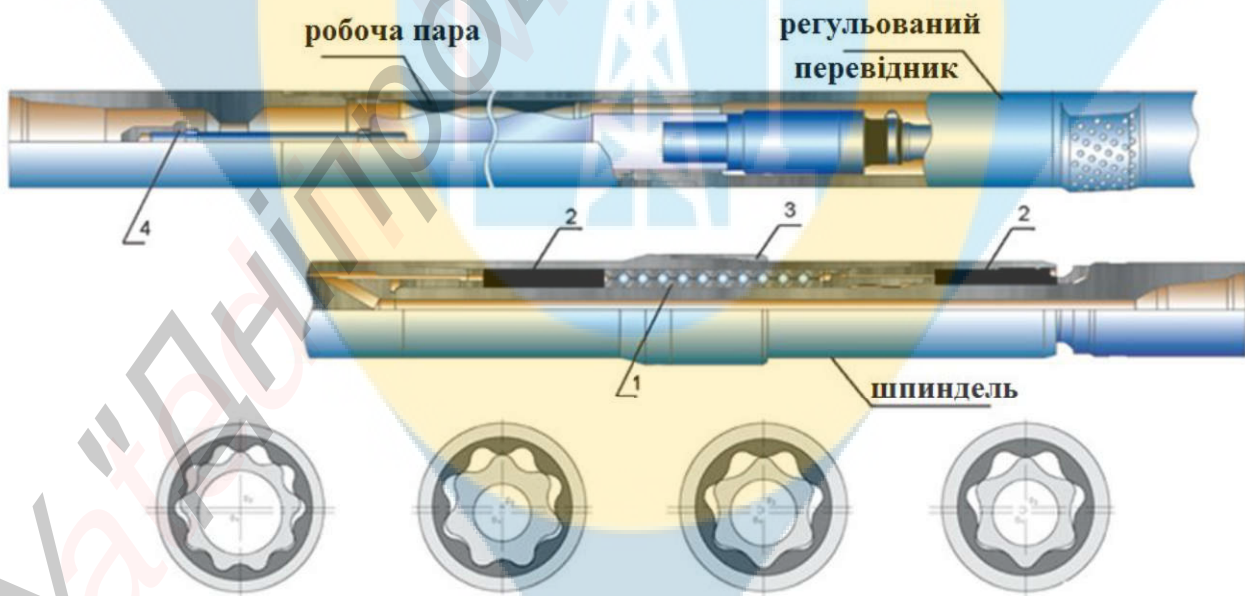


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд гвинтового вибійного двигуна

1 – осьовий підшипник; 2 – твердосплавна радіальна опора;

3 – центратор; 4 – протиаварійний бурт



## Особливості сучасних ГВД

### Секції робочих органів

- Інноваційний підхід до розрахунку геометрії зачеплення ротор-статор з мінімальними механічними і гідравлічними втратами, дозволяє реалізувати на долоті велику механічну потужність, значно збільшуючи механічну швидкість проходки при бурінні.

- Можливість підбору необхідної енергетичної характеристики вибійного двигуна за допомогою різної геометрії зачеплення забезпечує оптимальне поєднання «долото - вибійний двигун» при бурінні порід різного ступеня твердості з використанням сучасних доліт всіх типів.

- Застосування для виготовлення статорів холоднодеформованих трубних заготовок дозволяє значно підвищити надійність двигунів при бурінні з обертанням бурильної колони.

- Використання гумових сумішей провідних виробників з високими фізико-механічними властивостями забезпечує високий ресурс двигунів під час буріння з високими навантаженнями.

- Нові нарізні сполучення з підвищеною утомленою міцністю дозволяють значно знизити ймовірність зламу або одвороту в процесі буріння. Корпусні нарізні сполучення ГВД піддаються додатковому поверхневому зміцненню.

### Двигуни для спеціальних умов буріння

Для проведення робіт в специфічних умовах випускаються двигуни спеціального виконання (табл. 1.1):

- у азотостійкому виконанні (стійкість до вибухової декомпресії);
- з ротором, зміцненим твердосплавним покриттям (для робіт з соленасиченого розчинами і при високому вмісті  $H_2S$ );
- у термостійкому виконанні для роботи при забійній температурі 100-150 °С (спеціальна гума, розрахунковий зазор в парі «ротор - статор»).

Таблиця 1.1 – Двигуни для спеціальних умов буріння

Додаткові позначення в шифрі ГВД	Приклад шифру ГВД з додатковими позначеннями	Опис додаткових позначень	Особливі умови експлуатації	
			Особливі умови робочого середовища	Вибійна температура, °С
–	ДГР-172.7/8.56	Стандартне виконання з уточненням натягу в залежності від температури	–	до 60 60-80 80-100 100-120
-01	ДГР-172.7/8.56-01	Двигун з можливістю установки центратору на корпусі шпинделя	–	
HR	ДГР-172.7/8HR.56	Двигун з підвищеною енергетичною характеристикою (HR-тверда гума)	–	
ВК	ДРЗ-120.7/8.50ВК	Корозійностійке виконання (ВК – покриття ротора карбіду вольфраму)	Сольові розчини	
БХ	ДРЗ-120.7/8.50БХ	Корозійностійкої виконання (БХ-ротор без хрому)	Сольові розчини	
А	ДР-73.4/5.42А	Призначений для роботи на аерованих бурових розчинах (наприклад, аерована азотом нафта)	Аеровані розчини	
Т	ДР-73.4/5.42Т	Термостійке виконання		

### Шпиндельні секції

Оптимальне розташування осьових і радіальних підшипників підвищеної вантажопідйомності забезпечує високу надійність і працездатність в умовах високих динамічних навантажень.

Більшість ГВД оснащені регульованими вузлами викривлення для керування траєкторією стовбура свердловини.



Шарніри з сучасних високолегованих сталей і торсіони з титанового сплаву, що передають крутний момент від секції робочих органів на вал шпинделя і долото, дозволяють ефективно працювати двигунами з долотами з агресивним озброєнням при самих екстремальних режимах буріння.

#### 1.1 Принцип дії ГВД

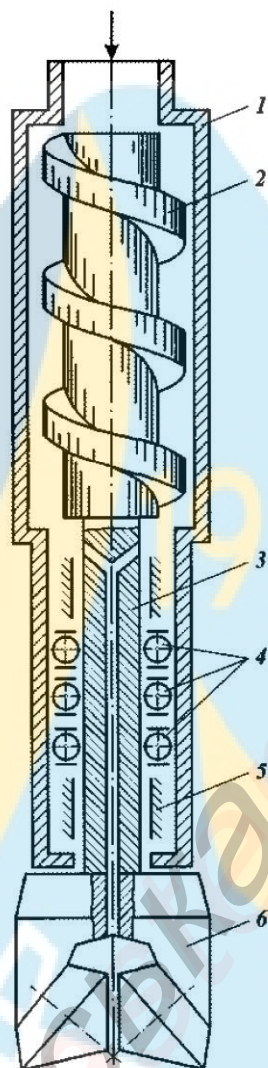
Гвинтові двигуни відносяться до об'ємних роторних гідравлічних машин.

Згідно загальної теорії гвинтових роторних гідравлічних машин елементами робочих органів (РО) є:

- 1) статор двигуна з порожнинами, що примикають по кінцях до камер високого і низького тиску;
- 2) ротор-гвинт, що носить назву ведучого, через який крутний момент передається виконавчому механізму;
- 3) замикачі-гвинти, що носять назву ведених, призначення яких ущільнювати двигун, тобто перешкоджати перетіканню рідини з камери високого тиску в камеру низького тиску.

Спрощена схема двигуна показана на рис. 1.2.

У одногвинтових гідромашинах використовуються механізми, в яких замикач утворюється лише двома деталями, що знаходяться в постійній взаємодії, – статором і ротором (рис. 1.3).



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – вал; 4, 5 – осьовий і радіальний підшипники; 6 – долото  
Рисунок 1.2 – Спрощена схема гвинтового вибійного двигуна



Рисунок 1.3 – Профілі поперечних перерізів РО одногвинтових гідромашин з різним кінематичним відношенням

При циркуляції рідини через РО в результаті дії перепаду тиску на роторі двигуна створюється крутний момент, причому гвинтові поверхні РО, взаємно замикаючись, роз'єднують області високого і низького тиску. Отже, за принципом дії гвинтові двигуни аналогічно поршневым, у яких є гвинтоподібний поршень, що безперервно переміщається в циліндрі уздовж осі двигуна.

Для створення в РО двигуна порожнин, теоретично роз'єднаних від областей високого і низького тиску (шлюзів), необхідно і достатньо виконання чотирьох умов (рис. 1.4):

1) число зубців  $z_1$  зовнішнього елемента (статора) має бути на одиницю більше числа зубців  $z_2$  внутрішнього елемента (ротора):

$$z_1 = z_2 + 1;$$

2) відношення кроків гвинтових поверхонь зовнішнього елемента (статора)  $T$  і внутрішнього елемента (ротора)  $t$  має бути пропорційне відношенню числа зубців:  $T/t = z_1/z_2$ ;

3) довжина робочого органу  $L$  має бути не менше кроку гвинтової поверхні зовнішнього елемента:  $L > T$ ;

4) профілі зубців зовнішнього і внутрішнього елементів мають бути взаємозаломлені і знаходитися в безперервному контакті між собою в будь-якій фазі руху.

Відмітним параметром ГВД, що багато в чому визначає його вихідні характеристики, являється число зубців РО, зване кінематичним відношенням  $i$ :

$$i = z_2 : z_1.$$

Кратність дії, яка залежна від кінематичного відношення РО, дорівнює числу заходів внутрішнього елемента  $z$  і визначає робочий об'єм ГВД:

$$V = z_2 ST$$

де  $S$  – площа живого перерізу РО.

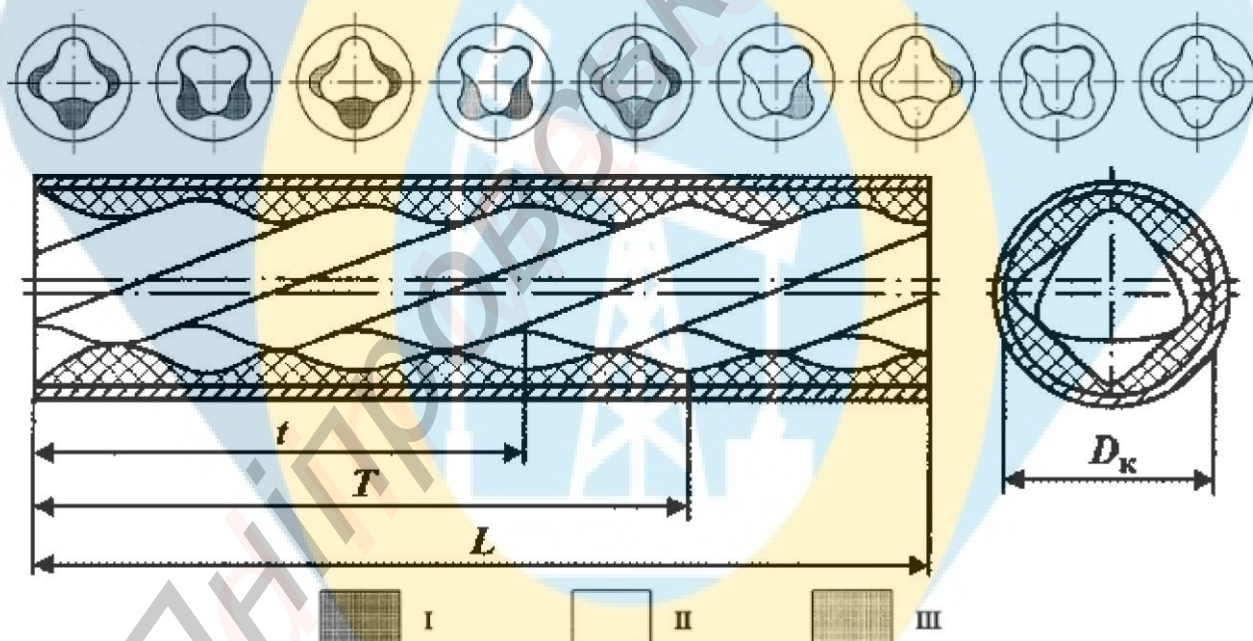


Рисунок 1.4 – Робочі органи ГВД на подовжньому і поперечному розрізах  
I – область високого тиску; II – область низького тиску; III – шлюз

## 1.2 Робоча характеристика гвинтового двигуна

На рис. 1.5 представлена типова характеристика вибійного гвинтового двигуна при постійній витраті промивальної рідини.

На характеристиці можна виділити режим холостого ходу, оптимальний, скстремальний або сфсктивний і гальмівний режим.

Оптимальним називається режим, при якому ККД максимальний.

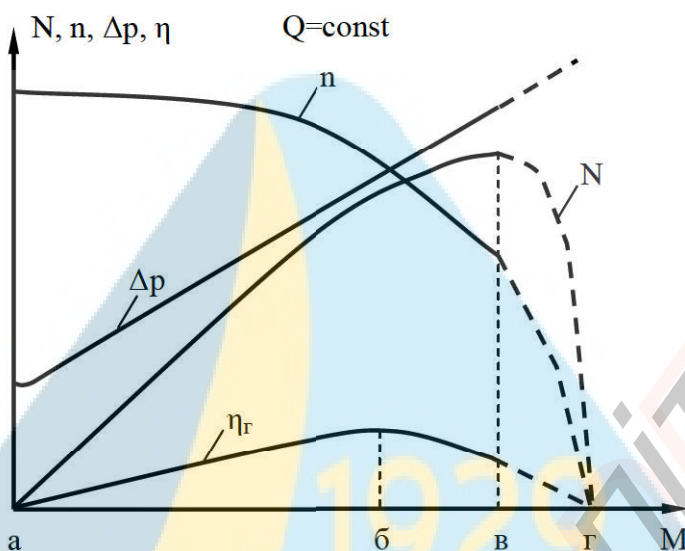


Рисунок 1.5 – Характеристика гвинтового двигуна

а – режим холостого ходу ( $M=0$ ,  $n=\max$ ); б – оптимальний режим ( $\eta_r=\max$ ); в – екстремальний (ефективний) режим ( $N=\max$ ); г – гальмівний режим ( $n=0$ ,  $M=\max$ )

Режим холостого ходу спостерігається за відсутності моменту на вихідному валу. На цьому режимі відбувається запуск двигуна. Частота обертання на холостому режимі максимальна.

Режим максимальної потужності називають екстремальним або ефективним. У об'ємних гвинтових двигунів частота обертання валу двигуна перевищує на 20-25 % номінальну.

Збільшення навантаження на долото після екстремальний і оптимальний режим не співпадають. Зона стійкої роботи двигуна знаходиться між оптимальним і екстремальним режимами. У цій зоні досягнення екстремального режиму веде до гальмування валу двигуна і різкого погіршення його характеристик.

### 1.3 Особливості буріння гвинтовими двигунами

В порівнянні з турбобурами об'ємні гвинтові двигуни мають ряд переваг : відносно низька частота обертання при високому моменті, що крутить, на валу двигуна; можливість контролю за роботою долота у зв'язку із зміною тиску; перепад тиску на двигуні створює можливість ефективного використання доліт гідромоніторів. Недоліком є низька стійкість статора і ротора, складова в середньому 150-300 год. Буріння гвинтовими двигунами має наступні особливості.

1. При бурінні гвинтовими двигунами проходка на долото збільшується більше ніж в 2 рази при зниженні механічної швидкості на 20-50 %. Тому їх вигідно застосовувати при бурінні на великих глибинах.

2. Гвинтовий двигун простіше за конструкцією, має меншу довжину і масу, що дозволяє успішно бурити свердловини з інтенсивною зміною кривизни.

3. Є можливість контролювати відробіток долота по зміні крутного моменту, оскільки одночасно із зростанням крутного моменту  $M$  збільшується і перепад тиску  $\Delta p$ . Так, при зношуванні опор шарошок і незмінному осьовому навантаженні момент і тиск підвищуються, при зношуванні зубців момент і тиск на стояку зменшуються.

4. Вони менш чутливі до зменшення діаметра, що у поєднанні з меншим перепадом тиску робить їх перспективнішими при бурінні на великих глибинах.

#### 1.4 Вимоги до вибійних гвинтових двигунів

В результаті багаторічного досвіду буріння з використанням гідравлічних вибійних двигунів склався комплекс технічних вимог до сучасного вибійного двигуна.

1. Характеристики двигуна повинні забезпечувати:

– високий рівень крутного моменту (3 кН·м і більше для доліт діаметрами 215-243 мм), який дозволяє забезпечити ефективну роботу породруйнівного інструменту;

– частоту обертання вихідного валу в діапазоні 100-200 об/хв для шарошкових доліт, 300-800 об/хв для алмазних доліт і 200-300 об/хв для доліт типу PDC;

– високий ККД двигуна для ефективного використання гідравлічної потужності насосів;

– пропорційну залежність між витратою бурового розчину і частотою обертання, а також між крутним моментом і перепадом тиску з метою ефективного управління режимом буріння.

2. Робочі органи і інші вузли двигуна мають бути виконані в зносо- і термостійкому виконанні, для забезпечення:

– використання бурового розчину будь-якої густини і в'язкості, у тому числі із змістом тампонуєчих матеріалів, що попереджають втрату циркуляції промивальної рідини;

– експлуатацію двигуна при температурі до 150-180 °С і диску зовнішнього середовища до 100 МПа;

– можливість використання в газорідних технологіях (керовані бурові розчини, повітря і піна).

3. Конструктивне компоновання двигуна і проектні запаси міцності його вузлів повинні забезпечувати:

– стійкість двигуна, яка достатня для стабільної роботи і повного відпрацювання сучасних доліт;

– можливість керування кутом викривлення корпусу двигуна при похило наведеному і горизонтальному бурінні;

– можливість установки на корпусі двигуна опорно-центруючих елементів при проводці похило спрямованих і горизонтальних свердловин.

4. Діаметральні і осьові розміри двигуна повинні забезпечувати:

– проведення бурових робіт долотами різного діаметру, включаючи малогабаритні;

– ефективну проводку похило спрямованих і горизонтальних свердловин;

– використання стандартного ловильного інструменту.

Аналіз конструкцій і характеристик вибійних гідравлічних двигунів різного типу показує, що жоден з них не відповідає повною мірою усім перерахованим вимогам; більшою мірою вказаним вимогам відповідають ГВД з багато-західними гвинтами.

## 2 КЛАСИФІКАЦІЯ ГВИНТОВИХ ДВИГУНІВ

Гвинтові вибійні двигуни можуть бути класифіковані за наступними ознаками [2].

1. По кратності дії робочих органів розрізняють двигуни з однозахідним ротором ( $Z_2 = 1$ ) і багатозахідні двигуни ( $Z_1 > 1$ ), в яких ротор і статор мають багатозахідні гвинтові поверхні.

Кратність дії визначає число циклів в робочих камерах гідромашини за один оборот валу. Цикл одногвинтової гідромашини відповідає процесу витіснення об'єму замкнутої камери (шлюзу) і здійснюється на періоді між контактом суміжних зубців ротора з фіксованою западиною статора.

Кратність дії, залежна від кінематичного відношення робочих органів, дорівнює числу заходів внутрішнього елемента  $Z_2$  і визначає робочий об'єм гвинтового героторного механізму. Кратність дії є основним параметром гвинтового вибійного двигуна, що ілюструється теоретичними кривими (рис. 2.1), повсюдно використовуваними при обґрунтуванні вибору робочих органів гвинтового вибійного двигуна.

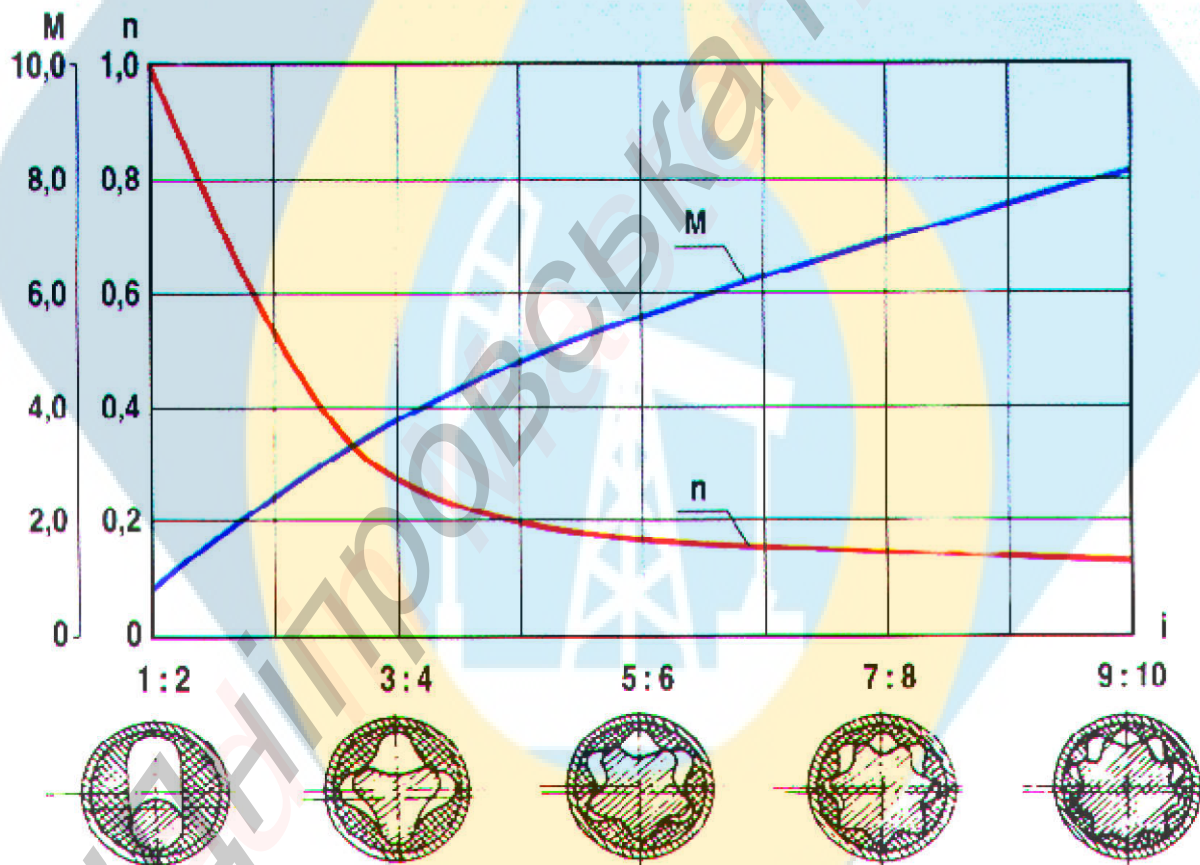


Рисунок 2.1 – Вплив кінематичного відношення на характеристики гвинтового вибійного двигуна

Вітчизняні гвинтові вибійні двигуни мають багатозахідні робочі органи. Зарубіжні компанії виробляють двигуни, як з однозахідним ротором, так і з багатозахідними робочими органами.

2. По кінематиці робочих органів. Згідно класифікації гвинтових героторних механізмів, для здійснення робочого процесу необхідно і достатньо, щоб

кінематика ротора і статора відповідає одному з чотирьох варіантів взаємодії, приведених на рис. 2.2 і табл. 2.1.

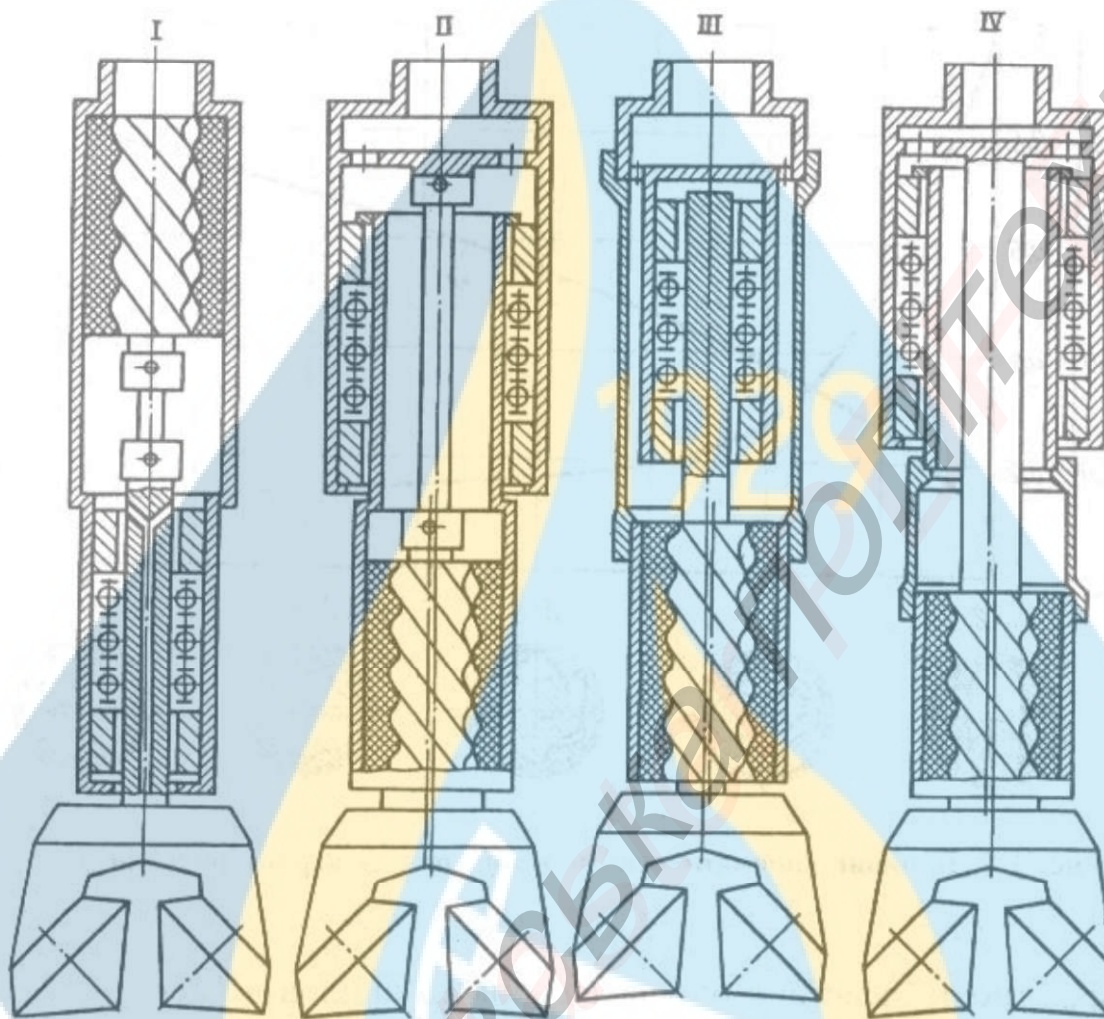


Рисунок 2.2 – Варіанти взаємодії ротора і статора гвинтового механізму

Таблиця 2.1 – Варіанти взаємодії ротора і статора гвинтових механізмів

Варіант компонування (рис. 2.2)	Зовнішній елемент А робочих органів	Внутрішній елемент Б робочих органів
I	Нерухомий, вісь співпадає з віссю двигуна	Здійснює планетарний рух навколо осі елемента А
II	Обертається навколо своєї осі, яка співпадає з віссю двигуна	Обертається навколо осі елемента А
III	Обертається навколо осі елемента Б	Обертається навколо своєї осі, яка співпадає з віссю двигуна
IV	Здійснює планетарний рух навколо осі елемента Б	Нерухомий, вісь співпадає з віссю двигуна

Компонування двигуна багато в чому визначається конструктивними засобами, що забезпечують можливість виконання планетарного руху одного з елементів робочих органів.



Найбільш поширений варіант I компоновання, що характеризується нерухомим зовнішнім елементом і планетарно-обертальним внутрішнім. Цей варіант має наступні переваги:

– розподіл порожнин високого і низького тиску здійснюється усередині робочих органів, тобто не вимагається яких-небудь додаткових сальникових пристроїв;

– є можливість безпосередньо сполучати статор з колоною бурильних труб (реактивний момент на статорі закручує різьбові з'єднання бурильних труб).

Двигуни з робочими органами по варіанту II, доцільно застосовувати в компонованнях низу бурильної колони (КНБК), призначених для підтримки вертикальності свердловини або при необхідності розширення ствола, оскільки на зовнішній поверхні обертального статора дуже просто розмістити опорно-центруючі або різальні елементи. Проте цей варіант має істотний недолік – необхідність ущільнення між нерухомим корпусом і статором, що обертається.

На практиці варіант II компоновання був використаний французькою фірмою "Schlumberger" в двигуні "Gerotor", а також в експериментальному вітчизняному двигуні для стабілізації КНБК без обертання колони бурильних труб.

На початку 70-х років ВНДБТ запропонував конструкцію гвинтового вибійного двигуна з рухливим статором, кінематично аналогічну варіанту III. Від відомих двигунів він відрізняється тим, що з'єднання рухливого статора і колони бурильних труб виконане у вигляді гнучкої труби. Компоновання вибійного двигуна дозволяє використовувати як гнучку трубу елемент бурильної колони.

Практичне застосування варіанту IV компоновання доки невідоме, хоча теоретично використання його може сприяти підвищенню ефективності руйнування гірських порід і збільшенню швидкості буріння.

**3. За конструктивним компонованням** розрізняють шпindelні і безшпindelні двигуни. Велика частина двигунів випускається в шпindelному виконанні, з винесенням осьової і радіальних опор в окремий автономний вузол, розташований під робочими органами. Таким чином, конструктивна схема гвинтового двигуна аналогічна турбобурній схемі.

Принципово можливі конструкції двигунів в безшпindelному виконанні. Найбільш актуальне таке компоновання для двигунів з обмеженим осьовим габаритом тобто двигуни малого діаметру.

Власне, як далі буде показано, в гвинтових двигунах використовуються радіальні і осьові опори, використовувані в турбобурах і це природно.

**4. За конструкцією силової секції** (секції, де розташовуються робочі органи) розрізняють монолітні і секційні двигуни.

В більшості випадків робочі органи двигунів виконуються в монолітному виконанні завдовжки в 2-3 кроки статора.

Секційні двигуни характеризуються послідовним розташуванням стандартних робочих органів. Ротори секційних двигунів зазвичай з'єднуються між собою за допомогою гнучких валів або шарнірів, статори – різьбовими перевідниками. Основна мета секціонування – підвищення крутного моменту двигуна або зниження контактної напруги в робочих органах.

У ряді випадків при створенні багатокрокових конструкцій робочих органів використовуються модульні варіанти. Так, двигун типу ДММ має складений статор, виконаний з декількох втулок, зібраних в корпусі, і складений ротор, набраний з модулів, закріплених на загальному валу.

По конструкції секційних двигунів розрізняють безорієнтоване і орієнтовані модифікації.

При орієнтованій зборці секції з'єднуються таким чином, що вони утворюють єдину гвинтову нарізку і в ідеалі подібні до монолітних робочих органів.

Перевага орієнтованого з'єднання секцій – зниження міжвиткового перепаду тиску і перекошуючого моменту.

**5. За характером розподілу потоку рідини** розрізняють двигуни звичайні і з розділеним потоком. Розділений потік використовується в схемах гвинтових вибійних двигунів, коли з технологічних міркувань необхідно частину рідини пропустити через порожнистий ротор, минувши камери робочих органів, і в схемах з паралельним з'єднанням секцій робочих органів.

**6. За конструкцією ротора робочих органів** розрізняють двигуни з цілісним і порожнистим ротором.

Двигуни із зовнішнім діаметром 88 мм і більше, як правило, виконуються з порожнистим ротором. Таке виконання дозволяє розмістити в розточуванні ротора гнучкий вал, а також понизити інерційні сили в машині.

Двигуни із зовнішнім діаметром менше 88 мм виконуються з цілісним ротором. Проте з розвитком прогресивних технологій (гідроштампування, гаряче плющення) в майбутньому не виключено використання порожнистих роторів в усіх типорозмірах двигунів.

**7. За конструкцією вузла з'єднання ротора і валу шпинделя** гвинтового вибійного двигуна виконуються в двох варіантах: шарнірному або торсіонному (з гнучким валом).

Перші вітчизняні двигуни (Д2-172М, Д3-172) оснащувалися двохшарнірними з'єднаннями. Нині майже в усіх двигунах використовуються гнучкі вали.

В деяких випадках в двигунах з великим перекосом осей (більше  $1,5^\circ$ ) силової і шпindelної секцій для підвищення надійності використовується комбіноване шарнірно-торсіонне компоновання.

**8. За конструкцією шпинделя** розрізняють гвинтові вибійні двигуни з відкритим і мастилозаповненим шпинделем.

У відкритих шпинделях (вони використовуються в усіх серійних вітчизняних двигунах) вузли тертя змащуються і охолоджуються буровим розчином.

У мастилозаповнених шпинделях вузли тертя знаходяться в масляній ванні з надлишковим тиском на 0,1-0,2 МПа, що перевищує тиск довкілля.

**9. За типом осьової опори в шпинделі** розрізняють вибійні двигуни з опорами кочення і ковзання.

Опори кочення виконуються у вигляді багатоступінчастих радіально-упорних або упорних шарикопідшипників.

Опори ковзання представлені багаторядними упорними підшипниками. У вітчизняних конструкціях використовується пара "обгумований підп'ятник –

металевий диск", тобто осьову опору, яка в турбобурі називається п'ятою-сальником.

Проте найбільшого поширення набув гвинтовий вибійний двигун з осьовими опорами кочення.

**10. За конструкцією ущільнення валу шпинделя** розрізняють шпинделі з торцевими і багаторядними лабіринтовими ущільненнями.

Ущільнення валу встановлюються для забезпечення ефективної роботи доліт гідромоніторів.

**11. За призначенням розрізняють двигуни:**

- універсального застосування (загального призначення);
- для похило-спрямованого буріння;
- для горизонтального буріння;
- для ремонту свердловин (бурових робіт усередині обсадних колон і насосно-компресорних труб);
- спеціального застосування.

**12. За зовнішнім діаметром виділяють гвинтові вибійні двигуни:**

- звичайного виконання (діаметром 127 мм і більш);
- малогабаритні (діаметром від 54 до 127 мм);
- мініатюрні (діаметром менше 54 мм).

**13. За термостійкістю розрізняють двигуни:**

- в звичайному виконанні для температури до 100 °С;
- термостійкі, призначені для буріння при вибійній температурі 120-150 °С.

Термостійкість гвинтового вибійного двигуна визначається фізико-хімічними властивостями еластичного обкладання статора і клею, що забезпечує кріплення обкладання з металом.

Для підвищення термостійкості гвинтового вибійного двигуна використовуються спеціальні еластомери, а також особливі конструкції статорів, наприклад з шліцьовим кріпленням обкладання.

У вітчизняній практиці термостійкі двигуни серійно не випускаються. За кордоном ряд компаній пропонують гвинтові вибійні двигуни, призначені для роботи в умовах вибійної температури до 150 °С.

**14. За частотою обертання вихідного валу розрізняють двигуни:**

- звичайні ( $n = 80-150$  об/хв);
- швидкохідні ( $n > 150$  об/хв);
- тихохідні ( $n < 80$  об/хв).

До звичайних двигунів відносяться двигуни типу Д в габариті 127-240 мм, до швидкохідних – двигуни в габариті 54-88 мм. Тихохідні двигуни зустрічаються не часто, до них відноситься одна з модифікацій двигуна ДК-108.

**15. За типом механізму викривлення** розрізняють гвинтовий вибійний двигун з:

- кривим перевідником з одним перекосом осей;
- кривим перевідником з двома перекосами осей (двигун DTU фірми "Baker Hughes");

– регульованим на поверхні кривим перевідником (на гирлі свердловини або в цеху);

– регульованим на вибої кривим перевідником (система "Telepilot" Французького інституту нафти);

– шарнірним перевідником.

Найбільшого поширення набули двигуни з перевідником, розташованим між силовою і шпindelьними секціями.

**16. За родом робочого агента** відомі двигуни, що використовують рідину (вода, глинистий розчин), повітря або газ, газорідну суміш.

**17. За типом зачеплення профілів робочих органів** розрізняють двигуни з гіпо- і епіциклоїдальним зачепленням. Найбільшого поширення набули двигуни з гіпоциклоїдальним зачепленням робочих органів.

### 3 ОСНОВНІ ТИПИ І РОЗМІРИ ГВИНТОВИХ ВИБІЙНИХ ДВИГУНІВ

До середини 1990-х років в Росії ГВД виготовлялися в Пермському філії ВНДІБТ, а також на Кунгурському і Павлівському машзаводах за технічною документацією, розробленою Пермським філією і лабораторією гвинтових забійних двигунів ВНДІБТ. У 2003 р на базі Пермського філії ВНДІБТ було створено підприємство ТОВ «ВНДІБТ – Буровий інструмент», до якого увійшов і Павловський машзавод. В даний час основними виробниками російських ГВД є ТОВ «ВНДІБТ – Буровий інструмент», ТОВ «Радіус-Сервіс», ВАТ «Пермнафтамашремонт» і ВАТ «Кунгурський машинобудівний завод». Сьогодні ці підприємства виготовляють, продають і здають в оренду близько 150 типорозмірів ГВД діаметром від 43 до 240 мм. Парк ГВД дозволяє задовольняти найрізноманітнішим технологічним завданням, що розв'язуються буровиками і експлуатаційниками в ході буріння і капітального ремонту свердловин.

В Україні єдиним виробником ГВД є група компаній «DENIMEX» – Американський холдинг, який об'єднує під брендом DENIMEX компанії розташовані в США і Україні. Штаб-квартира «USA DENIMEX INC.» знаходиться в самому серці світової нафтогазової індустрії в м Х'юстон, штат Техас, США. Компанія була заснована в 2005 році і за роки існування з'явилося багато поставок висококласного обладнання і технологій для провідних нафтогазових, гірничодобувних і будівельних компаній в різних точках земної кулі, включаючи Україну, Росію, Казахстан, Білорусію, Венесуелу, Мексику та інші країни.

Компанія має офіси в місті Х'юстон, Київ, Полтава та виробничу базу в Диканьці, Полтавська область.

На сьогоднішній день, компанія DENIMEX має на балансі 60 одиниць ГВД різних типорозмірів від 244 мм до 105 мм, що дозволяє проводити буріння як нових свердловин так і буріння бокових стволів з раніше пробурених свердловин. Їх технічна характеристика наведена в табл. 3.1.

Парк даного обладнання постійно оновлюється.

У Росії в серійному і досвідченому виробництві знаходиться близько 40 типорозмірів гвинтових вибійних двигунів, які випускаються п'ятьма машинобудівними заводами.

Основні технічні показники, технологічні вимоги і комплектність постачання гвинтових вибійних двигунів регламентуються технічними умовами "Двигуни гвинтові вибійні" ТУ 366425-00147074-001-98 і СТП ВНДІБТ 1018-99.

За кордоном 22 компаніями випускається також велика кількість двигунів різного технічного призначення. Проте при такому різноманітті моделей робочі органи двигунів за кордоном випускаються трьома спеціалізованими фірмами ("Moyno", "Roper Pumps" і РСМ).

Розглянемо особливості конструкцій гвинтових двигунів різного призначення відповідно до запропонованої раніше класифікації.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика ВГД фірми «DENIMEX»

Модель	7LZ105T-3-K	7LZ120T-4-K	7LZ172T-5	7LZ203T-5-K	7LZ244T-5-K
Вага, кг	248	461	1105	1648	2434
Кількість кроків	3	4	5	4	4
Довжина, мм	4550	6300	8320	8370	9700
Діапазон кута перекосу між секціями, град	0-3	0-3		0-3°	0-3
Заходність робочих органів	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8
Зовнішній діаметр корпусу, мм	105	120	172	244	244
Витрати бурового розчину, л/с	7,5-15	10-22	19-38	19-41	38-75
Максимальне навантаження на долото, т	8,16	10-11	17	250	330
Максимальна робоча температура, °С	150	150	150	120	120
Діапазон обертання вихідного валу, об/хв	88-199	114-247	86-170	150-250	82-163
Густина бурового розчину, кг/м <sup>3</sup> , не більше	1800	1800	1800		
Максимальний крутний момент на вихідному валі, Нм	2432	3841	11990	17684	24978
Робочий крутний момент Нм		2720	8488	13667	17684
Робочий диференційний перепад тиску, МПа	3,39	3	4		
Максимальний диференційний перепад тиску, МПа		4,52	5,65	5,65	5,65
Довжина робочої пари, мм		3920			
Міжсервісний інтервал, годин циркуляції	150	150-200	150-250		

### 3.1 Двигуни загального призначення

Вітчизняні двигуни цієї модифікації охоплюють діапазон зовнішніх діаметрів від 127 до 240 мм і призначені для приводу доліт діаметром 139,7-295,3 мм (табл. 3.2)

Зарубіжні двигуни представлені ширшою номенклатурою зовнішніх діаметрів від 120,6 до 286 мм.

Вітчизняні двигуни створювалися на основі багаторічного досвіду конструювання турбобурів, і в них використовувалися апробовані конструкції опорних вузлів шпіндельної секції, різьбових з'єднань, елементів з'єднання валів та ін. В той же час специфічні вузли і деталі двигунів (робочі органи, з'єднання ротора і вихідного валу, переливний клапан) не мають аналогів і розроблялися за результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень.

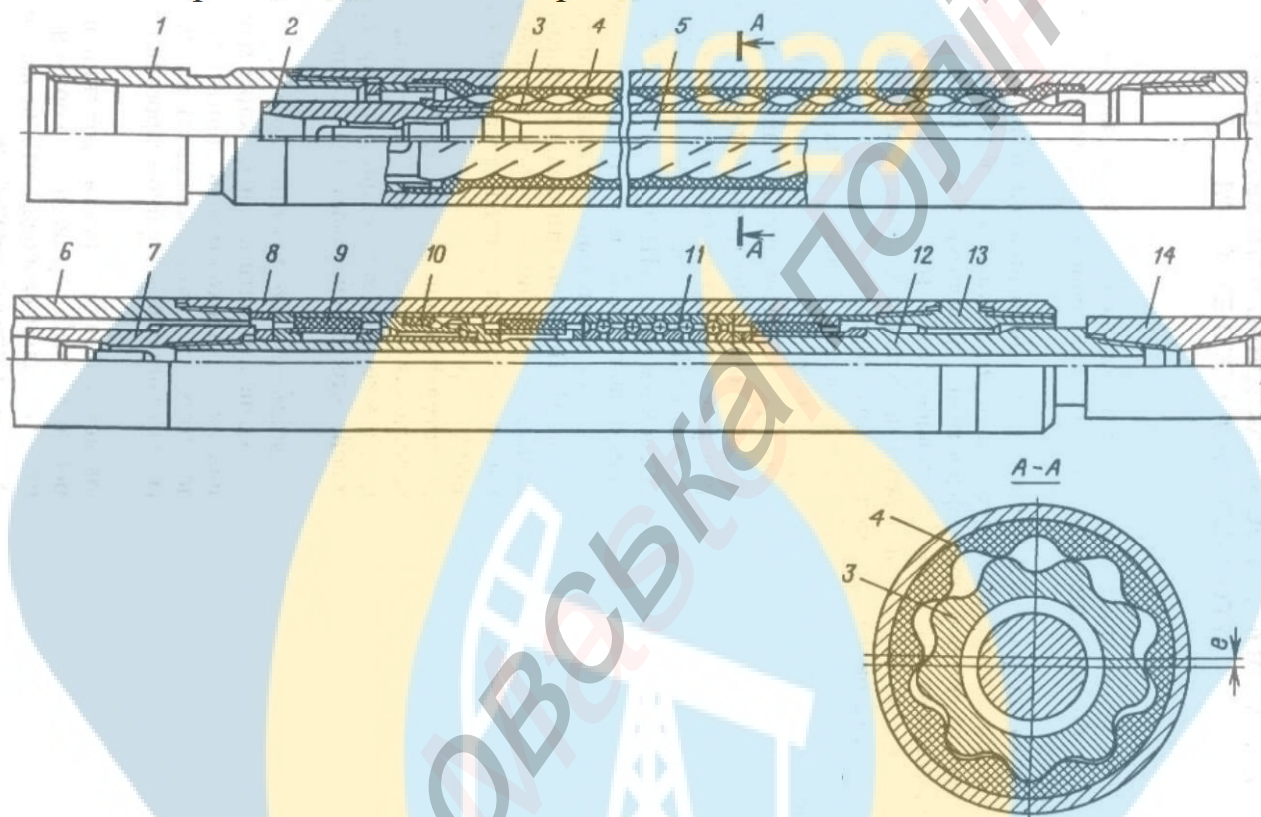
Гвинтові вибійні двигуни, ті що випускаються в Україні і за кордоном, виконуються за єдиною схемою (табл. 2.1 тип 1) і мають нерухомий статор і планетарний обертальний ротор.

Конструкція гвинтового двигуна в подовжньому і поперечному розрізах приведена на рис. 3.1. Двигун складається з двох секцій: силової і шпindelної.

Корпусні деталі секцій з'єднуються між собою замковими різьбами, а вали – за допомогою конусних, конусно-шліцьових або різьбових з'єднань. Третій вузол двигуна – переливний клапан, як правило, розміщується в автономному перевіднику безпосередньо над двигуном або між трубами бурильної колони.

Силовa секція (рис. 3.1) включає статор 4, ротор 3, з'єднання 5 ротора і вихідного валу 12 і корпусні перевідники 1 і 6.

Шпindelна секція складається з корпусу 8, валу 12 з осевим 11 і радіальним 9 опорами, наддолотного перевідника 14.



1 – верхній перевідник; 2 – муфта ротора; 3 – ротор; 4 – статор; 5 – гнучкий вал; 6 – перевідник шпindelя; 7 – муфта шпindelя; 8 – корпус шпindelя; 9 – радіальна опора; 10 – торцевий сальник; 11 – багаторядний упорно-радіальний підшипник; 12 – вал шпindelя; 13 – ніпель; 14 – наддолотний перевідник

Рисунок 3.1 – Двигун загального призначення Д2-195

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики гвинтових вибійних двигунів загального призначення

Шифр	Діаметр, мм	Довжина, мм	Маса, кг	Кінематичне відношення	Довжина активної частини статора, мм	Приєднувальні різби		Діаметр доліт, мм	Витрата рідини, л/с	Частота обертання, об/хв	Перепад тиску, МПа	Крутний момент, кН·м
						до бурильних труб	до долоту					
Д1-127	127	5800	420	9:10	2000	3-101	3-88	139,7-158,7	15-20	200-250	5,5-8,5	2,2-3,0
Д1-145	145	4670	418	7:8	1800	3-117	3-88	158,7-190,5	15-20	120-180	7,0-9,0	3,0-4,5
Д-155	155	4870	500	7:8	2100	3-133	3-117	190,5-215,9	24-30	125-160	6,5-7,5	3,5-4,0
ДМ-172	172	13000	1300	7:8	6300	3-147	3-117	190,5-215,9	18-32	180-200	8,0-10,0	6,0-7,0
ДМ1-172	172	12540	1200	7:8	5700	3-147	3-117	190,5-215,9	20-25	110-135	10,0-	6,0-7,0
ДН-172	172	3900	490	9:10	1800	3-147	3-117	190,5-215,9	25-35	80-110	4,5-7,0	4,5-6,0
ДЗ-172	172	6880	912	9:10	1800	3-147	3-117	190,5-215,9	25-35	80-110	3,9-4,9	3,1-3,7
Д5-17	172	6220	770	9:10	1800	3-147	3-117	190,5-215,9	25-35	80-110	4,5-7,0	4,5-6,0
Д5-172М	172	6720	830	9:10	2400	3-147	3-117	190,5-215,9	25-35	90-120	7,2-9,7	7,4-9,8
ДВ-172	172	5420	650	6:7	2400	3-147	3-117	190,5-215,9	24-32	180-220	6,2-9,2	5,0-6,5
Д2-195	195	6550	1100	9:10	1800	3-147	3-117	215,9-244,5	25-35	90-115	4,3-6,7	5,2-7,0
Д5-195	195	7265	1200	9:10	2400	3-147	3-117	215,9-244,5	25-35	80-110	7,9-9,9	9,5-11,0
ДЗ-195	195	7940	1300	9:10	3000	3-147	3-117	215,9-244,5	25-35	80-130	9,2-11,2	10,5-13,7
Д1-240	240	7570	1746	7:8	3000	3-171	3-152	269,9-295,3	30-50	70-130	6,0-8,0	10,0-14,0



### 3.2 Двигуни для похило-скерованого і горизонтального буріння

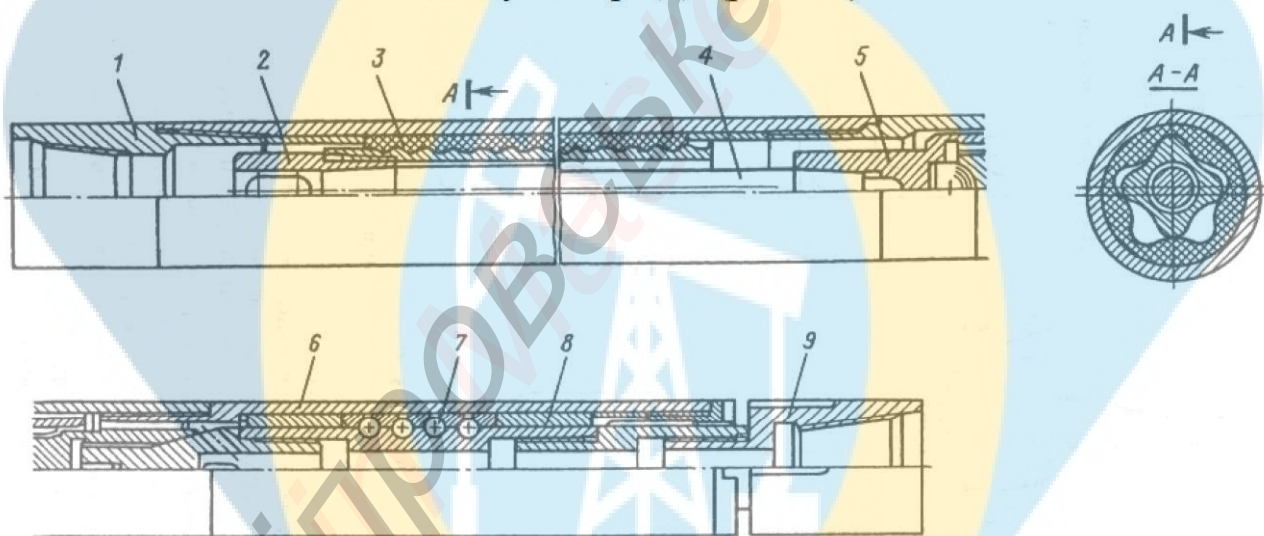
Ця серія призначена для буріння похило спрямованих (з великою інтенсивністю викривлення) і горизонтальних свердловин.

Маючи ряд конструктивних особливостей і раціональній критерій ефективності  $M/n$ , двигуни цієї серії, на відміну від турбобурів, ефективно використовуються в різних технологіях похило-спрямованого і горизонтального буріння, у тому числі при зарізанні і бурінні других (додаткових) стволів через вікно в експлуатаційній колоні.

При використанні гвинтового вибійного двигуна в горизонтальному бурінні реалізуються їх переваги в порівнянні з турбобурами, зокрема менша залежність від діаметру, а також підвищений питомий момент двигуна. Це дозволяє сконструювати силову секцію завдовжки 1-2 м із зовнішнім діаметром, істотно меншим, ніж у турбобура для аналогічних цілей.

Нова серія вибійних двигунів типу ДГ діаметром 60-172 мм створена для проводки нових горизонтальних свердловин і ремонту існуючих. При проектуванні двигунів використовувався двадцятип'ятирічний досвід конструювання гвинтових вибійних двигунів загального призначення і в той же час враховувалися вимоги технології горизонтального буріння.

Основні особливості двигунів серії ДГ (рис. 3.2):



1 – верхній перевідник; 2 – ротор в зборі; 3 – статор; 4 – гнучкий вал; 5 – шарнір; 6 – корпус шпинделя; 7 – осьова опора; 8 – радіальна опора; 9 – наддолотний перевідник

Рисунок 3.2 – Двигун для горизонтального буріння ДГ-108

– зменшена довжина, що досягається скороченням як силової, так і шпindelної секції, при цьому силова секція, як правило, виконується двокроковою, що забезпечує необхідну потужність і ресурс робочих органів;

– зменшений зовнішній діаметр (108 проти 120 мм; 155 проти 172 мм), що при збереженні оптимальних характеристик гвинтового вибійного двигуна забезпечує надійну прохідність двигуна з опорно-центруючими елементами в стволі свердловини і поліпшену гідродинамічну ситуацію в затрубному просторі;

– різноманіття механізмів викривлення корпусу (жорсткий викривлений перевідник, регульований перевідник, корпусні шарніри з однією або двома ступенями свободи) що дозволяє використовувати різні технології проводки свердловин;

– можливість розміщення на корпусі двигуна опорно-центруючих елементів;

– вдосконалене з'єднання ротора і валу шпинделя, що гарантує надійну роботу з великими кутами перекосу.

Технічна характеристика двигунів серії ДГ і інших модифікацій представлена в табл. 3.3. Розроблено декілька варіантів компоновань гвинтового вибійного двигуна для горизонтального буріння (рис. 3.3):

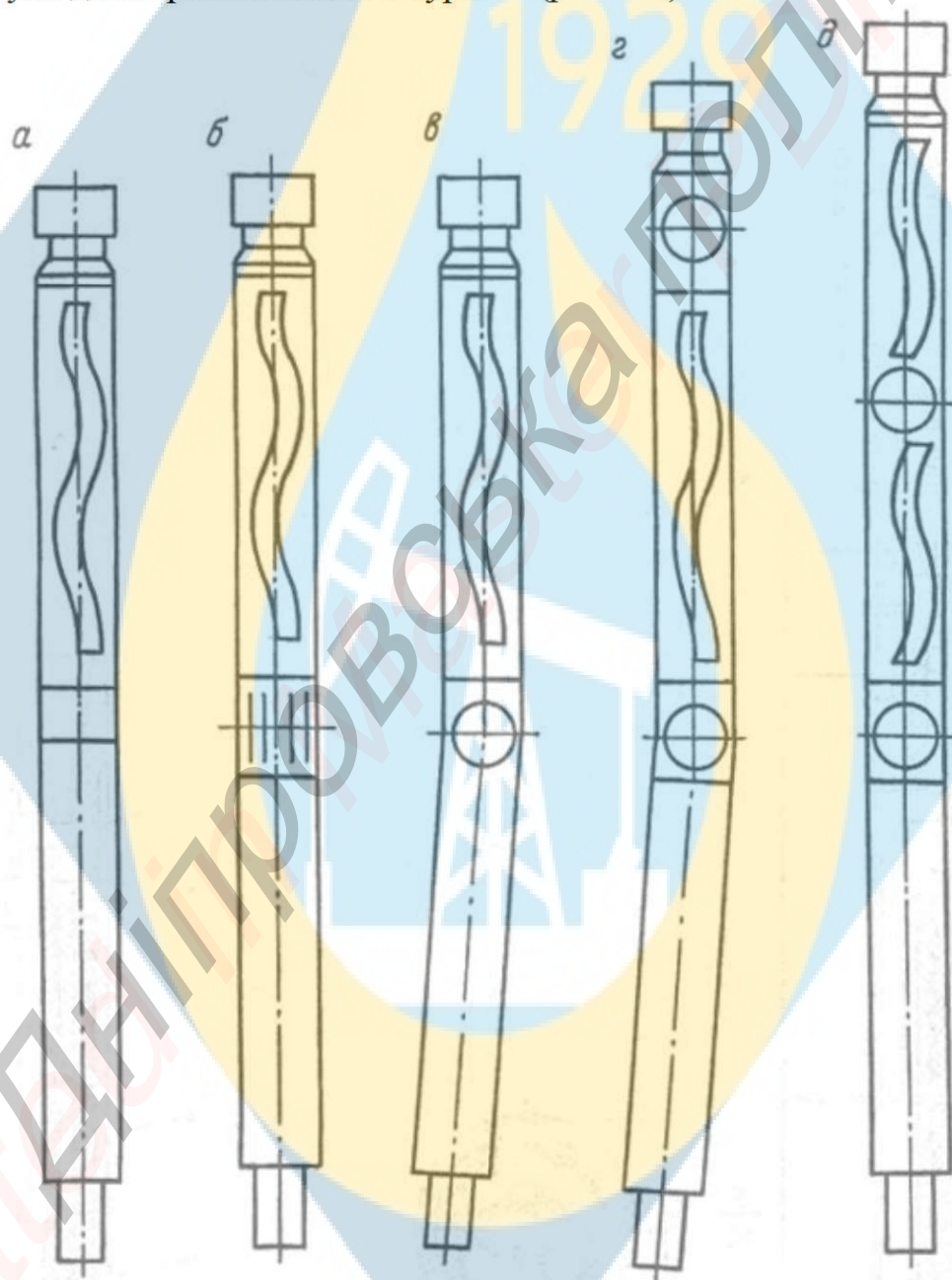


Рисунок 3.3 – Схема компоновань гвинтового вибійного двигуна для горизонтального буріння

Таблиця 3.3 – Технічні характеристики гвинтових вибійних двигунів для похило-спрямованого і горизонтального буріння

Шифр двигуна	Зовнішній діаметр, мм	Довжина, мм	Маса, кг	Кінематичне відношення	Довжина активної частини стагору, мм	Приєднувальні різьби		Діаметр доліт, мм	Витрата рідини, л/с	Частота обертання, об/хв	Перепад тиску, МПа	Крутний момент, кН·м	Максимальний кут перекосу, градус
						до бурильних труб	до долоту						
ДГ-60	60	2300	34	5:6	755	3-42	3-42	76,0-98,4	1-2	180-360	4,5-5,5	0,06-0,08	1,5
ДО-88	88	3570	85	5:6	1080	3-66	3-66	112,0-120,6	5-7	180-300	5,8-7,0	0,4-0,6	5
ДГ-95	95	2640	41	6:7	1420	3-76	3-76	112,0-139,7	6-10	120-200	4,5-6,0	0,6-0,9	4,0
ДГУ-95	95	4500	150	6:7	1420	3-76	3-76	112,0-139,7	6-10	120-180	4,0-5,0	0,6-0,9	4,0
ДГ-105	106	2355	120	6:7	1000	3-88	3-76	120,6-139,7	6-10	170-240	5,0-8,0	0,6-1,0	5
ДГ-108	108	2565	147	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-151,0	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3	4
ДГ-155	155	4330	466	7:8	2100	3-133	3-117	190,5-215,9	24-30	125-160	6,5-7,5	3,5-4,0	3,5
ДГ-172	172	3870	455	6:7	1460	3-147	3-117	190,5-215,9	24-35	150-190	5,8-7,8	3,5-4,0	3

- "жорстке" компоування (рис. 3.3, а) з прямим або викривленим жорстким перевідником між силовою і шпindelною секціями;
- компоування з регульованим на поверхні викривленим жорстким перевідником (рис. 3.3, б);
- компоування з корпусними шарнірами;
- компоування односекційного гвинтового вибійного двигуна з шарніром (з одним ступенем свободи) між силовою і шпindelною секціями (рис. 3.3, в);
- компоування односекційного гвинтового вибійного двигуна з шарніром між силовою і шпindelною секціями і шарніром (з двома ступенями свободи) між двигуном і бурильною колоною (рис. 3.3, г);
- компоування багатосекційного гвинтового вибійного двигуна з шарнірами між секціями (рис. 3.3, д).

Варіюючи геометричними параметрами розглянутих компоувань, а також діаметром і місцезнаходженням опорноцентруючих елементів на корпусі двигуна, можна проводити буріння горизонтальних і похило-спрямованих свердловин по заданому радіусу (від 10 до 100 м і більш).

За кордоном буріння горизонтальних свердловин здійснюється, як правило, двигунами діаметром 120,6 і 172 мм. У табл. 3.4 приведена технічна характеристика двигунів діаметром 120,6 мм чотирьох ведучих зарубіжних компаній.

Таблиця 3.4 – Технічна характеристика двигунів діаметром 120,6 мм (43/4") зарубіжних фірм

Показник	Halliburton		Drilex	Baker Hughes			Schlumberger	
	F 2000S	F 2000H	D475	Navi Drill			Anadrill	A 475 M
				Mach 1	Mach 2	Mach3		
Зовнішній діаметр, мм	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6
Рекомендований діаметр свердловини, мм	149-200	152-200	149-200	149-200	149-200	149-200	149-178	149-178
Довжина, мм	6500	7800	6490	5600	6900	5300	5090	5090
Кінематичне відношення	5:6	1:2	5:6	5:6	1:2	1:2	4:5	7:8
Витрата рідини, л/с	11,3-15,7	9,5-18,9	6,3-15,8	5-15	5-16,7	5-13,3	6,3-15,8	6,3-15,8
Частота обертання, об/хв	95-125	350-550	140-350	100-300	195-650	280-750	70-277	37-123
Крутний момент, Нм	1900	950	200-2400	1600	1000	720	1230	1360
Перепад тиску, МПа	1,4-2,0	1,4-3,0	5,4-6,8	5,0-8,0	5,0-8,0	5,0-8,0	3,5	2,5

### 3.3 Двигуни для ремонту свердловин

Двигуни, вживані при ремонті нафтових і газових свердловин, випускаються із зовнішнім діаметром 108 мм і менше.

Діапазон зовнішніх діаметрів, конструкція двигунів, а також їх характеристики дозволяють використовувати ці машини для всіляких бурових робіт, що зустрічаються при ремонті свердловин.

Гвинтові вибійні двигуни використовуються при розбурюванні цементних мостів, піщаних і гідратів пробок, фрезеруванні труб, кабелів електрозанурювальних насосів і інших предметів. Ці двигуни можуть виробляти буріння як усередині насосно-компресорних труб, так і усередині експлуатаційних колон. При проведенні капітального ремонту усередині колон може використовуватися також двигун Д1–127. За своєю конструкцією гвинтові вибійні двигуни для ремонту свердловин принципово не відрізняються від двигунів загального призначення.

Найбільші можливості має багатофункціональний двигун ДК-108, розроблений ВНДІБТ. Особливістю цього двигуна є широкий діапазон його характеристик, що забезпечується наявністю в комплекті трьох модифікацій робочих органів з різними робочими об'ємами, що дозволяє використовувати ці гвинтові вибійні двигуни для різноманітних видів ремонтно-відновних робіт при капітальному ремонті свердловин.

Показники вітчизняних двигунів приведені в табл. 3.5. У табл. 3.6 дається інформація про двигуни для ремонту свердловин ряду зарубіжних компаній.

Таблиця 3.5 – Технічна характеристика гвинтових вибійних двигунів для ремонту свердловин

Шифр	Діаметр, мм	Довжина, мм	Маса, кг	Кінематичне відношення	Довжина активної частини статора, мм	Приєднувальні різби		Діаметр доліт, мм	Витрата рідини, л/с	Частота обертання, об/хв	Перепад тиску, МПа	Крутний момент, кН·м
						до бурильних труб	до долоту					
Д-35	35	1600	15	4:5	560	За замовленням	За замовленням	Спец. долото	0,8-1,0	450	4,0-5,0	0,02-0,025
Д-48	48	1850	18	7:8	685	3-42	3-42	59-76	1,2-2,6	245-400	4,0-5,0	0,08-0,1
Д1-54	54	1890	27	5:6	530	3-42	3-42	59-76	1,0-2,5	180-450	4,5-5,5	0,07-0,11
Д-85	88	3230	110	9:10	870	3-66	3-66	98,4-120,6	5,0-7,0	225-290	4,0-5,0	0,5-0,6
Д1-88	88	3225	110	5:6	1220	3-66	3-66	98,4-120,6	4,5-7,0	160-300	5,8-7,0	0,8-0,95
Д-95	95	3000	90	6:7	1420	3-76	3-76	112,0-139,7	6-10	120-180	4,0-5,0	0,6-0,9
Д1-105	106	3740	180	5:6	1500	3-88	3-76	120,6-151,0	6-10	155-230	5,0-8,0	0,8-1,4
Д-106	106	4200	215	7:8	2000	3-88	3-76	120,6-151,0	4-12	35-125	4,0-8,0	0,9-2,0
Д1-106	106	5255	275	7:8	2000	3-88	3-76	120,6-151,0	4-12	35-125	4,0-8,0	0,9-2,0
Д-108	108	2900	150	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-151,0	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3
ДК-108-1	108	5000	250	14:15	1400	3-88	3-88	120,6-139,7	3-6	20-40	5,5-7,5	2,0-2,7
ДК-108-2	108	3000	150	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-139,7	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3
ДК-108-3	108	3000	150	4:5	1400	3-88	3-88	120,6-139,7	6-12	120-240	3,0-5,0	0,5-0,8
Д1-108	108	3110	170	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-151,0	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3
Д-110	110	4200	235	9:10	2000	3-88	3-76	120,6-151,0	4-12	25-100	3,0-7,5	1,1-2,3
Д-120	120	3735	245	7:8	2000	3-88	3-88	139,7-151,0	8-12	90-125	6,0-9,0	1,5-2,5

Таблиця 3.6 – Технічна характеристика двигунів для ремонту свердловин деяких зарубіжних фірм

Показник	Drilex		Sperry – Sun		Computalog		Halliburton	
	D237	D350	13/4”	3 3/8”	2 7/8”	33/4”	13/4 “	2 3/8 “
Зовнішній діаметр, мм	60	89	45	86	73	95	45	60
Рекомендований діаметр доліт, мм	73-89	98-114	48-70	98-121	76-114	117-156	48-70	70-102
Довжина, мм	2780	3140	3755	5650	2950	5460	2410	2960
Кінематичне відношення	5:6	9:10	1:2	7:8	5:6	5:5	1:2	1:2
Витрата рідини, л/с	2-2,6	5-7	0,6-1,3	2-7	1,3-5	5-10	1,1-1,4	1,3-1,8
Частота обертання, об/хв	430-560	345-380	310-620	50-175	60-420	90-220	550-810	810-1100
Крутний момент, Н·м	130-160	410-540	34	926	278	1060	33	61
Перепад тиску, МПа	4-5	4,2-5,8	19,6	33,1	3,4	3,4	4,1	6,9

## 4 ЕЛЕМЕНТИ КОНСТРУКЦІЙ ДВИГУНІВ І ЇХ КОМПОНУВАНЬ

### Робочі органи

Незважаючи на різноманіття типорозмірів гвинтових двигунів, їх робочі органи мають загальні особливості:

1. Робочі органи виконуються за однією кінематичною схемою: нерухомий статор і планетарний рухомий ротор, що знаходиться усередині нього.

2. Напрямок гвинтової поверхні робочих органів – лівий, що забезпечує завертання реактивним моментом корпусних різьб гвинтового вибійного двигуна і різьб бурильних труб.

Залежно від заданих характеристик двигуна робочі органи виконуються як з однозахідним, так і з багатозахідним ротором.

Ротори виготовляються з корозійностійкої або легованої сталі зі зносостійким покриттям, а обкладання статора – з еластомеру (переважно гуми), що має опірність абразивному зношуванню і працездатністю в середовищі бурового розчину.

У вітчизняних двигунах першого покоління (Д1-172, Д2-172, Д2-172М), що випускалися в 70-х роках, робочі органи мали незначну довжину, що не перевищувала 1-1,5 кроку гвинтової поверхні статора. У двигунах другого покоління, що випускаються з початку 80-х років, довжина робочих органів складає 2-3 кроки статора.

Найбільш перспективна монолітна конструкція робочих органів, що забезпечує простоту і малодетальність машин. Збільшення активної довжини монолітної робочої пари обмежується технологічними можливостями ливарно-пресового устаткування при виготовленні статора.

За кордоном в двигунах застосовуються робочі органи протяжністю 5 і більше кроків.

Робочі органи гвинтового вибійного двигуна комплектуються з натягом. Значення натягу залежить від діаметральних і осьових розмірів робочих органів, властивостей бурового розчину і матеріалу обкладання статора і чинить істотний вплив на характеристики і довговічність двигуна.

У зв'язку з появою термостійкої гуми, що найбільшою мірою відповідає вимогам експлуатації вибійних двигунів, ряд західних компаній розробили рекомендації по вибору натягу в робочих органах і режиму навантаження гвинтового вибійного двигуна з урахуванням температурного чинника (табл. 4.1).

### Шпindel

Усі вітчизняні гвинтові двигуни, починаючи з перших зразків, випускаються в шпindelному виконанні. Під терміном "шпindel" мається на увазі автономний вузол двигуна з вихідним валом з осьовими і радіальними підшипниками. В більшості випадків шпindel може бути від'єднаний без демонтажу силової секції, при необхідності і на буровій.

Шпindelі вітчизняних гвинтових вибійних двигунів виконуються немастилонаповненими. Усі вузли тертя змащуються і охолоджуються буровим розчином. Відмова від використання мастилонаповнених і герметизованих шпindelів пояснюється як традиційним підходом до конструювання вибійних дви-



гунів – турбобурів, так і практичною доцільністю мати гідромашину, що має приблизно рівний ресурс окремих вузлів.

Таблиця 4.1 – Залежність режиму роботи гвинтових вибійних двигунів від температурних умов (рекомендації фірми "Spergy-Sun")

Робоча температура, °С	Максимальний робочий перепад тиску, % від номінального навантаження			
	Звичайний еластомер	Звичайний еластомер з компенсацією температурного розширення гуми	Високотемпературний еластомер	Високотемпературний еластомер з компенсацією температурного розширення гуми
38-54	100	Не використовується	Не використовується	Не використовується
54-77	80	100	Те ж	Те ж
77-99	60	80	100	"
99-116	Не використовується	65	80	100
116-132	Те ж	50	65	85
132-149		Не використовується	50	65
149-160	"	Те ж	Не використовується	60
160-177	"	"	Те ж	Не використовується

Шпindel є одним з головних вузлів двигуна. Він передає крутний момент і осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, сприймає реакцію вибою і гідравлічне осьове навантаження, діюче в робочих органах, а також радіальні навантаження від доліт і шарнірного з'єднання (гнучкого валу). У ряді випадків при використанні доліт гідромоніторів, шпindel повинен виконувати функції ущільнення вихідного валу, дозволяючи створювати необхідний перепад тиску в насадках долота.

Найбільш поширена конструкція шпинделя (рис. 4.1) включає монолітний порожнистий вал, сполучений за допомогою наддолотного перевідника в нижній частині з долотом, а за допомогою муфти у верхній частині – з шарніром (чи гнучким валом). Для сприйняття осьових навантажень використовуються як упорно-радіальні, так і упорні підшипники.

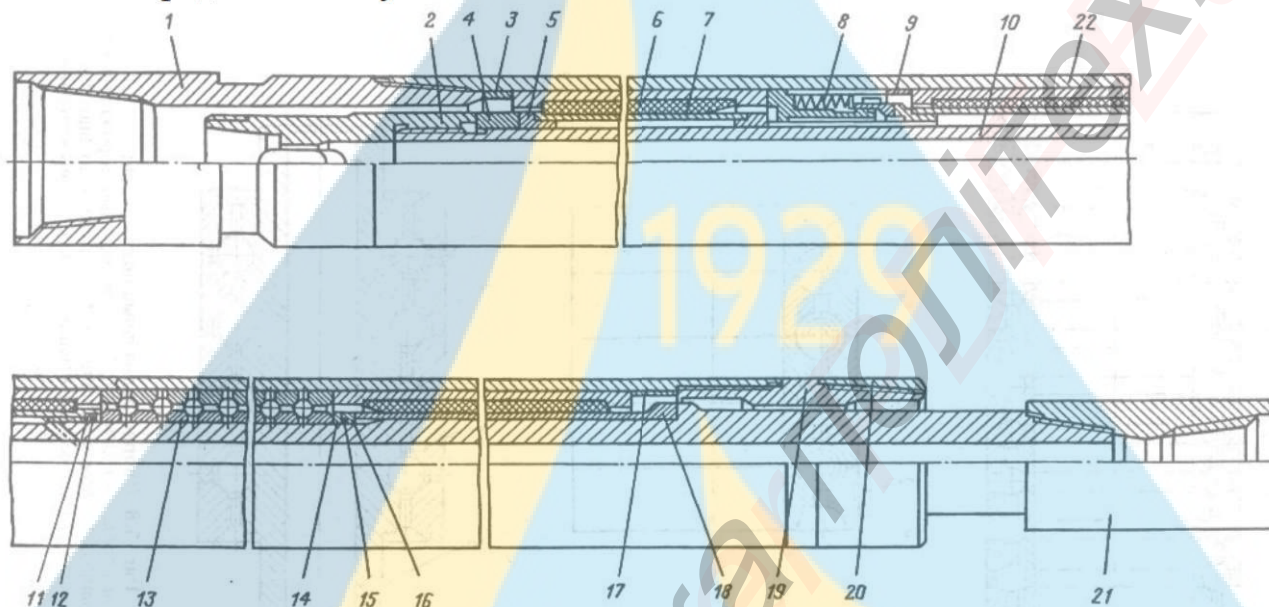
Підшипники виконуються багаторядними і зберігають працездатність при виробленні проміжку (люфту) до 5-7 мм.

У вітчизняних двигунах застосовуються упорно-радіальні підшипники кочення:

– з конічними доріжками кочення (серія 128700), які використовуються в двигунах із зовнішніми діаметрами 105, 108, 195 і 240 мм;

– з тороїдними доріжками кочення (серія 296000), які використовуються в двигунах із зовнішніми діаметрами 85, 88 і 127 мм;

– з комбінованими доріжками кочення, які використовуються в двигунах Д-48, Д1-54, ДГ-95, ДГ-108. Для збільшення здатності навантаження при одночасному спрощенні конструкції тороїдні доріжки для куль цих опор розташовані безпосередньо на валу.



1 – перевідник нижній; 2 – муфта; 3 – втулка регулювальна; 4 – кільце регулювальне; 5, 11 – втулка підкладна; 6 – опора нижня; 7 – втулка нижньої опори; 8 – сальник торцевий; 9, 12 – кільце; 10 – вал шпинделя; 13 – пакет упорних підшипників; 14, 18 – втулка упорна; 15 – кільце; 16 – втулка кільця ущільнювача; 17 – втулка регулювальна; 19, 21 – перевідник; 20 – гайка; 22 – корпус

Рисунок 4.1 – Шпindelна секція

У деяких модифікаціях двигунів діаметром 172 мм використовувалися упорні підшипники кочення з тороїдними доріжками і гумовим компенсатором типу ШШО (серія 538900).

Механізм дії багаторядної опори розглянемо на прикладі підшипника типу ШШО, один ступінь якого показаний на рис. 4.2.

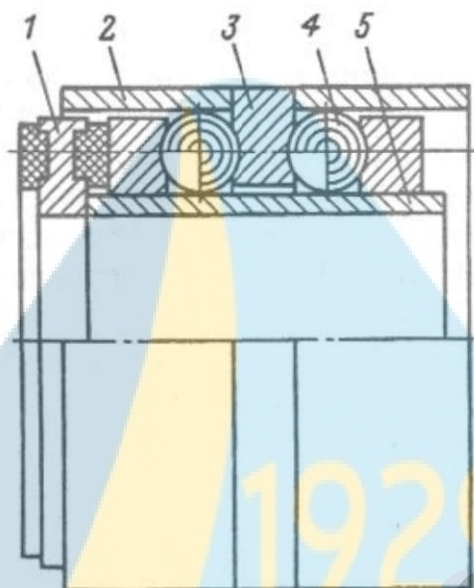


Рисунок 4.2 – Ступінь багаторядного упорного підшипника кочення з гумовим компенсатором типу ІШШО

Середнє кільце 1 подвійного підшипника закріплене в корпусі за допомогою зовнішніх обойм 2, а крайні кільця 3 розташовані на зовнішній поверхні внутрішньої втулки 4, яка затискається на валу шпинделя разом з гумометалевим компенсатором 5. Осьове навантаження передається з корпусу на вал шпинделя через гумові подушки компенсаторів 5 і кулі, в результаті забезпечується рівномірний розподіл навантаження по рядах опори і демпфування динамічних навантажень.

Деталі підшипників кочення виконуються із спеціальної підшипникової сталі марки 55СМА або 55СМА5ФА (ТУ 14-1-3189-81) з межею плинності  $\sigma \geq T 1100$  МПа і ударною в'язкістю  $\alpha \geq 800$  кДж/м<sup>2</sup>.

Твердість кілець, що контактують з кулями, – 45-47 HRC, а самих куль – 58-62 HRC.

У деяких конструкціях шпинделів гвинтових вибійних двигунів використовуються багаторядні упорні підшипники ковзання непроточного типу. Вибір типу осьових підшипників залежить від умов експлуатації гвинтового вибійного двигуна. Багаторічні стендові і промислові випробування підтвердили переваги гумометалевих упорних підшипників ковзання при експлуатації двигунів в абразивному середовищі і при високих навантаженнях. Недолік підшипників ковзання – підвищені механічні втрати, особливо при невисоких частотах обертання.

Деяке зменшення механічних втрат спостерігається в під'ятниках з так званою "втопленою" гумою.

У п'ятках використовується гума марки ІРП-1226, а робочі поверхні дисків, що контактують з ними, виконуються з цементованої сталі, загартованої до твердості HRC 45-48.

**Радіальні підшипники** шпинделя в більшості випадків представлені парою тертя ковзання. Нерухомий елемент виконується у вигляді гумометалевої

деталі, робоча еластична поверхня якої має профільні канавки. Деталь у відповідь – металева, її робоча поверхня схильна до зміцнення.

У двигунах для похило-спрямованого і горизонтального буріння радіальні підшипники виконуються у вигляді пари тертя "метал-метал". Зважаючи на підвищені радіальні навантаження, властиві гвинтовим вибійним двигунам цього класу (внаслідок дії сили, що відхиляє, на долото), цей вузол є одним з самих недовговічних, таких, що визначають міжремонтний період двигуна в цілому.

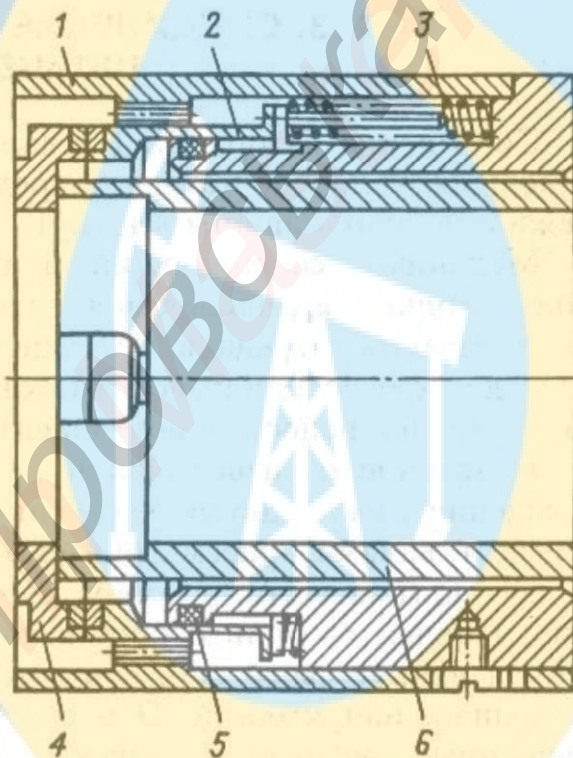
Розмір проміжку в радіальних опорах визначається можливою точністю виготовлення деталей, а також необхідним витокотом рідини для охолодження опори.

У зарубіжних двигунах для підвищення довговічності нерідко застосовуються радіальні металеві опори, армовані твердим сплавом або елементами синтетичних алмазів.

#### Ущільнення вихідного валу

Для використання доліт гідромоніторів у вітчизняних гвинтових вибійних двигунах практичне застосування отримали чотири варіанти ущільнень :

– торцевий сальник, що встановлюється у верхній частині шпинделя нижче за радіальну опору. Використовується в двигунах діаметром 172 і 195 мм (рис. 4.3);



1 – втулка в корпусі шпинделя; 2 – нерухомий елемент сальника;  
3 – пружина; 4 – рухливий елемент сальника; 5 – ущільнення; 6 – втулка  
Рисунок 4.3 – Торцевий сальник

– багаторядний упорний підшипник ковзання, що ефективно виконує роль ущільнення (званий п'ятою-сальником). Використовується в двигунах діаметром 172-240 мм;

– лабіринтове ущільнення, що виконує роль пристрою, що дроселює;

– упорно-радіальні підшипники з гумовими тороїдними кільцями, що встановлюються замість одного ряду куль.

Два останні варіанти використовуються в досвідчених конструкціях гвинтових вибійних двигунів.

У зарубіжних двигунах з мастилонаповненими шпинделями ущільнення валу входить в конструкцію гідрозахисту.

При експлуатації гвинтових вибійних двигунів велика увага приділяється вибору раціональних режимів роботи двигунів, що забезпечують розвантаження і ефективне охолодження осьових опор.

### **З'єднання ротора і валу шпинделя**

З'єднання ротора гвинтового вибійного двигуна і валу шпинделя є одним з основних вузлів двигуна, що визначає довговічність і надійність гідромашини в цілому.

Механізм, що сполучає планетарний рухомий ротор з валом, що концентрично обертається, працює в тяжких умовах. Окрім передачі крутний момент, і осьової сили, цей вузол повинен сприймати складну систему сил в робочих органах, що характеризується непостійною орієнтацією ротора. На відміну від відомих в техніці з'єднань, які передають обертання між двома неспіввісними концентричними валами, що обертаються, дане з'єднання в гвинтовому вибійному двигуні є сполучною ланкою з ротором, що здійснює планетарний рух. Причому за один оборот вихідного валу ротор  $Z_1$  обертається навколо своєї осі, відповідно здійснюючи  $Z_1$  циклів змінної напруги. Ці обставини зумовлюють підвищені вимоги до циклічної міцності з'єднання, особливо при використанні багатозахідних гвинтових вибійних двигунах.

Своєрідні умови роботи з'єднання і неможливість перенесення безпосередньо з інших галузей техніки готового технічного рішення зумовили різноманіття компоновань цього вузла. Принципово можуть бути використано чотири типи з'єднань на базі:

- деформації одного або декількох елементів конструкції;
- забезпечення свободи переміщення ротора за рахунок введення елементів з відносно великим люфтом;
- шарнірних з'єднань;
- гнучкого валу (торсіона).

Перший і другий типи з'єднання зважаючи на істотні питомі навантаження в гвинтових вибійних двигунах не знайшли застосування.

### **Шарнірні з'єднання**

Гвинтові вибійні двигуни пройшли еволюцію від застосування пальцевих шарнірів (аналогічних автомобільним) до – спеціальних конструкцій, найбільш пристосованих для передачі динамічного осьового навантаження і крутного моменту.

У першому поколінні вітчизняних гвинтових вибійних двигунів застосовувалися двохшарнірні з'єднання зубчастого типу з центральною кулею. Вони використовувалися для передачі крутних моментів до 7 кНм при частоті обертання до 200 об/хв. Ексцентриситет з'єднання доходив до 5 мм. Відомі різновиди такого з'єднання для гвинтового вибійного двигуна з розділеним потоком,

що дозволяють через його внутрішню порожнину пропускати рідину високого тиску.

Шарнірні з'єднання гвинтового вибійного двигуна працюють, як правило, в середовищі абразивних рідин. Тому надійна герметизація шарнірів є одним з основних напрямів підвищення їх працездатності. Проблема герметизації ускладнюється тим, що порожнини, які вимагається ізолювати, обертаються навколо зміщених осей в умовах вібрації і значного гідростатичного тиску. Тому герметизуючі елементи мають бути гнучкими і міцними при циклічному навантаженні, а пристрій для герметизації в цілому простим і надійним.

Спочатку в шарнірах використовувалися прості гумові ущільнення, надалі стали застосовувати ущільнення сільфонного і манжетного типів (рис. 4.4).

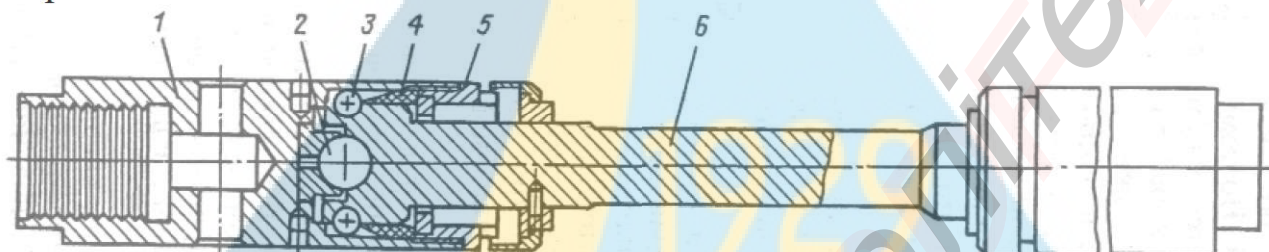


1 – напівмуфта; 2 – гайка; 3 – манжет; 4 – втулка;  
5 – куля; 6 – корпус; 7 – сполучна труба  
Рисунок 4.4 – Двохшарнірне з'єднання

Заслугує на увагу оригінальна система мастила шарнірів під тиском, яка включає підпружинений поршневий лубрикатор, що встановлюється у внутрішній порожнині труби, що сполучає голівки шарнірів. Тим самим внутрішня порожнина шарнірів постійно знаходиться під надлишковим, по відношенню до перекачаного середовища, тиском.

Зарубіжні компанії також використовують двохшарнірні з'єднання.

Різновид конструкції, використовуваної в двигуні "Anadrill", приведений на рис. 4.5.



1 – корпус; 2 – центральна куля; 3 – периферійна куля; 4 – ущільнення;  
5 – гайка; 6 – сполучний вал

Рисунок 4.5 – Двохшарнірне з'єднання "Anadrill"

### Гнучкі вали

Істотний крок, що вплинув на підходи до конструювання гвинтового вибійного двигуна в цілому, був зроблений в середині 70-х років, коли у ВНДІБТ була розроблена конструкція гнучкого валу, яка захищена патентами СРСР і інших країн. На відміну від шарнірів в гнучких валах зовнішнє тертя деталей замінюється на внутрішнє тертя матеріалу валу.

На початок 90-х років в більшості типорозмірів гвинтових вибійних двигунів, що випускалися в СНД, для з'єднання ротора і вихідного валу застосовувалися гнучкі вали. У двигунах із зовнішнім діаметром 88 мм і гнучкіший вал розміщується в розточуванні ротора, а в малогабаритних двигунах – нижче за ротор.

В більшості випадків гнучкий вал гвинтового вибійного двигуна є металевим стержем круглого перерізу з потовщеними кінцями (рис. 4.6). На кінцях виконуються приєднувальні елементи: гладкий конус або конічна різьба. Іноді гнучкий вал виконується порожнистим з крізним циліндричним каналом для підведення робочої рідини високого тиску безпосередньо до долота.

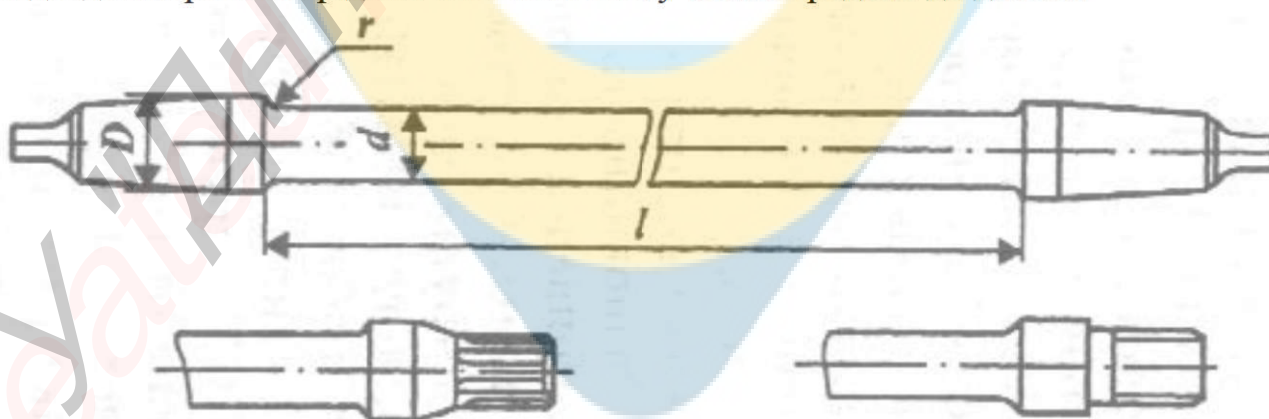


Рисунок 4.6 – Конструкція гнучких валів

Для підвищення циклічної міцності в місці переходу від закладення до робочої частини валу є конус з кутом  $5-15^\circ$  або галтель з відношенням радіусу галтелі  $r$  до діаметру валу  $d$  в межах  $0,1-0,2$ . Крім того, застосовуються технологічні методи поверхневого зміцнення.

Найбільш поширений поверхневий наклеп (обкатка роликками або обдування дробом), яке сприяє утворенню стискувочої залишкової напруги, що сприятливо позначається на опорі втоми.

Залежно від типорозміру двигуна діаметр гнучких валів змінюється в діапазоні  $18-70$  мм, а довжина –  $500-3000$  мм.

Переваги використання гнучких валів полягають в простоті конструкції і високої технологічності, великому терміні служби, сумірним з ресурсом корпусних деталей двигуна, а також можливості реалізації різних компонок двигунів.

У 90-і роки західні компанії услід за фірмою "Drilex", що випускає двигуни за вітчизняною ліцензією, також стали використовувати гнучкі вали. Для їх виготовлення окрім сталей використовують титанові сплави і склопластики.

Досвід експлуатації двигунів в похило-спрямованому і горизонтальному бурінні виявив недостатню стійкість гнучких валів при кутах перекосу секцій більше  $1^\circ 30'$ . У зв'язку з цим двигуни типу ДГ стали оснащувати шарнірно-торсіонними з'єднаннями.

### **Клапани**

Об'ємний принцип дії гвинтових двигунів зумовив необхідність оснащення їх спеціальними клапанами. У більшості двигунів вони є автономним вузлом, а іноді вбудовані в ротор.

**Переливний клапан** призначений для сполучення внутрішньої порожнини бурильної колони із затрубним простором при спускно-піднімальними операціями. Застосування клапана зменшує гідродинамічну дію на вибій при спуску і підйомі колони, а також усуває холосте обертання двигуна при цих операціях.

Розроблені і використовуються декілька конструкцій переливних клапанів. У одній з них, що не має деталей, що лінійно переміщуються, як замочний елемент застосована гумова манжета, що деформується за рахунок падіння тиску при русі рідини в щілині клапана. Клапан встановлюється у верхній частині порожнистого ротора.

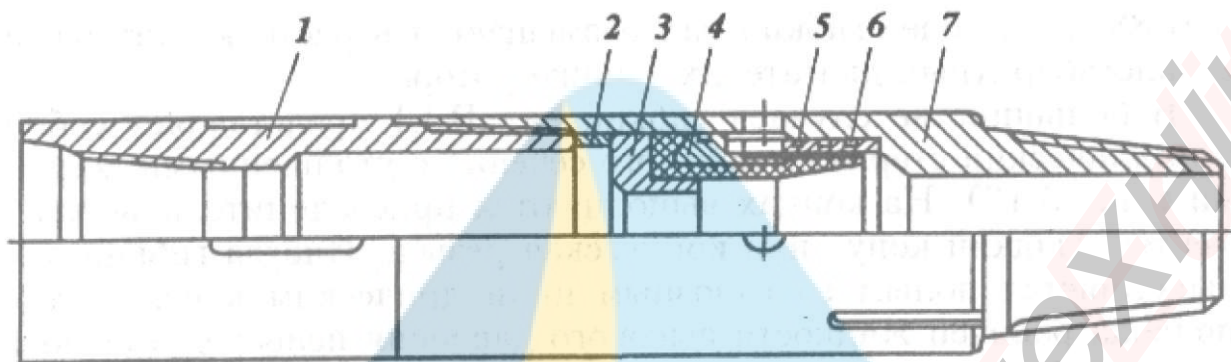
Серйозний недолік цієї схеми – неможливість визначення витоку при випробуванні клапана на гирло свердловини.

Пермською філією ВНДІБТ була розроблена модернізована конструкція клапана (рис. 4.7), вживана в декількох типорозмірах гвинтових вибійних двигунів.

У конструкції переливний клапана в перших моделях двигунів діаметром  $240$  і  $172$  мм і елемент ущільнювача клапана запозичений від бурового насоса. Виконання основних функцій клапана забезпечує спеціальна гідравлічна коробка (рис. 4.8).

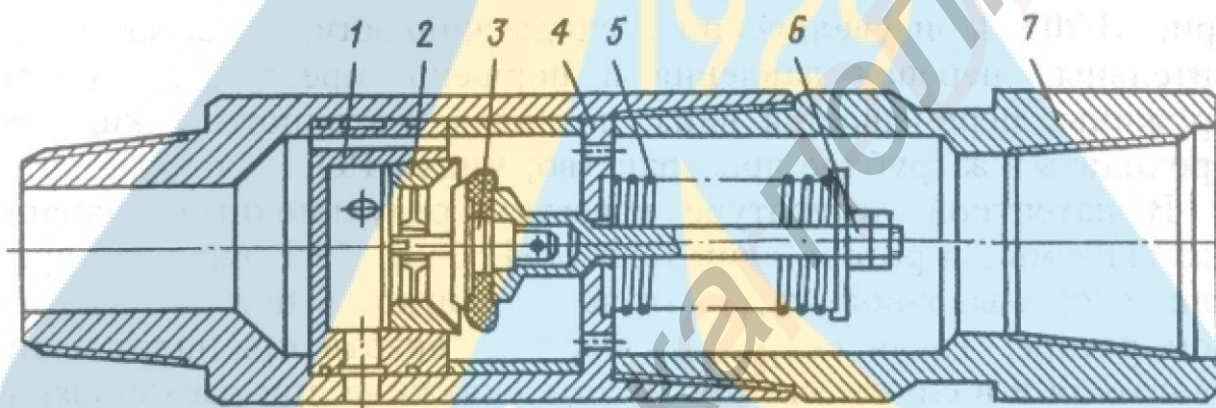
У зарубіжних двигунах повсюдно використовуються золотникові клапани (рис. 4.9).





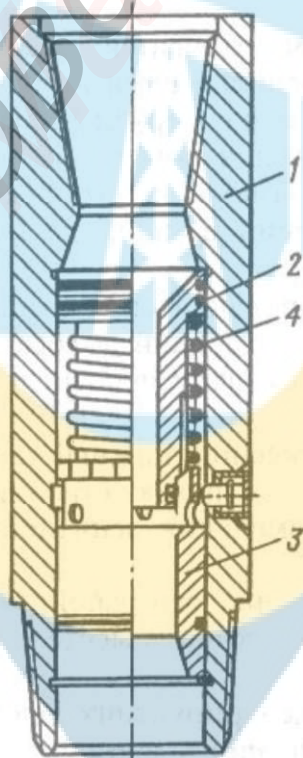
1 – перевідник; 2 – кільце; 3 – упор; 4 – армована манжета;  
5 – втулки; 6 – ущільнення корпус

Рисунок 4.7 – Переливний клапан для двигуна Д1-105



1 – гідравлічна коробка; 2 – сідло; 3 – клапан; 4 – корпус;  
5 – пружина; 6 – шток; 7 – перевідник

Рисунок 4.8 – Переливний клапан для двигуна Д-240

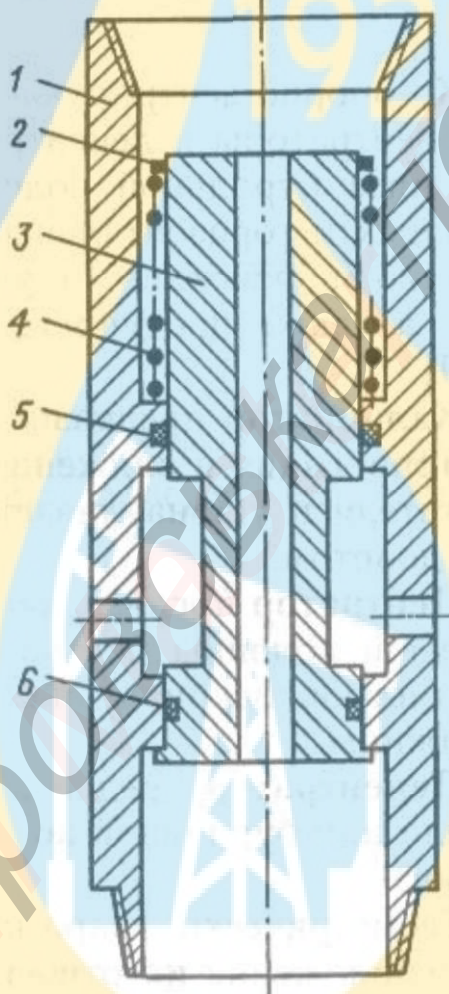


1 – корпус; 2 – поршень; 3 – сідло; 4 – пружина

Рисунок 4.9 – Переливний клапан для двигуна "Dyna-Drill"

Спроби використовувати подібні клапани в середовищі вживаних в Україні бурових розчинів виявилися невдалими: спостерігався швидкий знос і нестабільне закриття клапана.

**Редукційні клапани** застосовуються у виняткових випадках, коли з технологічних міркувань вимагається збільшити витрату рідини для очищення вибою і затрубного простору. Вони є альтернативою насадці в роторі. Редукційний клапан ВНДБТ для двигуна діаметром 95 мм встановлюється в автономному перевіднику вище за робочі органи (рис. 4.10). При збільшенні витрати рідини створюється додатковий перепад тиску і поршень, долаючи зусилля пружини, переміщається вниз, дозволяючи частині потоку рідини проходити в затрубний простір, минувши робочі органи.



1 – корпус; 2 – упорна шайба; 3 – поршень; 4 – пружина; 5, 6 – ущільнення  
Рисунок 4.10 – Редукційний клапан двигуна ДГУ-95

У патентній літературі відомі редукційні клапани, що розміщуються в роторі двигуна. Вони забезпечують циркуляцію промивальної рідини через двигун при загальмованому роторі. Така ситуація може виникати при шламунанні двигуна і у разі його прихвату у свердловині при ходінні інструменту знижується знос робочих органів.

Циркуляція досягається тим, що клапан забезпечений діафрагмою, розташованою у верхньому торці порожнистого ротора, і бойком, жорстко пов'язаним з підпружиненим порожнистим поршнем.

### **Опорно-центруючі елементи**

До опорно-центруючих елементів відносяться калібратори, центратори і децентратори. Вони використовуються в компонованнях низу бурильної колони при проводці вертикальних, похилих і горизонтальних свердловин в цілях підвищення якості ствола свердловини і управління параметрами його викривлення, а також попередження ускладнень в процесі буріння.

**Калібратор** призначений для калібрування ствола свердловин, центрування і зниження поперечних коливань долота і валу двигуна і встановлюється на вихідному валу безпосередньо над долотом.

**Центратор** призначений для центрування нижньої частини бурильної колони і вибійного двигуна з метою стабілізації параметрів викривлення ствола або зміни зенітного кута свердловини.

**Децентратор** призначений для зміщення осі вибійного двигуна або бурильної колони за вісь свердловини в місці його установки.

Геометричні параметри опорно-центруючих елементів і розташування їх відносно долота визначають з призначення КНБК.

Центратори і децентратори встановлюють між секціями або безпосередньо на корпусі вибійного двигуна.

Конструктивне виконання (з прямими або спіральними планками, з шарошками), тип і вид озброєння, а також розміри калібраторів і центраторів вибійних двигунів регламентовані ОСТУ 39-078-79.

Стандарт охоплює опорно-центруючі елементи компоновання, призначені для доліт діаметром від 114,3 до 490,0 мм.

У практиці буріння долотами діаметром 215,9 мм і більш використовуються стаціонарні центратори типу ЦЦД-214МС, що серійно випускаються, і пересувні типів ЗЦДП-295,3 МСТ і ЗЦДП-215,9 МСТ, призначені для вибійних двигунів діаметром 240 і 172 мм відповідно.

У гвинтових вибійних двигунах для горизонтального буріння центратори і децентратори входять в комплект змінних частин і поставляються з двигунами за бажанням замовника.

Корпусні центратори в двигунах діаметром 95 і 108 мм встановлюються між руховою і шпindelною секціями, а для двигунів 155 мм – на корпусі шпінделя.

Децентратори двигунів ДГ– 108 мають одну лопать завдовжки 150 мм і шириною 70 мм. Радіус опорної поверхні децентраторов дорівнює 74, 76 і 78 мм.

У двигунах ДГ-155 децентратори виконано також з однією лопаттю завдовжки 146 мм і шириною 100 мм. Радіуси опорної поверхні децентраторів складають 118 і 122 мм.

### **Механізми викривлення двигуна**

Механізм викривлення є невід'ємним вузлом гвинтових вибійних двигунів, призначених для буріння похило-спрямованих і горизонтальних свердловин. Механізм викривлення призначений для перекосу осей секцій вибійного двигуна або самого вибійного двигуна відносно нижньої частини бурильної колони.

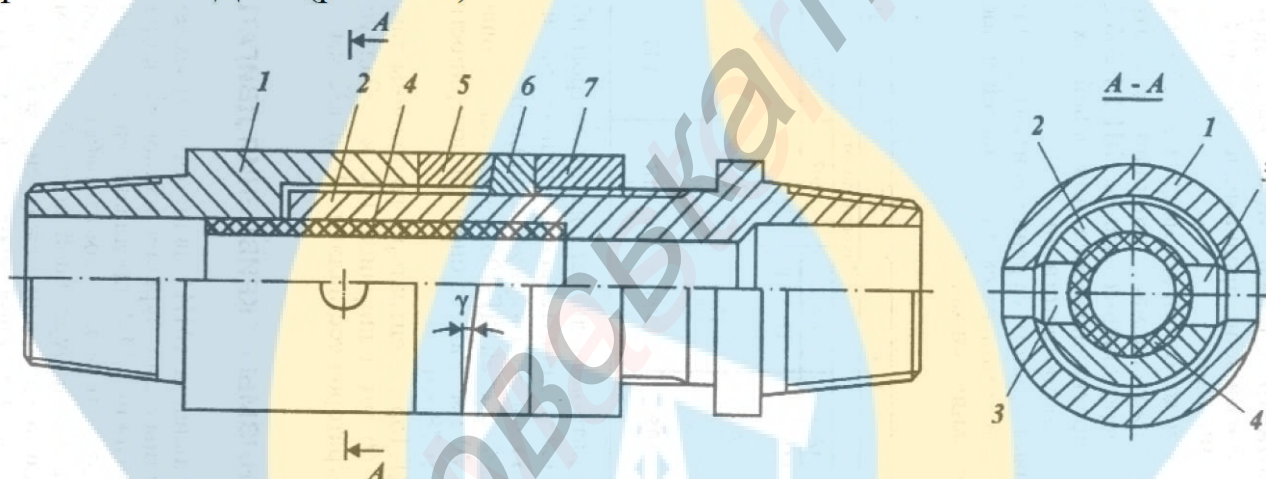
Механізм викривлення може встановлюватися над двигуном або між силовою і шпindelною секціями. Як механізм викривлення використовуються викривлені (криві) переводники і корпусні шарніри.

**Викривлені переводники.** Жорсткий викривлений переводник (з фіксованим перекосом осей) – найбільш просте і поширене виконання механізму викривлення. Він є корпусним переводником з ніпельними різьбами по кінцях, осі яких зміщені на певний кут (до  $6^\circ$ ).

Двигуни оснащуються комплектом таких переводників, що відрізняються кутами перекосу. Механізм викривлення в цьому виконанні застосовується при наборі кривизни по великому і середньому радіусам.

Регульовані на поверхні викривлені переводники почали використовуватися з середини 90-х років в зарубіжних гвинтових вибійних двигунах. Вони сконструйовані за принципом повороту двох зв'язаних циліндричних елементів, що мають косий зріз.

У вітчизняних двигунах також поступово впроваджуються регульовані переводники. Відомі декілька оригінальних конструкцій, зокрема БАНКЕТ, розроблений ВНДБТ (рис. 4.11).



1 – верхній переводник; 2 – нижній переводник; 3 – палець;  
4 – еластична труба; 5, 6 – кільця; 7 – гайка

Рисунок 4.11 – Регульований викривлений переводник

**Корпусні шарніри.** Корпусні шарнірні з'єднання використовуються в компонованнях гвинтових вибійних двигунів, як правило, при бурінні горизонтальних свердловин по малому і середньому радіусам.

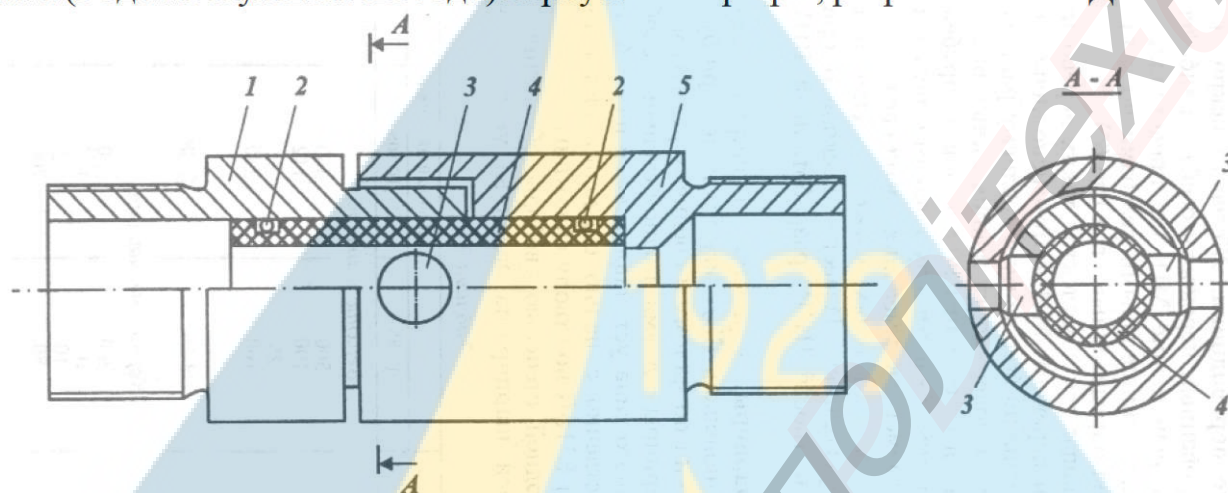
Розрізняють шарніри з двома і одним ступенем свободи.

Шарніри першого типу встановлюються над вибійним двигуном переважно з метою зниження сил опору при переміщенні КНБК по стволу свердловини.

Шарніри з одним ступенем свободи забезпечують поворот корпусу навколо осі шарніра на заданий кут тільки в одній площині. Кут перекосу такого шарніра розраховується як для викривленого переводника. Тому корпусний шарнір повинен включати конструктивні елементи, що обмежують кут перекосу. Для поєднання центру шарнірів з віссю свердловини на їх зовнішній поверхні встановлюють центруючі елементи або розташовані в нижній частині підпори.

Цей захід дозволяє зменшити радіус викривлення свердловини при використанні відхиляючого компонування.

Одна з конструкцій корпусного шарніра приведена на рис. 4.12. У табл. 4.2 надається інформація щодо параметрів верхніх (з двома ступенями свободи) і нижніх (з одним ступенем свободи) корпусних шарнірів, розроблених ВНДІБТ.



1 – верхній перевідник; 2 – ущільнення; 3 – палець;  
4 – еластична труба; 5 – нижній перевідник

Рисунок 4.12 – Корпусний шарнір двигуна ДГ-108

Таблиця 4.2 – Характеристики верхніх і нижніх корпусних шарнірів гвинтових вибійних двигунів

Параметр	Вибійний двигун		
	ДГ-95	ДГ-108	ДГ-155
Верхні шарніри			
Довжина, мм	500	550	800
Діаметр, мм	100	112	172
Маса, кг	25	32	80
Максимальне навантаження на розтягування, кН	100	250	400
Приєднувальні різьби	3-76	3-88	3-133
Корпусні шарніри			
Довжина, мм	300	330	400
Діаметр, мм	100	112	172
Маса, кг	10	12	40
Максимальне навантаження на розтягування, кН	80	200	300
Приєднувальні різьби	МК 84x4x1:16	МК 97,5x4x1:12	МК 140x6x1:16

#### Різьбові з'єднання гвинтових вибійних двигунів

Різьбові з'єднання є невід'ємним елементом конструкції двигунів і служать для з'єднання їх окремих деталей, а також приєднання двигуна до колони бурильних труб і породоруйнівного інструменту. У кожному двигуні налічується близько 10 різьбових з'єднань.

У конструкціях вітчизняних гвинтових вибійних двигунів використовуються багато типорозмірів різьб турбобурів. Для гвинтових вибійних двигунів з нестандартними діаметральними габаритами розроблений ряд нових різьбових з'єднань. Крім того, враховуючи динамічний характер вантаження робочих органів і підвищену вібрацію гвинтових вибійних двигунів, пов'язану з дією інерційної сили, в деяких різьбах збільшені натяг і моменти згвинчування.

У сучасних конструкціях гвинтових вибійних двигунів використовуються усі типи конічних різьб вибійних двигунів: замкові (типу З); конічні для турбобурів (типу РКТ); метричні конічні (типу МК). Замкові різьби виготовляються за ГОСТ Р 50864-96, а інші – за ОСТУ 39-226-91. Циліндричні різьби не застосовуються.

Схеми гвинтових вибійних двигунів з місцезнаходженням різьбових з'єднань і їх умовними позначеннями показані на рис. 4.13 і 4.14.



Рисунок 4.13 – Різьбові з'єднання гвинтових вибійних двигунів діаметрами 240-88 мм

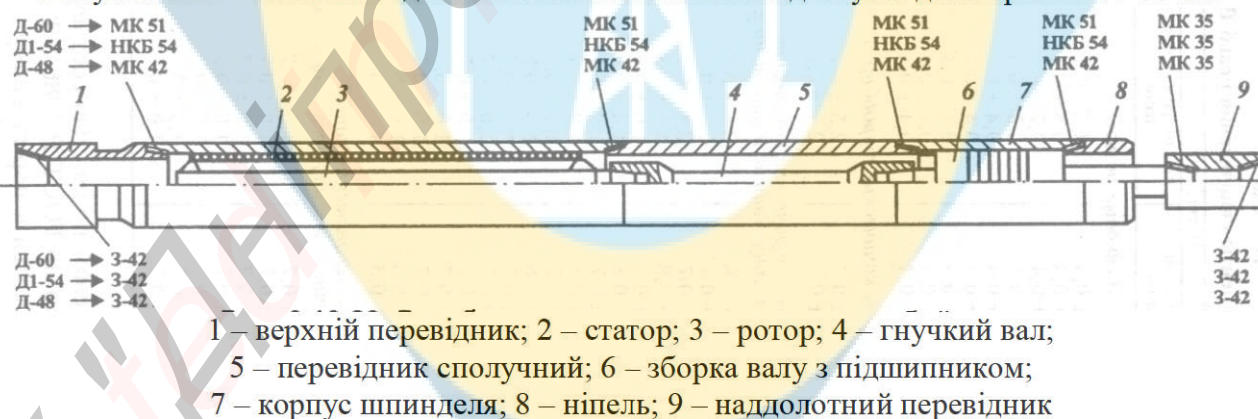


Рисунок 4.14 – Різьбові з'єднання гвинтових вибійних двигунів діаметрами 60-48 мм

Всього у вітчизняних конструкціях гвинтових вибійних двигунів застосовується 34 типорозміру різьб з номінальним діаметром від 30 до 218 мм. Натяг і моменти згвинчування різьб приведені в таблицю. 4.3.

Таблиця 4.3 – Натяг і моменти згвинчування різьб вибійних двигунів

Позначення різьб	Натяг, мм		Момент згвинчування, кНм
	при першому згвинчуванні	при другому згвинчуванні	
Замкова різьби			
3-171	1,0 ±0,4	0,0,7± 0,4	28-31
3-152	0,0,6 ±0,4	0,0,5 ± 0,4	27-30
3-147	1,0 ±0,4	0,0,7 ± 0,4	27-30
3-133	0,0,6 ± 0,4	0,0,5 ± 0,4	15-17
3-117	0,0,5 ±0,4	0,0,4 ±0,4	13-15
3-101	0,0,5 ±0,4	0,0,4 ±0,4	9,5-11
3-88	0,0,5 ± 0,4	0,0,4 ± 0,4	8-9
3-76	0,0,5 ±0,4	0,0,4 ± 0,4	6,5-7,5
3-42	0,0,5 ± 0,4	0,0,4 ± 0,4	3-3,5
Різьба конічних турбобурів			
РКТ218x6, 35x1:16	3,2 ± 0,7	2,5 ±0,7	32-34
РКТ 177x5, 08x1:16	3,0 ± 0,7	2,2 ±0,7	25-27
Різьби метричні конічні (із зовнішнім упором по торцю муфти і упорному уступу ніпеля)			
МК 156x5, 5x1:32	3,2 ± 0,8	2,6 ±0,8	16-18
МК 140x6x1:16	2,4 ± 0,7	2,1±0,7	15-17
МК 119x4x1:16 LH	2,4 ± 0,7	2,1±0,7	9,5-11
МК 112x4x1:32	2,0 ±0,8	1,4 ±0,8	5,5-6,5
МК97, 5x4x1:12	1,6 ±0,4	1,6 ±0,4	5-7
МК94x4x1:32 LH	2,0 ±0,8	1,4 ±0,8	12-13,5
МК84x6x1:16	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	12-13,5
МК84x5, 5x1:16 LH	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	11-12,5
МК75x6x1:16	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	6,5-7,5
МК76x4x1:32	1,6 ±0,8	1,3 ±0,8	4-5
МК60x6x1:16	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	4,5-5,5
МК50x4x1:16	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	3-4
МК50x5x1:16 LH	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	3-4
МК51x 4x1:16	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	3-4
НКБ54x3, 175x1:16	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	0,9-1,2
МК42x2, 5x1:16	1,3 ±0,3	1,0 ±0,3	1,3-1,7
МК40x4x1:16 LH	1,3 ±0,3	1,0 ±0,3	3-4
Різьби метричні конічні (із упором по торцю ніпеля і внутрішньому уступу муфти)			
МК 116x6x1:16-ВТ1	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	10-12
МК98x6x1 16-ВТ	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	8-9
МК90x6x1 16-ВТ	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	8-9
МК75x6x1 16-ВТ	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	7-7,5
МК60x6x1 16-ВТ	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	7-7,5
МК50x4x1 16-ВТ	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	5-6
МК35x4x1 16-ВТ	1,3 ±0,7	1,0 ±0,7	1-1,2

У зарубіжних гвинтових двигунах для приєднання до бурильної колони і долота, за стандартом API 7 (США), використовуються різьби типу NC, Reg і що виходять із вживання IF і FH, за профілем і розмірами повністю відповідні аналогічним замковим різьбам за ГОСТ Р50864– 96.

Різьби типу Reg відносяться до нормального типу з'єднань і відрізняються збільшеною конусністю (1:4) порівняно з іншими типами різьб.

Різьби NC мають, як правило, конусність 1:6 з кроком різьби 6,35 мм (4 нитки на 1 дюйм).

Моменти кріплення, рекомендовані при згвинчуванні різьб за стандартом API 7 (США) для двигунів діаметром 120 мм і менш, відповідають вітчизняному стандарту, а для великих діаметрів – вище в 1,2-1,5 разу.

Для з'єднання корпусних деталей і системи ротор – вал застосовуються конічні різьби TPE, а також циліндричні різьби з трапецеїдальним і трикутним профілем АСМЕ. Ці різьби не мають аналогів у вітчизняних конструкціях.



## 5 ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО ВИБІЙНОГО ДВИГУНА

Порівняльний статистичний аналіз причин виходу з ладу гвинтових вибійних двигунів, проведений на підприємстві «Кубаньбургаз» в період з 1998 по 2003 рік, показав, що 49 % випадків втрати працездатності пов'язано зі зносом робочих органів (рис. 5.1). Середнє напрацювання на одну робочу пару ротор-статор на цьому підприємстві не перевищує 70 годин. Сума витрат, пов'язаних з ремонтом робочих органів складає 55% в загальному об'ємі витрат на ремонт ГВД [12].

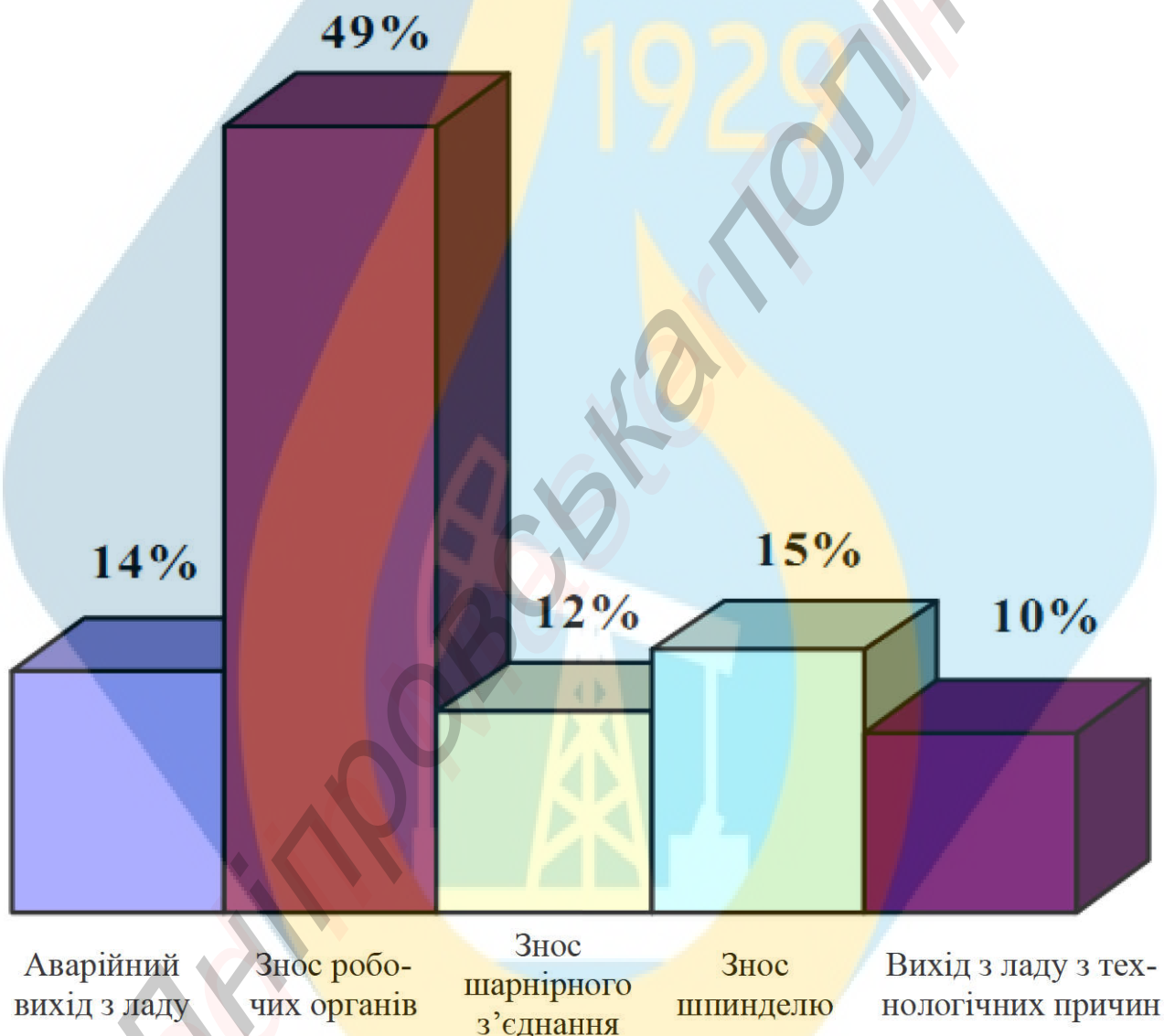


Рисунок 5.1 – Порівняльна діаграма причин виходу із ладу ГВД

Сьогодні в залежності від виробника і розміру ГВД, міжремонтний ресурс двигуна в середньому складає 150-300 годин експлуатації.

Було встановлено, що після 100 годин праці ГВД робочі органи зношуються на 45%, з яких 33 % припадає на перші 60-80 годин експлуатації. В указаний проміжок часу йде інтенсивне зношування еластомеру статора, яке відбувається через збільшення гідравлічних і механічних опорів в робочих органах,

підвищеного начального натягу, недостатньої міцності поверхонь робочої пари [13].

Розвиток технологій буріння і капітального ремонту нафтових і газових свердловин зумовлює на найближчі роки такі напрямки розвитку і вдосконалення ГВД [1]:

- розробка термостійких конструкцій двигунів із застосуванням нових еластомерів для обкладання статорів;
- підвищення експлуатаційних показників за рахунок збільшення довжини і якості виготовлення робочих органів, а також застосування статорів з рівномірною товщиною еластичною обкладання;
- удосконалення конструкцій окремих вузлів двигуна (шарніри, підшипники, різьблення, клапани та ін.);
- розробка нових конструктивних схем механізмів викривлення корпусу, в тому числі з дистанційним управлінням з поверхні;
- створення двигунів для виконання спеціальних робіт (буріння тунелів, шурфів та ін.);
- підвищення інформаційного забезпечення та рівня автоматизації процесу буріння.

У Росії з початку 80-х років проводяться дослідно-конструкторські роботи із створення секційних гвинтових двигунів.

Перехід на схему секційного гвинтового вибійного двигуна здійснюється:

- для підвищення здатності навантаження, коли необхідна для створення високомоментного двигуна довжина монолітних робочих органів перевищує довжину, обмежену можливостями виготовлення;
- для підвищення стійкості (зниження контактної напруги) робочих органів при певних режимах відрітків доліт, якщо осьовий габарит гвинтового вибійного двигуна не є обмежуючим конструктивним чинником;
- для повторного використання зношених робочих органів.

Секційні двигуни включають декілька послідовно розташованих робочих пар або ряд модулів робочих органів. На відміну від турбобурів при секціонуванні гвинтових двигунів виникає ряд технічних проблем, пов'язаних з необхідністю забезпечення синхронної роботи гвинтових пар.

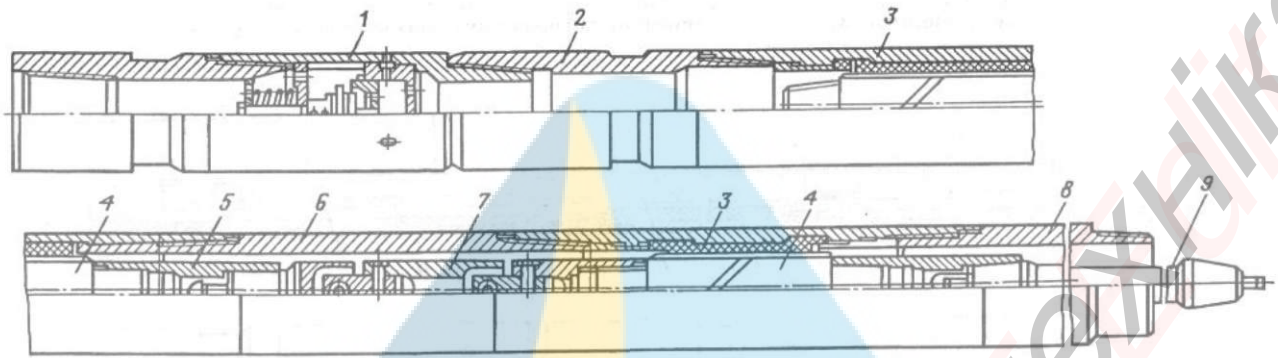
Методика секціонування і вживані технічні засоби в 80-х роках були розроблені у ВНДІБТ.

На практиці широко використовується секціонування серійних робочих органів.

Секційні двигуни на базі серійних робочих органів можуть виконуватися в двох варіантах:

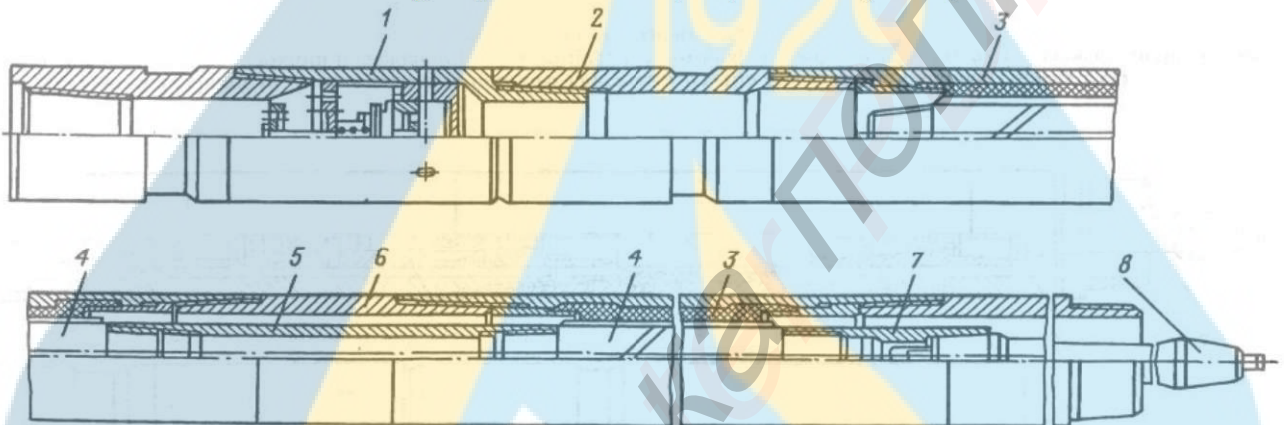
- без орієнтування робочих органів при жорсткому з'єднанні роторів за допомогою різних з'єднань, що не порушують кінематику роторів (рис. 5.1);
- з орієнтуванням робочих органів по гвинтовій лінії при жорсткому з'єднанні статорів і роторів за допомогою різьбових перевідників (рис. 5.2).

Стендові випробування секційних двигунів, а також досвід їх промислової експлуатації не показали істотних техніко-економічних переваг того або іншого конструктивного компоновання.



1 – переливний клапан; 2 – верхній перевідник; 3 – статори; 4 – ротори;  
5 – втулки ротора; 6, 8 – перевідники; 7 – карданний вал; 9 – гнучкий вал

Рисунок 5.1 Силова секція двосекційного двигуна Д1-195  
(неорієнтована зборка робочих органів)



1 – переливний клапан; 2 – верхній перевідник; 3 – статори; 4 – ротори; 5 – перевідник  
роторний; 6 – перевідник корпусний; 7 – втулка ротора; 8 – гнучкий вал

Рисунок 5.2 – Силова секція двосекційного двигуна Д1– 195  
(орієнтована зборка робочих органів)

Тому схему секціонування рекомендується вибирати з урахуванням місцевих можливостей виготовлення додаткових пристосувань для зборки.

**Неорієнтована зборка** – найбільш простий і поширений спосіб секціонування. Проте довговічність і надійність цього компоновання багато в чому залежать від вузла з'єднання секційованих роторів.

**Орієнтована зборка.** Модулі ротора і статора з'єднуються між собою різьбовими перевідниками таким чином, що гвинтові поверхні кожного наступного модуля є продовженням гвинтових поверхонь попереднього.

Орієнтована зборка здійснюється за допомогою спеціальних пристосувань.

Пристосування для орієнтування зборки статорів 3 (рис. 5.3) складається з роторів 2 і 6, зовнішні поверхні яких тотожні внутрішній поверхні робочих органів, диска 1 і штанги 5. Нерухомий монтажний ротор 6 жорстко закріплений на штанзі, а ротор 2, в якому виконані прорізи (насички), обертається. По збігу прорізів в роторі 2 і диску 1 судять про збіг гвинтових поверхонь статорів. Перед налаштуванням пристосування для орієнтованої зборки статорів ротор 6 переміщається по трубі в положення, найближче до ротора 2, і закріплюється.

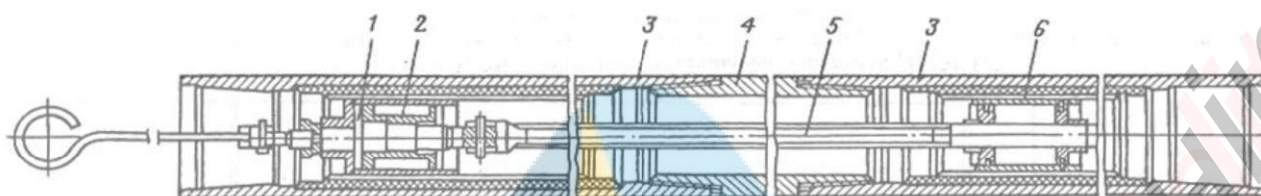
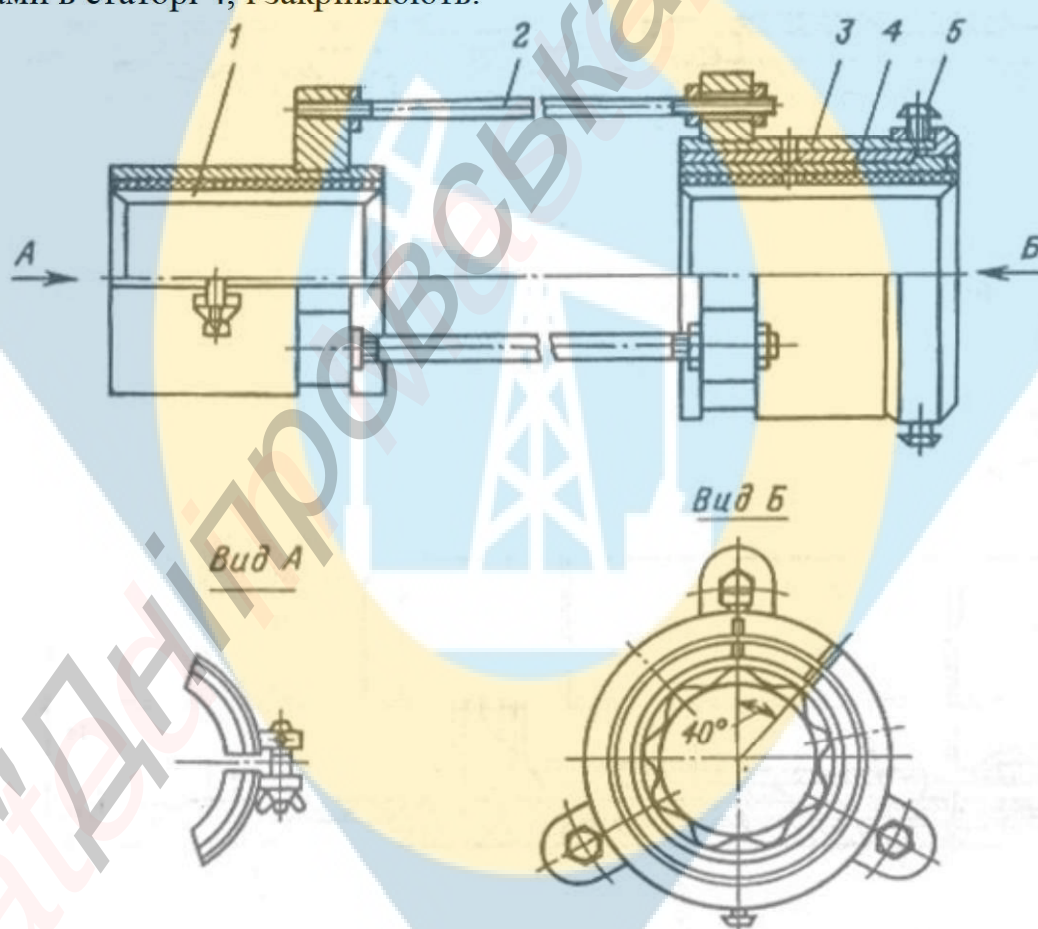


Рисунок 5.3 – Пристрій для орієнтованої зборки статорів

Пристосування розміщується в одному статорі для того, щоб було гарантовано збіг гвинтових ліній. Потім диск 1 встановлюється в положення, при якому його прорізи співпадають з прорізами на торці ротора 2, і закріплюється.

Після зборки першої пари статорів проводиться остаточне налаштування пристосування. При цьому ротор 6 переміщається в крайнє (робоче) положення і закріплюється. Пристосування встановлюється в зібраних статорах і настраюється в тому ж порядку. Таким чином пристосування використовується для подальшої роботи.

Налаштування пристосування для орієнтованої зборки роторів (рис. 5.4) аналогічне описаному вище процесу. В цьому випадку пристосування розташовують на одному роторі робочих органів так, щоб співпадали гвинтові лінії. Кришку 3 встановлюють в положення, при якому прорізи в ній співпадають з прорізами в статорі 4, і закріплюють.



1 – монтажний статор; 2 – штанга; 3 – кришки з прорізами;  
4 – монтажний статор з прорізами на торці; 5 – кріпильні болти

Рисунок 5.4 – Пристрій для орієнтованої зборки роторів

При орієнтованій зборці робочих органів пристосування розташовуються на відповідних гвинтових поверхнях роторів або статорів, сполучених між собою за допомогою перевідників. Потім докріплюються різьби з додатком необхідного моменту згвинчування до положення, відповідного збігу прорізів на пристосуваннях.

Спосіб орієнтованої зборки, незважаючи на уявну складність і трудомісткість, був досить швидко і добре освоєний працівниками складальних цехів бурових підприємств.

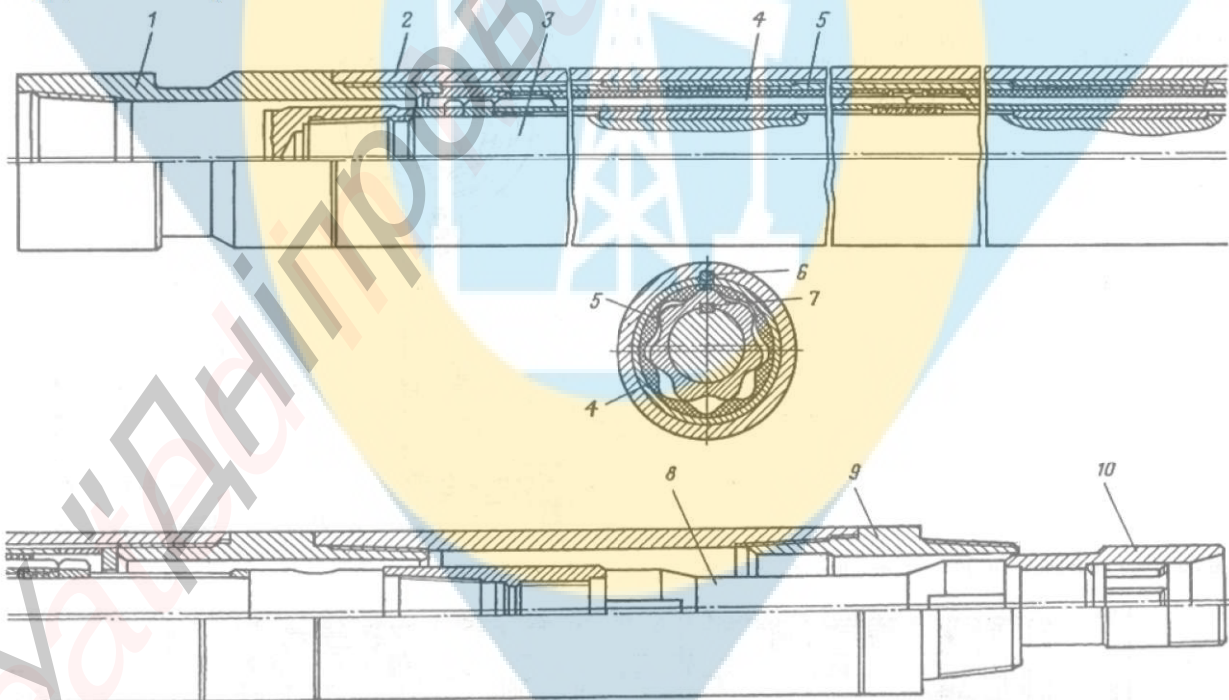
У перших секційних двигунах використовувалися серійні шарнірні з'єднання. При цьому шарніри часто виходили з ладу.

Причина полягала в тому, що ротори, що сполучаються, можуть знаходитися в протифазі і тоді зміщення осей шарніра відповідає двом ексцентриситетам. В ході випробувань секційних двигунів була виявлена необхідність розробки спеціального шарнірного з'єднання. У Пермській філії ВНДІБТ був розроблений пальцьовий шарнір. Закладені в конструкцію елементи і допуски дозволили надійно сполучати ротори секцій. Для з'єднання роторів застосовуються також і гнучкі вали.

Окрім використання стандартних робочих органів перспективні схеми модульного секціонування:

- окремих модулів статора при монолітному роторі;
- окремих модулів ротора при монолітному статорі;
- агрегація модулів ротора і статора.

У ВНДІБТ розроблені двигуни типу ДММ (рис. 5.5), робочі органи яких є агрегованими в корпусі елементами статора, а на валу – елементи ротора. Конструкція модулів дозволяє проводити зборку секції автоматично, без якогось-небудь налаштування.



1 – верхній перевідник; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – модуль статора; 5 – модуль ротора; 6, 7 – шпонки; 8 – гнучкий вал (торсіон); 9 – нижній перевідник; 10 – втулки валу

Рисунок 5.5 – Багатокроковий модульний двигун ДММ-172

У другій половині 90-х років секціонування як спосіб підвищення потужності і здатності навантаження гвинтового вибійного двигуна був використаний і зарубіжними компаніями. Так, "Halliburton" почала виробляти так звані "тандем-двигуни" ("Dyna-Drill") за схемою нсорієнтованої зборки робочих органів. Секційні двигуни застосовуються також компанією "Baker Hughes".

Секційне виконання робочих органів дозволяє за рахунок запасу по моменту і потужності збільшити міжремонтний період роботи двигуна.

Проте одночасна робота усіх секцій не дозволяє збільшити міжремонтний період кратно числу секцій.

Мета запропонованого удосконалення – збільшення міжремонтного періоду роботи двигуна.

Поставлена мета досягається тим, що двигун забезпечений, розміщеними над основними додатковими робочими органами: статором, жорстко пов'язаним, з основним статором, і порожнистим ротором, що має посадочне сидло під клапан, що скидається, і пов'язаним з основним ротором за допомогою обгінної муфти.

На рис. 5.6 представлений гвинтовий вибійний двигун, подовжній розріз.

Двигун має основні робочі органи; ротор 1 і статор 2 і розташовані над ними додаткові робочі органи: ротор 3 і статор 4.

Ротори 1 і 3 послідовно сполучені подвійним універсальним шарніром 5. Статори 2 і 4 також послідовно сполучені між собою.

Ротор 3 забезпечений центральним каналом для проходу промивальної рідини а і посадочним сидлом під клапан, що скидається, 6. Між роторами 1 і 3 змонтована обгінна муфта 7.

Для сприйняття осьових і радіальних навантажень двигун містить шпindel 8, вал 9 якого сполучений з ротором 1 за допомогою подвійного універсального шарніра 10. У верхній частині двигуна розташований перевідник 11 для приєднання до бурильних труб (на кресленні не показані), до нижньої частини валу 9 шпінделя кріпиться долото (на кресленні не показано).

Гвинтовий вибійний двигун працює таким чином.

Промивальна рідина, що подається під тиском, поступає в центральний канал ротора 3, а потім – між ротором 1 і статором 2, приводячи в рух ротор 1, подвійний універсальний шарнір 10 і вал 9. Ротор 3 в цей час не обертається, оскільки він від'єднаний від ротора 1 за допомогою обгінної муфти 7. Після зносу ротора 1 і статора 2 під час буріння в бурильні труби скидається клапан 6, який, потрапляючи на посадочне сидло ротора 3, перекриває центральний канал в роторі. Промивальна рідина починає поступати між ротором 3 і статором 4 і приводить ротор 3 в рух. За допомогою подвійного універсального шарніра 5 і обгінної муфти 7 обертання передається на ротор 1, а потім через подвійний універсальний шарнір 10 – на вал 9 шпінделя і на долото.

Послідовна робота спочатку нижньої секції, а потім верхньою збільшує міжремонтний період гвинтового вибійного двигуна не менше чим в 2 рази. При цьому скорочується кількість невідпрацьованих доліт, оскільки навіть після зносу обох секцій, спільна їх робота дозволяє відпрацювати долото, що знаходиться на вибої, повністю.

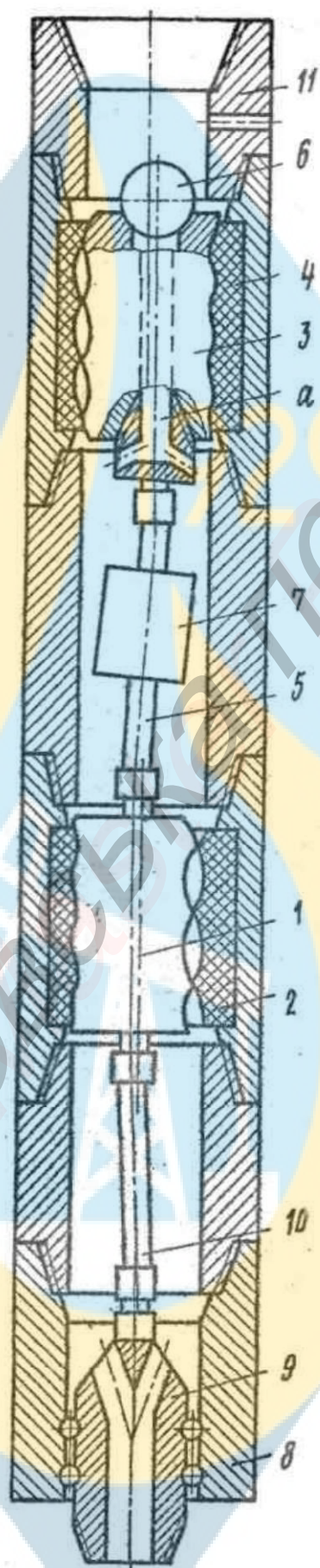


Рисунок 5.6 – Вдосконалена конструкція гвинтового вибійного двигуна

Застосування секційних ГВД найбільш актуально для підвищення здатності навантаження двигуна при бурінні моментоемним породоруйнуючим інструментом, коли використання одnoseкційної схеми не забезпечує задані характеристики ГВД. В цьому випадку, якщо відомі геометричні параметри і крутний момент  $M$  двигуна, необхідне число секцій РО за умови рівномірного розподілу перепаду тиску між ними і сталості ККД ГВД визначається наступним чином (рис. 5.7).

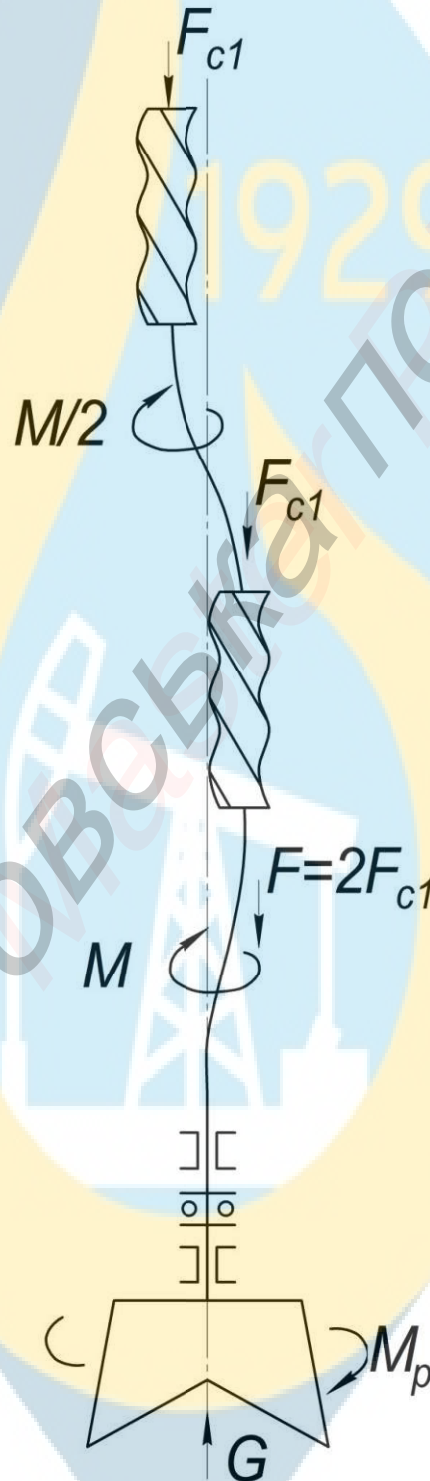


Рисунок 5.7 – Схема секційного ГВД



Розрахуємо конструктивні параметри секційного гвинтового вибійного двигуна. Розрахунок проведемо за методикою, викладеною в [14].

Розрахунок проведемо для таких вихідних даних.

Діаметр буріння  $D_c = 269,9$  мм.

Витрата промивальної рідини  $Q = 40$  л/с.

Частота обертання долота  $n = 100$  хв<sup>-1</sup>.

Осьове навантаження  $P = 100$  кН.

Крутний момент на долоті  $M = 4000$  кНм.

1. Зовнішній діаметр корпусу двигуна  $D$  для забезпечення необхідного просвіту (зазору між стінкою свердловини і корпусом двигуна) приймають

$$D = (0,8 \div 0,9)D_c. \quad (5.1)$$

Підставивши чисельні значення, отримаємо

$$D = 0,85 \cdot 269,9 = 229,4 \text{ мм},$$

приймаємо найближчий діаметр серійного двигуна  $D = 240$  мм.

2. Контурний діаметр робочих органів (діаметр окружності западин зубів статора)

$$D_k = D - 2(\varepsilon_M + \varepsilon_T), \quad (5.2)$$

де  $\varepsilon_M$  – товщина стінки металевого корпусу статора,  $\varepsilon_M = (0,07 \div 0,10)D$  або підставивши значення  $\varepsilon_M = 0,09 \cdot 240 = 21,6$  мм, приймаємо 22 мм;  $\varepsilon_T$  – мінімальна товщина гумової обкладки статора  $\varepsilon_T \geq (0,04 \div 0,07)D$  або  $\varepsilon_T \geq 0,065 \cdot 240 = 15,5$  мм, приймаємо 15,5 мм.

Тоді

$$D_k = 240 - 2(22 + 15,5) = 165 \text{ мм}.$$

3. Необхідний робочий об'єм гідродвигуна

$$V = \frac{Q}{n} \eta_0. \quad (5.3)$$

Для попередніх розрахунків можна прийняти  $\eta_0 = 0,8$ .

Тоді

$$V = \frac{0,04}{100} 0,8 = 0,0192 \text{ м}^3.$$

4. Ексцентриситет зачеплення при заданих вихідних параметрах повинен забезпечити, з одного боку, заданий контурний діаметр  $D_k$ , а з іншого – необхідний робочий об'єм  $V$  двигуна. Така задана подвійність, притаманна свердловинним гідромашин, в кінцевому рахунку і визначає вибір геометричних параметрів ВЗД, зокрема кінематичного відносини.

В окремому випадку, коли ексцентриситет зачеплення є одним з вихідних параметрів і заданий конструктору тобто фреза обрана заздалегідь (приймаємо  $e = 8,5$  мм), кінематичне ставлення визначають через робочий об'єм за формулою

$$z_1 = \frac{V}{\pi e(D_K - 4e)(D_K - 3e)c_T} \quad (5.4)$$

де  $c_T$  – коефіцієнт форми гвинтової поверхні. Його назначають виходячи із забезпечення задовільних пускових властивостей гідродвигуна і технологічних можливостей виробників РО в діапазоні 5,5-12. Приймаємо  $c_T = 10$ .

Підставивши чисельні значення, отримаємо

$$z_1 = \frac{0,0192}{3,14 \cdot 0,0085(0,165 - 4 \cdot 0,0085)(0,165 - 3 \cdot 0,0085)10} = 3,93.$$

Приймаємо  $z_1 = 4$ .

Кількість зубів ротора

$$z_2 = z_1 - 1 \quad \text{або} \quad z_2 = 4 - 1 = 3 \quad (5.5)$$

5. Діаметральний натяг в парі ротор-статор

$$\delta = c_\delta e, \quad (5.6)$$

де  $c_\delta$  – коефіцієнт натягу, його приймають в межах  $c_\delta = 0,01-0,1$ . Великі значення коефіцієнта  $c_\delta$  відповідають малогабаритним двигунам з  $D_K < 50$  мм, а менші значення – двигунам з  $D_K > 100$  мм, приймаємо  $c_\delta = 0,05$ . Тоді

$$\delta = 0,05 \cdot 8,5 = 0,425 \text{ мм.}$$

6. Середні діаметри статора і ротора відповідно дорівнюють

$$D_{cp} = D_K - 2e \quad \text{і} \quad d_{cp} = D_K - 4e + \delta. \quad (5.7)$$

Підставляємо чисельні значення

$$D_{cp} = 165 - 2 \cdot 8,5 = 148 \text{ мм і} \quad d_{cp} = 165 - 4 \cdot 8,5 + 0,425 = 131,425 \text{ мм.}$$

7. Осьовий крок зубів округлюють до найближчого цілого числа в мм.

$$t_0 = (c_T/z_2)d_{cp} = (8,5/4) \cdot 131,425 = 438 \text{ мм.} \quad (5.8)$$

Якщо параметри фрези задані, то осьовий крок зубів не повинен виходити з допускається діапазону, що обмежує похибки профілізації.

Кроки гвинтових поверхонь статора і ротора

$$T = z_1 t_0; \quad t = z_2 t_0. \quad (5.9)$$

Підставляємо чисельні значення

$$T = 4 \cdot 438 = 1752 \text{ мм;} \quad t = 3 \cdot 438 = 1314 \text{ мм.}$$

8. Коефіцієнт форми гвинтової поверхні (фактичний)

$$c_T = t/d_{cp}. \quad (5.10)$$

Маємо

$$c_T = 1314/131,425 = 9,998.$$

9. Площу живого перерізу робочих органів визначають за формулою

$$S = \pi e(D_K - 3e), \quad (5.12)$$

Підставляємо чисельні значення

$$S = 3,14 \cdot 0,0085(0,165 - 3 \cdot 0,0085) = 3,725 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

10. Робочий об'єм двигуна (фактичний)

$$V = z_2 S T, \quad (5.13)$$

Маємо

$$V = 4 \cdot 0,003725 \cdot 1,752 = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$$

11. Загальний перепад тиску в двигуні

$$P = \frac{2\pi M}{V \eta_{\text{ГМ}}}. \quad (5.14)$$

де  $\eta_{\text{ГМ}}$  – гідромеханічний ККД, його приймають на рівні  $\eta_{\text{ГМ}} = 0,5$ , тобто розрахунок ведеться для робочого режиму гідродвигуна з ККД  $\eta = \eta_0 \eta_{\text{ГМ}} = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4$ .

Підставляємо чисельні значення

$$P = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 4000}{0,0196 \cdot 0,8} = 2,57 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,57 \text{ МПа}.$$

12. Кількість кроків монолітних РО визначають за такою формулою і округлюють до числа кратного 0,1

$$k = \frac{1}{z_1} \left( \frac{P}{[P_K]} + z_2 \right). \quad (5.15)$$

де  $[P_K]$  – допустимий міжвитковий перепад тиску. При розрахунках приймають  $[P_K] = 0,4-0,5$  МПа.

Підставляємо чисельні значення

$$k = \frac{1}{4} \left( \frac{2,57}{0,5} + 3 \right) = 2,03 \text{ кроки приймаємо } 2,0 \text{ кроки}.$$

13. Необхідна довжина монолітних РО

$$L = kT. \quad (5.16)$$

$$L = 2 \cdot 1752 = 3504 \text{ мм}.$$

14. Кількість секцій РО

$$k_c = \frac{L}{[L]}. \quad (5.17)$$

де  $[L]$  – допустиме значення довжини робочих органів, зазвичай обмежується можливостями заводів-виробників, оскільки в нашому випадку секціонування викликане іншими міркуваннями, то приймаємо  $[L] = 2000$  мм;  $k_c$  округляється до цілого числа.

Тоді

$$k_c = \frac{3504}{2000} = 1,75 \text{ секції, приймаємо } 2 \text{ секції}.$$

## 15. Перепад тиску в секції

$$P^* = \frac{P}{k_c}. \quad (5.18)$$

$$P^* = \frac{2,57}{2} = 1,28 \text{ МПа.}$$

## 16. Кількість кроків РО в секції

$$k^* = \frac{L^*}{T}. \quad (5.19)$$

де  $L^*$  – довжина РО секції, оскільки згідно (5.16)  $L = 3504$  мм, а загальна кількість секцій  $k_c = 2$ , то  $L^* = 1702$  мм. Максимально можлива довжина секції може бути  $L^* = [L]$ .

Тоді

$$k^* = \frac{1752}{1752} = 1 \text{ крок.}$$

## 17. Міжвитковий перепад тиску в РО секційного ГВД

$$P_k^* = \frac{P^*}{(k^* - 1)z_1 + 1}. \quad (5.20)$$

Підставляємо чисельні значення

$$P_k^* = \frac{1,28}{(1 - 1)4 + 1} = 1,28 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунку альтернативних варіантів виконання робочих органів наведені в табл. 5.1

Таблиця 5.1 – Показники секційних ГВД при різних коефіцієнтах форми гвинтової поверхні

$c_T$	$e$ , мм	$z_1$	$z_2$	$\delta$ , мм	$d_{cp}$	$t_0$	$T$ , мм	$t$ , мм	$c_{T\text{факт}}$	$S_x$ , м <sup>2</sup>	$V$ , м <sup>3</sup>	$P$ , Па	$P^*$ , Па	$k$	$L$ , мм	$k_c$	$L^*$ , мм	$k^*$	$Pk^*$ , Па
5,5	2,5	18	17	0,125	155,125	50	900	850	5,479	0,00124	0,0189	2655877	2655877	1,2	1080	1	1080	1,2	288682
6	3,5	12	11	0,175	151,175	82	984	902	5,967	0,00170	0,0184	2733604	2733604	1,4	1377,6	1	1377,6	1,4	235656
6,5	4,5	9	8	0,225	147,225	120	1080	960	6,521	0,00214	0,0185	2716321	2716321	1,5	1620	1	1620	1,5	246938
7	5,5	7	6	0,275	143,275	167	1169	1002	6,994	0,00257	0,0180	2792962	2792962	1,7	1987,3	1	1987,3	1,7	236692
7,5	6	7	6	0,3	141,3	177	1239	1062	7,516	0,00277	0,0206	2440219	2440219	1,6	1982,4	1	1982,4	1,6	234636
8	6,5	6	5	0,325	139,325	223	1338	1115	8,003	0,00297	0,0199	2528818	1264409	1,7	2274,6	2	1137,3	0,9	3161022
8,5	7,5	5	4	0,375	135,375	288	1440	1152	8,510	0,00336	0,0193	2599090	1299545	1,8	2592	2	1296	0,9	2599090
9	7,5	5	4	0,375	135,375	305	1525	1220	9,012	0,00336	0,0205	2454223	1227111	1,8	2745	2	1372,5	0,9	2454223
9,5	8,5	4	3	0,425	131,425	416	1664	1248	9,496	0,00373	0,0186	2703039	1351519	2,1	3494,4	2	1747,2	1,1	965371
10	8,5	4	3	0,425	131,425	438	1752	1314	9,998	0,00373	0,0196	2567270	1283635	2	3504	2	1752	1	1283635
10,5	8,5	4	3	0,425	131,425	460	1840	1380	10,500	0,00373	0,0206	2444487	1222244	2	3680	2	1840	1	1222244
11	10	3	2	0,5	125,5	690	2070	1380	10,996	0,00424	0,0176	2862766	954255,4	2,6	5382	3	1794	0,9	2044833
11,5	10	3	2	0,5	125,5	722	2166	1444	11,506	0,00424	0,0184	2735885	911961,5	2,5	5415	3	1805	0,8	3419856
12	10	3	2	0,5	125,5	753	2259	1506	12,000	0,00424	0,0192	2623252	874417,3	2,4	5421,6	3	1807,2	0,8	3279065

Оскільки секціонування РО не забезпечує їх загальну монолітність (за включенням схеми з модульними робочими органами) і в стику між секціями розподіл потоку рідини порушується, то  $P_k^* \neq P_k$ .

Кінематика і умови навантаження верхнього і нижнього з'єднань істотно відрізняються (рис. 5.6).

З'єднання ротор-вал шпинделя (осі яких зміщені на відстань ексцентриситету  $e$ ) сприймає повний крутний момент  $M$  і осьову силу від всіх секцій РВ.

З'єднання двох роторів сприймає крутний момент і осьову силу тільки від розташованих вище секцій (в разі двохсекційного двигуна - від однієї верхньої секції). При неорієнтованій збірці зміщення осей роторів (верхнього і нижнього перетинів гнучкого вала) – випадкова величина, що залежить від натягов і моментів згвинчування різьбових з'єднань, а також фактичних відхилень від номінальних лінійних розмірів деталей.

Зсув осей може змінюватися від нуля (ідеальний випадок) до  $2e$  (коли ротори встановлюються в "протифазі"). При розрахунках верхнього гнучкого вала на міцність приймаються несприятливі умови (зсув  $2e$ ), відповідні максимальним згинаючим напруженням.

Таким чином, при секціонуванні РО з використанням гнучких валів нижній гнучкий вал відчуває максимальні напруги від силових факторів, а верхній - максимальні згинальні напруги. За інших рівних умов (однакові розміри і матеріали валів) циклічна міцність гнучких валів секційного двигуна відрізняється, причому в залежності від умов експлуатації та складання великим ресурсом може володіти як верхній, так і нижній вал.

В реальних умовах домінуючими виявляються силові фактори і довговічність машини визначається стійкістю з'єднання ротора зі шпинделем.

Для визначення оптимальних геометричних характеристик гвинтового вибійного двигуна для конкретних умов в якості критерію оптимізації оберемо мінімальні загальний перепад тиску в двигуні  $P$ , перепад тиску в секції  $P^*$  і міжвитковий перепад тиску  $P_k^*$ . Їх залежність від коефіцієнту гвинтової поверхні двигуна наведена на рис. 5.8.

Як видно із отриманих результатів в конкретних умовах можна виділити такі умовні зони:

– в діапазоні  $c_T = 5,5-7,5$  величини  $P$  і  $P_k^*$  мають задовільні значення, але  $P^*$  занадто високе;

– в діапазоні  $c_T = 8,0-9,0$  величини  $P$  і  $P^*$  мають задовільні значення, але  $P_k^*$  занадто високе;

– в діапазоні  $c_T = 9,5-10,5$  знаходяться мінімальні значення всіх трьох тисків (мінімальна точка  $c_T = 10,5$ );

– в діапазоні  $c_T = 11,0-12,0$  величина  $P^*$  досягає мінімальних значень, але величини  $P$  і  $P_k^*$  занадто високі, до того ж в точці  $c_T = 11,0$  досягається максимальний загальний тиск  $P$  для конкретних умов.

Виходячи з вищенаведеного оптимальний діапазон коефіцієнта гвинтової поверхні складає  $c_T = 9,5-10,5$ .

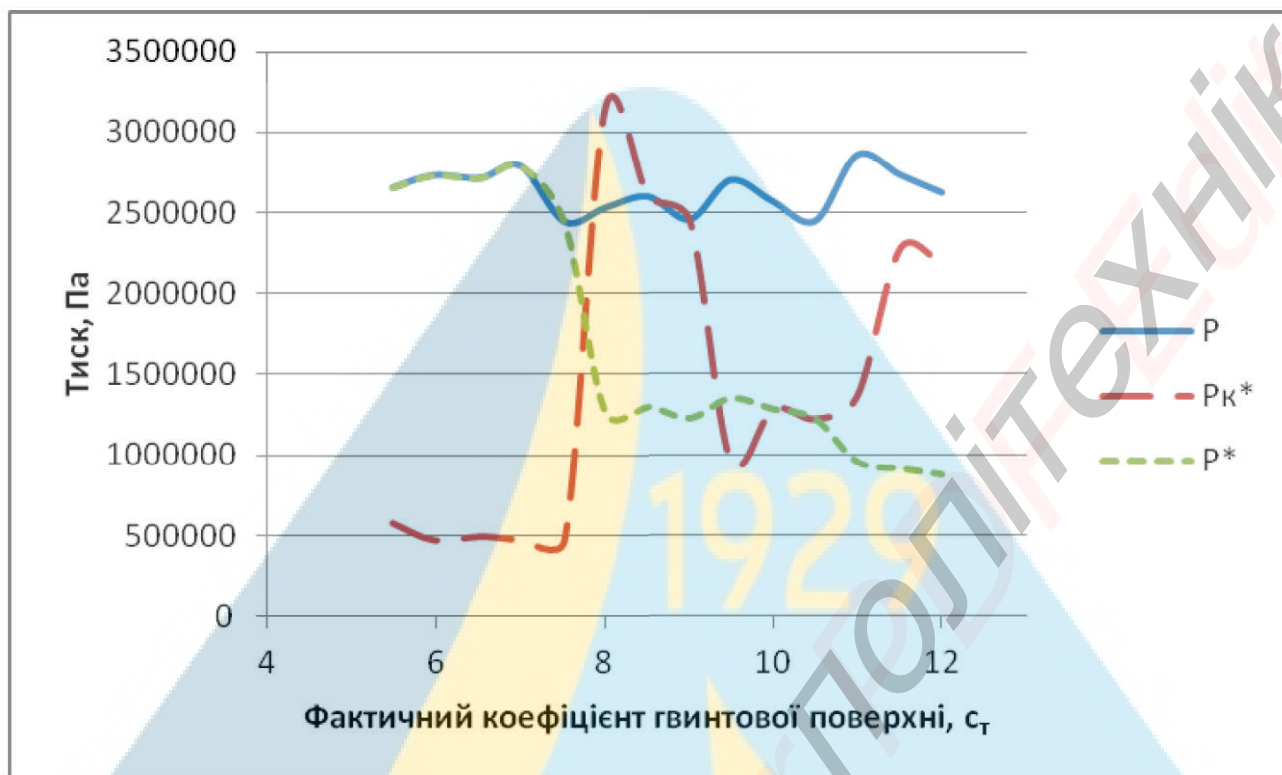


Рисунок 5.8 – Залежність перепаду тиску в двигуні  $P$ , перепаду тиску в секції  $P^*$  і міжвиткового перепаду тиску  $P_{K^*}$  від коефіцієнту гвинтової поверхні.

## 6 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВДОСКОНАЛЕНОГО ГВИНТОВОГО ВИБІЙНОГО ДВИГУНА

Розрахунок економічної ефективності проведений за методикою, викладеною в [2]. Для розрахунку прийняті наступні ціни за станом на 01.01.18 згідно нормативної документації НАК "Укргазвидобування".

Результати розрахунку кошторисної вартості інструменту для проведення вдосконаленого ГВД приведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Розрахунок кошторисної вартості інструменту

Статті витрат	Одиниця виміру	Інструмент
Матеріали	грн.	30000
Матеріали з урахуванням ТЗР	1,1366	34098
Зарплата основна	грн.	250
Премії і доплати	2%	5
Резерв	4%	10
Разом зарплата	грн.	265
Відрахування до пенсійного фонду	32%	84,80
Відрахування на соцстрах	4%	10,60
Відрахування до фонду зайнятості	1,5%	4
Цехові і загальнозаводські витрати від основної зарплати	305%	762,50
Планова вартість	грн.	35224,90
Рентабельність	30%	10568
Разом	грн.	45792,30
ПДВ	20%	9158,70
Вартість одиниці продукції	грн.	54951

Визначимо економічну ефективність вдосконаленого ГВД.

Розрахунок виробимо для наступних умов (табл. 6.2):

Таблиця 6.2 – Початкові дані для розрахунку економічної ефективності

Параметр	Од. виміру	Величина
Тривалість рейсу стандартного ГВД	год	70
Тривалість рейсу вдосконаленого ГВД	год	140
Середня тривалість спуско-підйомних операцій	год	24
Середня тривалість допоміжних операцій	год	6
Середня вартість роботи 1 год бурової установки	грн.	500
Вартість стандартного ГВД	грн.	50000
Вартість ремонтно-відновних робіт ГВД	%	20

1. Економічна ефективність вдосконаленого гвинтового вибійного двигуна при застосуванні його на одній свердловині



$$E_{1\text{скв.}} = E_c - E_y, \quad (8.1)$$

де  $E_c$  – вартість буріння інтервалу стандартним ГВД;  
 $E_y$  – вартість буріння інтервалу вдосконаленим ГВД.

У свою чергу

$$E_c = D_{\text{БУ}} * (T_{\text{р.}} + T_{\text{СПО}} + T_{\text{всп.о.}}) * N_{\text{р.с.}} + C_{\text{ст.ВЗД}} + C_{\text{ст.рем.}} * N_{\text{р.с.}}, \quad (6.2)$$

де  $D_{\text{БУ}}$  – середня вартість роботи однієї години бурової установки,  
 $D_{\text{БУ}} = 500$  грн;

$T_{\text{р.}}$  – тривалість рейсу,  $T_{\text{р.}} = 70$  год;

$T_{\text{СПО}}$  – середня тривалість СПО,  $T_{\text{СПО}} = 24$  год;

$T_{\text{всп.о.}}$  – середня тривалість допоміжних операцій,  $T_{\text{всп.о.}} = 6$  год;

$N_{\text{р.с.}}$  – кількість рейсів, оскільки тривалість рейсу при вдосконаленому ГВД в 2 рази довше, ніж при стандартному, то приймаємо  $N_{\text{р.с.}} = 2$ ;

$C_{\text{ст.рем.}}$  – вартість ремонтно-відновних робіт стандартного ГВД,  $C_{\text{ст.рем.}} = 50000 * 0,2 = 10000$  грн.

$C_{\text{ст.ГВД}}$  – вартість стандартного ГВД,  $C_{\text{ст.ГВД}} = 50000$  грн.

Тоді

$$E_c = 500 * (70 + 6 + 24) * 2 + 50000 + 10000 * 2 = 170000 \text{ грн.}$$

Вартість буріння інтервалу вдосконаленим ГВД

$$E_y = D_{\text{БУ}} * (T_{\text{р.}} + T_{\text{СПО}} + T_{\text{всп.о.}}) * N_{\text{р.у.}} + C_{\text{у.ВЗД}} + C_{\text{у.рем.}} * N_{\text{р.у.}}, \quad (6.3)$$

де  $C_{\text{у.ГВД}}$  – вартість інструменту при вдосконаленій технології,  
 $C_{\text{у.ш.}} = 54951$  грн.

Підставимо чисельні значення в (8.3) отримаємо

$$E_y = 500 * (10 + 24 + 6) * 1 + 54951 + 54951 * 0,2 * 1 = 150941 \text{ грн.}$$

Тоді економічна ефективність вдосконаленої технології при застосуванні її на одній свердловині

$$E_{1\text{скв.}} = 170000 - 150941 = 19059 \text{ грн.}$$

2. Визначаємо економічну ефективність на одну вкладену в інструмент для вдосконаленої технології гривну

$$E_{1\text{грн.}} = \frac{E_{1\text{скв.}}}{C_{\text{у.ВЗД}}}, \quad (6.4)$$

Тоді

$$E_{1\text{грн.}} = \frac{19059}{54951} = 0,35 \text{ грн./грн.}$$

Таким чином видно, що застосування вдосконаленої технології приносить велику економічну ефективність в розмірі: дев'ятнадцять тисяч п'ятдесят дев'ять гривень (19059) на одну свердловину.

## **7 ОХОРОНА ПРАЦІ І ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ**

### **7.1 Вимоги до транспортування і зберігання ГВД**

Умови транспортування повинні забезпечувати захист ГВД від пошкоджень.

Транспортування гідравлічних забійних двигунів здійснюється на спеціалізованому транспорті, що забезпечує можливість механізованого навантаження і розвантаження.

При відсутності механізованого транспорту вантаження і вивантаження двигунів необхідно проводити за допомогою підйомних кранів. Забороняється перетягувати двигуни волоком або скидати їх при розвантаженні з транспортного засобу, ударяти їх один об одного або об інші металеві конструкції і предмети.

Всі гідравлічні забійні двигуни транспортуються без упаковки. Гвинтові забійні двигуни - в зібраному вигляді.

Вся рухова техніка повинна перевозитися з наверху на різьблення захисними ковпаками.

Гідравлічні забійні двигуни повинні зберігатися на спеціалізованих стелажах. При відсутності стелажів, необхідно укласти їх на викладки з метою попередження їх знаходження у воді або безпосередньо на землі.

Умови зберігання повинні забезпечувати збереження консервації і працездатність обладнання.

### **7.2 Загальні вимоги до експлуатації ГВД**

Кожен двигун і оснащення, що входить в його комплектність (перевідники, переливні клапани, фільтри), що доставляються на бурову, повинні мати номери, паспорта з відміткою про поточний технічний стан, проведеної дефектоскопії, поточної і сумарної напрацюваннями.

При надходженні двигуна на бурову проводиться його зовнішній огляд і перевіряється відповідність номера, вказаного на двигуні номером, вказаним в паспорті.

Перевіряється комплектність завезеного обладнання: переливного (зворотного) клапану, наддолотного перевідника, фільтру і т.д.

Запобіжні ковпачки та перевідники, що не входять в яку збирають компонентку відвертаються тільки після підйому двигуна на робочу площадку і укладаються в місце, що забезпечує їх збереження на період використання ГВД в складі КНБК.

Складання/розбирання двигуна в компонуванні проводиться з використанням хомути, відповідного діаметру проточки на двигуні, і елеватора.

Категорично забороняється встановлювати хомути більшого діаметра з підкладкою під них різних матеріалів.

У разі відсутності проточки під хомут, збірка може здійснюватися за допомогою ланцюгового спайдера.

Дотримуватися моменти затягування приєднувальних різьби зазначені в паспорті двигуна, або які відповідають даному типу різьблення.

Перед спуском в свердловину, двигуни необхідно піддати зовнішньому огляду. Особливу увагу звернути на відсутність тріщин і вм'ятин на робочих органах і шпинделі, на стан захисного озброєння на п'яті регулятора кута перекосу, приєднувальних різьби до бурильних трубах і до долота, а також щільність згвинчування корпусних і замкових різьбових з'єднань двигуна. На корпусі ГВД не повинно бути виступаючих елементів і частин.

Виміряти осьової, тангенціальний і радіальний люфти шпинделя ГВД.

Перед спуском в свердловину двигун опресовується на гирлі без долота з мінімальною тривалістю (не більше однієї хвилини). Запуск і зупинка повинні бути плавними, як правило, при тиску не більше 3,0 МПа. (Якщо інше не зазначено в паспорті). При запуску і роботі двигуна не повинно спостерігатися сторонніх шумів і сильної вібрації. Звернути увагу на стан сальникового ущільнення шпиндельної секції. Допускається витік розчину не більше 15% від витрати промивної рідини.

Для запобігання потрапляння сторонніх предметів і передчасного виведення з ладу двигуна, вище нього встановлюється фільтр типу ФТ-176 або аналогічний, а також перевіряється наявність і стан фільтра в провідній трубі.

Забороняється будь-яка нівроку або наплавлення на будь-яких деталях двигуна, наприклад, для поліпшення захоплення зношеними сухарями механічних ключів, установки центруючих елементів або маркування двигуна.

При складанні КНБК механічні ключі дозволяється встановлювати тільки в місцях, дозволених в паспорті ГВД. Забороняється встановлювати машинні ключі на статорі рухової секції. Кріплення різьб проводиться машинними ключами з моментами зазначеними в паспорті на двигун або відповідними даному типорозміру різьблення.

Категорично забороняється докріплюють корпусні деталі двигунів без узгодження з представником орендодавця ГВД.

Експлуатація ГВД повинна проводитися на оптимальних режимах з метою досягнення максимальних показників буріння з одного боку і забезпечення довговічності роботи двигуна з іншого боку. Для цього, параметри промивальної рідини, умови і режим експлуатації повинні відповідати параметрам, зазначеним в паспорті на двигун або в інструкції по експлуатації.

З метою попередження поломки ГВД і виникнення аварійної ситуації, в процесі експлуатації не допускати перевищення осьової і розтягує навантажень понад значень, зазначених в паспорті, виробляти удари про забій, обертати колону ротором з розвантаженням на забій без промивки.

При підйомі ГВД зі свердловини (зміна долота, КНБК і т.д.) проводиться вимір люфтів двигуна з внесенням даних в паспорт ГВД, передачі даних керівнику проекту та представникам бурового підрядника. У разі перевищення хоча б одного показника люфту двигуна над паспортним проводиться його заміна.

Після закінчення буріння двигун промивається зсередини і зовні. Проводиться візуальний огляд двигуна.

Перед викидом на містки нарізні сполучення зачищаються, змащуються, доукомплектовуються елементами ГВД не увійшли в поточну КНБК, навертаються запобіжні ковпаки.

Сервісний інженер в обов'язковому порядку заповнює паспорт двигуна із зазначенням всіх необхідних параметрів і режимів буріння відповідно до форми.

У разі передчасної відмови, який не відпрацював встановлений в паспорті міжремонтний ресурс двигуна, наявності люфтів близьких до критичних (і пов'язаним з цим неможливістю його подальшої експлуатації), а також при поломки, залишення двигуна в свердловині або інших інцидентах в обов'язковому порядку складається акт відповідної форми.

Забороняється виробництво ремонту двигуна на буровій.

### **7.3 Особливості експлуатації гвинтових вибійних двигунів**

Гвинтові забійні двигуни доставляються на бурову в зібраному вигляді, в комплекті з переливним (зворотним) клапаном, Переводники, фільтром або без них, з укрупненими запобіжними ковпачками.

Перед початком збирання КНБК двигун випробовується на гирлі без долота. Фіксується тиск запуску і робочий тиск при номінальній продуктивності. Деякі конструкції шпинделів забороняють проводити опресовування двигуна без долота щоб уникнути розмиву сальникового ущільнення на валу. У цьому випадку допускається виробник опресовування але з тривалістю не більше однієї хвилини.

Для запобігання руйнуванню долота об стінки ротора (вкладишів ПКР) і зменшення великих згинальних моментів при розкріпленні закріпленні різьб, перипетії-відворот долота і зміну кута перекосу ГВД рекомендується проводити при накручених ОБТ або телеметрії.

У зимовий час, двигун заздалегідь відігривається. Оптимальним вважається відігривання його в свердловині. Здійснюється складання КНБК. Чи не допускаючи примусового повертання за вал, двигун спускається на глибину 150-200 метрів. Після відігривання (протягом 30 хвилин) двигун піднімається, опресовується і здійснюється складання КНБК. В разі його нормальної роботи, триває спуск.

Щоб уникнути розшарування гуми статора не допускається відігривання секцій робочих органів ГВД гострою парою.

При перевірці двигуна на запуск одночасно перевіряється працездатність переливного клапана (в разі наявності його в компонованні). При подачі бурового розчину в двигун клапан повинен закритися орієнтовно при перепаді тиску в 0,2 МПа без подальших витоків розчину в бічні отвори. Після виключення насосів і зниження тиску в колоні до 0,2 МПа клапан повинен відкритися, при цьому повинен відбутися викид розчину через бічні отвори під дією залишкового тиску в колоні.

Зміна кута перекосу проводиться на відігріти двигуні відповідно до інструкції.

Забороняється обертати шпиндельну частина ГВД з регулятором кута ротором або АКБ після розкріплення.

При відсутності переливного клапана в компонованні, виробляти долив інструменту через кожні 200-250 метрів.

Оптимальна робота двигуна знаходиться в діапазоні диференціального перепаду тиску 2,0-4,0 МПа. При цьому режимі забезпечується висока стійкість як рухової, так і шпindelної секції.

Важливою відмінною рисою роботи гвинтового забійного двигуна від турбобура є той факт, що протікання розчину через його робочі органи забезпечується обертанням ротора двигуна. Відповідно, диференціальне тиск на двигуні прямо пропорційно крутним моментом на валу двигуна, викликаного моментом роботи долота. У зв'язку з цим, при виборі оптимальних режимів буріння, слід враховувати наступне:

- При збільшенні осевого навантаження на долото збільшується моментомкість руйнування гірських порід, відповідно збільшується перепад тиску на двигуні.

- У разі відсутності зростання тиску при збільшенні навантаження необхідно зробити висновок про можливість відсутності добігання навантаження до долота і можливості зависання інструменту на стінках свердловини (після ходіння інструменту це можна зафіксувати, якщо при незмінному навантаженні на гаку відбувається зменшення диференціального тиску і зниження проходки), або сальникоутворення між лопатями долота. В даному випадку відсутність проходки чи не свідчить про несправність двигуна. Необхідно обробити розчин мастильною і протисальниковою добавками. Введення мастила необхідно проводити у всмоктувальну лінію насоса, або всередину бурильної колони при нарощуванні.

- Зі збільшенням продуктивності промивної рідини прямо пропорційно збільшується кількість обертів двигуна зі збільшенням диференціального тиску на двигуні.

- При зносі рухової секції в процесі експлуатації, неминуче зниження швидкості обертання і моменту на двигуні. Це буде характеризуватися зниженням здатності навантаження двигуна, зменшенням механічної швидкості проходки і невеликим зниженням диференціального тиску. Для компенсації зменшення натягу гвинтової пари досить збільшити витрату промивної рідини. Характеризує показником стану рухової секції є здатність двигуна «тримати» розчин, який візуально фіксується.

- При зупинці двигуна в результаті перевантаження долота відбувається різке підвищення тиску в нагнітальній лінії. В цьому випадку необхідно зупинити циркуляцію, плавно підняти. Багаторазове гальмування двигуна призводить до передчасного зносу робочої пари і виходу з ладу двигуна. В даному випадку відбувається відшарування гумової обкладки статора, гума потрапляє або в долото, або в підшипник шпindelя, що може привести до повної або часткової герметизації бурильної колони і як наслідок, змушений под'єм інструменту без промивки з можливим ускладненням свердловини.

- Якщо тиск при промиванні над забоем вище ніж під навантаженням, це свідчить про відворот шпindelної секції. (Прохідний отвір у верхньому запобіжному Перевідники частково перекривається ловильного пристроєм). В цьому випадку необхідно зупинити промивку і зробити підйом інструменту.

Буріння з обертанням можливо тільки за певних кутах викривлення двигуна, кількості оборотів ротора і просторової інтенсивності. Для визначення можливості буріння з обертанням для кожного типу двигуна з певним кутом перекосу керуватися даними паспорта на двигун.

Після підйому двигуна необхідно зробити злив промивальної рідини з нього шляхом обертання його вала вправо. Операція проводиться обертанням долота за дошку одвороту і одночасним утриманням корпусу двигуна машинним ключем. Забороняється тривале обертання вала двигуна ротором після зливу промивної рідини. Одночасно звернути увагу на величину витоку розчину по валу двигуна. Виставити регулятор кута на «0».

Якщо зусилля при провертанні вала двигуна велике, або присутні сторонні шуми, то не виробляти слив розчину і виставляння кута перекосу на «0». Двигун відправити на ремонт.

#### **7.4 Аварії з гідравлічного забійні двигуни і заходи щодо їх попередження**

До аварій, що відбуваються з гідравлічними забійними двигунами відносяться:

- Поломка корпусу, вала двигуна або його елементів по різьбової частини або по тілу.
- Відвертання щодо загвинчування двигуна, статора рухової секції або інших елементів гвинтового забійного двигуна.
- Політ двигуна або його частин (шпindel) в свердловину при складанні / розбиранні двигуна.

Поломка корпусу і елементів гідравлічних забійних двигунів може відбуватися внаслідок порушення правил експлуатації і ремонту двигунів, втомного руйнування матеріалу, а також в результаті розмиву і ослаблення різьбових з'єднань в процесі експлуатації. Відгвинчування по різьбовим з'єднанням має місце при експлуатації гвинтових забійних двигунів і пов'язане з об'ємним принципом їх роботи. При спуску об'ємного двигуна в свердловину, не обладнаного переливним або зворотним клапаном, відбувається заповнення внутрішньої порожнини інструменту знизу, через вал двигуна. При цьому, для можливості заповнення внутрішньої порожнини труб необхідне провертання вала двигуна вліво. У тих випадках, коли вільне обертання долота блокується в інтервалах звуження або при ударах про забій, крутний момент може розгорнути щодо загвинчування найбільш слабе з'єднання, починаючи від приєднувальних різьби долота і закінчуючи відворотом нарізного сполучення бурильного інструменту. Політ двигуна або його частин при складанні/розбиранні КНБК може виникнути внаслідок застосування обладнання та механізмів не відповідних розмірів, що мають дефекти, або при порушенні інструкцій по безпечному виконанню робіт.

Для попередження аварій, пов'язаних з польотом двигунів необхідно дотримуватися наступних правил:

- При виконанні робіт, пов'язаних зі складанням/розбиранням КНБК використовувати тільки справний і паспортизовані обладнання та інструмент.
- Використовувати обладнання тільки відповідного типорозміру.

- Не залишати двигун (секцію, шпindel) в клинах ПКР без страхувального пристрою (хомут, спайдер).

- Здійснювати роботи відповідно до правил та інструкцій по безпечному веденню робіт.

Після проведення на свердловині аварійних робіт, пов'язаних з ловильними роботами розчленованих двигунів і двигунів після польоту, застосуванням кислотно-лужних обробок, використанням для ліквідації аварій ясів, додатком понад допустимі розтягують навантажень, подальше використання брали участь при цих операціях двигунів заборонено. Необхідно провести підйом і вивіз двигуна на ревізію.



## ВИСНОВКИ

У дипломній роботі був проведений аналіз конструкцій гвинтових вибійних двигунів. Розглянуті принципи дії, робоча характеристика, особливості буріння, вимоги, а також класифікація гвинтових вибійних двигунів. Детально проаналізовані основні типи і розміри гвинтових вибійних двигунів, а також елементи конструкцій двигунів і їх компонувань.

На підставі проведеного аналізу була запропонована вдосконалена конструкція секційного гвинтового вибійного двигуна, що дозволяє істотно підвищити тривалість міжремонтного періоду ГВД і поліпшити відріток бурових доліт. Оптимізовані конструктивні параметри секційного гвинтового вибійного двигуна. В якості критерію оптимізації були обрані мінімальний перепад тиску в гвинтовому вибійному двигуні.

Розрахована економічна ефективність запропонованих рекомендацій. Розрахунок показав, що застосування запропонованих рекомендацій дає значний економічний ефект.

У роботі приведені заходи щодо охорони праці і техніка безпеки.

Таким чином, в результаті виконання дипломної роботи були досягнуті усі цілі і завдання, що стояли перед початком досліджень.



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ**

1. Буровые комплексы: учебное пособие для студентов вузов / Уральский государственный горный университет; под ред. К. П. Порожского. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2013. – 768 с.
2. Абубакиров В.Ф., Буримов Ю.Г., Гноевых АН., Межлумов АО., Близиюков В.Ю. Буровое оборудование: Справочник: в 2-х т. Т. 2. Буровой инструмент. – М.: ОАО "Издательство "Недра", 2003. – 494 с.
3. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Винтовые забойные двигатели. – М.: Недра, 1999. – 375 с.
4. Басарыгин Ю.М., Проселков Ю.М., Шаманов С.А. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин: Учеб. для вузов. – М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2003. – 1007 с.
5. Гусман М.Т., Балденко Д.Ф. Винтовые забойные двигатели. – М., ВНИИОЭНГ, 1972. – 84 с.
6. Забойные винтовые двигателя для бурения скважин / М.Т. Гусман, Д.Ф. Балденко, А.М. Кочнев, С.С. Никомаров. – М.: Недра, 1981.
7. Коротаев Ю.А., Цепков А.В., Кочнев А.М., Бобров М.Г., Трапезников С.Г. Многозаходные винтовые забойные двигатели для бурения и капитального ремонта скважин. – М. ОАО «ВНИИОЭНГ», 2002.
8. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 367 с.
9. Султанов Б.З., Шаммасов Н.Х. Забойные буровые машины и инструмент. – М.: Недра, 1976. – 239 с.
10. Овчинников В.П. Винтовые забойные двигатели для бурения скважин: Монография / В.П. Овчинников, М.В. Двойников, Д.Р. Аминов, А.И. Шиверских. – Тюмень: ООО «Печатник», 2009. – 204 с.
11. Сазонов Ю.А. Конструирование нестандартных гидравлических машин: учебное пособие. – М.: Издательский центр РГУ нефти и газа (НИУ) имени И. М. Губкина, 2016. – 174 с.
12. Анализ видов разрушения рабочих органов винтовых забойных двигателей по результатам их использования в ООО «Кубаньбургаз» / С.А. Акопов, Г.П. Шелудько, Р.В. Карапетов // Материалы XXXI научн.-техн. конференции по результатам работы за 2000 год: тез. докл. Ставрополь: Сев-КавГТУ, 2001. – С. 85.
13. Сулеймов М.Т. Повышение рабочего ресурса винтового забойного двигателя // Вестник науки и образования. 2019. №10-1 (64).
14. Балденко Ф.Д. Расчеты бурового оборудования. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. – 428 с.