Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки та робототехніки

Кафедра нафтогазових машин та обладнання

Штереб Володимир Васильович

(прізвище, ім'я, по-батькові)

УДК 622

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Модернізація елементів гідравлічної частини бурового насоса

(назва роботи)

Обладнання нафтових і газових промислів

(назва освітньої програми)

185 – «Нафтогазова інженерія та технології»

(шифр і назва спеціальності)

_____

(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього рівня)

Науковий керівник

Дейнега Р.О. канд. техн. наук, доцент

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

Допущено до захисту

Завідувач кафедри

доцент _____ Я. Т. Федорович

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

доктор філософії _____ Паневник Д.О.

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Івано-Франківськ – 2025 рік

З М І С Т

1 ПРИЗНЧЕННЯ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ БУРОВИХ НАСОСІВ..... 7
2 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ КЛАПАНІВ БУРОВИХ НАСОСІВ 12
3 РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КЛАПАННОГО ВУЗЛА 29
4 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА..... 36
4.1 Міцнісні розрахунки штока насоса бурового насоса 36
4.2 Розрахунок циліндрової втулки насоса 39
4.3 Розрахунок елементів поршня..... 43
4.4 Розрахунок сідла клапана..... 45
4.5 Розрахунок тарілки клапана на міцність..... 50
5 МОНТАЖ І РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ..... 55
Висновки 62

Вступ

Актуальність роботи.

У сучасних умовах розвитку нафтогазової галузі особливої актуальності набуває підвищення надійності та ефективності бурового обладнання, зокрема бурових насосів, які є ключовими елементами насосно-циркуляційної системи. Робота бурових насосів відбувається в умовах високих тисків, значних циклічних навантажень та впливу агресивних середовищ, що містять абразивні домішки. Це призводить до інтенсивного зношування елементів гідравлічної частини, насамперед клапанних вузлів, поршнів, циліндрових втулок та сідел. Часті відмови цих елементів спричиняють простої бурових установок, зростання витрат на ремонт і технічне обслуговування, а також зниження техніко-економічних показників буріння. У зв’язку з цим модернізація елементів гідравлічної частини бурового насоса є актуальним науково-практичним завданням, спрямованим на підвищення ресурсу роботи обладнання, зменшення енергетичних втрат і забезпечення стабільної та безпечної експлуатації бурових установок.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення надійності та довговічності бурового насоса шляхом модернізації елементів його гідравлічної частини.

Для досягнення поставленої мети в роботі передбачено виконання таких завдань:

– аналіз призначення та конструктивних особливостей бурових насосів;

– огляд і порівняння існуючих конструкцій клапанних вузлів;

– розроблення удосконаленої конструкції елементів гідравлічної частини насоса;

– виконання розрахунків на міцність і працездатність основних деталей;

– оцінка ефективності запропонованих конструктивних рішень.

Об’єктом досліджень. Напружено-деформований стан клапанів бурового насоса.

Предмет дослідження: надійність клапанів бурового насоса.

Практична цінність Практична цінність роботи полягає в можливості використання запропонованих конструктивних рішень при проєктуванні нових бурових насосів або модернізації існуючого обладнання. Результати дослідження сприяють підвищенню ресурсу роботи гідравлічних вузлів, зменшенню витрат на ремонт і обслуговування, а також покращенню техніко-економічних показників буріння свердловин.

Методи дослідження. Використано статистичні методи обробки інформації для аналізу технологій та обладнання для сепарації і особливостей роботи газорідинних сепараторів, імітаційне моделювання.

1 ПРИЗНЧЕННЯ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ БУРОВИХ НАСОСІВ

Бурові насоси призначені для подачі промивної рідини у свердловину з метою очищення вибою від вибуреної породи (шламу) та транспортування її на поверхню, а також для охолодження і змащення долота. Крім того, вони забезпечують створення гідромоніторного ефекту під час буріння відповідними типами доліт і слугують джерелом енергії для роботи вибійних гідравлічних двигунів.

З урахуванням функціонального призначення та умов експлуатації до бурових насосів висувається низка вимог. Зокрема, подача насоса має регулюватися в діапазоні, що гарантує ефективну промивку свердловини. Потужність насосного агрегату повинна забезпечувати як процес промивки, так і привід вибійних гідравлічних механізмів. Важливою є рівномірність швидкості подавання промивної рідини, оскільки це дозволяє зменшити інерційні навантаження та пульсації тиску, які можуть ускладнювати процес буріння, спричиняти додаткові енергетичні витрати та прискорене руйнування обладнання.

Бурові насоси мають бути придатними для роботи з промивними розчинами різної густини, у тому числі абразивними, масловмісними та корозійно-активними. Деталі й вузли, що контактують із промивною рідиною, повинні характеризуватися підвищеною зносостійкістю та конструктивною пристосованістю до швидкої й зручної заміни. Великогабаритні елементи насосів необхідно оснащувати пристроями для їх безпечного захоплення і переміщення під час ремонту та технічного обслуговування. Конструкція насосів має забезпечувати можливість транспортування у зібраному стані, переміщення в межах бурової установки, а також допускати праве або ліве розташування привідного двигуна. При цьому надійність і довговічність насосів повинні поєднуватися з економічністю та безпекою їх експлуатації.

Зі зростанням глибини буріння істотно підвищуються вимоги до потужності бурових насосів. У виробництво впроваджуються нові моделі, що

відповідають сучасним умовам буріння. На основі експлуатаційного досвіду, науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, а також досягнень насособудування й суміжних галузей техніки відбувається постійне вдосконалення бурових насосів: підвищується їх надійність і ресурс, зменшується маса, а також скорочуються матеріальні й трудові витрати на виготовлення, експлуатацію та ремонт. Це зумовило формування широкої номенклатури типів і модифікацій бурових насосів, які застосовуються у вітчизняній та зарубіжній промисловості.

Робочі органи бурових насосів виконуються у вигляді поршнів. Якщо раніше переважали двопоршневі насоси двосторонньої дії, то нині їм на зміну приходять трипоршневі насоси односторонньої дії. У насосах двосторонньої дії рідина переміщується як у поршневій, так і в штоковій порожнинах, при цьому за один подвійний хід поршня здійснюються два цикли всмоктування та нагнітання. У насосах односторонньої дії переміщення рідини відбувається лише в поршневій порожнині, і за подвійний хід поршня реалізується один цикл всмоктування і нагнітання.

У бурових насосах застосовуються самодіючі пружинні клапани тарілчастого типу, причому всмоктувальні та нагнітальні клапани є взаємозамінними. Осі поршнів паралельні між собою та розміщені в горизонтальній площині з одного боку від приводу насоса. Рух поршням передається від ведучої ланки у вигляді обертового ексцентрикового, кривошипного, пальцевого або колінчастого вала. Насоси з прямодіючим приводом, у яких ведуча ланка здійснює зворотно-поступальний рух, у сучасних вітчизняних конструкціях не застосовуються.

Ведучий вал отримує обертання від трансмісійного вала через циліндричну зубчасту передачу. Регулювання подачі насоса здійснюється шляхом заміни циліндрових втулок або зміни частоти ходів. Для зменшення пульсацій тиску, що виникають через нерівномірність руху поршнів, використовуються пневматичні компенсатори.

Двопоршневий буровий насос УНБ-600 призначений для подавання промивної рідини у свердловину під час буріння на глибину до 5000 м. За роторної технології буріння насосне обладнання виконує ключову функцію транспортування промивної рідини крізь колону бурильних труб безпосередньо на вибій свердловини. Потік рідини забезпечує ефективне охолодження бурового долота, видалення продуктів руйнування гірських порід із зони буріння, а також передачу гідравлічної енергії до турбобура. У ролі промивного агента застосовують воду або спеціально підготовлені глинисті розчини з додаванням нафти, соди та інших хімічних компонентів. Для гарантованої та довговічної роботи вузлів і деталей насоса необхідною умовою є підтримання високого рівня очищення промивної рідини від твердих частинок вибуреної породи.

Технічні дані та характеристики насоса наступні:

Потужність, кВт 600

Корисна потужність, кВт, не менше 475

Довжина ходу поршня, мм 400

Діаметр штока поршня, мм 70

Максимальне число подвійних ходів

поршня, 1/с (ходів/хв) 1,083 (65)

Максимальна частота обертання

трансмісійного валу, 1/с (об/хв) 5,33 (320).

Характеристики робочої частини насоса відповідають величинам, наведеним у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Характеристика насоса.

Діаметр циліндрової втулки, мм	Ідеальна подача, л/с, не менше	Максимальний тиск, МПа, не менше	Діаметр отвору кільця запобіжного клапана, мм
200	184 (51,9)	10,0 (100)	58,9 H11
190	164 (45,7)	11,5 (115)	48,2 H11
180	151 (42)	12,5 (125)	43,0 H11
170	130 (36)	14,5 (145)	35,4 H11
160	113 (31,5)	16,5 (165)	30,1 H11
150	99 (27,5)	19,5 (195)	25,3 H11
140	84 (23,3)	22,5 (225)	20,7 H11
130	71 (19,7)	25,0 (250)	19,3 H11

Тиск на вході при роботі насоса,

МПа (кгс/см), для бурового розчину

(манометричне), не менше 0,02 (0,2)

Тип передачі циліндричний

косозуба

Передавальне число (123/25) 4,92

Тип клапана тарілчастий

Розмір посадочного конуса:

діаметр, мм 196,85 0,2

конусність 1:6

Розміри посадочного кінця

трансмісійного валу, мм:

діаметр 175

довжина 407

шпонка 45 25 360

Число клинових пвсів ГОСТ 1284.1-80 16

Запобіжний клапан мембранний
Пневмокомпенсатор ПК-70-250 с
розділової діафрагмою
Об’єм газової камери, дм 70
Найбільше допустиме початковий
тиск повітря, МПа 9,0
Максимальний робочий
тиск рідини, МПа 25,0
Маса, кг, не більше 25450
Перекачувана рідина
буровий розчин вода пісок не більше
5%, глинистий
Температура, перекачуваної
рідина, С, не більше +80
Діаметр шків, мм 1400

Насос може оснащуватися шківами різного діаметра залежно від діаметра та частоти обертання приводного шківа, що забезпечує узгодження режимів роботи приводу й насосного агрегату.

2 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ КЛАПАНІВ БУРОВИХ НАСОСІВ

Клапани насосів призначені для періодичного відкриття і закриття всмоктуючих і нагнітальних отворів циліндрів. У бурових поршневих насосах застосовують самопідйомні клапани тарільчастого типу. Кільцеві клапани (з кількома концентричними щілинами) не застосовуються, оскільки при ущільненні клапана це призводить до значного збільшення розниць між

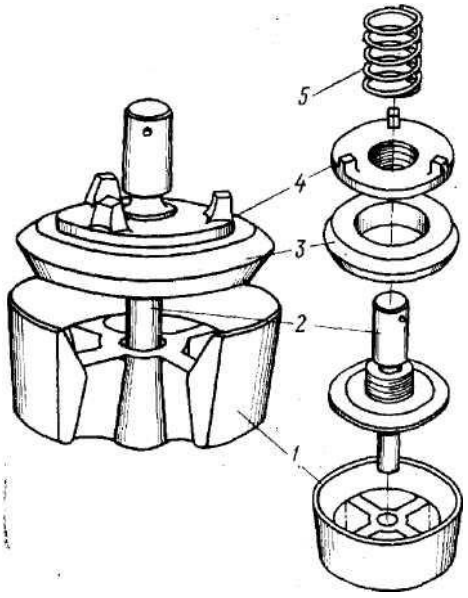


Рисунок 2.1 - Деталі тиску клапана в циліндр і над клапаном в момент бурового насоса: його відкриття.

1 – сідло; 2 – тарілка зі штоком; 3 – ущільнення; 4 – гайка; 5 – пружина.

Клапан (рисунок 1) є складальним вузлом, до складу якого входять сідло, тарілка з напрямним штоком, ущільнювальний елемент, кріпильні деталі та пружина. Ущільнювальна поверхня виконана у вигляді конуса з кутом нахилу в межах 30–60°.

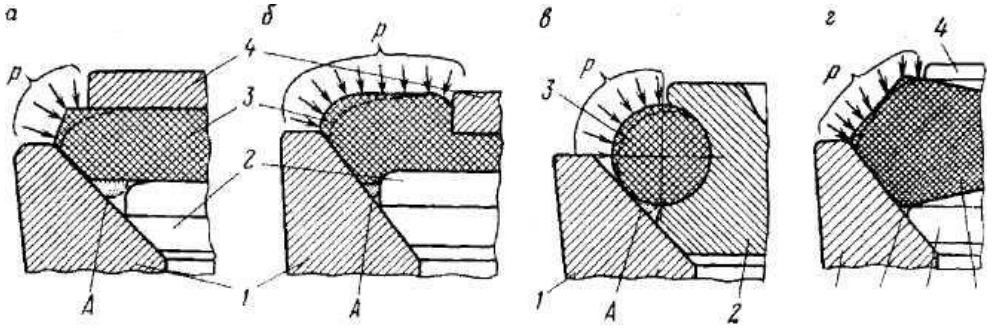
Під час перекачування бурових розчинів, що містять абразивні домішки, а особливо обважнених розчинів, ресурс роботи клапанів суттєво зменшується: замість нормативних 300–500 годин він у деяких випадках не перевищує 20–30 годин. У зв’язку з цим конструкція клапанів, клапанних коробок і їх кришок повинна забезпечувати можливість швидкої заміни, ремонту та огляду. Для

спрощення виготовлення та зручності експлуатації всмоктувальні й нагнітальні клапани зазвичай виконують взаємозамінними.

Клапани мають забезпечувати м’яку, безударну посадку на сідло за змінних режимів роботи та характеризуватися мінімальними гідравлічними втратами. Надійне напрямлення тарілки повинно гарантувати її точну та рівномірну посадку на сідло по всій поверхні посадкового пояска. При цьому тарілка має бути максимально легкою, а конічний ущільнювальний поясок – вузьким.

У насосах, що працюють при тиску понад 20 МПа, на тарілку клапана діють значні сили, які можуть досягати 300–400 кН. Це призводить до виникнення високих локальних навантажень у зоні посадкового пояска та його прискореного зносу. У таких умовах доцільно застосовувати конструкції клапанів, у яких передбачена одночасна посадка як на ущільнювальний поясок, так і на нижню площину тарілки та ребра сідла.

Для насосів з меншими навантаженнями така схема посадки, як правило, не використовується з метою спрощення конструкції та технології виготовлення. Вирішальним чинником, що визначає довговічність клапана, є конструкція ущільнювальних кілець і посадкових поверхонь сідла та тарілки. Геометрія вузла їх з’єднання повинна узгоджуватися з твердістю ущільнювального елемента та робочим тиском, щоб запобігти надмірним деформаціям і передчасному зносу деталей під дією змінних циклічних навантажень.



1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – кільце ущільнююче; 4 – диск зажимной Рисунок 2.2 – Схема дії різних ущільнень клапанів:

Слід ураховувати, що пластичні матеріали та гумові елементи за умов всебічного гідростатичного навантаження практично не зазнають змін об’єму, однак характеризуються високою здатністю до деформації форми. Під дією перепадів тиску вони легко перерозподіляються та заповнюють наявні вільні порожнини, що істотно впливає на роботу ущільнювальних вузлів. У разі, коли тарілка клапана контактує з сідлом раніше, ніж ущільнювальне кільце, промивна рідина, проникаючи в зазор клапана, спричиняє інтенсивне ерозійне руйнування металевих посадочних поверхонь. Якщо ж ущільнювальне кільце прилягає до сідла раніше за тарілку, то під дією тиску пластичний матеріал втискується в зазор, унаслідок чого його ущільнювальна крайка швидко руйнується.

Розмір щілини між тарілкою і сідлом визначається, зокрема, гранулометричним складом твердих частинок, що містяться у прокачуваному розчині. З огляду на це в сучасних конструкціях для роботи за високих тисків застосовують ущільнювальні кільця збільшеного перерізу зі заокругленими кромками, виготовлені з жорстких пластмас, таких як поліуретан або синтетичні композиційні матеріали, інколи армовані тканиною. На рисунку 2.2 наведено різновиди ущільнювальних елементів клапанів, де L позначає деформовану частину кільця під дією тиску.

Експериментальні та експлуатаційні дані свідчать, що ущільнення з плоским кільцем постійної товщини (рисунок 2.2, а) задовільно функціонують за тиску 10–15 МПа, однак за перевищення цього рівня їхній ресурс істотно зменшується. Ущільнення з потовщеним ободом (рисунок 2.2, б) демонструють добру працездатність у діапазоні 15–20 МПа, проте за вищих тисків ефективність різко знижується. Найбільшою довговічністю при тисках понад 20 МПа відзначаються ущільнення круглого (рисунок 2.2, в) та ромбоподібного (рисунок 2.2, г) перерізів, виготовлені з поліуретану твердістю 86–96 за TIR або жорстких смол.

Конструктивні рішення клапанів відзначаються значною різноманітністю. На рисунку 3 представлено клапан з ущільнювальним кільцем, розташованим на сідлі, що дає змогу зменшити масу та поліпшити динамічні характеристики.

Водночас досвід експлуатації підтверджує, що така конструкція поступається за довговічністю клапанам з ущільненням, розміщеним на тарілці.

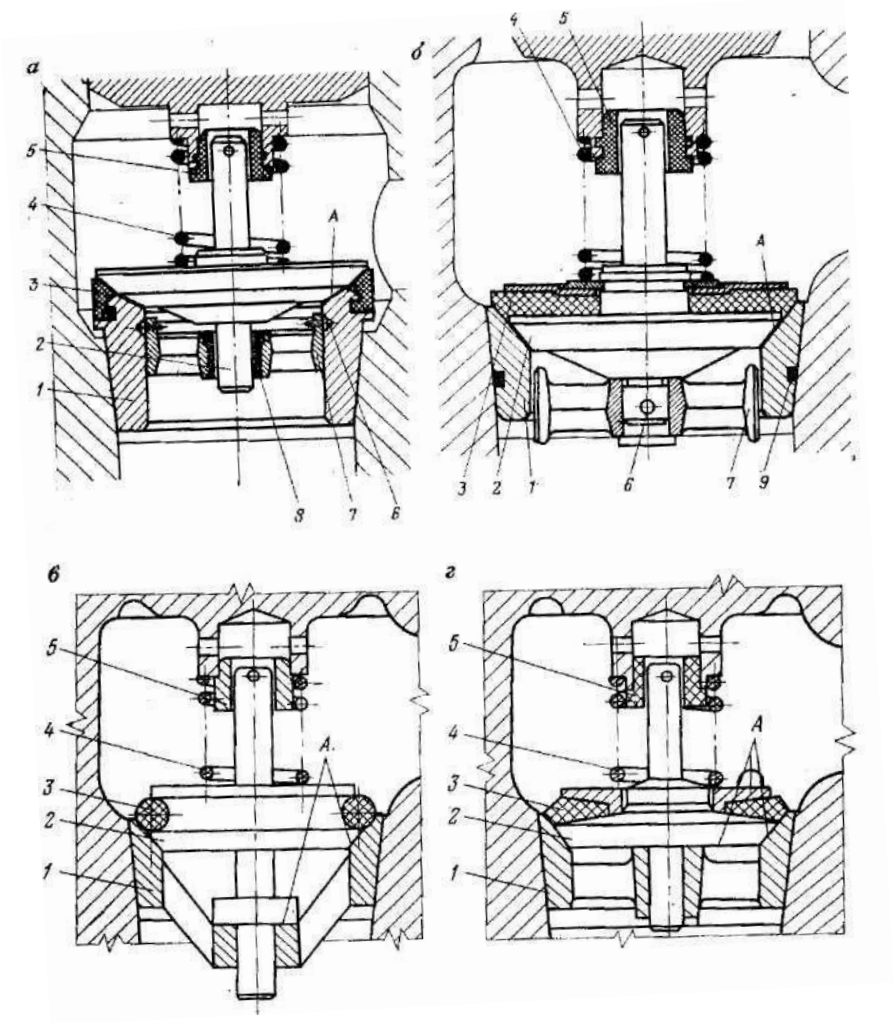


Рисунок 2.3 – Конструкції клапанів: 1 – седло; 2- тарілка зі штоком; 3 - ущільнення тарілки; 4 – пружина; 5, 8 – втулки направляючі верхня і нижня; 6 – фіксатор; 7 – хрестовина направляюча; 9 – ущільнення седла.

На рисунку 2.3, б представлено клапан, оснащений ущільнювальним кільцем постійної товщини з фіксацією ущільнювальної кромки. Така конструкція характеризується обмеженим ресурсом довговічності під час експлуатації за високих тисків. Нижня напрямна хрестовина жорстко закріплена на корпусі клапана, що зумовлює збільшення його маси та негативно впливає на динамічні показники роботи. Посадка тарілки в цьому випадку здійснюється

виключно по конічному пояску, унаслідок чого в зоні контакту виникають підвищені напруження, що прискорює зношування робочих поверхонь.

Окремі конструктивні рішення клапанів, призначених для роботи в умовах підвищених тисків, наведені на рисунку 2.3, в і г. Зокрема, на рисунку 2.3, в зображено клапан з ущільнювальним кільцем круглого перерізу, яке взаємодіє з опорними поверхнями конічного пояска тарілки та торцевої частини сідла. Додаткову стабілізацію руху тарілки забезпечують дві напрямні, що сприяє рівномірному розподілу навантажень і зниженню локальних контактних напружень. На рисунку 2.3, г показано клапан з ущільнювальним кільцем значної товщини, ромбоподібна форма якого забезпечує підвищену довговічність ущільнення в умовах високого тиску.

Загалом конструкція такого клапана є полегшеною: тарілка закріплена за допомогою стержня та переміщується в напрямних втулках сідла і верхньої кришки. Посадка тарілки здійснюється одночасно по конічному поясу та елементах хрестовини сідла, що підвищує надійність роботи вузла. На рисунку 2.4 наведено зовнішній вигляд клапанів різних конструктивних виконань.

.

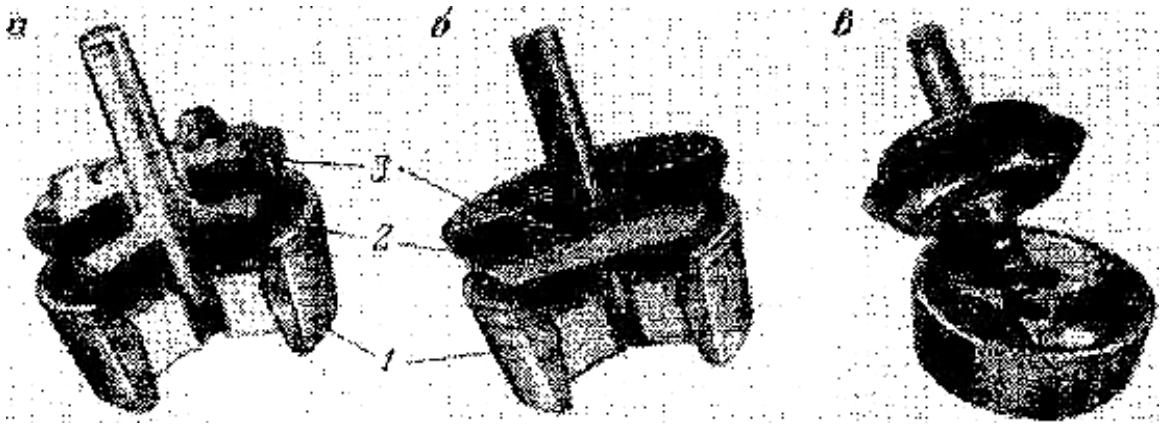


Рисунок 2.4 - Клапани з різними ущільненнями:

а – з плоским диском, прижатим гайкою; б – вільно закріплене ущільнювальне кільце з буртом; в – з кільцем круглого січення; 1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – ущільнення

Остаточний вибір конкретного конструктивного рішення доцільно здійснювати виключно на основі експериментальних досліджень, які дають змогу комплексно оцінити вплив сукупності закладених у конструкцію чинників. До них належать форма елементів, їхні геометричні параметри, а також фізико-механічні властивості застосовуваних матеріалів. Лише за умови всебічного аналізу взаємодії цих характеристик можливо обґрунтовано визначити оптимальну конструкцію клапанного вузла.

Тарілку клапана рекомендується виготовляти з частковим заглибленням у еластичне ущільнення на 1–1,5 мм або з кутом нахилу робочої поверхні, що формує конічну поверхню ущільнення, який дещо відрізняється від кута посадкової поверхні. Таке конструктивне рішення забезпечує первинну посадку клапана саме на ущільнювальний елемент. Особливу увагу слід приділяти конструкції ущільнення, оскільки вихід клапана з ладу зазвичай зумовлений не природним зношуванням, а утворенням промивів. Останні виникають унаслідок руйнування ущільнення через невдало обрану форму його перерізу та нестабільність розмірів у процесі експлуатації.

З метою зменшення інтенсивності зношування ущільнювальних поверхонь тарілки та сідла клапана їх піддають термічній обробці по всьому об’єму або локально на посадкових поверхнях. Для цього застосовують нагрівання струмами високої частоти або цементацію на глибину 1,5–2 мм з подальшим гартуванням. Гартування з використанням ТВЧ забезпечує зміцнення шару завтовшки 2–4 мм. Твердість тарілки клапана при цьому становить 48–56 HRC. Для виготовлення клапанів використовують конструкційні леговані сталі марок 40Х, 40ХНМ, 40ХС, 38ХСТ та інші. У разі цементації застосовують низьковуглецеві леговані сталі, зокрема 20Г, 18ХГТ, 20ХНЗ. Для виробництва сідел клапанів використовують сталі марок 38ХС, 5ХГМ, 40ХНЗ, 40Х, а після цементації – 25ХНМА, 20ХНЗ та інші.

Таблиця 2.2 - Основні розміри клапанів бурових насосів, мм (рисунок 2.5, а)

		Діаметр		Висота	
Номер клапана	клапан	сідло		сідло л	підйому клапана hmin
		Д0	д1		
0	54,0	32	60,3	35	20
1	63,6	45	76,2	40	20
2	76,2	50	70,4	40	22
3	100,8	67	100,8	45	22
4	113,5	75	113,9	50	25
5	126,2	82	128,8	60	32
6	142,9	95	146,0	70	35
7	168,3	ПО	171,4	75	35

Твердість робочої поверхні сідла клапана повинна перебувати в межах 50–60 HRC. Посадкові поверхні зобов’язані бути вільними від забарвлення термічного походження, зокрема чорного нальоту, а також від будь-яких дефектів, що можуть негативно впливати на герметичність і довговічність вузла. Крім того, вони мають бути строго концентричними відносно напрямних циліндричних поверхонь і забезпечувати одночасну надійну посадку як по конічній поверхні, так і по ребру, що сприяє рівномірному розподілу контактних напружень.

Втулка верхнього штока, як правило, виготовляється з еластичного гумового матеріалу та передбачається знімною, що полегшує технічне обслуговування і заміну зношених елементів. Пружини клапанів застосовуються циліндричні, спіральні, які працюють в режимі стискання та мають традиційну конструкцію. Для їх виготовлення використовується цільнотягнута пружинна дротина зі сталі марки 60С2А, що забезпечує необхідні пружні характеристики. Твердість матеріалу пружин становить 40–50 HRC, що відповідає вимогам до

надійної та стабільної роботи клапанного механізму в умовах циклічних навантажень.

Основні геометричні параметри клапанів бурових насосів, у яких вони встановлюються, є уніфікованими та регламентуються відповідним нормативним документом ОСТ 26-02-119–76. Нормалізовані розміри клапанів наведені в таблиці 2.2, а також графічно представлені на рисунку 2.5, що полегшує їх використання при проєктуванні та експлуатації насосного обладнання.

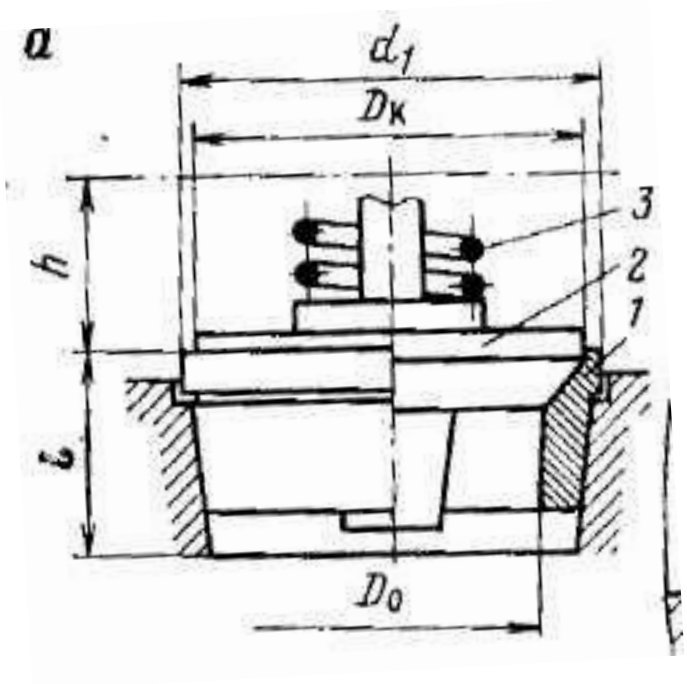


Рисунок 2.5 - Основні розміри клапанів : 1 – седло; 2 - клапан; 3 – пружина

Розглянемо деякі патенти, видані Державним комітетом за заявами та відкриттями.

1. Патент «Вузол клапана» F 16 K 15/02 № 672421

Винахід належить до галузі клапанних пристроїв гідравлічних машин, призначених для перекачування як чистих, так і абразивовмісних рідин, та може бути ефективно використаний у конструкціях бурових насосів. У відомих технічних рішеннях застосовуються клапанні вузли, що включають сідло з хрестовиною, виконаною з каналом, а також клапан із верхнім і нижнім штоками,

з’єднаними з буртом-ущільнювачем, який розміщений між буртом і тарілкою. Також відома конструкція клапанного вузла з тарілчастим запірним органом та ущільнювачем, встановленим на штоку між буртом і виступом з можливістю осьового переміщення.

Основними недоліками зазначених конструкцій є значні динамічні навантаження, що виникають у момент посадки клапана на сідло, а також підвищені напруження в ущільнювальному елементі при збільшенні площі опорних поверхонь. Сукупна дія цих факторів призводить до інтенсивного зношування, зменшення ресурсу роботи та зниження надійності клапанного вузла загалом. У зв’язку з цим актуальним є вдосконалення конструкції клапана з метою підвищення його довговічності та експлуатаційної надійності.

Поставлена мета досягається завдяки виконанню каналу хрестовини ступенчатим, з двома ділянками різного діаметра. При цьому в ділянці каналу більшого діаметра розміщується хвостовик штока, діаметр якого перевищує діаметр меншої ділянки каналу. Таке конструктивне рішення забезпечує перерозподіл навантажень у вузлі та зменшення напружень в ущільнювальному елементі.

На кресленні представлено розріз клапанного вузла, який містить сідло 1 з хрестовиною 2, у якій виконано ступенчатий канал з ділянками 3 і 4. На штоку 5 з хвостовиком 6 сформовані бурт 7 і виступ 8, між якими розміщені тарілка 9 та ущільнювач 10. Закриття клапана забезпечується пружиною 11.

Функціонування клапанного вузла відбувається таким чином. У процесі закриття клапана тарілка 9 сідає на сідло 1. Під дією перепаду тиску бурт 7 разом зі штоком 5 зміщується відносно тарілки 9, яка встановлена на штоку з ходовою посадкою. Унаслідок цього ущільнювач 10 додатково стискається між тарілкою 9 і буртом 7, що забезпечує високий рівень герметичності при мінімальному попередньому натягу ущільнювального елемента відносно конічної поверхні сідла. Зменшення початкового натягу, у свою чергу, сприяє зниженню динамічних навантажень під час контакту тарілки із сідлом.

Виконання тарілки 9 «плаваючою» відносно штока 5 додатково зменшує динамічні навантаження завдяки компенсації перекосів тарілки відносно сідла. Це зумовлено можливістю її кутового переміщення відносно виступу 8, який у реальних умовах експлуатації не завжди співвісний з напрямними елементами гідравлічної коробки насоса. За такої схеми пружина 11 діє на тарілку через ущільнювач 10, який виконує функцію демпфувального елемента, додатково знижуючи ударні навантаження при закритті клапана.

Виступ 8 забезпечує фіксацію тарілки 9 на штоку 5 та її надійний контакт з ущільнювачем 10. У разі зміни розмірів опорних поверхонь тарілка може зміщуватися відносно сідла, а хвостовик 6 починає взаємодіяти з торцевою поверхнею в зоні переходу між ділянками ступенчатого каналу. Це призводить до зменшення напружень у матеріалі ущільнювача, що виникають при його затисканні між тарілкою та буртом. Одночасно з цим відбувається контрольоване зростання напружень, пов’язаних із просіданням ущільнювача разом з тарілкою, що забезпечує стабільний напружений стан матеріалу та сприяє зменшенню інтенсивності зношування.

Розвантажувальна ділянка 4 каналу забезпечує ефективне видалення абразивних частинок із зони контакту хвостовика штока з каналом, що додатково підвищує надійність роботи вузла. У разі жорсткого з’єднання ущільнювача з тарілкою, наприклад шляхом клейового кріплення, зменшуються деформації ущільнювального елемента в напрямку ущільнювального зазору, що істотно подовжує термін його служби та ресурс клапанного вузла загалом. У такому виконанні достатнім є плоске з’єднання ущільнювача з тарілкою у вигляді диска.

Таким чином, запропонований клапанний вузол зі ступенчатим каналом хрестовини та відповідним розташуванням хвостовика штока забезпечує підвищення довговічності й надійності роботи за рахунок зниження динамічних навантажень, оптимізації напруженого стану ущільнювального елемента та поліпшення умов роботи в абразивному середовищі.

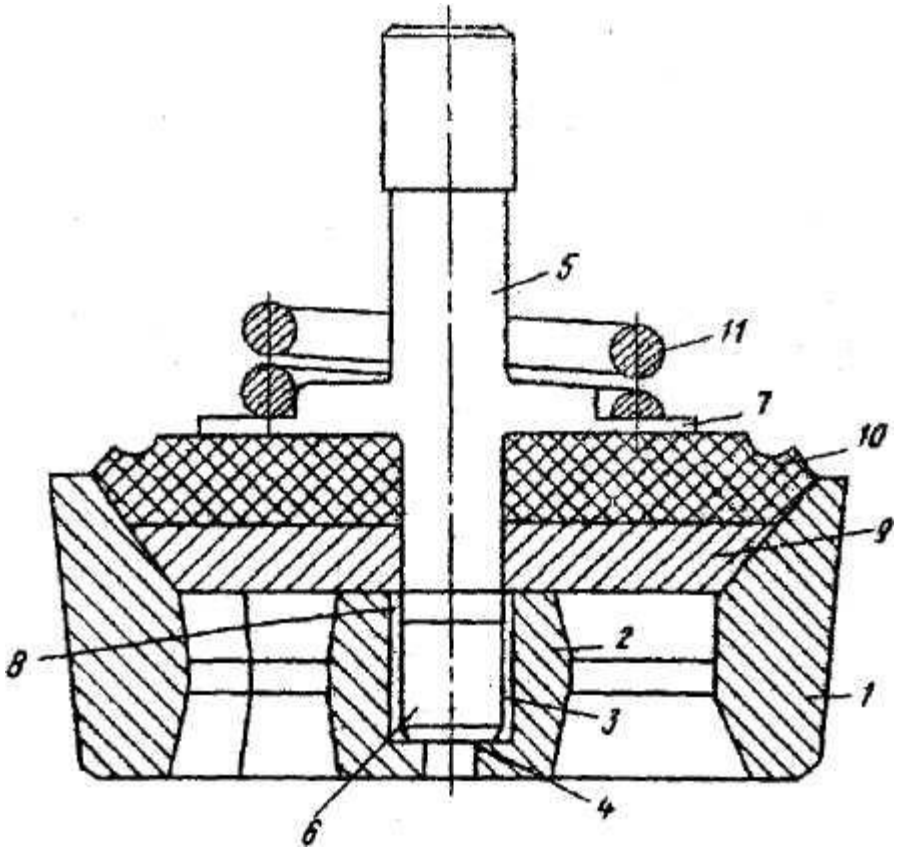


Рисунок 6 – Конструкція клапанного вузла

2. Патент «Клапан» F 16 K 15/02 № 1617231

Винахід відноситься до апматіпостроенія і може бути використано в якості клапана бурового насоса. Ціль винаходу є упрощення конструкції клапана. При закритті клапана тарілка 5 садиться на сідло 1, взаємодіючи опорною поверхнею 9 з хрестовиною 2. Дальше опускання штока 4 з нажимною шайбою 7 забезпечує герметизацію сідла за рахунок деформації ущільнювального елемента 6. Деформація ущільнювального елемента 6 обмежується ходом штока 4 до втрати обмежувального виступу 10 хрестовини 2.

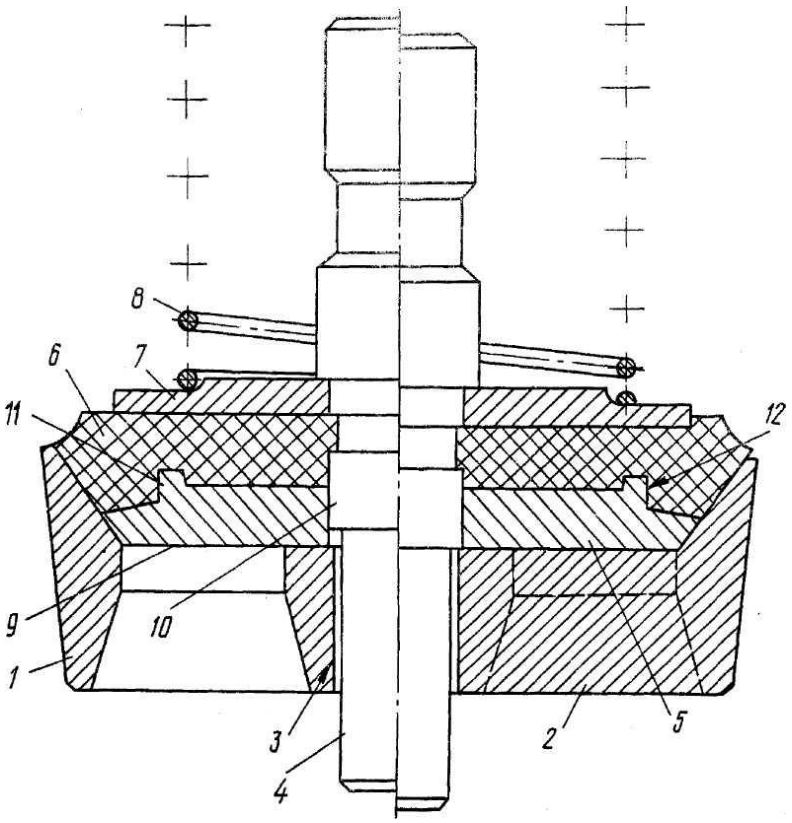


Рисунок 7 – Конструкція клапанного вузла

Винахід належить до галузі арматуробудування та може бути використаний як клапан бурових насосів, що працюють у складних умовах підвищених тисків і змінних навантажень. Основною метою запропонованого технічного рішення є спрощення конструкції клапана шляхом удосконалення конфігурації штока запірного органу без погіршення його експлуатаційних характеристик.

На кресленні показано конструкцію клапана: у лівій частині – у закритому положенні, у правій – у закритому стані за умови збільшеного перепаду тиску на клапані. Клапан містить сідло 1 з хрестовиною 2, у центральному отворі 3 якої розміщений шток 4 запірного органу. Запірний орган виконаний у вигляді тарілки 5, оснащеної ущільнювальним елементом 6 та натискною шайбою 7, яка з’єднана зі штоком за допомогою пружини 8. Тарілка 5 має опорну поверхню 9, що взаємодіє з хрестовиною 2 у момент посадки запірного органу на сідло 1.

На штоку 4 передбачено кільцевий обмежувальний виступ 10, розташований вище опорної поверхні 9 тарілки 5. Діаметр цього виступу

перевищує діаметр отвору 3 хрестовини 2, що забезпечує обмеження осьового переміщення штока. На поверхні тарілки 5, зверненій до ущільнювального елемента 6, виконано кільцевий виступ 11, який нерухомо розміщений у відповідній кільцевій западині 12 ущільнювального елемента, забезпечуючи його стабільне позиціонування.

У процесі закриття клапана при посадці тарілки 5 на сідло 1 ущільнювальний елемент 6 забезпечує герметичність ущільнювального з'єднання. За умови зростання перепаду тиску на клапані шток 4 разом із натискною шайбою 7 переміщується відносно тарілки 5, додатково стискаючи ущільнювальний елемент. Деформація ущільнювача призводить до підвищення рівня герметизації до моменту контакту обмежувального виступу 10 штока з хрестовиною 2. Наявність цього виступу запобігає надмірному стисканню ущільнювального елемента та його передчасному руйнуванню.

Таким чином, запропонований клапан, переважно призначений для бурових насосів, містить сідло з хрестовиною, у центральному отворі якої встановлений шток запірного органу з підпружиненою натискною шайбою і тарілкою з ущільнювальним елементом та опорною поверхнею. Відмінною особливістю конструкції є розміщення кільцевого обмежувального виступу штока вище опорної поверхні тарілки та виконання його діаметра більшим за діаметр отвору хрестовини, що забезпечує спрощення конструкції та підвищення надійності роботи клапана.

Для порівняння слід зазначити патент «Клапанний пристрій» (F16K 15/02, № 1203299), у якому з метою підвищення економічності застосовано віджимний пристрій у вигляді взаємодіючих кільцевих магнітних елементів, один з яких закріплений на запірному органі, а інший – на сідлі з осьовим розміщенням відносно сторони відкриття клапана.

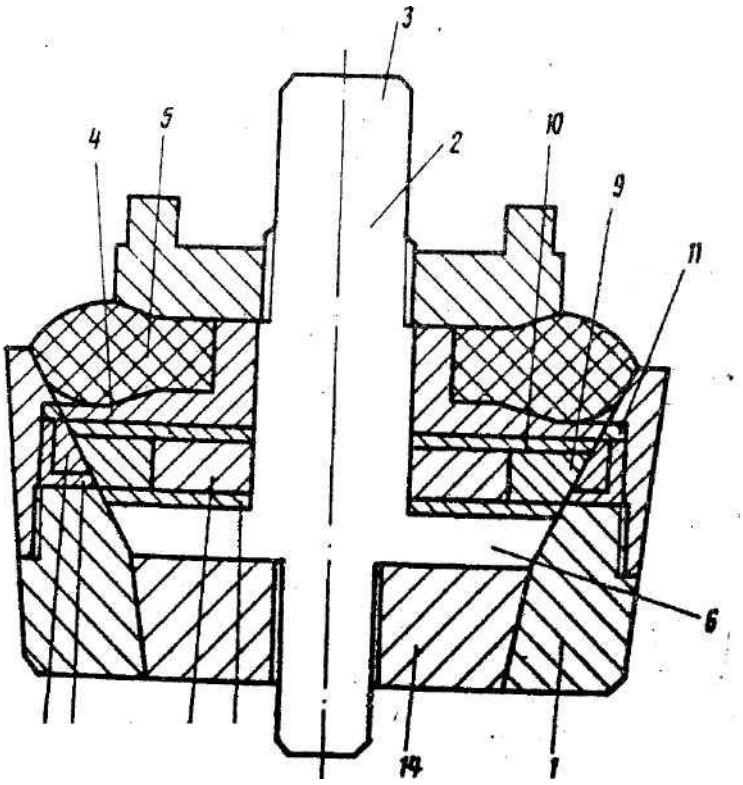


Рисунок 8 – конструкція клапанного вузла

Винахід належить до галузі арматуробудування та може бути застосований у насособудуванні, зокрема в конструкціях клапанів, що працюють у гідравлічних системах з підвищеними вимогами до економічності та надійності. Основною метою запропонованого технічного рішення є підвищення економічності клапана шляхом скорочення часу затримки його закриття, що дозволяє зменшити енергетичні втрати та підвищити ефективність роботи насосного обладнання.

На рисунку наведено загальний вигляд клапанного вузла в розрізі. Клапанний пристрій містить сідло 1, яке перекривається запірним органом 2, а також віджимний пристрій, виконаний у вигляді взаємодіючих кільцевих магнітних елементів. Запірний орган 2 складається зі штока 3, на якому між ущільнювальною втулкою 4 з ущільнювальним елементом 5 і тарілкою 6 закріплено один з магнітних елементів. Зазначений магнітний елемент містить нижній магнітопровід 7, постійний магніт 8, розташований у проміжному кільці 9 з немагнітного матеріалу, а також верхній магнітопровід 10.

Сідло клапана виконано з двох різьбово з'єднаних частин, між якими закріплений другий магнітний елемент. Останній складається з верхнього та нижнього полюсників 11 і 12, розділених міжполюсним кільцем 13 з немагнітного матеріалу. Товщина міжполюсного кільця 13 дорівнює товщині проміжного кільця 9, тоді як товщина магнітопроводів 7 і 10 відповідає товщині полюсників 11 і 12. Таке конструктивне співвідношення забезпечує узгоджену роботу магнітних елементів у процесі відкривання та закривання клапана.

У закритому положенні клапана магнітний елемент, закріплений на сідлі, розташований відносно магнітного елемента запірного органу з боку відкривання клапана. Шток 3 запірного органу переміщується в напрямній втулці з отворами для проходу робочого середовища, що забезпечує стабільність руху клапана.

Принцип роботи клапанного пристрою полягає в наступному. У закритому стані магнітопроводи 7 і 10 прагнуть притягнутися відповідно до полюсників 12 і 11, унаслідок чого зменшується тиск, необхідний для відкривання клапана. Верхня складова магнітної взаємодії спрямована вгору і зменшується в процесі відкривання клапана. У положенні, коли магнітопроводи та відповідні полюсники розташовані на одному горизонтальному рівні, вертикальна складова магнітної сили дорівнює нулю. При подальшому підйомі запірного органу магнітопроводи переміщуються вище рівня полюсників, і виникаюча при цьому сила магнітної взаємодії спрямовується до закриття клапана, зменшуючи кут його замикання.

У момент посадки тарілки на сідло, коли клапан проходить положення з нульовою вертикальною складовою магнітної взаємодії, під дією тиску робочої рідини та власної маси запірний орган продовжує рухатися вниз. При цьому вертикальні складові магнітних сил спрямовуються вгору, що сприяє зниженню динамічних навантажень у зоні контакту тарілки з сідлом. Завдяки рівності висоти міжполюсного кільця 13 і проміжного кільця 9 у момент посадки верхні поверхні магнітопроводів 7 і 10 розташовуються на одному рівні з нижніми поверхнями полюсників 11 і 12. Це забезпечує одночасну взаємодію магнітних

елементів і створення значної підйомної сили, що діє на клапан під час його закривання.

Подальше вдосконалення клапанного вузла пов’язане з підвищенням його довговічності та надійності роботи. Багато досліджень вказують на те, що ресурс клапана значною мірою визначається умовами контакту тарілки із сідлом та ступенем їх співвісності. З огляду на це метою іншого технічного рішення є забезпечення самоустановлення (самоцентрування) тарілки відносно сідла.

Зазначена мета досягається завдяки виконанню корпусу верхньої напрямної втулки зі сферичним упором, центр сфери якого розташований у середині втулки центральної напрямної. Сутність такого рішення полягає в забезпеченні можливості компенсації кутових зміщень між верхньою та нижньою напрямними, що сприяє автоматичному вирівнюванню тарілки в сідлі.

На рисунку 2.9 зображено відповідний клапанний вузол, який містить тарілку 1 зі штоками 2 і 3, розміщеними у корпусах верхньої 4 та нижньої 5 напрямних втулок, а також сідло 6. Корпус верхньої напрямної втулки оснащений сферичним упором 7, центр якого збігається з віссю центральної напрямної. Під дією тиску перекачуваної рідини тарілка підіймається, а після зняття тиску — опускається під дією пружини. Кутові відхилення компенсуються сферичною поверхнею упору, що забезпечує стабільне самоцентрування тарілки.

За експертними оцінками, застосування такої конструкції дозволяє збільшити ресурс клапанного вузла приблизно у два рази, що підтверджує ефективність запропонованих технічних рішень.

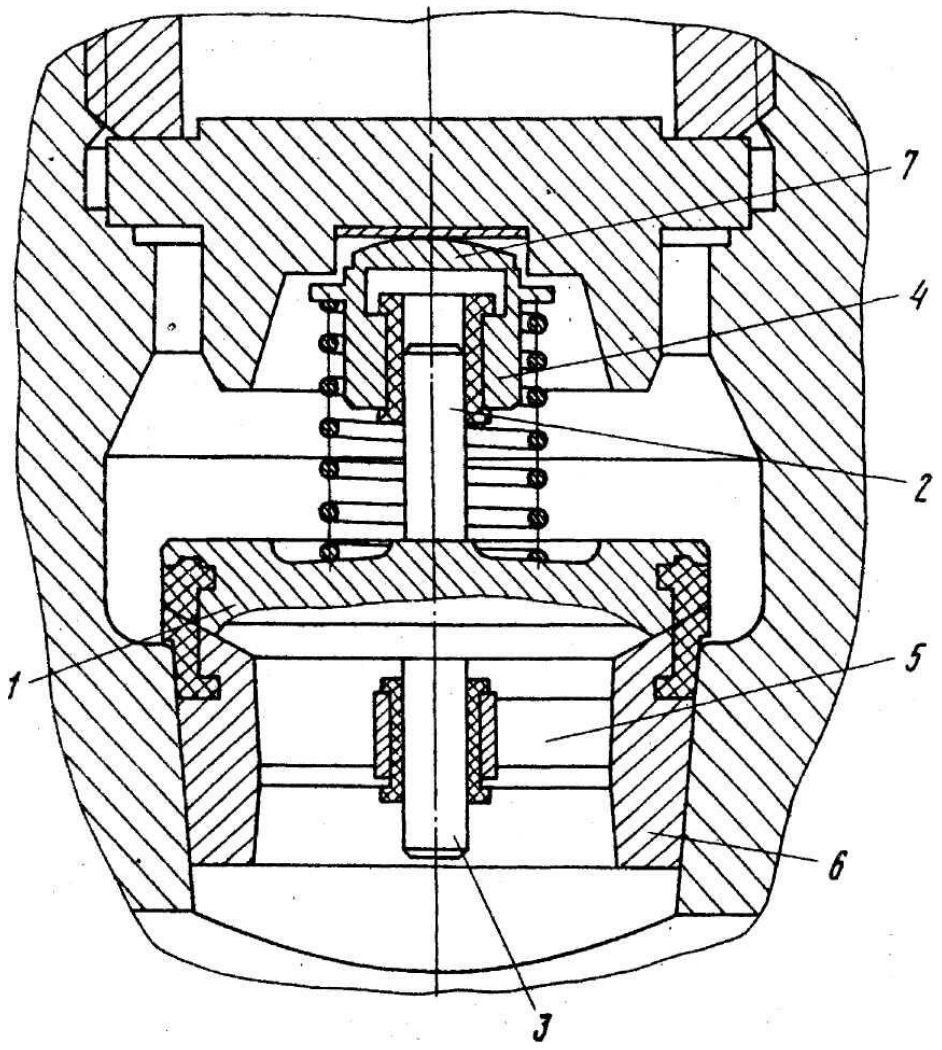


Рисунок 2.9 – конструкція клапанного вузла

3 РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КЛАПАННОГО ВУЗЛА

Клапанні пристрої, що використовуються в бурових насосах, відрізняються один від одного конструкцією ущільнювального елемента, місцем його встановлення, способом кріплення, а також конструкцією опор та напрямних.

Вивчаючи характеристику умов роботи та аналізуючи процес зношування клапанів бурових насосів, слід зазначити, що знос виявляється на таких ділянках:

- на напрямних поверхнях;
- на базових та посадкових поверхнях;
- у герметизуючих пристроях.

При вивченні основних проблем, пов'язаних зі зносом клапанів, пропонується модернізувати клапан, тобто змінити направляючу втулку клапана, що дозволяє забезпечити самоцентрування тарілки в сідлі клапана.

Виконання корпусу верхньої направляючої заглушки зі сферичним упором, центр сфери якого розташований посередині заглушки нижньої направляючої, дозволяє забезпечити самоцентрування тарілки в сідлі, в результаті чого забезпечується безпека в роботі клапанного вузла. На рисунку 3.1 зображено запропонований клапанний вузол.

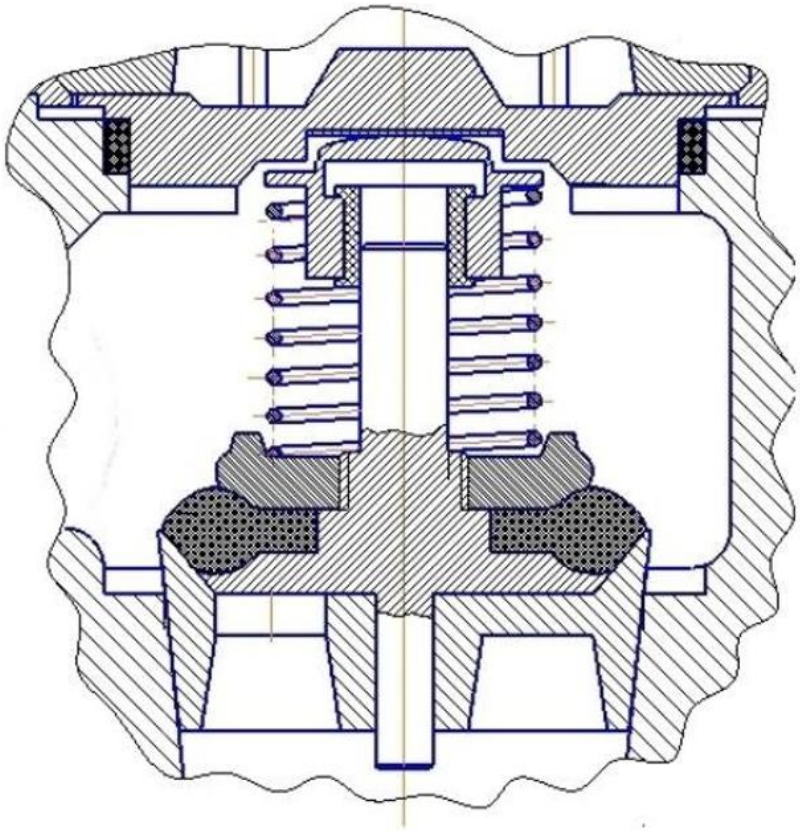


Рисунок 3.1 – Удосконалена модель клапана.

Клапанний вузол складається з тарілки зі штоками, що розташовані в корпусах верхньої та нижньої напрямних втулок, та сідла. Корпус верхньої напрямної втулки виконаний зі сферичним упором, центр сфери якого розташований посередині втулки нижньої напрямної.

Під тиском рідини, що перекачується, тарілка клапана піднімається, рухаючись по напрямних втулках.

Після зниження тиску під дією пружини тарілка клапана сідає.

Можливі кутові зміщення верхньої направляючої втулки відносно нижньої компенсується виконанням поверхні у формі сфери.

Спостереженнями встановлено, що механічний знос гумового елемента клапана незалежно від його розташування та в місцях найвищої концентрації напруги починається з перших годин роботи. Одна з таких ділянок – частина манжети, безпосередньо прилегла до місця сполучення лотка з сідлом. У момент

закриття клапана відстань між лотком і сідлом клапана швидко зменшується, тому іноді посадку лотка відбувається з продуванням. Це можливо у випадках, коли внаслідок інерції лотка, перш ніш клапан встигає закритися, починається зустрічний потік рідини, що захоплює конденсуючу деталь у зменшувальний зазор. При цьому можливо заклинювання гуми між металевими поверхнями, а при подальшому закритті лотка з сідлом зі зростанням тиску заблокований об'єм зривається, що призводить до швидкого виходу ущільнення з ладу.

Стукання та удари також призводять до виходу з ладу основних та ущільнених металевих деталей клапанного вузла.

Оскільки поставлена мета вирішується ознаками, які взагалі не виявлені в інших технічних рішеннях, можна зробити висновок, що запропоноване рішення відповідає підвищенню надійності роботи клапана шляхом забезпечення самоцентрування лотка.

Оцінка напружено деформованого стану клапанного вузла бурового насоса методом скінченних елементів

Підвищення їхньої надійності та довговічності, будучи основним фактором, що визначає зростання конкурентоспроможності продукції, пов'язане з достовірним визначенням "небезпечних" місць конструкції. Найефективнішим широко використовуваним сучасним засобом досягнення мети є використання методу скінченних елементів. Зараз існує велика кількість комплексів методу скінченних елементів, включаючи SolidWorks. Особливістю SolidWorks є надзвичайно широкий спектр завдань, які він здатний вирішувати. Сюди входять проблеми розрахунків на міцність (як лінійну, так і нелінійну), теплообміну, гідродинаміки та навіть акустики.

Математичне моделювання широко застосовується при оцінці зміни несучої здатності конструкцій, довговічності та стійкості посудин та апаратів нафтопереробних та нафтохімічних виробництв, що експлуатуються тривалий час. Однак, під час виконання розрахунків на міцність посудин та апаратів за методиками, зазначеними в технічній документації, не враховується, що в

процесі їх тривалої експлуатації відбувається зміна механічних характеристик металу, включаючи окрихчення, зміну структури та фазового складу.

Як об'єкт дослідження клапанний вузол бурового насоса УНБ-600, виготовлений з легованої сталі.

Було обрано 45Х.

Були розглянуті такі завдання: створення тривимірної (3D) геометричної та кінцево-елементної моделі клапанного вузла;

аналіз впливу конструктивних особливостей на напружено-деформований стан пристрою.

Для визначення впливу зміни кута нахилу осі напрямної пластини відносно сідла клапана на напружено-деформований стан клапанного вузла проведено порівняльний аналіз результатів розрахунків моделей клапанного вузла:

співвісне положення напрямної пластини та сідла в ідеальній гармонії (без відхилення кут);

співвісне положення напрямної пластини та сідла з відхиленням на 0,5°.

Розрахунок методом скінченних елементів було проведено для умов гідравлічного випробування клапанного вузла, як найбільш напруженого. Як вихідні дані були прийняті геометричні розміри клапана згідно з паспортом та кресленням виробника. Створення геометричної моделі було виконано за допомогою програмного комплексу SolidWorks (рисунок 3.2). Далі геометрична модель була розбита на сітку кінцевих елементів.

Для визначення впливу конструктивних особливостей на напружено-деформований стан клапана прийнято такі основні дані (пружні властивості матеріалу):

Матеріал «Поліуретан»:

модуль Юнга - 12 МПа; коефіцієнт Пуассона - 0,496; густина - 1210 кг/м^3.

Матеріал «Сталь 41Cr4»: модуль Юнга – 2×10^5 МПа; коефіцієнт Пуассона – 0,27; густина – 7850 кг/м^3.

Створення тривимірної геометричної моделі в програмному комплексі SolidWorks.

Геометрію клапанної пари було розбито на сітку кінцевих елементів у SolidWorks.

Модуль побудови сітки. Ділянки зі складною геометрією автоматично розбиваються на тетраедричні елементи.

Одним зі способів зменшення похибки розрахунків, пов'язаних з розрахунковою сіткою, є послідовне збільшення кількості елементів та відстеження змін необхідного розміру.

гідравлічний тиск на клапан зверху – 30 МПа;

гідравлічний тиск на клапан знизу – 3 МПа;

Під час імітаційного моделювання отримано розподіли гідравлічного тиску для кожного набору граничних умов, отриманих під час експериментів:

розподіл напружень при ідеальній посадці тарілки клапана на сідлі (рисунок 3.3)

розподіл напружень при відхиленні напрямної осі на 0,5 (рисунок 3.4)

На основі створеної тривимірної моделі клапанного вузла та побудованої кінцево-елементної моделі клапанного вузла визначено вплив зміни кута нахилу осі, що направляє тарілку, до осі посадкового отвору в сідлі клапана, на напружено-деформований стан клапанного вузла. Встановлено, що за ідеального стану максимальний натяг був у межах 140 МПа, а за відхилення 268 МПа, що майже вдвічі більше. Для виключення осьових відхилень запропоновано вдосконалення клапана шляхом зміни конструкції корпусу верхньої направляючої заглушки.

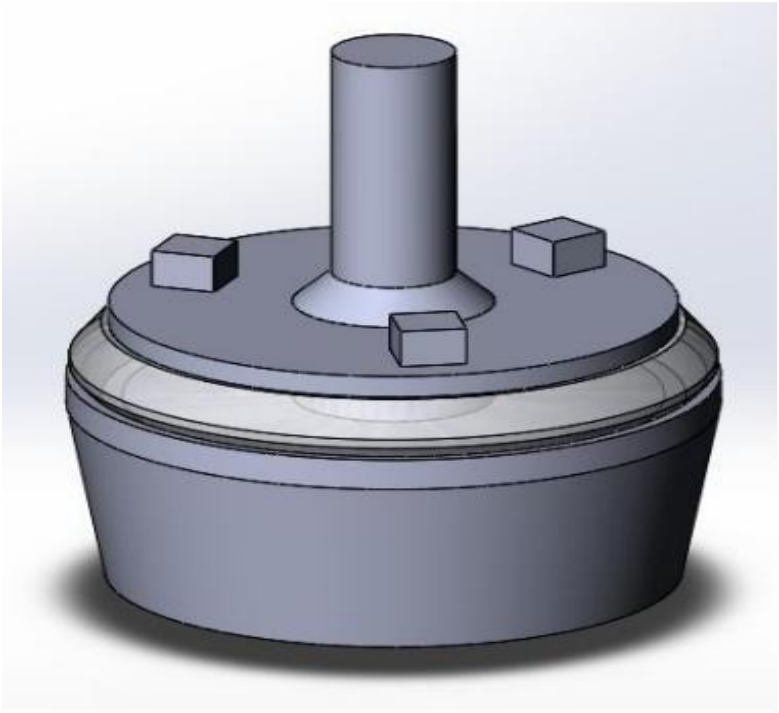


Рисунок 3.2 – 3D -модель клапанного вузла

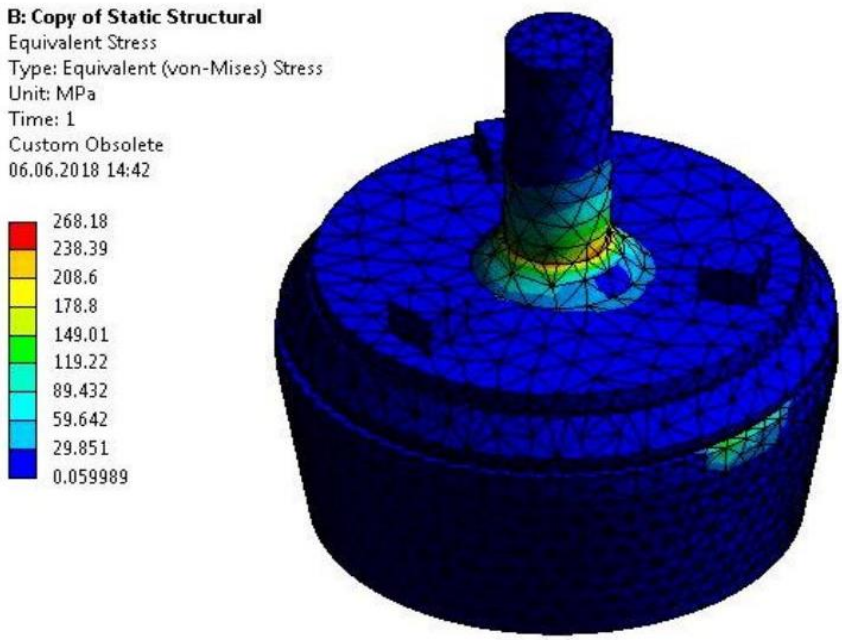


Рисунок 3.3 – Напружено-деформований стан без відхилення осі направляючої

.

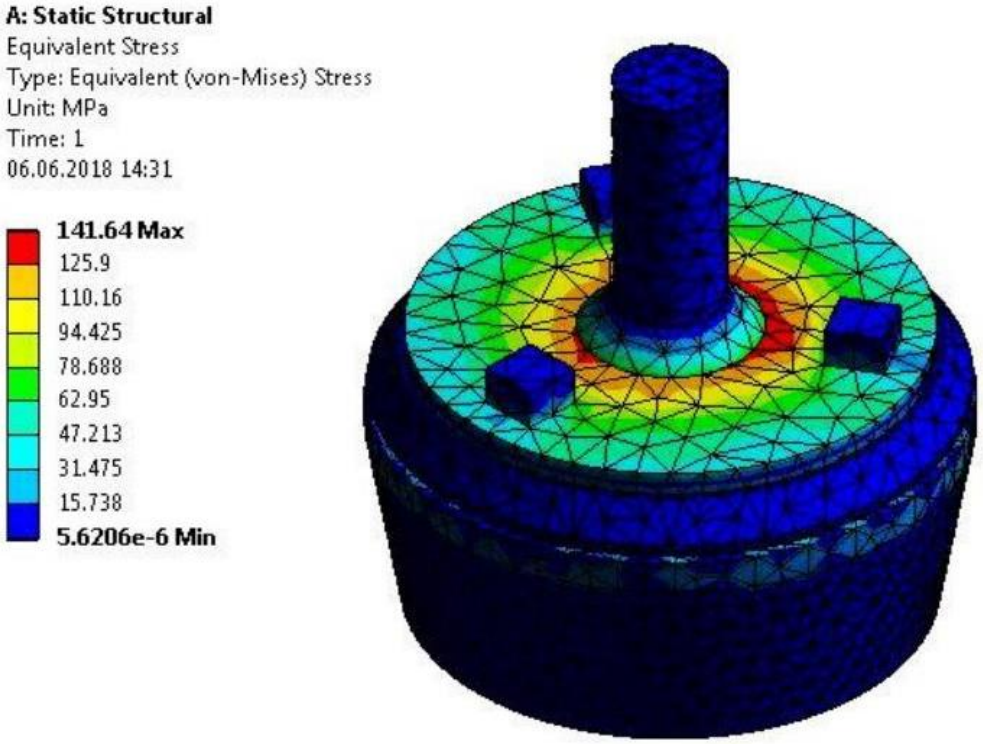


Рисунок 3.4 – Напружено-деформований стан з відхилення осі направляючої

4 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

4.1 Міцнісні розрахунки штока насоса бурового насоса

Розрахунок штока насоса односторонньої дії здійснюється з урахуванням умов забезпечення його стійкості при поздовжньому згині, а також за критерієм витривалості матеріалу. Для виготовлення штока використовується сталь марки 30Х13 відповідно до вимог ДСТУ 1050-95, яка піддається подальшій термічній обробці шляхом нормалізації. Зазначена термообробка забезпечує необхідні механічні властивості матеріалу, що є визначальними для надійної та довговічної роботи деталі в умовах циклічних навантажень.

Основними характеристиками міцності та витривалості матеріалу є: границя міцності, що становить $\sigma_v = 950$ МПа; границя текучості – $\sigma_t = 750$ МПа; а також границя витривалості при змінному навантаженні, яка дорівнює $\sigma_{-1} = 350$ МПа. Зазначені параметри використовуються як вихідні дані під час проведення інженерних розрахунків і визначення запасу міцності штока насоса.

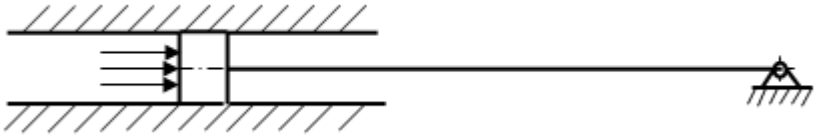


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема штока

Гнучкість штока визначається за відомою залежністю:

$$\lambda = \mu \cdot \frac{L}{i_{\min}}, \tag{4.1}$$

де μ – коефіцієнт приведеної довжини. Для випадку, коли стержень з одного кінця жорстко защемлений, а з іншого боку встановлений у напрямній, значення коефіцієнта приймається рівним μ=1,0 відповідно до нормативних рекомендацій [9];

L – довжина штока, мм, яка у даному розрахунку становить L=565 мм;

i_{min} – мінімальний радіус інерції поперечного перерізу штока.

$$i_{\min} = \frac{d}{4}, \tag{4.2}$$

де d – діаметр штока, мм, який дорівнює 65 мм.

$$i = \frac{0,065}{4} = 0,016$$

$$\lambda = 1,0 \cdot \frac{0,565}{0,016} = 36$$

За умови досягнення значення гнучкості штока $\lambda < 105$ коефіцієнт запасу стійкості визначається за формулою Ясінського:

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{ст}} \geq [n] = 2 \tag{4.3}$$

де $\sigma_{кр}$ – критичне напруження стиску. Для вуглецевих і легованих сталей воно визначається за залежністю

$$\sigma_{кр} = 335 - 0,6 \cdot \lambda \tag{4.4}$$

$$\sigma_{кр} = 335 - 0,6 \cdot 36 = 319 \text{ МПа.}$$

Напруження стиску, що виникають у поперечному перерізі штока, визначаються за формулою

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{мах}}{F} \tag{4.5}$$

де P_{max} – максимальне осьове навантаження, що діє на шток, МПа;

F – площа поперечного перерізу штока, мм², яка визначається за співвідношенням:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \tag{4.6}$$

$$F = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}065^2}{4} = 3{,}32 \cdot 10^{-3}\, м^2$$

Максимальне навантаження, яке сприймається штоком насоса, розраховується з урахуванням робочого тиску та сил тертя за формулою:

$$P_{\max} = P_h \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2{}_B + P_H \cdot D_Y \cdot \pi \cdot b \cdot f \,, \tag{4.7}$$

де $P_н$ – максимальний робочий тиск насоса, МПа;

D_B – внутрішній діаметр циліндрової втулки, м;

b – довжина ділянки контакту ущільнювальної поверхні поршня з циліндровою втулкою, яка приймається рівною 0,045 м;

f – коефіцієнт тертя між манжетою поршня та поверхнею циліндрової втулки, значення якого приймається рівний 0,15.

Обчислюємо добутки всіх діаметрів комплектуючих циліндрових втулок на дозволений максимальний тиск для втулок кожного діаметру.

$$P_{H1} \cdot D_{Y1}{}^2 = 25 \cdot 10^6 \cdot 0{,}120^2 = 0{,}36 \cdot 10^6\, H$$

$$P_{H2} \cdot D_{Y2}{}^2 = 11{,}3 \cdot 10^6 \cdot 0{,}180^2 = 0{,}366 \cdot 10^6\, H$$

Для подальшого розрахунку приймаємо максимальну величину.

$$P_{мах} = 0{,}366 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14}{4} + 25 \cdot 10^6 \cdot 0{,}120 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}15 = 372{,}1 \cdot 10^3\, H$$

$$\sigma_{cm} = \frac{372{,}1 \cdot 10^3}{3{,}32 \cdot 10^{-3}} = 112{,}1 МПа$$

$$n = \frac{319}{112{,}1} = 2{,}8$$

Отже, стійкість штока є достатньою, тому що n > nmin=2.

Перевірку штока на витривалість здійснюють за формулою:

$$K_в = \frac{\sigma_{-1} \cdot 2}{\sigma_{cm} \cdot K_{\sigma D} + \varphi_\sigma \cdot \sigma_T} \geq \left[K_в\right] = 1{,}2 \qquad (4.8)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при стиску на повітрі за симетричного циклу для сталі 30Х13 $\sigma_{-1}к$=350 МПа;

$К_{\sigma D}$=1,83 – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

φ_σ=0,1 – коефіцієнт чутливості матеріалу до середнього напруження циклу.

$$K_в = \frac{2 \cdot 350}{105{,}7 \cdot 1{,}83 + 0{,}1 \cdot 750} = 2{,}6 > 1{,}2$$

Коефіцієнт запасу витривалості знаходиться в допустимих межах.

4.2 Розрахунок циліндрової втулки насоса

Міцнісний розрахунок циліндрової втулки насоса здійснюється за критерієм границі текучості матеріалу. У процесі аналізу втулку моделюють як тонкостінний або товстостінний циліндр, що перебуває під дією рівномірно розподіленого внутрішнього тиску. Для виготовлення втулки застосовується сталь 20Х відповідно до ДСТУ 1050-95 з цементацією робочої поверхні на глибину 2,0–2,2 мм до твердості HRC 60–62, при границі текучості 650 МПа. [9].

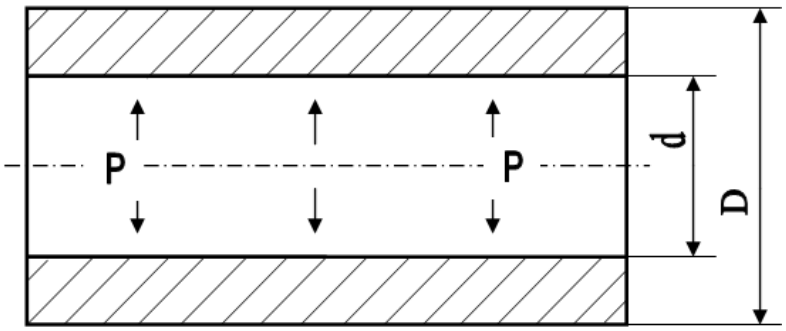


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема циліндрової втулки

Нерівність

$$\frac{\delta}{R_{\text{ср}}} > 0{,}1. \tag{4.9}$$

де δ – товщина стінки циліндрової втулки, мм;

$R_{ср}$ – середній радіус циліндрової втулки, мм.

З нерівності (4.9) визначається тип циліндра, до якого належить втулка з максимальним внутрішнім діаметром.

$$\delta = \frac{D-d}{2} = \frac{230-180}{2} = 25мм \tag{4.10}$$

$$R_{ср} = \frac{D+d}{4} = \frac{230+180}{4} = 102{,}5мм \tag{4.11}$$

$$\frac{\delta}{R_{ср}} = \frac{25}{102{,}5} = 0{,}24 \rangle 0{,}1$$

Результати розрахунків за формулами (4.10) та (4.11) свідчать, що досліджувана втулка класифікується як товстостінний циліндр. Відповідно, всі інші циліндрові втулки, що входять до складу насоса, також належать до цієї ж групи. Для оцінювання напруженого стану в поперечному перерізі втулки еквівалентні напруження визначаються з використанням третьої теорії міцності відповідно до виразу (4.12)

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 \tag{4.12}$$

Для товстостінного циліндра еквівалентне напруження записується у вигляді залежності (4.13), де враховуються тангенційні (σ_θ) та радіальні (σ_r) напруження в перерізі втулки.

$$\sigma_{екв} = \sigma_\theta - \sigma_r \tag{4.13}$$

Розрахунок зазначених напружень виконується за методикою, наведеною в джерелі [9], з урахуванням співвідношення зовнішнього та внутрішнього діаметрів (k) і допустимого робочого тиску (p) рівного 11,3 МПа.

$$\sigma_\theta = \frac{1+k^2}{1-k^2} \cdot p \,, \tag{4.14}$$

Втулка випробовується тиском

$$P_{вип} = 1,5 \cdot P_{роб} = 1,5 \cdot 11,3 = 17 МПа \,.$$

$$k = \frac{d}{D} = \frac{180}{230} = 0,78$$

Отже, за формулою (4.14)

$$\sigma_\theta = \frac{1+0,78^2}{1-0,78^2} \cdot 17 \cdot 10^6 = 69,8 \cdot 10^6 \, Па$$

$$\sigma_г = -P_{вип} \tag{4.15}$$

Підставивши чисельні значення в (4.13), отримаємо:

$$\sigma_{екв} = 69,8 \cdot 10^6 + 17 \cdot 10^6 = 86,8 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{np}} \geq [n] \tag{4.16}$$

$$n = \frac{650}{86.8} = 7{,}5$$

Таким чином, умова міцності циліндрової втулки дотримується, оскільки розрахунковий коефіцієнт запасу міцності перевищує нормативне значення [n]=1,5 [1].

Додатково виконано перевірку міцності втулки при мінімальному внутрішньому діаметрі 120 мм і максимальному робочому тиску 25 МПа, яка також підтвердила виконання вимог міцності.

$$P_{вип} = 1{,}5 \cdot P = 1{,}5 \cdot 25 = 37{,}5 МПа$$

$$k = \frac{120}{230} = 0{,}52$$

$$\sigma_\theta = \frac{1 + 0{,}52^2}{1 - 0{,}52^2} \cdot 37{,}5 \cdot 10^6 = 65{,}3 \cdot 10^6 \, Па$$

$$\sigma_r = -P_{вип} = -37{,}5 \cdot 10^6 \, Па$$

$$\sigma_{екв} = 65{,}3 \cdot 10^6 + 37{,}5 \cdot 10^6 = 102{,}8 \cdot 10^6 \, Па$$

$$n = \frac{650}{102{,}8} = 6{,}3$$

Отже, умова міцності виконується.

4.3 Розрахунок елементів поршня

Розрахунок елементів поршня, зокрема сердечника насоса, здійснюється з урахуванням умов міцності за границею текучості матеріалу. Сердечник у розрахунковій схемі подається у вигляді циліндра, на який діє рівномірно розподілений зовнішній тиск (рис. 4.3.). Для його виготовлення застосовується сталь 45 відповідно до ДСТУ 1050-95, що характеризується границею текучості σ_t = 360 МПа та допустимим дотичним напруженням τ = 220 МПа [9]. Найбільш небезпечними вважаються зони поблизу внутрішньої поверхні сердечника, де виникають максимальні головні напруження, що визначають працездатність та надійність поршня в експлуатаційних умовах.

$$\sigma_\theta = -\frac{2}{1-k^2}\cdot p \; ; \; \sigma_r = 0 , \tag{4.17}$$

де $k = \frac{r_1}{r_2}$ (див. рис. 4.3);

р – робочий тиск насоса, приймаємо рівний 25 МПа.

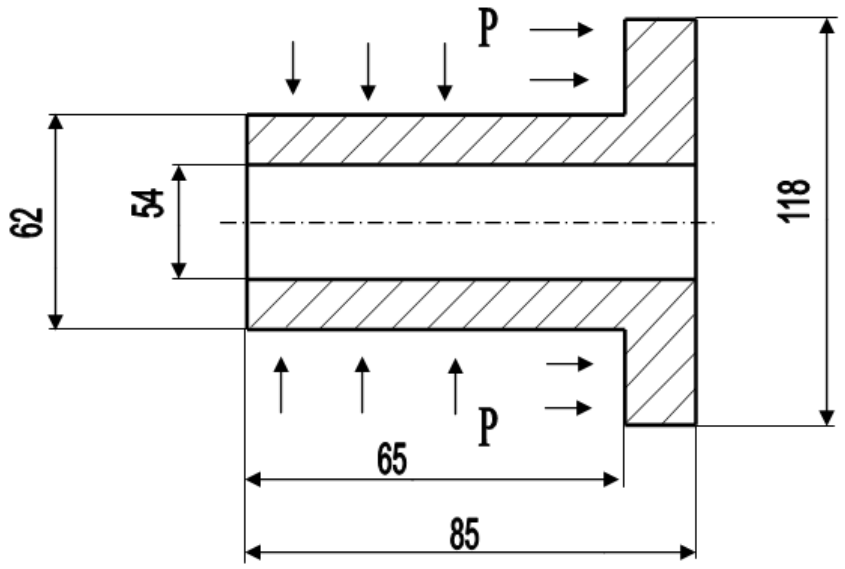


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема сердечника поршня

У відповідності до формули (4.12) еквівалентне напруження, що діє в небезпечному перерізі сердечника насос визначається за формуло:

$$\sigma_{екв} = \sigma_\theta = -\frac{2}{1-k^2} \cdot p \le \frac{[\sigma]}{[n]}, \qquad (4.18)$$

де [n] – нормативний коефіцієнт запасу міцності [1].

$$k = \sqrt{\frac{2 \cdot p \cdot [n] + [\sigma]}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 25 \cdot 2 + 360}{360}} = 1{,}13$$

Тоді

$$r_1 = k \cdot r_2 = 1{,}13 \cdot 27 = 31 мм.$$

Приймаємо $r_1 = 35 мм.$

Для визначення сили, яка діє на опорний бурт сердечника скористаємося залежністю:

$$F = p \cdot S, \qquad (4.19)$$

де S – площа діє тиску рідини, м².

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3{,}14 \cdot (0{,}118^2 - 0{,}070^2)}{4} = 7{,}08 \cdot 10^{-3} м^2$$

$$F = 25 \cdot 10^6 \cdot 7{,}08 \cdot 10^{-3} = 177{,}1 \cdot 10^3 H$$

Визначаються напруження зрізу, що виникають у сердечнику поршня. Розрахунок виконується відповідно до виразу (4.20)

$$\tau = \frac{F}{S_1}, \qquad (4.20)$$

де S_1 – площа зрізу опорного бурта сердечника, м².

Площа зрізу визначається за залежністю (4.21), у якій h відповідає товщині опорного бурта, м.

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot h = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}020 = 4{,}3 \cdot 10^{-3}\, м^2, \qquad (4.21)$$

$$\tau = \frac{177{,}1 \cdot 10^3}{4{,}3 \cdot 10^{-3}} = 41{,}2 МПа$$

За результатами проведених обчислень встановлено, що фактичні напруження зрізу не перевищують допустимих значень, у зв'язку з чим умова міцності сердечника вважається виконаною.

4.4 Розрахунок сідла клапана

Розрахунок виконується для сідла вхідного клапана як елемента, що зазнає найбільших навантажень у процесі роботи. Відповідна розрахункова схема наведена на рисунку 4.4. Сідло клапана виготовляється зі сталі 12ХНЗА згідно з ДСТУ 1050-95 з подальшим цементуванням на глибину 1,5–2,5 мм до твердості HRC 59-64. Зазначений конструкційний матеріал характеризується границею міцності σв = 950 МПа та границею текучості σт = 700 МПа [9]. Для проведення розрахунків також приймаються робочий тиск Р = 25 МПа та кут α = 9°31'

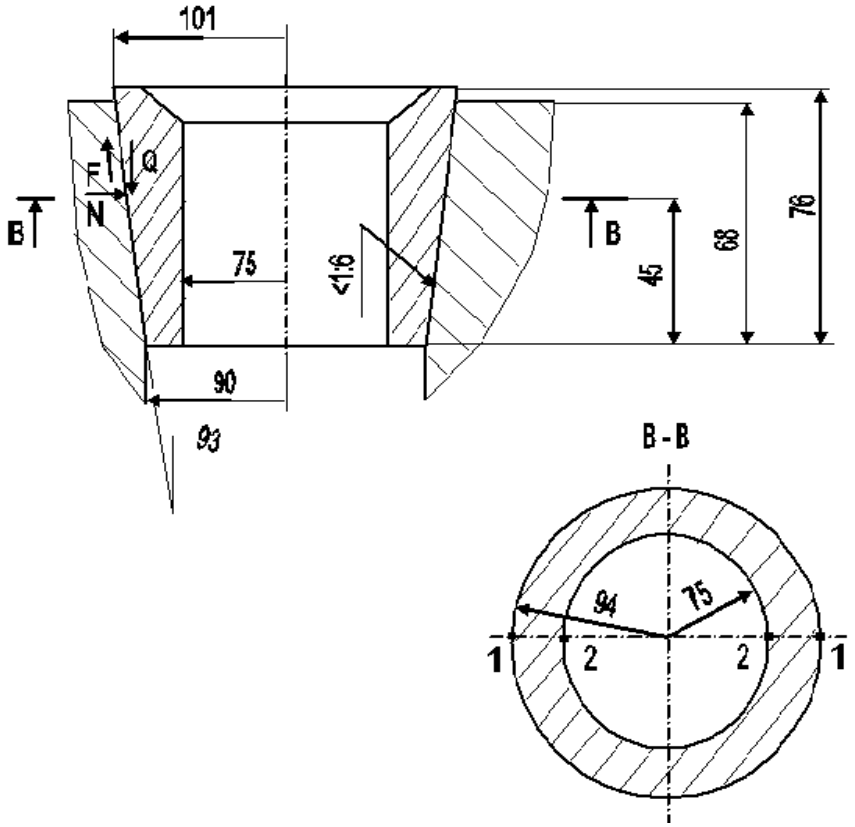


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема сідла клапана

Визначається радіус конічної поверхні сідла клапана в перерізі В–В відповідно до залежності (4.22):

$$r = \frac{r_2' + r_1'}{2}, \qquad (4.22)$$

де r_1’ - менший радіус конічної поверхні сідла клапана, мм;

r_2’ - більший радіус гнізда (конічного отвору) гідрокоробки під встановлення сідла клапана.

$$r = \frac{0,090 + 0,101}{2} = 0,095 м$$

На основі отриманих геометричних параметрів здійснюється подальше визначення зусилля запресування сідла клапана.

$$Q = \pi \cdot r_2^{'2} \cdot P, \tag{4.23}$$

де Р - розрахунковий тиск, МПа.

$$P = P_{\max} \cdot K, \tag{4.24}$$

де P_{max} - максимальний тиск, який створює насос, МПа;

К - коефіцієнт перевантаження по тиску в вхідній частині насоса для розрахунків приймає рівним 1,15 [1].

$$P = 25 \cdot 1{,}15 = 28{,}45 МПа$$

$$Q = 3{,}14 \cdot 28{,}45 \cdot 10^6 \cdot 0{,}101^2 = 911 \cdot 10^3 H$$

Визначаємо площу повної контактної поверхні конуса

$$S = \pi \cdot (r_2^{'2} - r_1^{'2}) \cdot \sqrt{1 + tg^2(90^0 - \alpha)}, \tag{4.25}$$

де α - кут нахилу твірної конічної поверхні сідла клапана.

$$S = 3{,}14(0{,}101^2 - 0{,}090^2) \cdot \sqrt{1 + tg^2(90^0 - 9^0 31^{'})} = 0{,}022 м^2$$

Визначається величина нормального навантаження, що діє на конічну поверхню сідла клапана. Розрахунок виконується відповідно до залежності (4.26), у якій коефіцієнт тертя f приймається рівним 0,15 згідно з довідковими даними [9]. Отримане значення нормального навантаження використовується для подальшого аналізу напружено-деформованого стану сідла клапана та оцінки його працездатності.

$$N = \frac{Q}{(\sin\alpha + f\cos\alpha)}, \tag{4.26}$$

$$N = \frac{911\cdot 10^3}{(\sin 9^0 31' + 0{,}15\cos 9^0 31')} = 2544\cdot 10^3\, H$$

Визначається нормальний тиск на конічну поверхню сідла клапана. Розрахунок виконується відповідно до залежності (4.27), у якій нормальні навантаження N приймається рівними $2544{,}10^3$ (Н) згідно з отриманими розрахунками за формулою (4.26).

$$P = \frac{N}{S}, \tag{4.27}$$

$$P = \frac{2544\cdot 10^3}{0{,}022} = 115\cdot 10^6\, Па$$

Допустиме значення нормального тиску приймається рівним $[P] = 120$МПа відповідно до джерела [9]. Таким чином, нерівність $[P] > P$виконується, що свідчить про забезпечення міцності елемента за даним критерієм. Далі визначаються напруження в точці 1 (рисунок 4.4) у режимі нагнітання, зокрема здійснюється розрахунок колового напруження.

$$\sigma_1 = P\left[\frac{1+\left(\frac{r_c}{r}\right)^2}{1-\left(\frac{r_c}{r}\right)^2}\right], \tag{4.28}$$

де r_c - радіус прохідного перерізу сідла, м.

$$\sigma_1 = 115 \cdot 10^6 \left[\frac{1 + \left(\frac{0,075}{0,095} \right)^2}{1 - \left(\frac{0,075}{0,095} \right)^2} \right] = 495,51 \cdot 10^6 \, Па$$

– радіальне напруження

$$\sigma_3 = P = 115 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначається еквівалентне напруження відповідно до залежності (4.29).

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3, \tag{4.29}$$

$$\sigma_{екв} = 495,51 \cdot 10^6 - 115 \cdot 10^6 = 380,51 \cdot 10^6 \, Па$$

На основі отриманого значення обчислюється коефіцієнт запасу міцності за границею текучості згідно з формулою (4.30).

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{екв}} = \frac{700 \cdot 10^6}{380,51 \cdot 10^6} = 1,8 \tag{4.30}$$

Мінімально допустиме значення коефіцієнта запасу приймається рівним $[n] = 1,5$ відповідно до [9], отже умова міцності за границею текучості $[n] < n$виконується. Далі визначаються напруження в точці 2 (рисунок 4.4) у режимі нагнітання, зокрема проводиться розрахунок кільцеві зусилля.

– кільцеве зусилля

$$\sigma_1 = P \frac{2}{\left[1 - \left(\frac{r_c}{r} \right)^2 \right]}, \tag{4.31}$$

$$\sigma_1 = 115 \cdot 10^6 \frac{2}{\left[1 - \left(\frac{0{,}075}{0{,}095}\right)^2\right]} = 423 \cdot 10^6 \, Па$$

– радіальне напруження: $\sigma_3 = 0$.

Розрахуємо коефіцієнта запасу міцності за фоормулою:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_1} = \frac{700 \cdot 10^6}{423 \cdot 10^6} = 1{,}65$$

Як бачимо виконується визначення коефіцієнта запасу міцності за границею текучості матеріалу. Мінімально допустиме значення цього коефіцієнта приймається рівним $[n] = 1{,}5$ відповідно до джерела [9]. За результатами розрахунків встановлено, що фактичне значення коефіцієнта перевищує допустиме, тобто нерівність $[n] < n$виконується, що підтверджує забезпечення умови міцності елемента.

4.5 Розрахунок тарілки клапана на міцність

Тарілка клапана в розрахунковій моделі розглядається як кругла пластина, шарнірно оперта по всьому периметру. Відповідна розрахункова схема тарілки наведена на рисунку 4.5. Для її виготовлення застосовується сталь 12ХН3А згідно з ДСТУ 1050-95 з подальшим цементуванням на глибину 1,5–2,5 мм до твердості HRC 56–60 [9]. Зазначений матеріал характеризується відповідними механічними показниками, зокрема границею міцності $\sigma_B = 950$ МПа;, границею текучості $\sigma_T = 700$ МПа та границею витривалості $\sigma_T = 700$ МПа, значення яких використовуються під час оцінювання міцності та довговічності тарілки клапана.

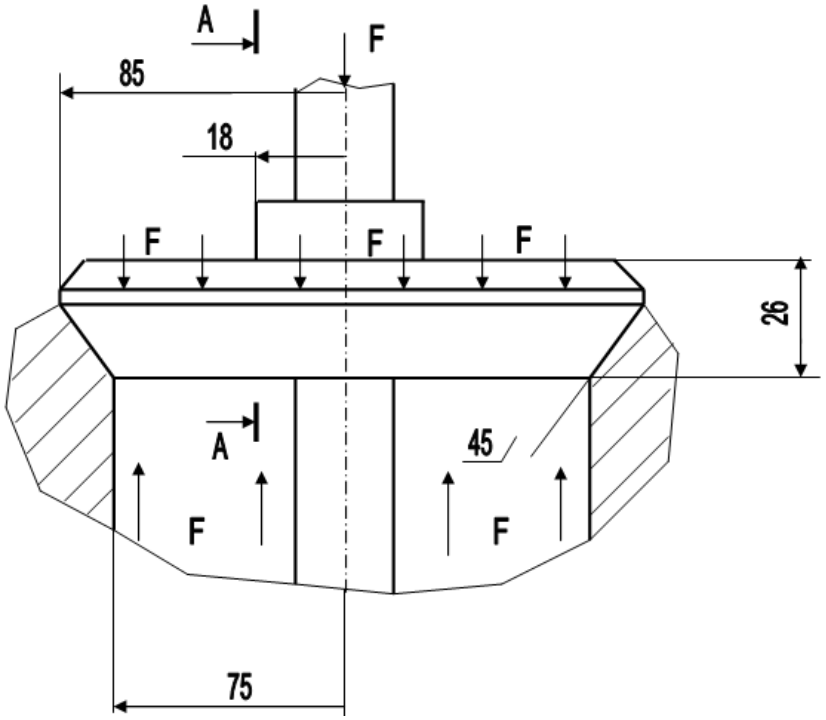


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема тарілки клапана.

Проводимо розрахунок тарілки клапана на згин.

Визначаємо інтенсивність згинаючого моменту в перерізі А-А

$$M_{\Gamma} = \frac{P}{16} \cdot (3 + \mu) \cdot (r_1^{\,2} - r_2^{\,2}), \qquad (4.32)$$

де μ – коефіцієнт Пуасона, $\mu = 0{,}28$;

r_1 – відстань від осі тарілки до краю сідла клапана, r_1=81 мм;

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

$$M_{\Gamma} = \frac{26{,}45 \cdot 10^6}{16} \cdot (3 + 0{,}28) \cdot (0{,}081^2 - 0{,}018^2) = 33{,}8 \cdot 10^3\, H$$

Визначаємо інтенсивність згинаючого моменту в коловому напрямі

$$M_T = \frac{P}{16} \cdot [r_1^{\,2} \cdot (3+\mu) - r_2^{\,2} \cdot (1+3\mu)] \tag{4.33}$$

$$M_T = \frac{26{,}45 \cdot 10^6}{16} \cdot [0{,}081^2 \cdot (3+0{,}28) - 0{,}018^2 \cdot (1+3 \cdot 0{,}28)] = 34{,}6 \cdot 10^3 \, H$$

Визначаємо напруження в точці 2 (рис. 2.6) в радіальному напрямі

$$\sigma_r = \frac{6 \cdot M_Г}{h^2}, \tag{4.34}$$

де h – товщина тарілки в перерізі 1-2, h=0,026 м.

$$\sigma_r = \frac{6 \cdot 33{,}8 \cdot 10^3}{0{,}026^2} = 300 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначаємо напруження в точці 2:

$$\sigma_T = \frac{6 \cdot M_T}{h^2} \tag{4.35}$$

$$\sigma_T = \frac{6 \cdot 34{,}6 \cdot 10^3}{0{,}026^2} = 307{,}1 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначаємо еквівалентні напруження в точці 2:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_Г^{\,2} + \sigma_r^{\,2} - \sigma_Г \cdot \sigma_к} \tag{4.36}$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(300 \cdot 10^6)^2 + (307{,}1 \cdot 10^6)^2 - 300 \cdot 10^6 \cdot 307{,}1 \cdot 10^6} = 303{,}6 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначаємо амплітуду та середнє напруження пульсуючого циклу

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{екв}}{2} = \frac{303{,}6 \cdot 10^6}{2} = 151{,}8 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності по напруженнях згину

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma д} \cdot \sigma_a + f_\sigma \cdot \sigma_m}, \qquad (4.37)$$

де $К_{σд}$- коефіцієнт, що враховує вплив амплітудного напруження.

$$K_{\sigma д} = \frac{K_\sigma + K_{пов} - 1}{\varepsilon} \cdot K_e, \qquad (4.38)$$

де $К_σ$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, $К_σ$=1 [9];

$К_{пов}$ – коефіцієнт стану поверхні, Кпов=1,7 [8];

ε – масштабний фактор, ε =0,5 [8];

$К_е$– коефіцієнт еквівалентності, Ке=0,6 [8].

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

$f_σ$ – коефіцієнт впливу середнього напруження циклу, $f_σ$=0,22 [9];

$[n_σ]$ – мінімально допустимий коефіцієнт коефіцієнт запасу, $[n_σ]$=1,5 [1].

$$n_\sigma = \frac{510 \cdot 10^6}{2{,}04 \cdot 151{,}8 \cdot 10^6 + 0{,}22 \cdot 151{,}8 \cdot 10^6} = 1{,}67 > [n_\sigma]$$

Отже, умова виконується.

Проведемо розрахунок тарілки клапана на зминання.

Визначаємо зусилля, що діє на тарілку клапана

$$Q = P \cdot \pi \cdot r_1^2, \tag{4.39}$$

$$Q = 26{,}45 \cdot 10^6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}081^2 = 544{,}9 \cdot 10^3 \, H$$

Визначаємо площу контакту конічної поверхні тарілки клапана із сідлом

$$F_к = \pi\left(r_1^2 - r_c^2\right) \cdot \sqrt{1 + tg^2\alpha}, \tag{4.40}$$

де r_c- радіус прохідного перерізу сідла клапана, r_c=75 мм;

α- кут нахилу твірної конічної посадочної поверхні клапана, α=450.

$F_K = 3{,}14\left(0{,}081^2 - 0{,}075^2\right) \cdot \sqrt{1 + tg^2 45^0} = 0{,}061 \, ì^2$

Визначаємо силу нормального тиску на конічну поверхню контакту

$$N_к = \frac{Q}{\sin\alpha + f\cos\alpha}, \tag{4.41}$$

де f- коефіцієнт тертя, f=0,15 [9].

$$N_K = \frac{544{,}9 \cdot 10^3}{\sin 45^0 + 0{,}15\cos 45^0} = 670{,}09 \cdot 10^3 \, H$$

Визначаємо напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{Nк}{Fк}, \tag{4.42}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{0{,}067 \cdot 10^6}{0{,}0061} = 109{,}8 \cdot 10^6 \, Па$$

Визначаємо допустиме напруження зминання

$$[\sigma_{зм}] = 0{,}2 \cdot \sigma_m = 0{,}2 \cdot 700 = 140 \cdot 10^6 \, Па \tag{4.43}$$

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

5 МОНТАЖ І РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

Обладнання наземної циркуляційної системи бурової установки розміщується на спеціально підготовленій монтажній площадці, яка розташовується поблизу вишкового блоку. Монтаж комплексу обладнання здійснюється у визначеній послідовності з дотриманням проєктних та технологічних вимог.

Насамперед виконується підготовка монтажної площадки: її поверхню необхідно вирівняти та забезпечити ухил у межах 0–2° у напрямку від устя свердловини. Такий нахил потрібний для забезпечення самопливного стікання бурового розчину. Після цього на підготовлену основу встановлюються інвентарні залізобетонні блоки розміром 200×200×2500 мм відповідно до монтажного креслення циркуляційної системи.

Далі здійснюється монтаж блоків наземної циркуляційної системи, зокрема насосного блоку, блоку очищення бурового розчину, блоку його приготування, доливних і робочих ємностей. Вертикальне положення обладнання регулюється шляхом нівелювання верхніх поверхонь залізобетонних блоків. Після цього монтується зливний жолоб.

Наступним етапом є встановлення перехідних площадок та міжблокових інженерних комунікацій, до яких належать кабелі електроживлення, пневмо- та паропроводи, водопроводи, а також жолоби і трубопроводи для транспортування промивальної рідини. Після цього виконується монтаж маніфольда. Його вертикальну частину закріплюють на зовнішній стороні вишки за допомогою хомутів із використанням дерев’яних прокладок. У верхній частині стояка передбачена фланцева горловина для приєднання бурового рукава, який іншим кінцем з’єднується з буровим вертлюгом. Горизонтальну ділянку маніфольда встановлюють з ухилом у бік насосів для забезпечення самопливного зливу розчину під час зупинок, зокрема в зимовий період.

Після цього монтуються лінії низького та високого тиску й виконуються всі міжкомунікаційні з’єднання. Пневмогідроакумулятор бурового насоса

заправляють стиснутим газом, тиск якого має відповідати розрахунковому робочому тиску насоса. У запобіжні клапани встановлюють зрізні штифти необхідного типорозміру.

Завершальним етапом є проведення гідравлічних випробувань насосно-циркуляційного комплексу (маніфольда, бурового рукава, ущільнень вертлюга та бурових насосів до вхідних клапанів) із використанням цементувальних агрегатів. Випробування виконують тиском, що у 1,5 раза перевищує максимальний робочий і становить 25 МПа. Протягом 30 хвилин випробування допустиме падіння тиску не повинно перевищувати 0,5 МПа.

В процесі експлуатації наземної циркуляційної системи для забезпечення її функцій проводять ряд регламентованих робіт з технічного обслуговування і ремонту обладнання, що входить до її складу.

Технологічні вказівки по роботі вібросит зводяться до наступного:

1. Проводити регулярні огляди сіток на цілісність структури.

2. Необхідно відрегулювати розподілювачі-перегородки жолобу таким чином, щоб буровий розчин подавався рівномірно по сітці. Рівномірність розподілення провірити по лінії рідини на другій (нижній) сітці, яка повинна бути прямою і розміщуватися на відстані 250 мм від краю сітки.

3. Не допускати втрат бурового розчину, які можуть бути викликані підвищенням в’язкості після кожної спуско-підйомної операції. Для чого при встановленні сітки і регулювання шиберів, або засувки необхідно досягти максимальної пропускної здатності вібросита і вже в процесі роботи додатково регулювати його за допомогою шиберів, або засувок.

4. При припиненні циркуляції більше чим на 15 хвилин, сітки вібросит не обхідно очистити від бурового розчину і залишків шламу, за допомогою напору води.

5. Перед пуском потоку бурового розчину на процес очищення необхідно включити вібросито і змочити сітки водою.

6. Не можна допускати недовантаження вібросита по об’єму бурового розчину, який подається на очищення більш чим на 25%, його максимальної пропускної здатності, так як це призводить до зменшення терміну дії сіток.

7. Проводити раз на шість місяців заміну мастила в підшипниках вібраційного механізму.

Основні вказівки по експлуатації пісковідділювача полягають в наступному:

1. При підготовці до роботи необхідно перевірити надійність кріплення вузлів, герметичність з’єднань на гідравлічних лініях від насоса до вихідного патрубка.

2. Після відключення пісковідділювача з роботи необхідно почистити шламові насадки гідроциклонів, відкрити засувку і очистити шламозбірник від накопиченого шламу, обмити шламозбірник водою.

3. Категорично забороняється робота пісковідділювача при повному зношуванні гумових деталей гідроциклона, а також у випадку забивання шламових насадок шламом.

4. Відремонтувати або замінити конуси, на яких помітні сліди порізів, під тікання або інші пошкодження при роботі.

5. Регулювати число одночасно працюючих пісковідділювачів в батареї відповідно до параметрів режиму буріння.

Вказівки по експлуатації пісковідділювачів допустимі і для муловіддлювачів.

В процесі експлуатації проводять ряд регламентованих робіт з технічного обслуговування і ремонту бурових насосів.

Тиск, який створюється насосом у процесі роботи, має повністю відповідати його паспортним характеристикам. Допускається лише короткочасне перевищення робочого тиску, але не більш як на 10% від установленої норми. Під час функціонування насоса стрілка манометра повинна здійснювати незначні коливання, що свідчить про справну роботу приладу. Якщо ж стрілка залишається нерухомою, експлуатація насоса категорично

забороняється. Будь-які сторонні шуми, зокрема стукіт клапанів, поршнів або циліндрових втулок, є неприпустимими та потребують негайного усунення.

Особливу увагу необхідно приділяти надійності кріплення гідравлічних коробок до станини, оскільки послаблення з’єднань може призвести до аварійних ситуацій. Під час заміни циліндрових втулок, у разі зміни їх внутрішнього діаметра, обов’язково слід встановлювати у запобіжний пристрій діафрагму відповідної товщини.

Для запобігання промиву гідравлічної коробки клапанне сідло повинно бути щільно посаджене в гніздо. Це досягається ретельним та якісним притиранням посадкових поверхонь перед монтажем. Будь-які дефекти або пошкодження на конічних поверхнях розточки гнізда чи на самому сідлі клапана не допускаються.

З метою спрощення та скорочення часу ремонту і заміни деталей доцільно застосовувати спеціальні інструменти та пристрої, зокрема зйомники сідел і циліндрових втулок. Періоди проведення спуско-підіймальних операцій слід використовувати для детального огляду насоса, передусім клапанів і поршнів, а також для заміни зношених елементів.

У перші два–три тижні експлуатації насос рекомендується навантажувати не більш як на 50–60% від номінальної потужності для кращого припрацювання підшипників і робочих вузлів. Температура нагрівання підшипників кочення пальця крейцкопфа та напрямних не повинна перевищувати 70 °С. У разі перевищення цієї межі насос необхідно негайно зупинити й з’ясувати причини перегріву.

Допустимий зазор між втулкою та пальцем крейцкопфа при зношенні бронзової втулки не повинен перевищувати 0,3–0,4 мм; робота з більшим зазором заборонена. Також не дозволяється експлуатація насоса при стуку в підшипниках або ослабленні шпильок середньої кришки. Манометр на вихідному трубопроводі слід встановлювати у добре видимому місці з вертикальним розташуванням шкали, причому максимальний робочий тиск має відповідати середній частині шкали приладу. Запуск насоса дозволяється лише

після узгодження та за умови закриття всіх кожухів і захисних огороджень біля рухомих частин.

Швидкозношувані деталі і вузли бурового насоса, такі, як клапани, сідла, ущільнення клапанів, ущільнення поршня, циліндрові втулки, ущільнення втулки і діафрагма пневмогідроакумулятора, що працюють в агресивному середовищі, яке містить велику кількість дрібного абразиву, піддані інтенсивному зносу, що характеризується поступовим накопиченням ушкоджень у деталях, для вчасного виявлення початкової стадії ушкодження деталей насоса через кожні 200 годин роботи слід проводити перевірку технічного стану насоса. Після проведення перевірки приймається рішення по підтяжці, ремонту чи заміні деталей з метою продовження терміну безвідмовної роботи бурового насоса. У таблиці 4.1 приведено перелік перевірок технічного стану насоса.

Таблиця 4.1- Перелік перевірок технічного стану насоса

Що перевіряється	Технічні вимоги
1 Гідравлічні блоки 1.1 Стан зношуваних деталей: циліндро-поршневих груп, клапанів посадочних і ущільнюваних місць корпусів блоків	Зношувані деталі: клапани, сідла, втулки, поршні не повинні мати наскрізних промивів. На деталях повинно бути нанесено мастило
1.2 Стан всіх ущільнень	Перевіряється візуально
1.3 Правильність встановлення втулки і стакана, які кріплять циліндрову втулку	Риска на торці стакана повинна розміщуватись суворо вертикально
1.4 Чи встановлені пластмасові втулки в кришці і траверсі для направлення тарілки клапана.	З заміною ущільнень клапанів необхідно перевіряти розміри і при необхідності замінювати пластмасові втулки

2 Пневмогідроакумулятор 2.1 Перевірити тиск початкового заправлення газової порожнини по манометру на кришці пневмогідроакумулятора	Початковий тиск (тиск заправки) пневмогідроакумулятора повинен становити (0,25-0,5)$P_р$ в залежності від діаметру циліндрової втулки.

Для нормальної експлуатації насоса його необхідно періодично змащувати. Карту мащення насоса наведено в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 - Карта мащення насоса

Місце мащення	Марка мастильного матеріалу	Норма витрати мастильного матеріалу		Спосіб нанесення
		Маса матеріалу, кг	Періодичність заміни	
Привідна частина	И-50А ГОСТ 20799-88	400	Перша заміна через 300год.	Примусовий
	ТСп-15к ГОСТ 23652-79	100	Далі через кожні 500 год	
Гідравлічний блок, різі гвинтів і штоків	Літол-24 ГОСТ-21150-87	3	Через 100 год	Вручну

Сьогодні надзвичайно важливо впроваджувати енергозберігаючі технології у виробництво, оскільки енергомісткість продукції України значно перевищує аналогічні показники закордонних виробників. Це пов’язано з низкою чинників. По-перше, широко використовується застаріле обладнання, ресурс продуктивної роботи якого практично вичерпано. По-друге, багато робіт виконуються некваліфікованим персоналом, часто без підтвердження економічних розрахунків, із застосуванням неякісної техніки, сировини, витратних матеріалів та застарілих методик. Усі ці фактори зумовлюють низьку ефективність виробництва та уповільнюють розвиток нафтогазової галузі, яка потенційно може приносити значні прибутки.

Розв’язання цієї проблеми потребує системного підходу: модернізації обладнання, впровадження енергозберігаючих технологій і залучення

висококваліфікованих спеціалістів. Тільки комплексне оновлення стратегії роботи галузі дозволяє підвищити ефективність, зменшити енергозатрати та покращити якість результатів.

Особливе значення має правильний вибір обладнання бурової установки та насосно-циркуляційного комплексу на основі розрахункових даних. Це дозволяє оптимізувати витрати енергії під час спорудження свердловини, забезпечити безперебійну роботу системи та продовжити ресурс роботи обладнання.

Крім того, використання запропонованої конструкції поршня дозволяє значно знизити витрати енергоресурсів під час виготовлення та ремонту вузла, підвищуючи загальну ефективність роботи бурового комплексу. Таким чином, впровадження сучасних технологій, оновлення обладнання та оптимізація конструктивних елементів обладнання є ключовими заходами для підвищення енергоефективності та економічної доцільності нафтогазової галузі.

Висновки

У даній роботі комплексно розглянуто питання призначення, конструктивних особливостей та експлуатаційних характеристик бурових насосів, які є одним із ключових елементів насосно-циркуляційної системи бурової установки. Проведений аналіз показав, що бурові насоси відіграють визначальну роль у забезпеченні безперервної циркуляції бурового розчину, очищенні вибою свердловини, винесенні вибуреної породи та підтриманні необхідних гідродинамічних умов у процесі буріння. Надійність і ефективність роботи насосів безпосередньо впливають на техніко-економічні показники спорудження свердловин та безпеку бурових робіт.

Особливу увагу в роботі приділено огляду існуючих конструкцій клапанів бурових насосів. Аналіз різних типів клапанних вузлів дозволив встановити їх основні переваги та недоліки з точки зору герметичності, зносостійкості, надійності та пристосованості до роботи в агресивних середовищах, що містять абразивні домішки. Виявлено, що саме клапанний вузол є одним із найбільш швидкозношуваних елементів бурового насоса, а його відмови часто призводять до зниження продуктивності, аварійних зупинок та зростання витрат на ремонт і обслуговування.

У межах роботи виконано розроблення та дослідження удосконаленої конструкції клапанного вузла бурового насоса. Запропоновані конструктивні рішення спрямовані на підвищення герметичності, зменшення гідравлічних втрат і збільшення ресурсу роботи клапана в умовах інтенсивного зносу. Особлива увага приділялася вибору матеріалів і форм робочих поверхонь, що дозволяє зменшити вплив абразивного середовища та забезпечити стабільну роботу вузла при високих тисках і частих циклах навантаження.

У розрахунковій частині роботи виконано міцнісні та конструктивні розрахунки основних елементів бурового насоса, зокрема штока, циліндрової втулки, сердечника поршня, сідла та тарілки клапана. Отримані результати підтвердили працездатність і надійність запропонованих конструкційних рішень

за умов дії робочих навантажень. Розрахунки показали, що напруження в деталях не перевищують допустимих значень, а запас міцності є достатнім для забезпечення безпечної та довготривалої експлуатації насоса. Це свідчить про коректність прийнятих інженерних рішень і правильність вибору геометричних параметрів та матеріалів.

Значну увагу в роботі приділено питанням монтажу та раціональної експлуатації обладнання. Розглянуті вимоги до встановлення бурових насосів, дотримання режимів роботи, регламентованого технічного обслуговування та своєчасного ремонту. Показано, що правильний монтаж, контроль параметрів роботи та регулярні огляди клапанних вузлів і інших швидкозношуваних деталей дозволяють суттєво підвищити надійність насосів, зменшити простої та скоротити експлуатаційні витрати. Раціональна експлуатація також сприяє зниженню енергоспоживання та підвищенню загальної ефективності бурового процесу.

У цілому виконана робота підтверджує актуальність теми та практичну доцільність удосконалення конструкцій клапанних вузлів бурових насосів. Запропоновані технічні рішення можуть бути використані при проєктуванні нових насосів або модернізації існуючого обладнання з метою підвищення їх надійності, довговічності та економічної ефективності. Отримані результати мають практичну цінність і можуть бути використані в інженерній практиці на підприємствах нафтогазової галузі, а також у навчальному процесі під час підготовки фахівців відповідного профілю.

Перелік використаних джерел

1. Копей Б. В., Лях М. М. *Нафтогазове обладнання*: у 11 т. / За ред. Б. В. Копея. Т. 2: Розрахунок, конструювання, монтаж та експлуатація машин та обладнання для спорудження свердловин. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. 286 с.

2. Михайлюк В. В. *Основи моделювання*: метод. вказ. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. 29 с.

3. Яким Р. С. Дослідження напрацювання тарілок клапанів бурового насоса / Р. С. Яким // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – № 38. – Т. 2. – С. 128–134. – (Серія «Буріння нафтових і газових свердловин»).

4. Лівак І. Д., Крупчин В. В., Лівак В. І., Муж М. П., Михайлюк В. В. Моделювання кавітації в клапанному вузлі бурового насоса / І. Д. Лівак та ін. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – № 2 (39). – С. 59–63.

5. Чаплінський С. С., Одосій З. М., Шиманський В. Я. Конструкції клапанних вузлів бурових насосів та шляхи їх покращення / С. С. Чаплінський, З. М. Одосій, В. Я. Шиманський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 3 (36). – С. 118–124.

6. Концур І. Ф., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Репало Д. С., Станович В. В. Дослідження та модернізація конструкції клапанного вузла бурового насоса / І. Ф. Концур та ін. // Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. – 2020. – № 1 (48). – С. 86–92.

7. Панченко В. О., Папченко А. А. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів : навч. посіб. / В. О. Панченко, А. А. Папченко. – Суми : Сумський держ. ун-т, 2018. – 227 с.

8. Венгринюк Т. П., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я., Михайлюк В. В., Попов О. В., Венгринюк А. І. Дослідження гідродинамічних характеристик клапана бурового насоса для різних властивостей промивальної рідини / Т. П. Венгринюк та ін. // Scientific Bulletin of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. – 2023. – № 1 (54). – С. 44–51.

9. Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яремійчук С. Р. Буріння свердловин : довідник : у 5 т. Київ : Інтерпрес ЛТД, 2002–2012. 363 с.

10. Білецький В. С., Орловський В. І., Дмитренко А. М., Похилко О. Основи нафтогазової справи. Полтава : ПолтНТУ, 2017. 312 с.

11. Орловський В. М., Білецький В. С., Вітрик В. Г., Сіренко В. І. Бурове і технологічне обладнання. Харків : Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова, 2021. 358 с.

12. Дудля Н. А. Проектирование буровых машин и механизмов. Киев : Высшая школа, 1990. 272 с. 7) Лобачев П. В. Насосы и насосные станции. Москва: Стройиздат, 1990. 320 с.

13. Лесецкий В. А., Ильский В. А. Буровые машины и механизмы. Москва: Недра, 1980. 391 с.

14. Ильский А. Л., Касьянов В. М., Порошин В. Г. Буровые машины, механизмы и сооружения. Москва : Недра, 1967. 472 с.

15. Ильский А. Л. Трехцилиндровые насосы простого действия и их применение в буровых установках / А. Л. Ильский та ін. Москва : ВНИИОЭНГ, 1972. 55 с.

16. Коровяка Є. А., Хоменко В. Л., Винников Ю. Л., Харченко М. О., Расцвєтаєв В. О. Буріння свердловин : навч. посіб. Дніпро : Нац. гірничий ун-т, 2016. 312 с.

17. Римчук Д. В., Пономаренко В. В., Шудрик О. Л. Обладнання для буріння свердловин і видобутку нафти та газу : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2019. 248 с.

18. Дудля М. А. Бурові машини і механізми : підручник. Кривий Ріг : КДПУ, 2017. 280 с.

19. Машини та обладнання для буріння свердловин: навчальний курс 184БОК26. Полтава : Полтавський нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2021.

20. Яремійчук Р. С. Теоретичні основи, техніка і технологія будівництва свердловин. Наукові праці Полтавського нац. техн. ун-ту ім. Ю. Кондратюка, 2020, № 2 (58), с. 45–53.