БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

БР.ГМІ-67.00.00.000 ПЗ

Група ГМІ-22-1

Дмитро

Радовецький

2026

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки та робототехніки

Кафедра нафтогазових машин та обладнання

Радовецький Дмитро Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 622

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Дослідження та вдосконалення дроселя фонтанної арматури

(назва роботи)

Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання

(назва освітньої програми)

133 – «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

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

Здобувач освітнього ступеня

_____

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник _____Михайлюк В. В., канд. техн. наук, доцент

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

Допущено до захисту
Завідувач кафедри

професор_____Я.С. Гриджук
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Івано-Франківськ – 2026 рік

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Інститут *ІІМ* Кафедра *нафтогазових машин та обладнання*
Спеціальність *133 – Галузеве машинобудування*
ОПП *«Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання»*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГО
_____Я.Т. Федорович
"___"_____202_ р.

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Студенту Радовецький Дмитро Іванович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи Дослідження та вдосконалення дроселя фонтанної арматури

Затверджена наказом № 113/7 від 16.02.2026 р.

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 10.06.2026 р.

3 Вихідні дані до роботи: технічна документація, літературні джерела,

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань)

Вступ.
1. Огляд обладнання для експлуатації свердловин фонтанним способом (ФА).
2. Аналіз конструкцій запірних і регулюючих пристроїв ФА.
3. Аналіз умов роботи вузлів і деталей фонтанної арматури та причини виходу їх з ладу.
4. Розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя.
5. Дослідження роботи дискретного дроселя з використанням імітаційного моделювання.
6. Розрахунки на міцність деталей обладнання ФА.
8. Монтаж та експлуатація обладнання ФА
Висновки.
Перелік посилань на джерела

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням креслень)

5.1 Запірні пристроїв ФА – 1 арк. Формату А1
5.2 Регулюючі пристроїв ФА – 1 арк. Формату А1
5.3 Складальне креслення дискретного дроселя – 1 арк. Формату А1
5.4 Робочі креслення деталей дискретного дроселя – 1 арк. Формату А1
5.5 Графічні залежності, ілюстрації тощо – 2 арк. Формату А1

6 Консультанти по роботі (за необхідністю).

Розділ	**Консультант**	**Підпис, дата**	
		Завдання видав	**Завдання прийняв**

6 Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд обладнання для експлуатації свердловин фонтанним способом. 2. Аналіз конструкцій запірних і регулюючих пристроїв ФА. 3. Аналіз умов роботи вузлів і деталей фонтанної арматури та причини виходу їх з ладу.	12.02.2026 р	
4. Розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя. 5. Дослідження роботи дискретного дроселя з використанням імітаційного моделювання.	12.03.2026 р	
6. Розрахунки на міцність деталей обладнання ФА.	18.04.2026 р	
7. Монтаж та експлуатація обладнання ФА Висновки. Перелік посилань на джерела	25.05.2026 р	
Графічна частина проекту	25.05.2026 р	

Студент _____/_____/

Особистий підпис Розшифровка підпису

Керівник роботи _____ /_____/

Особистий підпис Розшифровка підпису

РЕФЕРАТ

Бакалаврська робота Радовецького Д. І. на тему «Дослідження та вдосконалення дроселя фонтанної арматури» складається з пояснювальної записки, викладеної на 85 аркушах формату А4, яка вміщує 8 розділів, 34 рисунки, 6 таблиць, 37 найменувань використаних джерел, і графічного матеріалу загальним обсягом 6 аркушів формату А1.

Об’єкт досліджень. Процес дроселювання робочої рідини в дискретному дроселі фонтанної арматури.

Метою роботи є розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя та встановлення його гідродинамічних характеристик з допомогою параметричного моделювання..

Бакалаврська робота присвячена дослідженню конструкції та умов роботи дискретного дроселя фонтанної арматури, що застосовується для регулювання технологічних параметрів видобутку нафти і газу при фонтанному способі експлуатації свердловин.

У роботі наведено огляд обладнання, що застосовується для експлуатації свердловин фонтанним способом, та проведено аналіз конструкцій запірних і регулюючих пристроїв фонтанної арматури. Розглянуто умови роботи основних вузлів і деталей фонтанної арматури з урахуванням факторів, що впливають на їх надійність і довговічність в процесі експлуатації.

Розроблено тривимірну модель дискретного регульованого дроселя, на основі якої проведено дослідження його роботи методом імітаційного моделювання, що дозволило встановити закономірності зміни гідродинамічних параметрів потоку робочого середовища залежно від режиму регулювання. Виконано розрахунки на міцність основних деталей обладнання фонтанної арматури, зокрема фланцевого з'єднання, шпильок, циліндричної частини елементів та шпинделя засувки, що підтвердило їх роботоздатність за заданих умов навантаження.

Проаналізовано конструкцію диференційного дроселя, встановлено його недоліки, запропоновано напрямки вдосконалення.

Розглянуто питання монтажу та експлуатації обладнання фонтануючих свердловин. За результатами проведених досліджень сформульовано висновки щодо конструктивних особливостей та умов надійної роботи дискретного дроселя фонтанної арматури.

Ключові слова: фонтанна арматура, дискретний дросель, запірні та регулюючі пристрої, імітаційне моделювання, тривимірна модель, розрахунок на міцність, фонтануюча свердловина.

ABSTRACT

The bachelor's qualification thesis of Radovetskyi D. I. on the topic "Investigation of a Christmas Tree Choke" consists of an explanatory note presented on 85 sheets of A4 format, comprising 8 chapters, 34 figures, 6 tables, 37 references, and graphic material with a total volume of 6 sheets of A1 format.

Object of research. The process of working fluid throttling in a discrete choke of wellhead (Christmas tree) equipment.

The aim of the work is to develop a three-dimensional model of a discrete choke and to determine its hydrodynamic characteristics by means of parametric modeling.

The bachelor's thesis is devoted to the investigation of the design and operating conditions of a discrete choke of Christmas tree equipment, which is used to regulate the technological parameters of oil and gas production during flowing (gusher-type) well operation.

The thesis provides an overview of the equipment used for operating flowing wells and presents an analysis of the designs of shut-off and control devices of Christmas tree equipment. The operating conditions of the main components and parts of Christmas tree equipment are examined, taking into account the factors that affect their reliability and durability during operation.

A three-dimensional model of the discrete adjustable choke has been developed, on the basis of which its operation was investigated by means of simulation modeling. This made it possible to establish the patterns of variation in the hydrodynamic parameters of the working medium flow depending on the control mode. Strength calculations of the main parts of the Christmas tree equipment have been performed, in particular for the flange connection, studs, the cylindrical part of the elements, and the gate valve spindle, which confirmed their operability under the specified load conditions.

Issues related to the installation and operation of equipment for flowing wells are also considered. Based on the results of the conducted research, conclusions have been formulated regarding the design features and conditions for the reliable operation of a discrete choke of Christmas tree equipment.

Keywords: Christmas tree equipment, discrete choke, shut-off and control devices, simulation modeling, three-dimensional model, strength calculation, flowing well.

З М І С Т

Вступ 10
1 Огляд обладнання для експлуатації свердловин фонтанним способом 13
2.1 Запірні пристрої фонанних арматур 28
2.2 Регулюючі пристрої фонанних арматур 39
3 Аналіз умов роботи вузлів і деталей фонтанної арматури 46
4 Розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя 55
5 Дослідження роботи дискретного дроселя з використанням імітаційного моделювання 59
6 Вдосконалення конструкції дроселя 67
6.1 Критичний аналіз конструкції дискретного дроселя 67
6.2 Пропоновані напрями вдосконалення конструкції 68
7 Розрахунки на міцність деталей обладнання фонтанних арматур 71
7.1 Розрахунок зусилля, що діють на фланцеве з'єднання 73
7.2 Розрахунок фланця на статичну міцність 74
7.3 Розрахунок шпильки 76
7.4 Розрахунок циліндричної частини елементів фонтанної арматури 77
7.5 Розрахунок шпинделя засувки 77
8 Монтаж та експлуатація обладнання фонтануючих свердловин 81
Висновки 87
Перелік посилань на джерела 89

Вступ

При розробці газових і газоконденсатних родовищ використовують фонтанний метод експлуатації свердловин. Цей метод є найбільш раціональним, оскільки він є найдешевшим і найбільш продуктивним з усіх методів експлуатації свердловин, а для експлуатації газових свердловин чи не єдиним можливим методом.

Газові свердловини, що експлуатуються фонтанним способом, обладнані фонтанними арматурами. Фонтанна арматура призначена для обладнання гирла фонтануючих нафтових та газових свердловин з метою їх герметизації, контролю і регулювання режиму експлуатації. В її склад входять засувки, дроселі та інше обладнання. Запірні пристрої встановлюють у фонтанній арматурі з метою герметичного перекриття прохідних отворів. Дроселі використовуються для регулювання режиму експлуатації фонтанної свердловини шляхом дроселювання потоку видобувної рідини, тобто створення керованого гідравлічного опору на шляху її руху.

Під час експлуатації елементи дроселя (наконечник та насадка) піддаються гідро- і газодинамічному спрацюванню та корозії ущільнювальних поверхонь з боку робочого середовища. Зі збільшенням діаметра прохідного отвору внаслідок зношування порушується режим роботи свердловини, спотворюються її дебіт і тиск, що унеможливлює точне регулювання процесу видобування. Тому актуальним є дослідження гідродинамічних характеристик дроселя на стадії проектування, до виготовлення фізичного зразка, з метою обґрунтованого вибору його конструктивних параметрів.

Традиційний підхід до проектування дроселюючих елементів фонтанної арматури спирається переважно на досвід та емпіричні залежності, отримані під час стендових випробувань фізичних зразків, що потребує значних матеріальних і часових витрат. Сучасні засоби тривимірного комп'ютерного моделювання та обчислювальної гідродинаміки (CFD) дозволяють суттєво скоротити цей процес: побудова тривимірної моделі дискретного дроселя дає змогу ще на етапі проектування перевірити коректність складання деталей, виявити можливі

конструктивні недоліки та підготувати основу для подальшого інженерного аналізу, а імітаційне моделювання течії рідини — отримати картину розподілу тиску і швидкості потоку без необхідності виготовлення дорогих фізичних прототипів.

Особливої актуальності набуває параметричне дослідження дискретного дроселя, яке дозволяє в автоматизованому режимі провести серію розрахунків при різних значеннях витрати робочої рідини та різних діаметрах дросельного отвору. Така методика дає змогу встановити кількісні залежності тиску та швидкості потоку від витрати для кожного варіанта конструкції отвору, що є необхідним для обґрунтування раціональних геометричних параметрів дроселя, які забезпечують потрібний режим регулювання видобувної рідини при збереженні достатньої надійності та довговічності елемента в умовах експлуатації.

Таким чином, розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя фонтанної арматури та проведення його параметричного дослідження методом імітаційного моделювання є актуальним завданням, що дозволяє підвищити обґрунтованість конструкторських рішень та ефективність роботи регулюючих пристроїв фонтанної арматури газових і нафтових свердловин.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя та встановлення його гідродинамічних характеристик з допомогою параметричного моделювання.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– проаналізувати конструкції обладнання для експлуатації фонтануючих свердловин, запірні та регулюючі пристрої фонтанних арматур, а також умови роботи їхніх вузлів і деталей;

– розробити тривимірну комп'ютерну модель дискретного дроселя фонтанної арматури з відтворенням геометрії всіх конструктивних елементів та їх взаємного розташування;

– виконати імітаційне (CFD) моделювання течії робочої рідини через дросель при різних значеннях витрати на вході (0,001–0,004 м³/с) та незмінному тиску на виході для отворів діаметром 8, 10, 12 та 14 мм;

– отримати та проаналізувати епюри розподілу тиску, швидкості потоку і траєкторій руху рідини в проточній частині дроселя;

– побудувати графічні залежності зміни тиску та швидкості потоку від витрати рідини для кожного діаметра дросельного отвору та встановити закономірності впливу геометричних параметрів отвору на гідравлічні характеристики дроселя.

Об’єкт досліджень. Процес дроселювання робочої рідини в дискретному дроселі фонтанної арматури.

Предмет дослідження. Закономірності розподілу тиску та швидкості потоку робочої рідини при її дроселюванні залежно від витрати рідини на вході та діаметра дросельного отвору.

Методи дослідження. Тривимірне комп'ютерне моделювання (САПР) для побудови геометричної моделі дроселя; метод обчислювальної гідродинаміки (CFD) для імітаційного моделювання течії рідини; метод параметричного дослідження для проведення серії розрахунків при різних вхідних параметрах; аналітичні методи розрахунку на міцність елементів фонтанної арматури; методи аналізу та узагальнення науково-технічної літератури для огляду конструкцій обладнання фонтанних арматур.

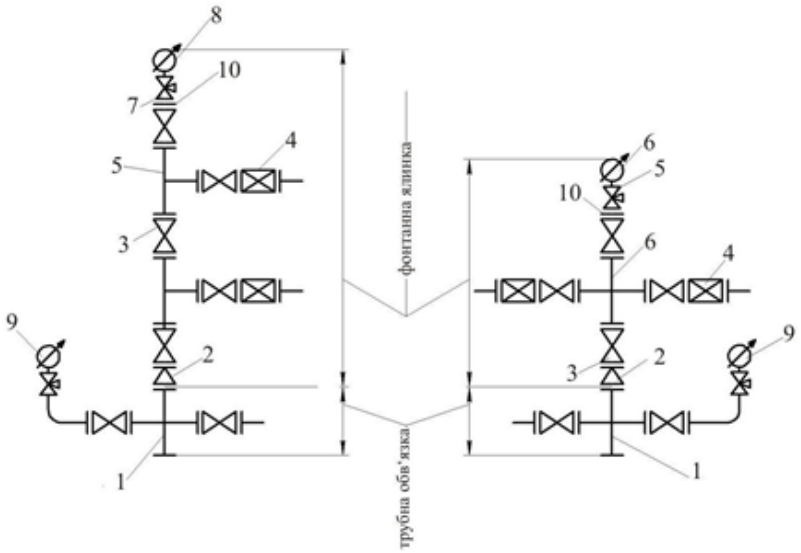
1 Огляд обладнання для експлуатації свердловин фонтанним способом

Після завершення буріння свердловини та перед початком її освоєння з верхньої хрестовини колонної головки знімають превентори, спускають у свердловину насосно-компресорні труби (НКТ), а на місце превенторів монтують трубну головку.

Кількість концентричних рядів експлуатаційних труб (НКТ), що підвішуються до трубної головки — один або два, — визначається призначенням свердловини, а також прийнятим методом її освоєння та подальшої експлуатації.

Обладнання, яким оснащують фонтанні свердловини, поділяють на наземне (гирлове) та свердловинне (підземне).

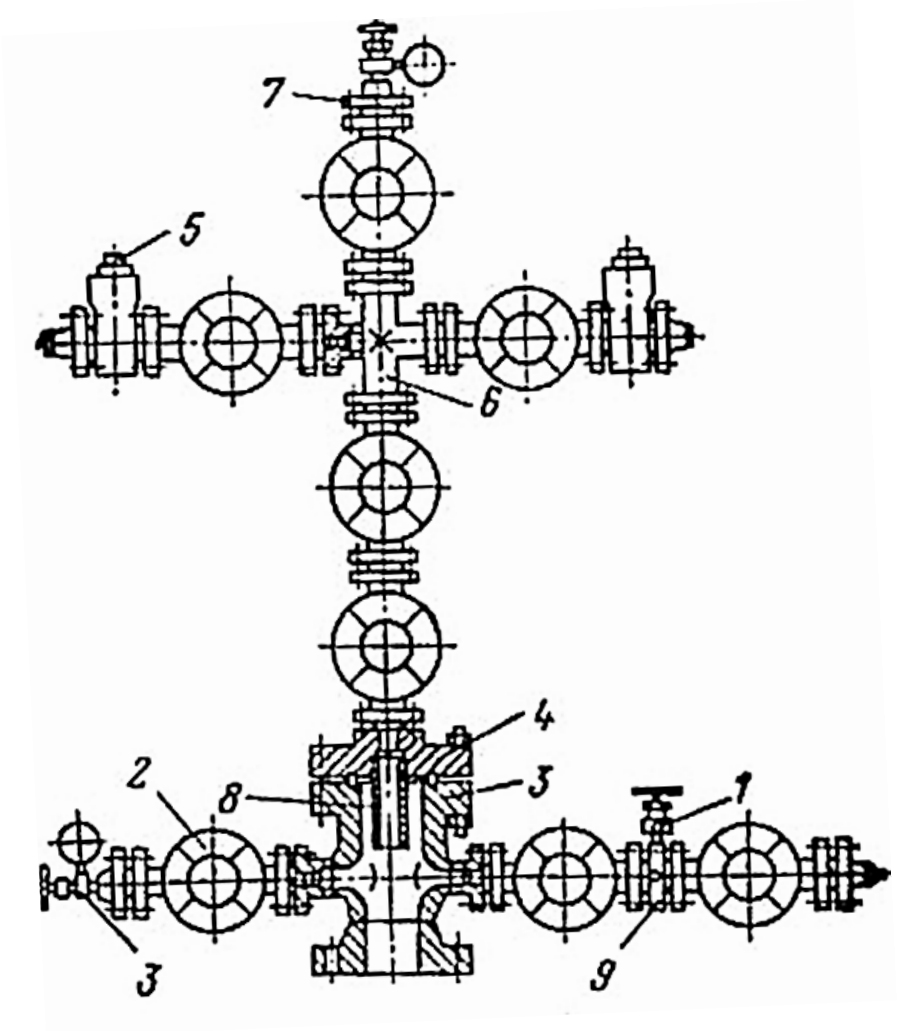
До складу наземного обладнання входять фонтанна арматура, що монтується на колонну головку фонтанної нафтової чи газової свердловини, маніфольд, а також ряд спеціальних вузлів, зокрема лубрикатор, який забезпечує герметичність устя під час спускання у свердловину вимірювальних приладів [1].



1 – трубна головка; 2 – перехідник трубної головки; 3 – запірний пристрій; 4 – дросель; 5 – трійник; 6 – хрестовик; 7 – запірно-розрядний пристрій; 8 – манометр; 9 – манометр із запірно-розрядним пристроєм на маніфольді; 10 – буферний фланець під манометр

Рисунок 1.1 – Схеми ФА

У конструктивній схемі хрестової однорядної фонтанної арматури АФ6-50×70 (рис. 1.2) трубна обв'язка передбачає монтаж двох стовбурних запірних пристроїв на нижній хрестовині 3 із застосуванням перевідної котушки 4. Над цим вузлом розташовується хрестовина фонтанної ялинки 6, оснащена власними засувками, комплектом швидкозмінних штуцерів 5 та фланцевим з'єднанням. Верхній відвід ялинкової хрестовини закривається додатковою засувкою, заглушним фланцем 7 та контрольним манометром, а аналогічний манометричний вузол із вентилем 1 розміщується і на проміжній котушці 9. Підйомна колона труб фіксується на трубці-підвісці 8, тоді як бокові відводи нижньої хрестовини обладнані запірними засувками 2 [2-4].



1 – вентиль; 2 – засувка; 3 – хрестовина; 4 – перевідна котушка;
5 – швидкозмінний штуцер; 6 – хрестовина ялинки; 7 – фланець;
8 – перевідник; 9 – проміжний фланець

Рисунок 1.2 – Фонтанна арматура АФ6 50×70

Ключовими технічними характеристиками фонтанної арматури є умовний прохід стовбурної частини ялинки та номінальний робочий тиск, на витримування якого розраховано конструкцію.

Нормативний документ ГОСТ 13846-89 регламентує ряд значень робочого тиску Рроб = 14, 21, 35, 70, 105, 140 МПа та умовних діаметрів прохідних перерізів Dy = 50, 65, 80, 100, 150 мм, можливі поєднання яких наведено в таблиці 1.1 [3].

Таблиця 1.1 - Фонтанні арматури

<table>
<tr><td colspan="3">Умовний прохід, мм</td><td rowspan="2">Робочий тиск, МПа</td></tr>
<tr><td>ствола ялинки</td><td>бокових відводів ялинки</td><td>бокових відводів трубної головки</td></tr>
<tr><td>50</td><td>50</td><td>50</td><td rowspan="2">14,21,35,70,105, 140</td></tr>
<tr><td>65</td><td>50,65</td><td rowspan="2">50,65</td></tr>
<tr><td>80</td><td>50,65,80</td><td>14,21,35,70,105</td></tr>
<tr><td>100</td><td>65,80,100</td><td rowspan="2">65</td><td>21,35,70</td></tr>
<tr><td>150</td><td>100</td><td>21</td></tr>
</table>

Конструктивно фонтанна арматура може передбачати дублювання запірних пристроїв на стволовій частині — таке рішення застосовують переважно на свердловинах із підвищеним пластовим тиском, а також тоді, коли арматура потребує частого циклічного відкриття й закриття, зокрема при виконанні дослідницьких робіт. У подвійній схемі верхня засувка працює як основна, а нижня виконує роль резервної, страхувальної.

Існує також виконання трійникової арматури з двома боковими відведеннями, розташованими одне над одним. Верхнє з них слугує робочим каналом для транспортування видобутої продукції, тоді як нижнє залишається резервним: при виході з ладу елементів верхнього відведення стовбурна засувка перекривається, і потік пластового флюїду перемикається на нижній канал, що дає можливість продовжувати видобуток без зупинки свердловини на ремонт.

Недоліком такого вертикального розташування відведень є збільшена загальна висота арматурного вузла, яка ускладнює умови його обслуговування.

Зважаючи на зазначені конструктивні особливості, трійникове виконання раціональніше використовувати в діапазоні низьких і середніх тисків. Зокрема, модифікація з двома боковими відведеннями підходить для свердловин з невеликим тиском на устю, особливо за наявності в продукції абразивних механічних домішок (піску тощо).

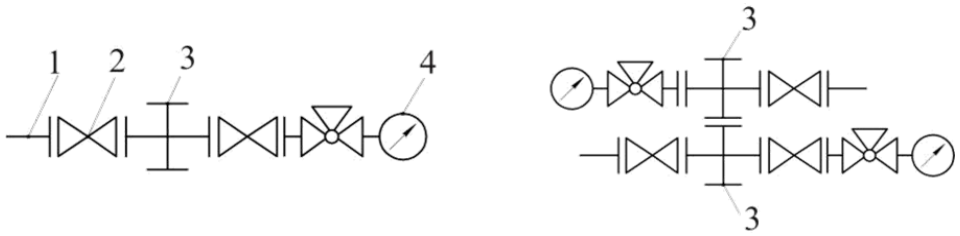
Натомість для умов середнього й високого тиску перевагу віддають хрестовій схемі фонтанної арматури, яка завдяки меншій висоті порівняно з трійниковою є більш зручною в експлуатації та обслуговуванні [6].

До переліку додаткових критеріїв підбору арматури входять також фізико-хімічні властивості видобувної рідини — зокрема її корозійна агресивність та ступінь забрудненості механічними частинками.

У загальній конструкції фонтанної арматури виділяють два головні складові вузли: трубну обв'язку та фонтанну ялинку.

Трубна головка встановлюється на верхньому фланцевому з'єднанні колонної обв'язки і виконує комплекс функцій — підвішування однієї або кількох колон НКТ, герметизацію затрубного простору, можливість контролю тиску в міжтрубній зоні, а також забезпечення технологічних операцій під час освоєння, випробування, подальшої експлуатації та ремонту свердловини.

До складу трубної обв'язки (рис. 1.3, а) входять хрестовина (трійник), підвіска муфтового типу та маніфольдна система. У випадках, коли необхідно одночасно підвісити дві концентричні колони НКТ, застосовується здвоєна конструкція з двох трубних головок (рис. 1.3, б): внутрішня колона меншого діаметра кріпиться за допомогою перехідного елемента чи муфтової підвіски в розточці верхньої головки, а зовнішня колона фіксується в розточці хрестовини нижньої, зовнішньої трубної головки.



а *б*

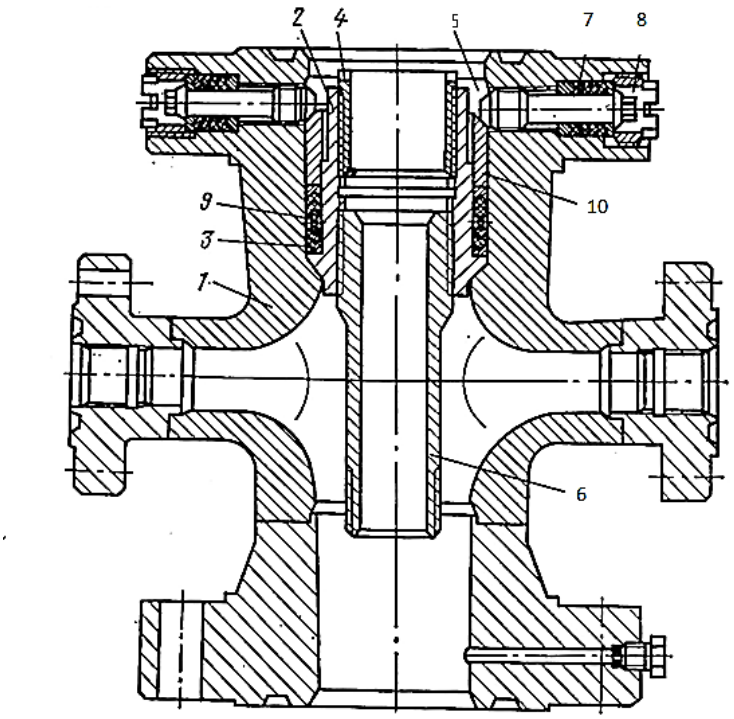
а – трубна обв’язка однієї колони насосно-компресорних труб;

б – трубна обв’язка двох концентрично розміщених колон НКТ.

1 – фланець; 2 – запірний пристрій; 3 – трубна головка; 4 – манометр

Рисунок 1.3 – Типові схеми трубних обв’язок ФА

Конструктивне виконання трубної головки фонтанної арматури АФ6-65/50×70 (рис. 1.4) передбачає наявність хрестовини 1, бічні відводи якої слугують місцем кріплення засувок. Після завершення спуску колони насосно-компресорних труб у розточку хрестовини монтується підвісний елемент — трубоутримувач 2 разом із перевідником 6, призначеним для підвішування труб; останній виконаний із різьбовим з'єднанням під НКТ діаметром 73 мм. Герметизація зазору, що утворюється між трубоутримувачем і корпусом вузла, забезпечується за допомогою комплекту манжетних ущільнень 3, між якими розміщується грундбукса 9. На випадок просочування робочого середовища крізь манжетне ущільнення передбачено подавання герметизуючої пасти у внутрішню порожнину грундбукси через зворотний клапан. Додатково в розточку хрестовини встановлюється фіксуюча втулка 10, положення якої утримується шістьма стопорними гвинтами 5.

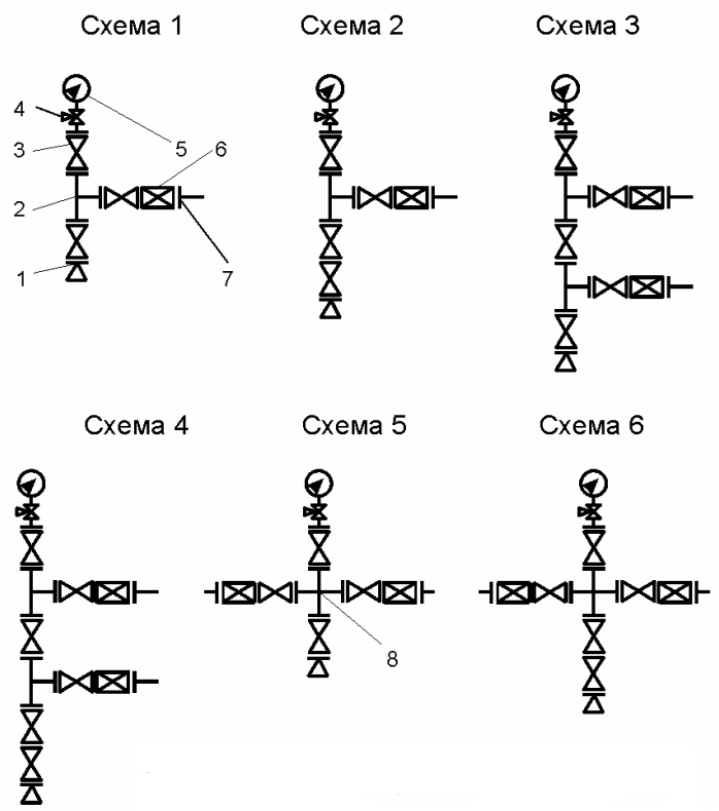


1 - хрестовина; 2 – трубо утримувач; 3 - набір манжет; 4 - запобіжник;
5 - гвинт; 6 – перевідник; 7 - манжети; 8 - гайка; 9 - грундбукса; 10 - втулка

Рисунок 1.4 – Трубна головка

Призначення фонтанної ялинки полягає у спрямуванні видобутої продукції свердловини до маніфольдної системи, забезпеченні регулювання режиму роботи свердловини, здійсненні контролю тиску та температурних параметрів робочого середовища, а також у виконанні комплексу необхідних технологічних операцій [2].

Відповідно до вимог ГОСТ 13846-89, монтаж фонтанних ялинок здійснюється за двома типовими конструктивними схемами — трійниковою (варіанти 1–4) та хрестовою (варіанти 5–6), які наведено на рисунку 1.5 [3].



1 – перехідник трубної головки; 2 – трійник ялинки;3 – засувка; 4 – вентиль; 5 – манометр; 6 – дросель;7 – фланець; 8 – хрестовина ялинки

Рисунок 1.5 – Схеми фонтанних ялинок

Сполучення фонтанної арматури свердловини з промисловими трубопровідними системами збору видобутих пластових флюїдів (рідини чи газу) реалізується через маніфольд.

Призначенням маніфольда фонтанної арматури є з'єднання відводів фонтанної ялинки та трубної головки з трубопровідними лініями, якими продукція свердловини транспортується до пунктів збору, а також з технологічним обладнанням, що застосовується при освоєнні, глушінні, дослідженні свердловин чи інтенсифікації нафтовидобутку.

Для маніфольдів, що обслуговують відповідальні газові свердловини, обов'язковою є наявність відсікаючих клапанів, здатних автоматично перекривати свердловину як у разі падіння, так і у разі перевищення тиску в шлейфі понад установлені межі.

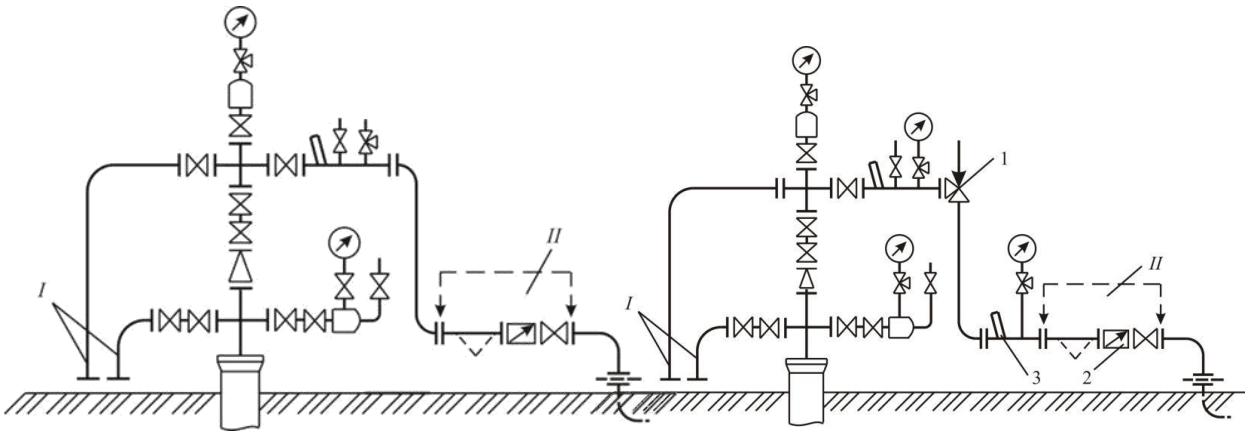
Базові схеми обв'язки устя нафтових, газових та газоконденсатних свердловин охоплюють увесь спектр стандартних експлуатаційних вимог. За появи нетипових умов експлуатації допускається використання цих схем як вихідних, з внесенням відповідних коригувань.

Номінальний робочий тиск маніфольда допускається приймати рівним робочому тиску фонтанної арматури або зменшеним на один–два ступені відносно нього.

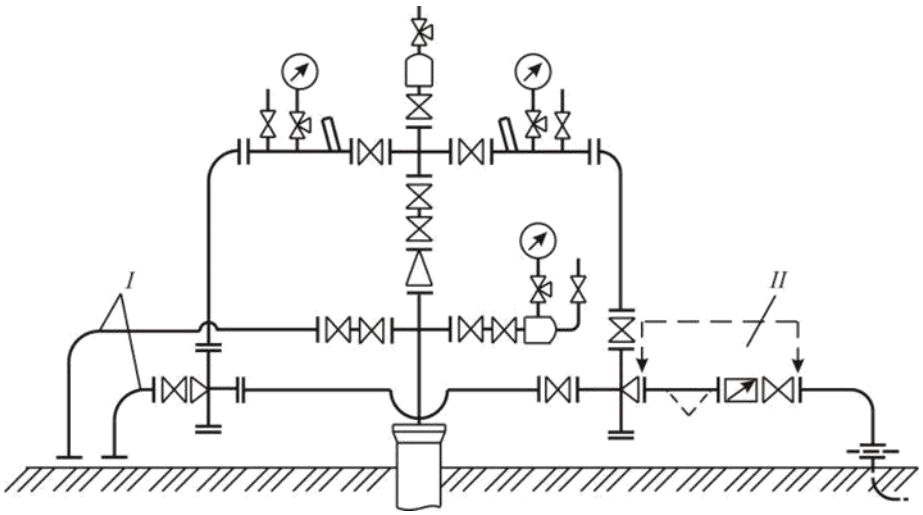
Умовні проходи маніфольда мають узгоджуватися з умовними проходами бокових відводів ялинки та трубної головки фонтанної арматури.

Конструкція маніфольдів для типових нафтових свердловин включає обмежену кількість засувок, хрестовин, трійників та інших компонентів. На свердловинах підвищеної відповідальності кількість елементів маніфольда зростає, а найбільш складну будову мають маніфольди, призначені для високодебітних газових свердловин.

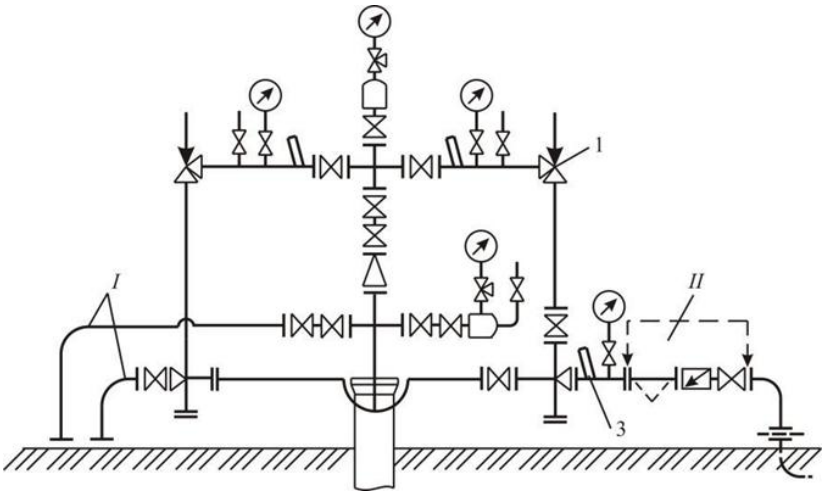
Рисунок 1.6 ілюструє характерні схеми маніфольдів фонтанних арматур: варіанти 1.6, а та 1.6, б застосовуються для свердловин з низьким, малим і середнім дебітом (до 100 т нафти або 100 тис. м³ газу на добу), експлуатація яких передбачена виключно через ліфтову колону [2]. Принципова відмінність схеми 1.6, б від схеми 1.6, а полягає в додатковій наявності регульованого дроселюючого елемента та вимірювальної котушки, оснащеної манометром і термометром. Схеми 1.6, а, 1.6, б та 1.6, в призначені для високодебітних свердловин, продукція яких відводиться через два відводи фонтанної ялинки в єдиний шлейф.



а) б)



в)



г)

I – лінія контролю затрубного простору; II – лінія експлутування

1- дросель регулюваний; 2 – дросель; 3 - пробовідбірник

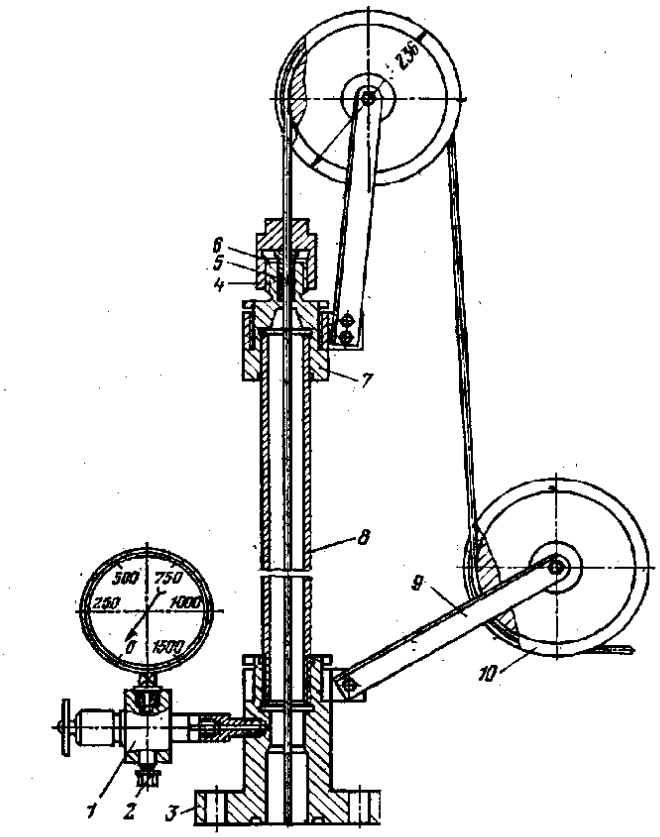
Рисунок 1.6 – Типові схеми маніфольдів фонтанних арматур

Виконання маніфольдів варіюється залежно від кліматичних умов району експлуатації та хімічного складу видобуваного продукту, відповідно до чого передбачено такі категорії постачання: П — призначені для роботи в умовах помірного мікроклімату; ХЛ — для холодного мікроклімату; К1 — для робочих середовищ з вмістом домішок вуглекислого газу до 6 %; К2 — для середовищ, що містять сірководень і вуглекислий газ у сумарній кількості до 6 %; К3 — для середовищ з підвищеним вмістом сірководню та вуглекислого газу, до 25 %.

У ході експлуатації фонтанних свердловин з певною періодичністю постає потреба у проведенні досліджень продуктивних пластів — зокрема для визначення пластового тиску, температурного режиму та інших параметрів. Такі дослідження виконують за допомогою глибинних манометрів, термометрів та іншого вимірювального устаткування, яке опускають у свердловину. Герметичність гирла свердловини під час спуску глибинних приладів забезпечується лубрикатором [4].

Конструкція лубрикатора (рис. 1.7) включає корпус 3, трубу 8, корпус сальникового вузла 7 та два ролики 10, змонтовані на спеціальних кронштейнах 9. Через сальникове ущільнення 5 пропускають дріт, на якому підвішуються вимірювальні прилади. Підтягування сальника в міру пропускання робочого середовища здійснюють за допомогою грундбукси 6 та натискної гайки 4. Вентиль 1 виконує функцію посадкового місця для манометра, що фіксує тиск у свердловині, а за потреби — й для зниження тиску через розрядну пробку 2.

Монтаж лубрикатора на фонтанну арматуру виконують у такій послідовності: спочатку перекривають верхню стовбурну засувку, після чого через розрядну пробку вентиля знижують тиск у системі. Далі демонтують верхній фланець разом із вентилем і манометром, а на його місце встановлюють лубрикатор, у який попередньо завантажено свердловинний прилад; дріт із підвішеним прилад пропускають крізь сальникове ущільнення. Після монтажу зібраний на фонтанній арматурі лубрикатор піддають опресуванню, і лише після цього за допомогою лебідки, встановленої на спеціалізованій машині, здійснюють спуск свердловинного прилада у свердловину.



1 – вентиль; 2 – розрядна пробка; 3 – корпус; 4 – натискна гайка; 5 – сальник; 6 – грундбукса; 7 – корпус сальника; 8 – труба; 9 – кронштейн; 10 – ролики

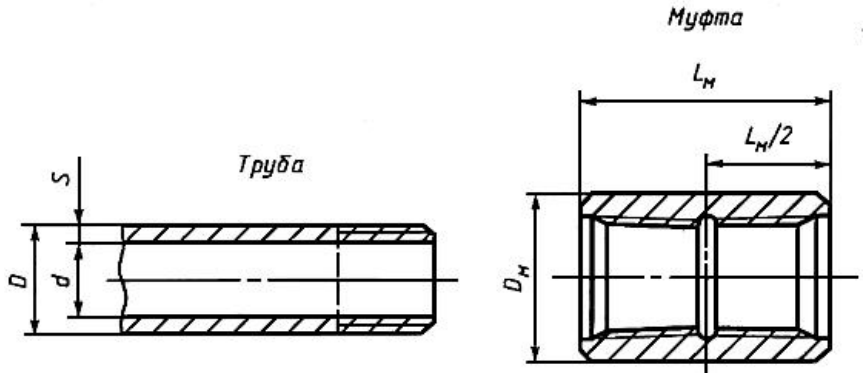
Рисунок 1.7 – Лубрикатор

До складу підземного обладнання фонтанної свердловини входять колона насосно-компресорних труб, пакерні вузли, відсічні клапани, а також посадочний ніпель, призначений для монтажу відсічних клапанів.

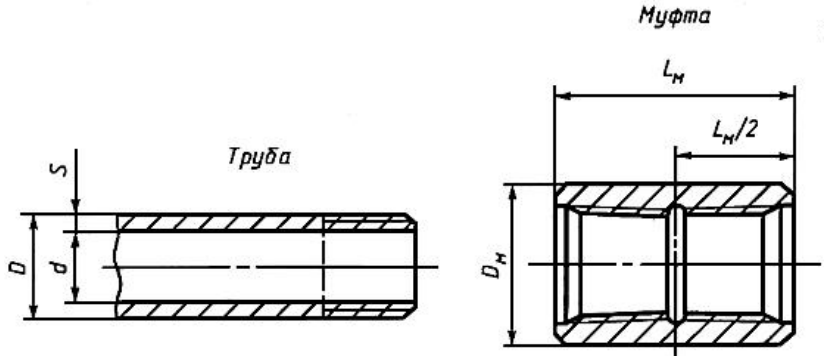
З окремих труб НКТ формують колону, яку спускають у свердловину; при цьому призначення такої колони може полягати у: підійманні видобувної рідини (флюїду) чи газу на поверхню; забезпеченні підвіски технологічного обладнання у свердловині; нагнітанні в свердловину рідких або газоподібних агентів — для

виконання технологічних операцій, інтенсифікації видобутку чи підземного ремонту; виконанні безпосередньо ремонтних робіт у свердловині.

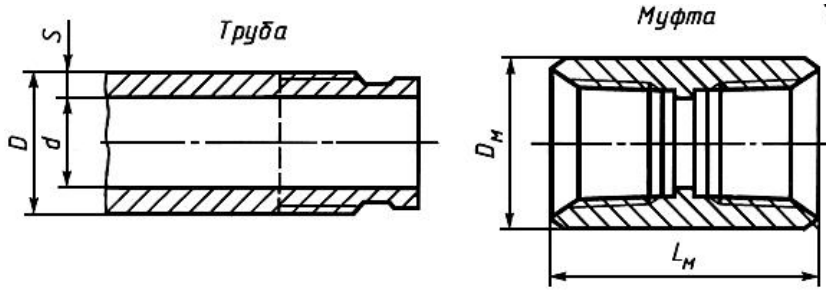
Виробництво НКТ регламентується стандартом ГОСТ 633-80, який охоплює кілька конструктивних різновидів: гладкі труби та відповідні до них муфти, труби з висадженими назовні кінцями (позначення В) разом із муфтами до них, гладкі труби підвищеної герметичності (НКМ) з муфтами, а також безмуфтові труби з висадженими назовні кінцями (НКБ), зображені на рисунку 1.8 [5].



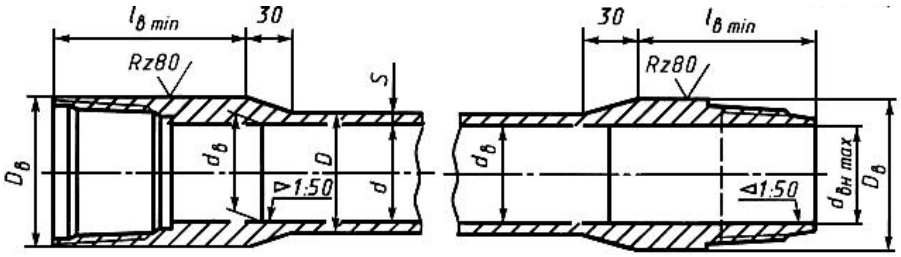
а) гладкі труби та муфти до них



б) труба з висадженими назовні кінцями (В) та муфти до них



в) гладкі високогерметичні труби (НКМ) та муфти до них



г) безмуфтові труби (НКБ) із висадженими назовні кінцями

Рисунок 1.8 – Насосно-компресорні труби

Виробництво гладких труб є технологічно простішим, проте їхні кінцеві ділянки слабші внаслідок нанесеної на них різьби. Натомість труби з висадженими назовні кінцями характеризуються однаковою міцністю як по тілу труби, так і в зоні різьбового з'єднання, через що отримали назву рівноміцних; зовнішній діаметр муфти для таких труб перевищує відповідний показник труб із гладкими кінцями. Для гладких труб і труб з висадженими кінцями застосовується конічна різьба з конусністю 1:16, закругленого профілю з кутом 60°. У трубах НКМ та НКБ різьбове з'єднання також виконане конічним, але має трапецієподібний профіль; крім того, різьбова частина цих труб завершується гладким конічним кінцем, який заходить у конічну розточку муфтової частини, утворюючи додаткове ущільнення з'єднання.

Стандартом ГОСТ 633-80 встановлено такий ряд умовних діаметрів НКТ: 27, 33, 42, 48, 60, 73, 89, 102 та 114 мм, при цьому труби виготовляють із сталей груп міцності Д, К, Е, Л, М, Р, а також з алюмінієвого сплаву Д16Т.

Функціональним призначенням пакерів є відокремлення верхньої ділянки обсадної колони від нижньої під час видобутку нафти, газу чи закачування робочих агентів, а також у процесі проведення ремонтно-профілактичних заходів у свердловині. Пакер виступає ключовим елементом свердловинного обладнання в сучасних фонтанних, газліфтних, насосних і нагнітальних свердловинах — як при розробці одного пласта, так і за одночасно-роздільної експлуатації декількох пластів у межах однієї свердловини.

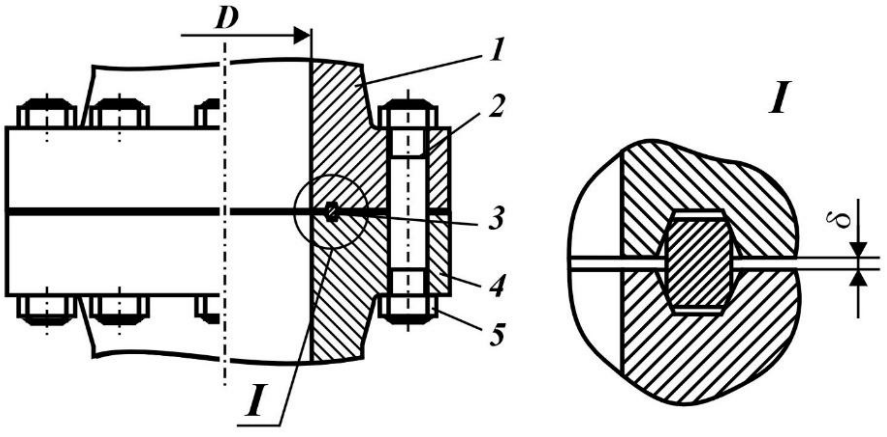
Робочий діапазон перепадів тиску, що діють на пакер, становить від 7 до 70 МПа, а температура середовища при стандартній експлуатації коливається в

межах 40–100 °С, проте за умов теплового впливу на пласт може зростати до 300–400 °С. Експлуатаційне середовище пакера є корозійно-агресивним, а присутність у ньому нафти й газу обумовлює необхідність прискіпливого підбору матеріалів ущільнювальних елементів. Додатково ускладнюють роботу пакера такі чинники, як відкладення солей, гідратів і смол, а також підвищена концентрація механічних домішок у пластовій рідині [2].

За принципом посадки розрізняють пакери гідравлічного (Г), механічного (М) та гідромеханічного (ГМ) типу.

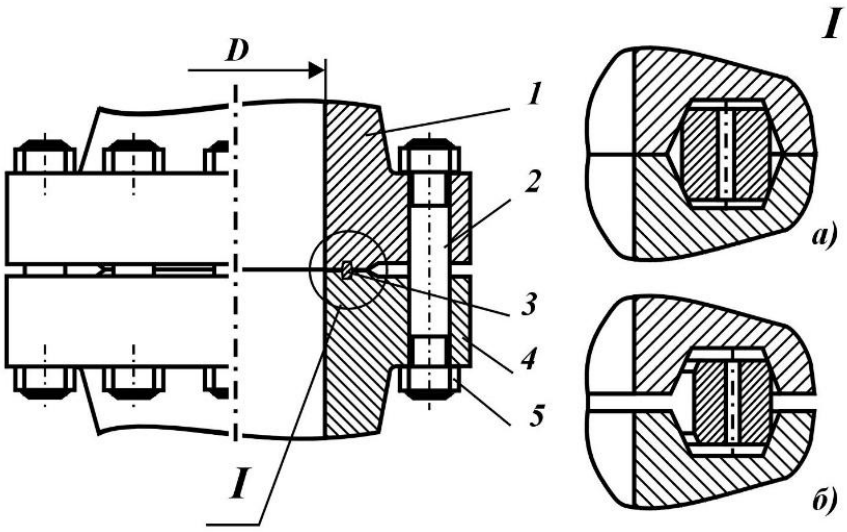
З метою запобігання неконтрольованому (аварійному) фонтануванню свердловини над фільтровою зоною монтують відсічні пластові клапани, якими оснащуються фонтануючі свердловини; такі клапани різняться між собою конструктивним виконанням, типорозмірами, матеріалом виготовлення та технічними характеристиками.

Переважна більшість з'єднань між елементами фонтанної арматури реалізується за фланцевою схемою, конструктивні параметри якої регламентує стандарт ГОСТ 28919-91. Типорозмірний ряд фланцевих з'єднань визначається двома основними параметрами — умовним діаметром та робочим тиском, при цьому стандарт передбачає два конструктивні варіанти виконання: тип 1 (6В), що передбачає наявність зазору між торцевими поверхнями фланців, та тип 2 (6ВХ), у якому такий зазор відсутній [7].



1, 4 – фланці; 2 – шпилька; 3 – прокладка; 5 – гайка

Рисунок 1.9 – Фланцеве з’єднання 6В



1, 4 – фланці; 2 – шпилька; 3 – прокладка; 5 – гайка

Взаємне розміщення прокладок відносно канавок фланців:

а – після затягування з’єднання; б – перед затягуванням з’єднання

Рисунок 1.9 – Фланцеве з’єднання 6В

Виконання фланцевих з'єднань із зазором характерне для свердловин з порівняно невисоким робочим тиском (до 70 МПа). Конструктивно такі фланці відрізняються наявністю проміжку між їхніми торцевими поверхнями, що допускає певний розкид у величині моменту затягування шпильок без істотного впливу на герметичність з'єднання. Натомість беззазорне виконання фланців застосовується за умов підвищеного тиску (понад 70 МПа), і його специфічною вимогою є обов'язкове затягування всіх шпильок з однаковим, чітко контрольованим моментом.

2 Аналіз конструкцій запірних і регулюючих пристроїв фонтанних арматур

2.1 Запірні пристрої фонанних арматур

У конструкції фонтанної арматури передбачено застосування таких різновидів запірних пристроїв [2]: клинових засувок; прямоточних засувок; кульових засувок; кранів.

Перші три з перелічених типів запірних пристроїв (рисунок 1.11) виконують функцію основних елементів перекриття в стовбурній та відвідній частинах арматури, тоді як вентилі монтуються безпосередньо перед манометрами.

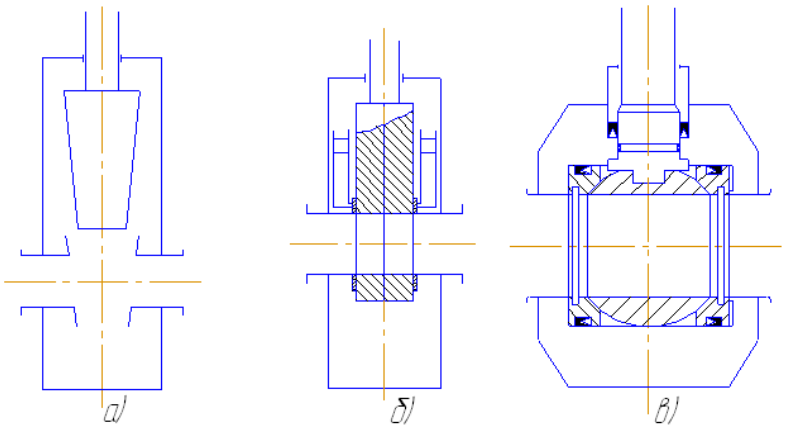
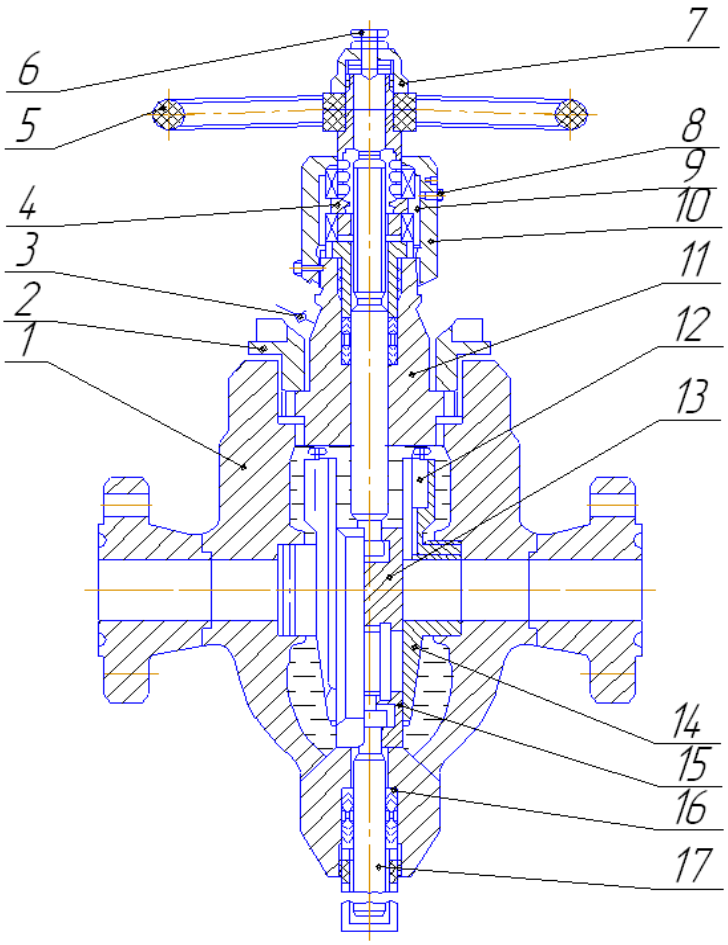


Рисунок 1.11 - Схеми клинової (а), прямоточної (б), кульової (в) засувок [2]

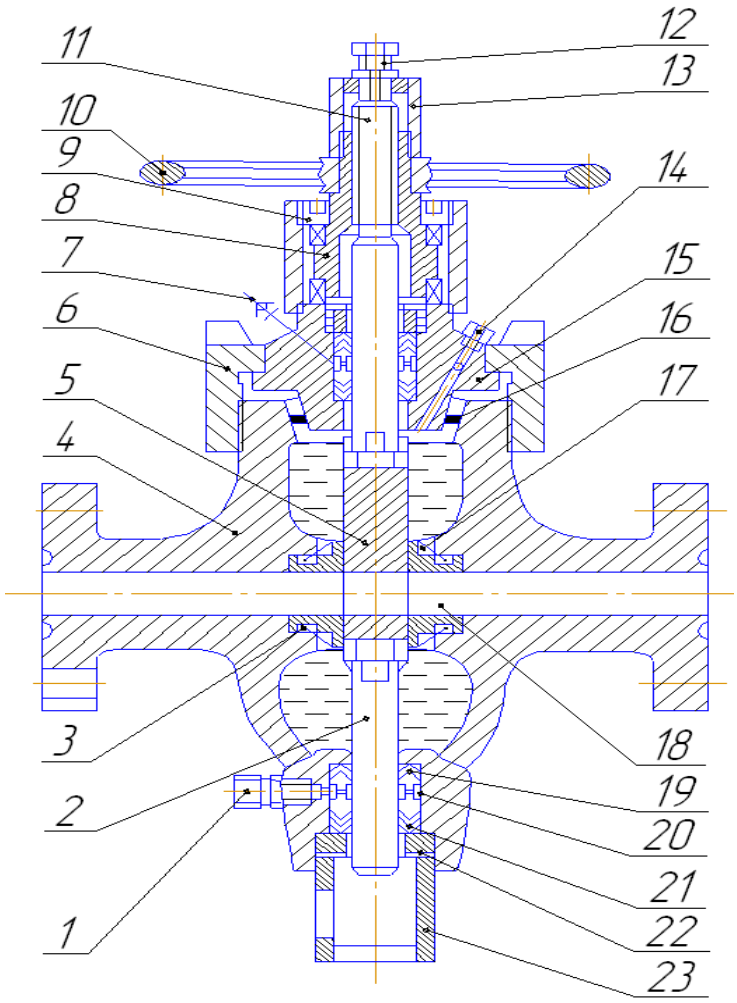
Ключовою перевагою клинової засувки виступає простота її конструкції. Водночас за відкритого положення засувки поблизу прохідного каналу (рис. 1.11, а) формуються значні бокові порожнини, наявність яких провокує виникнення вихрових потоків, призводить до втрати напору і створює сприятливі умови для відкладення солей, парафінових і піщаних частинок. Окрім того, ущільнювальні поверхні в зоні контакту корпусу та клина зазнають інтенсивного омивання потоком видобувної рідини, що супроводжується їх прискореним корозійним та ерозійним зношуванням.

Зазначених недоліків позбавлена прямоточна засувка (рис. 1.11, б) [2], у якій клинове ущільнення замінено на шиберний механізм — двоплашковий (рис. 1.12) або одноплашковий (рис. 1.13) варіант виконання.



1 - корпус; 2 - гайка кулачкова; 3 - зворотний клапан для змащування вузла сальника; 4 - ходова гайка; 5 - маховик; 6 - регулювальний болт; 7 - кожух; 8 - мастильниця; 9 - упорний кульковий підшипник; 10 - кришка; 11 - корпус сальника; 12 - поршень; 13 - плашка; 14 - направляюча щока; 15 - фторопластова втулка; 16 - манжета; 17 - розвантажувальний шток

Рисунок 1.12 - Прямоточна засувка типу ЗМАД



1, 7 - зворотні клапани; 2 - шток; 3 - сідло; 4 - корпус; 5 - шибер; 6 - гайка; 8 - ходова гайка; 9 - гайка; 10 - маховик; 11 - шпиндель;12 - регулювальний болт; 13 - кожух; 14 - пробка; 15 - кришка; 16 - ущільнення; 17 - тарілчаста пружина; 18 – вихідний канал; 19, 21 - манжети; 20 - розпірне кільце; 22 - гайка; 23 – кожух

Рисунок 1.13 – Прямоточна засувка типу ЗМС

В будь-якому положенні прохідного каналу — як відкритому, так і закритому — шибер постійно знаходиться у щільному контакті з ущільнювальними поверхнями корпусних деталей. Конструктивно він складається з двох половин, розтиснутих пружинним механізмом, суммарне зусилля якого може сягати 9 кН. Під час переходу засувки з одного положення в інше шибер переміщується ковзним рухом уздовж ущільнювальних поверхонь корпусу. У відкритому положенні всередині засувки формується прямолінійний

канал, практично без виражених бокових порожнин, унаслідок чого ущільнювальні поверхні залишаються захищеними від безпосереднього контакту з потоком рідини. Додатковий захист цих поверхонь у зоні зазору забезпечується подаванням густого мастила, що в сукупності дозволяє усунути ключові недоліки, притаманні клиновій засувці.

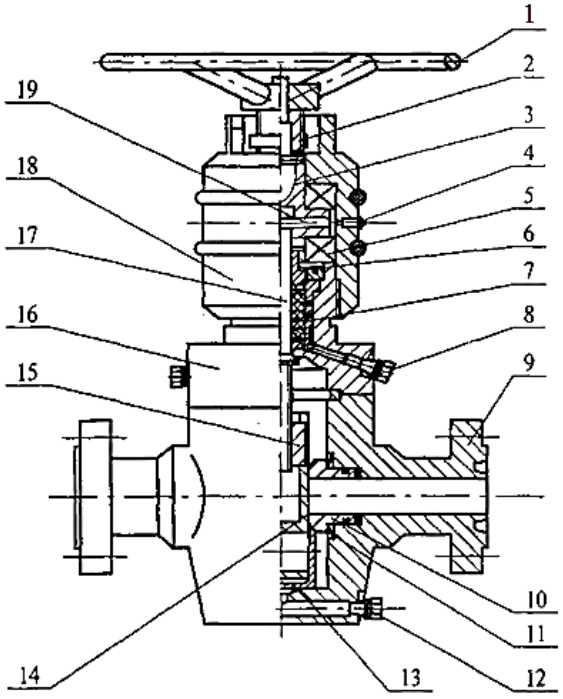
У практиці застосовуються прямоточні засувки, де як ущільнювальний матеріал використовуються густі мастильні склади, нерозчинні у конденсаті та пластових водах; запас такого мастила (зазвичай марки ЛЗ-162) зберігається в окремих резервуарчиках і відокремлений від робочої порожнини засувки поршневою системою, тоді як уся внутрішня порожнина самої засувки додатково заповнюється спеціальним мастилом.

Альтернативним варіантом є прямоточні засувки з еластичними ущільнювальними елементами на основі графітофторопласта АФГ-80ВС, розташованими в зоні зазору. Оскільки тиск усередині порожнини засувки відповідає тиску робочого середовища, що проходить через неї, на шпиндель знизу діє осьове навантаження, яке сприймається осьовими опорами (рис. 1.12). З метою зниження величини цього осьового навантаження в конструкції передбачено розвантажувальний штоковий елемент (рис. 1.12, 1.13).

У прямоточних засувках застосовується кулькова осьова опора шпинделя, що дає змогу зменшити крутний момент, потрібний для його обертання. Принцип відкриття й закриття полягає в тому, що при обертанні маховика та шпинделя гайка шибера накручується на різьбову ділянку шпинделя, піднімаючи шибер до моменту суміщення отворів у корпусі та шиберному елементі — за аналогічним принципом функціонує і клинова засувка. Відповідно, обом типам засувок притаманний ще один спільний недолік: процес їх повного відкриття чи закриття вимагає виконання кількох обертів маховика зі значним прикладеним зусиллям.

Засувка типу ЗМ-50×70 (рис. 1.14) [7] у конструктивному виконанні включає корпус 9, у поперечну вертикальну розточку якого між сідлами 10

встановлюється шиберний елемент 14, при цьому самі сідла 10 підтискаються до шибера за допомогою тарілчастих пружин 11.



1 – штурвал; 2 – покажчик; 3 – адаптер; 4 – мастильниця; 5 – підшипники; 6 – гайка; 7 – манжета; 8 – зворотний клапан; 9 – корпус; 10 – сідло; 11 – тарілчаста пружина; 12 – зворотний клапан; 13 – запобіжний кожух; 14 – шибер; 15 – гайка; 16 – корпус; 17 – шпиндель; 18 – кришка; 19 – штифт

Рисунок 1.14 – Засувка ЗМ 50×70

У шиберний елемент 14 закладено гайку 15, з якою взаємодіє по різьбі шпиндель 17, а герметизація штока в кришці корпусу 16 реалізована за рахунок шевронних манжет 7, підтиснутих гайкою 6.

З'єднання хвостовика шпинделя 17 з адаптером 3 виконано за допомогою штифта 19, на хвостовик самого адаптера насаджено штурвал 1, призначений для ручного керування засувкою, а затягування упорних підшипників 5 здійснюється кришкою 18.

Принцип функціонування засувки полягає в наступному: обертання штурвала 1 передається на адаптер 3, який через штифт 19 обертає шпиндель 17,

унаслідок чого відбувається переміщення шибера 14 між двома крайніми положеннями.

Призначенням зворотного клапана 12 є нагнітання мастила в корпусну порожнину засувки, тоді як зворотний клапан 8 виконує аналогічну функцію відносно зони під ущільнювальними манжетами; змащування підшипників 5 здійснюється через мастильницю 4.

Положення засувки (відкрите чи закрите) фіксується за допомогою покажчика 2, а для запобігання негативному впливу шламових накопичень на рух шибера в корпусі передбачено захисний кожух 13.

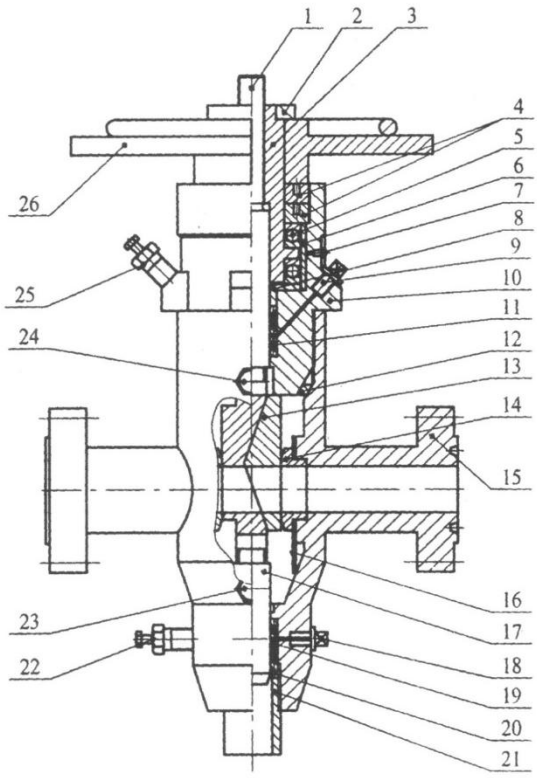
Конструкція засувки фонтанної арматури виробництва компанії "UPETROM" (Румунія), розрахованої на робочий тиск 70 МПа (рис. 1.15), включає такі елементи: шпиндель 1, гайку 2, гайку-адаптер 3, упорні гайки 4, підшипники 5, втулку 6, мастильницю 7, натискну втулку 8, розрядні пробки 9 і 18, кришку 10, ущільнювальні пакети 11 і 19, ущільнювальне кільце 12, шибер 13, сідла 14, корпус 15, захисні щитки 16, урівноважувальний шток 17, натискну гайку 20, стакан 21, нагнітальні клапани 22–25 та штурвал 26.

Відмінною конструктивною рисою цього типу засувок є клинкетне виконання шибера, що складається з двох половин, з'єднаних пружинним фіксувальним механізмом, при цьому одна з половин виконує тягову функцію, а інша — упорну; до тягової половини за допомогою Т-подібного з'єднання приєднано шпиндель та урівноважувальний шток.

Процедура відкривання засувки передбачає обертання штурвала 26 проти годинникової стрілки, що спричиняє обертання гайки 3 і подальше перетворення цього руху в осьове переміщення шпинделя 1 та шибера 13 у зборі. У момент, коли прохідний отвір корпусу збігається з отвором шибера, упорна половина шибера упирається в кришку 10, тоді як шток разом із тяговою половиною продовжує рух у напрямку відкривання, що зумовлює взаємне зміщення двох половин шибера по клиновій поверхні. Унаслідок цього відбувається розклинювання шибера між сідлами, що й забезпечує необхідний рівень герметичності з'єднання "шибер — сідла". За аналогічним механізмом

досягається герметичність і в процесі закривання засувки: упорна частина шибера упирається в корпусний бурт, після чого відбувається розклинювання.

Рівень герметичності засувки прямо залежить від зусилля притискання шибера до сідла, яке, у свою чергу, пропорційне зусиллю, прикладеному до штурвала, однак це зусилля не повинно перевищувати 1000 Н.



1 – шпиндель; 2 – гайка; 3 – гайка-адаптора; 4 – гайка упорна; 5 – підшипники; 6 – втулка; 7 – мастильниця; 8 – втулка натискна; 9 – пробка розрядна; 10 – кришка; 11 – ущільнення; 12 – кільце ущільнювальне; 13 – шибер; 14 – сідла; 15 – корпус; 16 – щитки; 17 – шток урівноважувальний; 18 - пробка розрядна; 19 – ущільнення; 20 – гайка натискна; 21 – стакан; 22, 23, 24, 25 – клапани нагнітальні; 26 - штурвал

Рисунок 1.15 - Засувка фонтанної арматури “UPETROM” (Румунія) на робочий тиск 70 Мпа

Кульові засувки (рис. 1.16) є відносно новим конструктивним рішенням, здатним на рівних конкурувати з шиберними засувками в умовах

експлуатаційних свердловин. Кульова засувка типу ЗКР по суті є кульовим краном, обертання кулі в якому здійснюється за допомогою механічного, ричажного приводу [2].

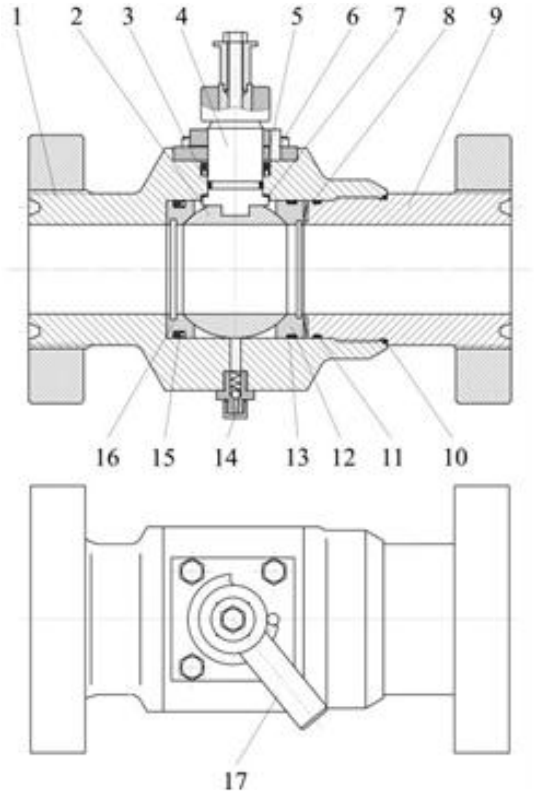
Серед переваг засувки ЗКР варто виокремити: простоту конструктивного виконання; невелику металомісткість; наявність можливості аварійного відкриття; високий рівень герметичності; порівняно низьку вартість; зручність технічного обслуговування; а також наявність механізму розвантаження кулі від тиску свердловинного середовища — конструктивна новинка порівняно з кульовими кранами типу КШ, що дозволяє знизити зусилля, необхідне для відкриття засувки.

Економічний ефект (зниження вартості) досягається за рахунок поєднання меншої металомісткості, підвищеної технологічності виготовлення та автоматизації процесу обробки пари ущільнення "куля–сідло".

Конструктивно засувка ЗККУ (рис. 1.16) складається з трьох основних вузлів: корпуса, кульового затвора та механізму керування затвором. Корпус, утворений двома напівкорпусами 1 і 9, вміщує кульовий затвор, тоді як на зовнішній поверхні корпуса розташовані механізм керування затвором і зворотний клапан 14; герметизація стику між напівкорпусами забезпечується гумовими ущільнювальними кільцями 10 та 11.

До складу кульового затвора входять куля 2, пара сідел 12 і 16 та тарілчаста пружина. Герметичне з'єднання напівкорпуса 9 з сідлом 16 реалізовано за допомогою манжети 15, а з'єднання напівкорпуса 1 з сідлом 12 — за допомогою ущільнювального кільця 13; герметичність же безпосередньо між кулею 2 та сідлами досягається методом їх взаємного притирання. Силове замикання кульового затвора забезпечує напівкорпус 9.

Механізм керування кульовим затвором включає шпиндель 4, ключ керування 17, подовжувач (не показаний на рисунку), обмежувач повороту кулі 2, а також мідну прокладку 7. Герметичність з'єднання цього механізму з напівкорпусом 1 забезпечується ущільненням, що складається з кільця 3 та манжети 5.



1, 9 - напівкорпус; 2 - кулька; 3 - кільце; 4 - шпиндель; 5, 15 - манжета; 6 - обмежувач повороту; 7 - мідна прокладка; 8 - тарілчаста пружина; 10, 11, 13 - ущільнювальні кільця; 12, 16 - сідла; 14 - зворотний клапан; 17 - ключ управління

Рисунок 1.16 – Засувка кульова ЗККУ

Для зниження зусилля, необхідного для відкриття кульової засувки, у світовій інженерній практиці застосовуються різноманітні технічні рішення, зокрема використання кулі з опорними цапфами.

Засувки цього типу характеризуються низкою конструктивних особливостей і переваг: кульовий орган виготовляється із загартованої нержавіючої сталі, причому підвищена твердість забезпечує стійкість до корозії, а полірування навантажених ділянок поверхні підвищує опірність експлуатаційному зношуванню. Кульовий елемент спирається на дві опорні цапфи, завдяки чому в закритому положенні кулі гідростатичний тиск передається саме на ці опори, а не безпосередньо на зону герметизації. Центрування кулі на цапфах із застосуванням підшипників забезпечує: точність

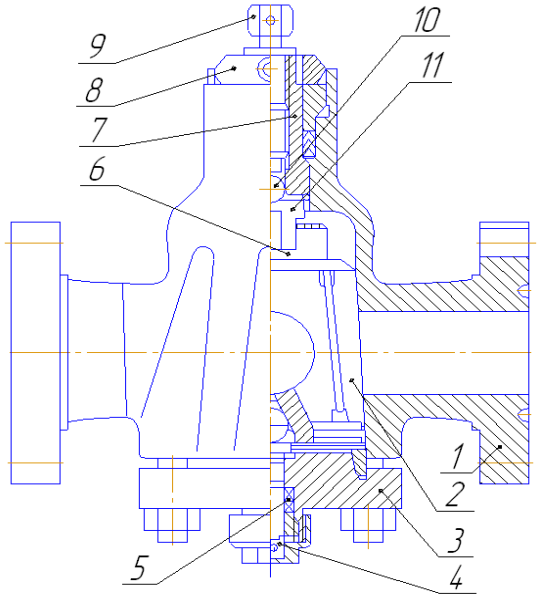
просторового положення кулі; компенсацію зусиль, спричинених випадковими стрибками тиску; зручність розбирання вузла для проведення обслуговування. Достатня жорсткість та витривалість опорних елементів унеможливлює деформацію конструкції, забезпечує надійну передачу крутного моменту і захищає ущільнення від передчасного зношування. Додатковий рівень герметичності досягається за рахунок так званої "диференційної дії": гідростатичний тиск впливає на дві різні площини кульового елемента, і різниця тиску між ними формує додаткову силу контакту між кулею та сідлом.

На відміну від описаної конструкції, засувки типів ЗКР і ЗККУ не мають опорних цапф у своєму складі, проте для зменшення зусилля відкриття запірного органу в них застосовано спеціальні сідла з розвантажувальними ущільненнями.

Функцію компенсатора температурних і силових деформацій виконує тарілчаста пружина, яка забезпечує вільне переміщення деталей вузла за умов внутрішніх чи зовнішніх температурних перепадів, а також під дією тиску робочого середовища. Розташування компенсаторів дозволяє утримувати запірний орган у незмінному, оптимальному положенні протягом усього циклу обертання, запобігаючи локальному зношуванню ущільнень. За умов низького тиску саме зусилля тарілчастої пружини підтримує сталий контактний тиск у запірному органі, автоматично компенсуючи поступове зношування ущільнювальних елементів.

Залежно від конкретних умов експлуатації для герметизації запірного органу застосовують різні типи ущільнень: стандартне виконання — придатне для рідин, газорідинних сумішей, вуглеводнів, технічних газів та кислот; U-подібне виконання — призначене для газів і рідин з абразивними домішками, що забезпечує підвищену зносостійкість; високотемпературне виконання — підбирається відповідно до температурних характеристик пластового флюїду. Додатковим способом підвищення герметичності є нагнітання мастила безпосередньо в зону ущільнення, що дозволяє частково відновити герметичність стандартного чи U-подібного ущільнення в разі його часткового пошкодження.

Конструктивно пробковий кран (рис. 1.17) відрізняється від засувки тим, що для переведення його з відкритого положення в закрите (і навпаки) достатньо повернути рукоятку лише на 90°. Подібно до прямоточної та кульової засувок, його ущільнювальні поверхні залишаються захищеними від безпосереднього омивання потоком видобувного флюїду, а прохідний канал у відкритому положенні крана не утворює застійних (мертвих) зон.



1 - корпус; 2 - пробка; 3 - кришка; 4 - регулювальний гвинт;
5 - ущільнююча манжета; 6 - кулачкова муфта; 7 - шпиндель; 8 - ключ;
9 - натискний болт; 10 - зворотний клапан; 11 - циліндрична вставка

Рисунок 1.17 – Кран пробковий

Конструктивно кран складається з корпуса 1, пробки 2, шпинделя 7, ключа керування 8, регулювального гвинта 4, ущільнювальних манжет 5, системи каналів та зворотного клапана 10 із пружиною 12, призначеного для заповнення внутрішньої порожнини крана мастилом, а також окремого каналу й клапана для подавання мастила до різьбового з'єднання шпинделя. Передача обертального руху від шпинделя до пробки 6 реалізується через кулачок, яким шпиндель заходить у відповідну прорізь пробки, тобто обертання шпинделя безпосередньо викликає обертання пробки. Фіксація шпинделя в корпусі здійснюється за

допомогою різьбового з'єднання, яке одночасно сприймає осьові навантаження і виконує функцію ущільнювального елемента; для підвищення герметичності це з'єднання заповнюється спеціальним мастилом через окремий канал і клапан.

Як мастильний матеріал для заповнення всієї внутрішньої порожнини крана використовується мастило марки ЛЗ-162, рекомендований температурний діапазон застосування якого становить від 40 до 120 °С.

Взаємне розташування пробки в корпусі встановлюється ще на етапі виробництва крана за допомогою регулювального гвинта 4, закріпленого в кришці 3, при цьому між пробкою та корпусом передбачається технологічний зазор величиною в кілька сотих міліметра. У конструкції шпинделя розміщений натискний болт 9, переміщення якого забезпечує подавання мастила з порожнини шпинделя в робочу зону крана через клапан 10; той самий болт використовується для відтискання пробки в разі її заклинювання. Процедура відтискання передбачає часткове викручування регулювального болта 9, щільне заповнення мастилом усієї порожнини шпинделя, а потім закручування болта 9, унаслідок чого відтискаються зворотний клапан 10, деталь 11 та сама пробка — до упору в кульовий елемент.

Ключовим недоліком даної конструкції крана є технологічна складність його виготовлення, оскільки надійність роботи безпосередньо залежить від точності виготовлення деталей; крім того, забезпечення стабільної експлуатації крана вимагає застосування спеціальних мастильних матеріалів.

2.2 Регулюючі пристрої фонанних арматур

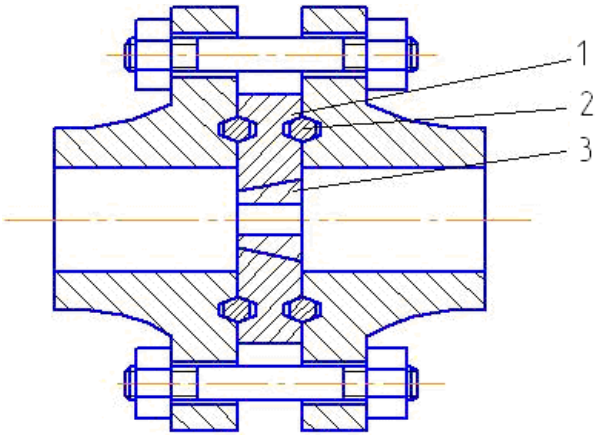
Регулювання режиму роботи нафтових і газових свердловин здійснюється за допомогою спеціальних дросельних пристроїв, які дозволяють встановлювати потрібний дебіт фонтанної свердловини на вихідній лінії шляхом створення керованого гідравлічного опору потоку видобувної продукції.

За принципом регулювання дроселі поділяють на нерегулювальні та регулювальні: перші забезпечують лише ступінчасту зміну параметрів потоку

рідини чи газу, тоді як другі дозволяють здійснювати безступінчасте (плавне) регулювання.

Конструкція нерегулювального змінного дроселя (рис. 1.18) являє собою дископодібний корпус 1 зі змінною насадкою 3, який монтується герметично між парою фланців. Подібний дросель застосовується переважно для регулювання дебіту фонтанної нафтової чи газової свердловини і встановлюється безпосередньо на вихідній лінії фонтанної арматури або на маніфольді. Комплектація дроселя передбачає набір змінних насадок з діаметрами прохідного отвору 5, 8, 10, 15, 20, 25 та 30 мм [8].

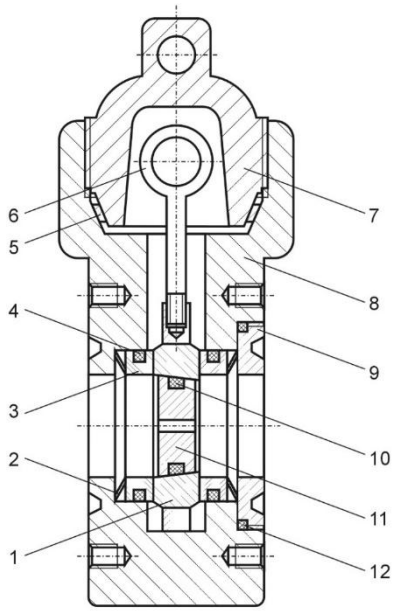
Головним недоліком наведеної конструкції (рис. 1.18) є необхідність розбирання фланцевого з'єднання, що пройшло перевірку на герметичність, кожного разу, коли постає потреба замінити насадку 3.



1–корпус; 2–ущільнювальна прокладка; 3–насадка

Рисунок 1.18 – Нерегулювальний змінний дросель

азначений недолік усунено в конструкції швидкозмінного дроселя (рис. 1.19): для заміни насадки в такому виконанні достатньо перекрити засувку, розташовану перед дроселем, після чого демонтувати кришку 7 та вийняти обойму 1 разом із насадкою 11.

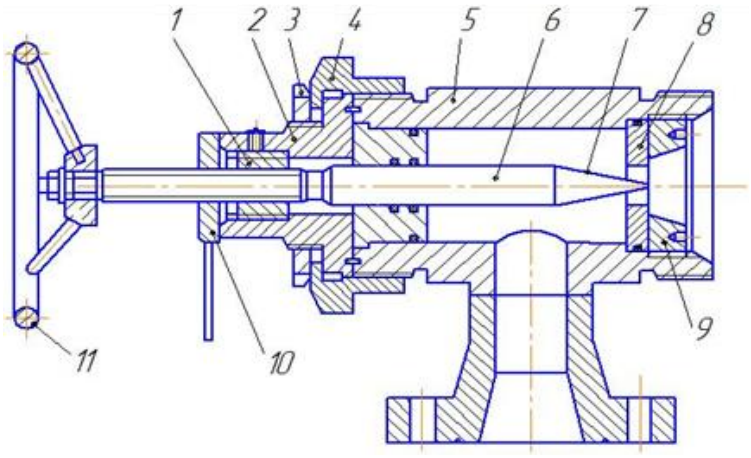


1 – обойма; 2 – тарілчаста пружина; 3 – сідло;
4,5,10,12 – ущільнення; 6 – рим-болт; 7 – кришка; 8 – корпус;
9 – гайка; 11 – насадка

Рисунок 1.19 – Швидкозмінний дросель

На рисунку 1.20 наведено конструктивне виконання регулювального дроселя, призначеного для безступінчастого регулювання параметрів потоку [8].

Особливістю регулювального дроселя є можливість зміни режиму потоку без необхідності заміни самого дроселюючого елемента. Процес дроселювання флюїду реалізується за рахунок осьового переміщення конічного наконечника 7 відносно насадки 8, унаслідок чого змінюється площа прохідного перерізу кільцевої щілини між ними. Переміщення шпинделя 6, на торці якого закріплено наконечник, здійснюється по різьбовому з'єднанню з ходовою гайкою 1 при обертанні маховика 11.



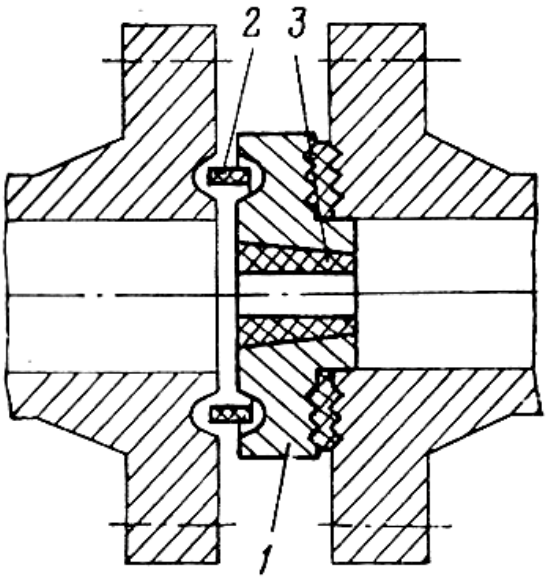
1–ходова гайка; 2–кришка; 3–контргайка; 4–накидна гайка; 5–корпус; 6–шпиндель; 7–наконечник; 8–насадка; 9–натискна гайка; 10–фіксатор; 11– штурвал

Рисунок 1.20 – Регулювальний дросель

Нерегульований змінний дросель-насадка так званого "сураханського" типу застосовується, зокрема, у складі маніфольдів МПП1Р-100×210, МПП2Г-100×210 та інших аналогічних виконань.

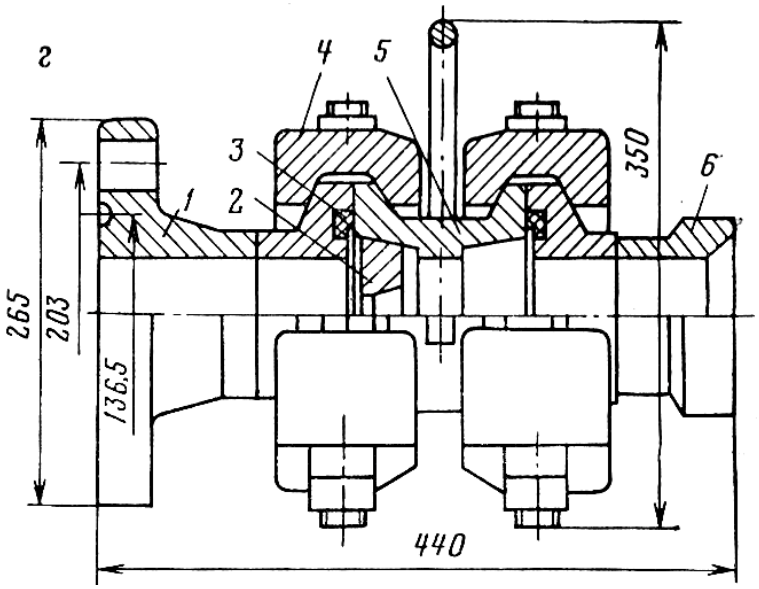
До конструктивного складу дроселя-насадки входять корпус, набір змінних насадок різного діаметра та комплект прокладок (рисунок 1.21).

Подальше вдосконалення конструкції дроселя "сураханського" типу було здійснено Машинобудівним заводом ім. лейтенанта Шмідта, унаслідок чого модернізований швидкозмінний дросель отримав маркування ДБ80×350 і випускається під цим шифром.



1 — корпус; 2 — прокладка; 3 — насадка

Рисунок 1.21 – Нерегульований змінний дросель-насадка «сураханського» типу



1— фланцевий перевідник; 2 — змінна насадка; 3 — резинова манжета; 4 – швидкозмінне з’єднання; 5 — корпус; 6 — різьбовий патрубок

Рисунок 1.22 – Нерегульований швидкозмінний дросель з хомутовим з'єднанням

Процедура заміни насадки штуцера передбачає попереднє перекриття прямоточної засувки з гідравлічним приводом на маніфольді, а також засувки на хрестовині дроселя, після чого здійснюється демонтаж фланцевих з'єднань викидної лінії маніфольда. Конструктивним недоліком дроселя "сураханського" типу є невисока довговічність гумових прокладок в умовах гідроабразивного потоку зі свердловини: з огляду на достатньо високу швидкість потоку в дроселі не виключене ерозійне руйнування корпусних деталей навіть за відносно низького вмісту твердих частинок (піску) у фонтануючій суміші. З метою підвищення зносостійкості матеріал виготовлення штуцера постійно вдосконалюється, і станом на сьогодні випускаються дроселі, виготовлені з термооброблених сталей та керамічних матеріалів.

Конструкція дискретного дроселя (рис. 1.23) [18] включає корпус 1, з одного боку якого розташований диск 4, а з протилежного — втулка 3. Диск 4 виконує

функцію оболонки, всередині якої здійснює обертання обойма 2; сама обойма має змогу провертатися навколо власної осі та оснащена вісьмома отворами різного діаметра, що забезпечує можливість зручного регулювання дебіту свердловини. Для запобігання розгерметизації та витоку пластової рідини під час експлуатації диск 4 і пробка 5 комплектуються набором ущільнювальних кілець 7 та 8. Провертання обойми 2 реалізується через пробку 5, з'єднану з обоймою за допомогою шпонкового з'єднання, а у верхній частині пробки 5 встановлена втулка-фіксатор 6, призначена для запобігання самовільному провертанню пробки; фіксація самої втулки 6 здійснюється шплінтом, розташованим у наскрізному отворі, що проходить крізь корпус пробки 5 та втулки. Кінцева частина пробки 5 виконана у вигляді квадратного перерізу, призначеного для взаємодії з ключем, яким здійснюється її провертання.

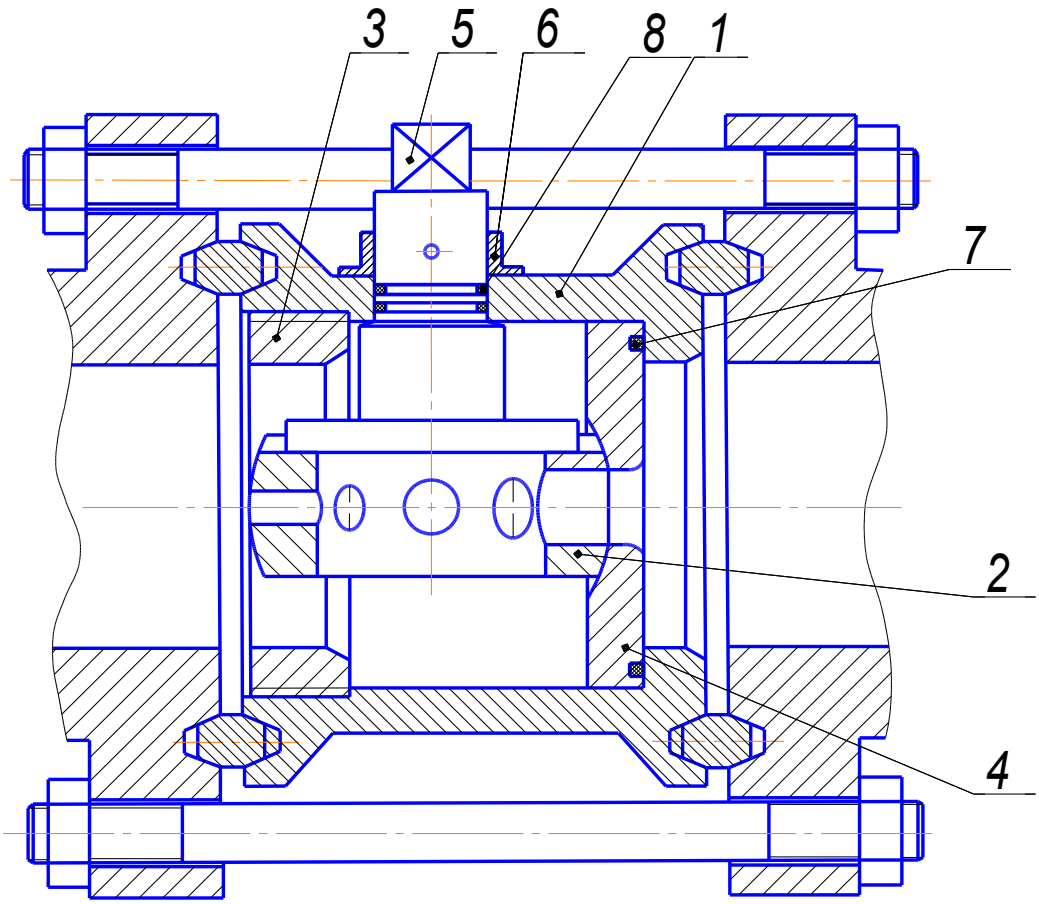
Принцип роботи дроселя полягає в наступному: коли продукція свердловини надходить з фонтанної арматури до бокових відводів фонтанної ялинки, її дебіт може виявитися надмірним, що потребує коригування. Для зміни дебіту необхідно провернути пробку 5 дроселя, яка обертається разом із обоймою 2, що містить вісім отворів різного діаметра; саме шляхом провертання обойми 2 та підбору отвору потрібного діаметра здійснюється регулювання режиму роботи свердловини, при чому сама операція провертання виконується ключем на заданий кут.

Серед переваг дискретного дроселя можна виокремити: відносно невелику кількість швидкозношуваних деталей; компактніші габаритні розміри порівняно з раніше описаними конструкціями дроселів, що має суттєве значення з погляду його транспортування.

До недоліків даної конструкції належать: підвищена складність виготовлення, зумовлена тим, що більшість деталей виробляється методом лиття; значна маса литих деталей дроселя, що набуває особливого значення при його сумісній роботі з фланцями бокових відводів фонтанної ялинки.

Таким чином, проведений аналіз конструкції та принципу роботи дискретного дроселя дозволяє зробити висновок, що жодна з існуючих

конструкцій, незалежно від ступеня її досконалості, не є позбавленою водночас і переваг, і недоліків.



1-корпус; 2-обойма; 3- втулка; 4- диск; 5- пробка; 6- втулка-фіксатор; 7,8 - ущільнювальне кільце

Рисунок 1.23 – Дискретний дросель

3 Аналіз умов роботи вузлів і деталей фонтанної арматури

Однією з ключових задач при проєктуванні устьового обладнання є гарантування його надійної та тривалої працездатності.

Серед негативних чинників, що супроводжують експлуатацію газоконденсатних свердловин, окреме місце займає корозійне руйнування обладнання, спричинене наявністю в пластовому газі агресивних компонентів — сірководню, вуглекислого газу та кислот жирного ряду. За участі пластової води ці компоненти вступають у хімічну взаємодію з металом, що призводить до корозії внутрішніх поверхонь як підземного, так і наземного обладнання свердловини.

За умов помірного пластового тиску (до 38 МПа) та температури до 137 °С вміст CO_2 у газі може коливатися в межах від 1 до 12 %, і саме така суттєва варіативність концентрації корозійно-активних складових ускладнює організацію ефективного протикорозійного захисту нафтогазовидобувного обладнання [4].

За результатами проведених досліджень встановлено, що активність вуглекислого газу й сірководню проявляється лише за наявності вологи в газовому середовищі та формування на металевій поверхні водяної плівки. При цьому швидкість вуглекислотної корозії визначається насамперед парціальним тиском CO_2, температурою середовища, а також його загальним вмістом у продукції свердловини. Інтенсивність як сірководневої, так і вуглекислотної корозії суттєво зростає зі збільшенням вологості середовища, тоді як за відсутності вологи корозійний процес практично припиняється. Саме тому найефективнішим методом протидії корозії вважається застосування інгібіторів — речовин, що формують на металевій поверхні стійку захисну плівку, яка унеможливлює прямий контакт агресивного середовища та вологи з металом.

Контроль корозійних процесів на промислових об'єктах здійснюється комплексно і включає [13]: візуальне обстеження трубопровідних ліній, відводів, засувок, трійників і фланцевих з'єднань; відбір проб води для лабораторного

аналізу на вміст іонів двовалентного та тривалентного заліза; розміщення в пробовідбірниках контрольних зразків-свідків для оцінки швидкості корозії; товщинометрію елементів фонтанної арматури, трубопроводів, відводів та засувок наземного обладнання.

Сірководнева корозія, порівняно з вуглекислотною, спричиняє більш тяжкі наслідки для роботи нафтопромислового устаткування й трубопроводів. Стійкість сталі до сірководневої корозії та сульфідного розтріскування визначається її хімічним складом, видом термічної обробки, структурою металу та іншими параметрами. До основних зовнішніх факторів, що впливають на швидкість корозійного руйнування внутрішньої поверхні труб і обладнання, належать концентрація та парціальний тиск сірководню, ступінь вологонасичення газу, температура, загальний тиск і швидкість руху середовища. Швидкість корозії за наявності сірководню та вологи зростає пропорційно як концентрації H_2S у газі, так і тиску самого газу, а процес сульфідного розтріскування суттєво активізується зі зростанням механічних напружень у матеріалі — причому чутливість сталі до такого розтріскування підвищується разом зі збільшенням її міцності й твердості. Узагальнюючи, можна стверджувати, що швидкість корозії зростає зі збільшенням тиску, вологості, температури, швидкості руху середовища та діючих у металі напружень, тому в особливо складних умовах конструкція обладнання та режим його експлуатації повинні підбиратися таким чином, щоб мінімізувати вплив зазначених факторів.

У практичній діяльності на родовищах Юліївського ЦВНГК реалізується комплекс заходів протидії як внутрішній, так і зовнішній корозії — відповідно підземного та наземного обладнання свердловин [13]. Захист підземного обладнання від внутрішньої корозії здійснюється методом інгібіторного захисту, суть якого полягає у формуванні захисної плівки на внутрішній поверхні металевої конструкції завдяки адсорбційним властивостям інгібітора корозії, що дозовано подається в агресивне середовище.

Технологічно інгібіторний захист реалізується шляхом закачування розчину інгібітора в трубний і затрубний простір свердловини; сам розчин готують змішуванням інгібітора з газовим конденсатом у визначеній пропорції, причому для кожної свердловини Юліївського ЦВНГК концентрацію розчину розраховують індивідуально — 5, 10, 15 або 20 %. На промислових об'єктах застосовувався інгібітор корозії Нафтохім-8, а останнім часом — Інко-2НХІ та Інко-С. Закачування розчину інгібітора може здійснюватися за двома схемами: безперервно, через стаціонарні інгібіторопроводи, або періодично — із застосуванням спеціальної техніки (насосних агрегатів, автоцистерн високої прохідності, зокрема вітчизняного виробництва марки "Краз") відповідно до затвердженого плану робіт; також застосовуються капсульні та гранульовані форми інгібіторів.

Періодичність закачування розчину визначається на основі результатів аналізу концентрації іонів двовалентного й тривалентного заліза: якщо вона не перевищує 50 мг/л, тобто залишається в межах допустимої норми [10], закачування може бути відтерміновано. У разі ж недостатньої ефективності інгібіторного захисту — тобто перевищення граничної концентрації іонів заліза — періодичність закачування для відповідних свердловин збільшують за погодженням з керівництвом технічного та виробничого відділів підприємства, а також фахівцями відділу корозійних досліджень УкрНДІгазу.

Фахівцями Юліївського ЦВНГК було накопичено позитивний практичний досвід підвищення ефективності інгібіторного захисту підземного обладнання газоконденсатних свердловин: спочатку здійснювалося закачування розчину інгібітора в трубний і затрубний простори з подальшим їх перекриттям та витримуванням протягом 12–24 годин, після чого свердловину запускали в роботу спочатку через затрубний, а потім через трубний простір — на період, достатній для підняття закачаного розчину з вибою до устя; тривалість цього періоду розраховувалася індивідуально для кожної свердловини з метою запобігання винесенню розчину газовим потоком у шлейф. Така послідовність операцій, що повторювалася декілька разів, забезпечувала рівномірне нанесення

захисної плівки по всій довжині експлуатаційної колони та ліфтових труб, а за результатами аналізу концентрація іонів заліза в газоконденсатних свердловинах знижувалася на 5–10 % від граничнодопустимої норми, що свідчить про позитивну динаміку застосованого методу.

На родовищах Західного Сибіру практикується захист труб від внутрішньої корозії шляхом їх футерування поліетиленом [11]. Компанія ТОВ "ПЛАЗМА" реалізує комплексний підхід до захисту НКТ через нанесення високоефективних внутрішніх і зовнішніх покриттів: внутрішня поверхня труб, різьбове з'єднання та муфта захищаються полімерним покриттям PolyPlex-P, тоді як зовнішня поверхня НКТ покривається складом Super Stainless. На об'єктах ТОВ "ЛУКОЙЛ-Комі" застосовуються НКТ корозійностійкого виконання, зокрема з цинковим покриттям виробництва НВО "Інтерпайп" та емалевим покриттям заводу ЗАТ "Емант", корозійна стійкість яких утричі перевищує показники вітчизняних труб стандартного виконання.

У період 2011–2012 років у Росії на низці підприємств — ВАТ "НК Роснефть" (через ВАТ "Удмуртнефть" і ТОВ "РН-Пурнефтегаз"), ТНК-ВР (ВАТ "Варьеганнефтегаз"), ВАТ "ЛУКОЙЛ" (через ТВП "Усинскнефтегаз" і ВАТ "ЛУКОЙЛ-Калінінградморнефть"), а також ТОВ "Іркутська нафтова компанія" — було проведено дослідно-промислові випробування застосування склопластикових НКТ для прокладання газо-, нафто- та водопроводів. Переваги склопластикових труб включають високу стійкість до корозії, меншу масу порівняно зі звичайними трубами, збільшений термін напрацювання та відсутність сольових відкладень на внутрішніх стінках [12].

Основними показниками працездатності фонтанної арматури залишаються її міцність і герметичність, порушення яких може спричинити аварійні ситуації, включно з виникненням відкритих фонтанів. З метою запобігання подібним негативним наслідкам необхідно реалізовувати комплекс заходів, спрямованих на забезпечення безаварійної та тривалої експлуатації елементів фонтанної арматури, одним з яких є організація регулярного контролю та технічної діагностики обладнання.

Результати аналізу аварійності нафтогазового обладнання, виконаного різними дослідниками, свідчать про досить значну кількість відмов елементів фонтанної арматури, причому ця тенденція має схильність до подальшого зростання. Основні причини виникнення таких відмов наведено в таблиці 1.2 [15].

Таблиця 1.2 - Основні причини відмов фонтанної арматури

Причини відмов ФА	Елемент ФА
Наявність тріщин різної орієнтації в корпусних деталях. Руйнування зварного шва корпуса хрестовини, котушки. Ерозійний знос ділянок відводів корпуса.	Крани, засувки, дроселюючі пристрої, трійники, хрестовини, котушки
Знос і промив ущільнюючих поверхонь засувок і дроселюючих пристроїв	Крани, засувки, дроселюючі пристрої
Порушення ущільнюючих поверхонь фланцевих з’єднань. Послаблення затяжки болтових з’єднань	Фланцеві з’єднання елементів ФА
Зміна окремих параметрів фізико-механічних властивостей матеріалу деталей ФА	Крани, засувки, дроселюючі пристрої, трійники, хрестовини, котушки

Розв'язання проблеми підвищення довговічності запірної та регулюючої нафтопромислової арматури досягається переважно шляхом реалізації технологічних заходів, до яких належать застосування корозійностійких конструкційних матеріалів та нанесення захисних покриттів.

Корозійна стійкість запірних і регулюючих пристроїв безпосередньо пов'язана з твердістю матеріалу, тоді як полірування поверхні в зонах підвищеного навантаження сприяє підвищенню стійкості до експлуатаційного зношування.

Основні причини виникнення несправностей запірних пристроїв наведено в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Основні несправності запірних пристроїв

Несправність	Причини несправності
Пропуск продукції при закритій засувці	Недостатнє зусилля на маховику (Менше розрахункового); Утворення осаду твердих частинок
Протікає робоче середовище в точці сполучення кришки з корпусом.	Недостатня затягування шпилькових з'єднання; Пошкоджена прокладка.
Збільшений момент на маховику, необхідний для закривання	відсутня мастило в рухомих сполученнях.
Запірний орган переміщується зі значними затримками	У різьбовій втулці або шпинделі пошкоджена трапецеїдальна різьба
Неможливо перемістити запірний орган в будь-якому з напрямів	Вийшла з ладу деталь або група деталей приводу управління: ходової гайки, шпинделя

Дослідження характерних видів зносу та руйнування клинових запірних засувок [16] показало, що осередком підвищеного ерозійного зношування виступає необроблена внутрішня поверхня відводів корпуса засувки, тоді як недостатньо щільне прилягання ущільнювальних кілець у поєднанні зі значним зношуванням вхідних ділянок відводів призводить до руйнування фланцевих з'єднань і, відповідно, втрати герметичності.

Подібні форми зношування та руйнувань зафіксовано і на внутрішніх поверхнях відводів трійників, хрестовин та котушок. Практика експлуатації й капітального ремонту обладнання засвідчила, що під дією потоку рухомого середовища (рідини чи газу) криволінійні поверхні трійника та хрестовини зазнають інтенсивного зношування. Причина цього явища полягає в тому, що рухомий потік, зустрічаючи на своєму шляху ділянку значної кривизни (внутрішній радіус R = 75 мм), вимушено різко змінює напрямок руху, що

супроводжується посиленим зношуванням стінки саме по внутрішньому радіусу — у деяких випадках гідроабразивна ерозія здатна спричинити наскрізне розмивання стінки трійника чи хрестовини [15].

Гідроабразивне руйнування проточних ділянок (особливо в зоні входу потоку) у поєднанні з нещільним приляганням ущільнювальних кілець призводить до розмиву фланця та подальшої втрати герметичності з'єднання [16]. Під сукупною дією високого тиску й агресивного середовища руйнівного впливу зазнають також зварні шви корпусних деталей засувок, хрестовин і котушок, що в результаті спричиняє руйнування самого шва і втрату герметичності вузла.

Головною причиною відмови кранів фонтанної арматури є порушення герметичності затвора внаслідок корозійного ураження ущільнювальних поверхонь або появи на них задирків. Варто також зазначити, що щорічно персонал промислових об'єктів повинен здійснювати відновлення антикорозійного захисту наземного обладнання свердловини шляхом нанесення лакофарбових покриттів.

Практичний досвід експлуатації високотискового обладнання в нафтогазовому середовищі з вмістом H_2S та CO_2 дозволив виявити найбільш вразливі вузли та деталі фонтанної арматури, до яких належать насамперед елементи затвора засувок, деталі фланцевих з'єднань, кульки, розрядні пробки, ущільнювальні елементи, насадки дроселів, пружини засувок, біметалічні гайки засувок та деякі інші компоненти [4].

Деталі засувок. Затвор прямоточної засувки фонтанної арматури складається з таких елементів: плашок, щок, поршня, фторопластової втулки та пружини, кожен з яких тією чи іншою мірою піддається зношуванню. Фторопластова втулка, що запобігає проникненню робочого середовища в порожнину засувки, перебуває під безпосереднім впливом продукції свердловини, і, як свідчить практика, здатна досить швидко зношуватися за наявності в середовищі агресивних компонентів. За умовами роботи ця втулка компенсує певні перекоси, спричинені непаралельністю встановлення плашок, виконуючи водночас функцію їх з'єднання — саме тому її виготовлення з металу є неприйнятним.

Щоки монтуються в корпус засувки за напруженою посадкою (80 Н) з високою чистотою обробки торцевої та прилеглої до неї поверхні корпуса, що в результаті забезпечує точно й чисто оброблений затвор щілини, який перешкоджає проникненню мастила з каналів щілини в корпус засувки і тим самим гарантує надійність системи мащення. У розточки парних плашок встановлюється фторопластова втулка, а самі плашки разом із пружинами монтуються в засувку між щоками за допомогою спеціального пристрою для зняття пружин; щільне притискання щок пружинами забезпечує надійність ущільнення.

У процесі функціонування фонтанної арматури плашки та щоки засувок зазнають впливу продукції свердловини, що рухається з високою швидкістю за різних значень тиску й температури. У середовищах з підвищеним вмістом сірководню та вуглекислого газу корозійне руйнування поверхні щок, і особливо плашок, відбувається досить швидко: за закритого положення затвора плашка по діаметру проходу зазнає корозійного розмиву на глибину 4–5 мм, після чого корозія поширюється до мастильної канавки і далі, унаслідок чого затвор втрачає герметичність, а засувка виходить з ладу [4].

Розрядні пробки, зворотні клапани, кульки. У засувках з ущільнювальним мастилом широко застосовуються розрядні пробки та зворотні клапани. Розрядна пробка призначена для зниження тиску в різних порожнинах засувки та для контролю стану набивного мастила й пасти в ущільнювальних вузлах обладнання; конструктивно вона складається з корпуса з осьовим свердлінням і двома вивідними отворами діаметром 3 мм.

Зворотний клапан виконує функцію подавання ущільнювального мастила чи пасти до затвора засувки та вузлів ущільнення; складається з корпуса, кришки, кульки, направляючої втулки та пружини. Під час нагнітання мастила пружину викручують, а на її місце встановлюють нагнітач мастила; при подаванні кожної порції мастила пружина відтискається, кулька разом із направляючою втулкою відходить від отвору діаметром 5 мм, пропускаючи мастило у засувку, тоді як у паузах між подаваннями пружина притискає кульку до сідла корпуса клапана,

ізолюючи порожнину засувки від нагнітача. Надійність такої ізоляції після завершення набивки засувки має критичне значення, оскільки пропускання середовища через кульку може порушити процес зарядки засувки змазкою або унеможливити від'єднання нагнітача.

Основним запірним елементом обох описаних вузлів є кулька: у розрядній пробці її діаметр становить 10 мм, а у зворотному клапані — 7 мм; виготовляють кульки зі сталі ШХ15, однак практика експлуатації демонструє їх досить швидкий вихід з ладу під впливом продукції свердловини, що містить H_2S і CO_2, тоді як нікелювання кульок, здатне підвищити їх стійкість, водночас суттєво збільшує вартість виготовлення [4].

Насадки швидкозмінного штуцера. Найбільш схильним до зношування елементом швидкозмінного штуцера є насадка, призначенням якої є створення гідравлічного опору потоку рідини зі свердловини з метою підтримання заданого режиму експлуатації за дебітом і тиском; для реалізації цієї функції в насадці виконують отвір необхідного діаметра. Зношування насадки відбувається переважно по прохідному отвору, і зі збільшенням його діаметра порушується встановлений режим роботи свердловини, спотворюючи фактичні показники її функціонування — саме тому підтримання сталості діаметра отвору має визначальне значення. Зношуванню також піддаються внутрішні поверхні сідел штуцера та корпуса самого штуцера.

4 Розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя

Одним із ключових завдань бакалаврської роботи є розроблення тривимірної комп'ютерної моделі дискретного дроселя. Тривимірне моделювання дозволяє не лише наочно відобразити конструкцію виробу, але й провести попередній аналіз геометричних параметрів, перевірити взаємне розташування деталей та виявити можливі конструктивні недоліки ще на стадії проектування, до виготовлення фізичного прототипу.

Для розроблення тривимірної моделі дискретного дроселя було використано сучасне програмне забезпечення для автоматизованого проектування (САПР), яке дозволяє створювати повноцінні параметричні об'ємні моделі складальних одиниць. Програмне середовище надає широкий інструментарій для моделювання тіл обертання, призматичних елементів, різьбових з'єднань та ущільнювальних канавок, що є необхідним для точного відтворення конструкції дроселя.

Дискретний дросель (рис. 4.1) є складальною одиницею, яка складається з восьми основних конструктивних елементів: корпуса (1), обойми (2), втулки (3), диска (4), пробки (5), втулки-фіксатора (6) та двох ущільнювальних кілець (7) і (8). Кожна з перелічених деталей була змодельована окремо з урахуванням їх геометричних форм, розмірів та конструктивних особливостей, що забезпечує коректне складання в єдину просторову модель.

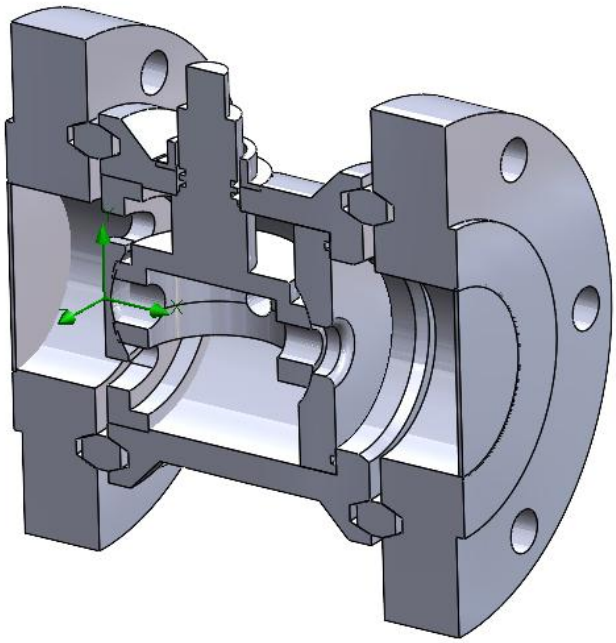


Рисунок 4.1 – Тривимірна модель дискретного дроселя

Процес розроблення тривимірної моделі розпочинається зі створення моделі корпуса (1) – найбільш масивного та відповідального елемента конструкції. Корпус є базовою деталлю, відносно якої здійснюється монтаж усіх інших складових частин дроселя. Моделювання корпуса виконувалось шляхом побудови зовнішнього контуру деталі з наступним формуванням внутрішніх порожнин, отворів та посадкових місць під обойму і втулку. У процесі моделювання враховувалась необхідність забезпечення достатньої міцності стінок корпуса при робочих тисках пластової рідини.

Обойма (2) є центральним робочим елементом дроселя, що виконує функцію регулювання прохідного перерізу. Тривимірна модель обойми розроблялась з урахуванням наявності чотирьох наскрізних отворів різних діаметрів, рівномірно розташованих по колу. Кожен отвір призначений для конкретного режиму роботи свердловини та забезпечує певне значення дебіту. Крім цього, в моделі обойми передбачено шпонкову канавку для з'єднання з пробкою та забезпечення узгодженого обертання цих деталей.

Диск (4), що розміщується з одного боку корпуса, виконує роль направляючої оболонки для обертання обойми. При моделюванні диска було приділено особливу

увагу точності посадкових поверхонь та правильному виконанню канавок під ущільнювальні кільця (7) і (8). Ущільнювальні кільця призначені для запобігання витоку пластової рідини в процесі експлуатації дроселя, тому їхні посадкові місця виконуються з підвищеною точністю відповідно до стандартних розмірів гумових кілець круглого перерізу.

Пробка (5) є елементом керування дроселем та пов'язує зовнішній привід – ключ – з обоймою. Тривимірна модель пробки виконана з урахуванням наявності шпонкової канавки для з'єднання з обоймою та квадратного поперечного перерізу на зовнішньому кінці під ключ. Така форма кінця пробки забезпечує надійне передавання крутного моменту при провертанні обойми під час регулювання дебіту свердловини.

Втулка-фіксатор (6) є запобіжним елементом конструкції, що унеможливлює самовільне провертання пробки під час експлуатації дроселя. У тривимірній моделі втулки-фіксатора передбачено наскрізний отвір під шплінт, який проходить через корпус пробки та саму втулку, фіксуючи їх взаємне положення. Цей конструктивний елемент є відповідальним з точки зору надійності роботи дроселя в цілому, оскільки забезпечує стабільність обраного режиму роботи свердловини.

Після створення тривимірних моделей усіх деталей здійснювалось їх складання у єдину збірну модель дискретного дроселя. Складання виконувалось шляхом послідовного встановлення деталей відносно корпуса з використанням відповідних спряжень: концентричності, збігу площин, паралельності осей тощо. Перевірка правильності складання проводилась шляхом візуального огляду моделі та аналізу перетинів у різних площинах для виявлення можливих колізій між деталями.

Тривимірна модель дискретного дроселя у розрізі наочно демонструє взаємне розміщення всіх складових частин конструкції: обойма (2) розташована всередині корпуса (1) та охоплена диском (4), пробка (5) з'єднана з обоймою через шпонкову канавку, ущільнювальні кільця (7) і (8) забезпечують герметичність з'єднань. Така наочність моделі значно спрощує розуміння принципу дії та

конструктивних особливостей дроселя порівняно з традиційними двовимірними кресленнями.

Розроблена тривимірна модель дискретного дроселя дозволяє вирішити ряд практичних завдань. По-перше, на її основі можливе автоматичне формування комплекту конструкторської документації, включно з кресленнями деталей та складальним кресленням. По-друге, тривимірна модель є основою для проведення інженерного аналізу методом скінченних елементів (МСЕ). По-третє, на базі розробленої моделі можна виконати імітаційне моделювання течії рідини через дросельний отвір для оцінки гідравлічних характеристик.

Точність та повнота тривимірної моделі безпосередньо впливає на якість подальших розрахунків та розробленої документації. Тому при моделюванні всіх деталей дискретного дроселя суворо дотримувалися розмірів та допусків, зазначених на кресленнях, а також враховувалися вимоги стандартів щодо оформлення елементів конструкції – різьбових з'єднань, канавок під ущільнювальні кільця, фасок та заокруглень.

Таким чином, розроблена тривимірна комп'ютерна модель дискретного дроселя є повноцінним цифровим прототипом конструкції, що відображає геометричні параметри та взаємне розташування всіх восьми деталей вузла. Модель є достовірною основою для подальшого виконання міцнісних розрахунків, розроблення робочої конструкторської документації та можливого виготовлення дроселя на верстатах з числовим програмним керуванням (ЧПК) за допомогою автоматично згенерованих керуючих програм.

5 Дослідження роботи дискретного дроселя з використанням імітаційного моделювання

Дослідження дискретного дроселя фонтанної арматури проводиться методом імітаційного (CFD) моделювання на основі побудованої тривимірної геометричної моделі проточної частини. Метою моделювання є визначення характеру розподілу тиску та швидкості потоку рідини в каналах дроселя, а також встановлення залежностей цих параметрів від режиму витрати та конструктивного виконання дросельних отворів.

Розрахункова область формується відповідно до тривимірної моделі дроселя з урахуванням внутрішньої геометрії проточних каналів. Граничні умови задаються наступним чином: на вході в дросель встановлюється умова заданої об'ємної витрати рідини, на виході — умова постійного статичного тиску 6 МПа. Стінки розрахункової області приймаються нерухомими, з умовою прилипання потоку.

Дослідження виконується для чотирьох значень витрати рідини на вході: 0,001; 0,002; 0,003 та 0,004 м³/с, що дозволяє охопити діапазон робочих режимів дроселювання. Для кожного значення витрати проводиться окремий розрахунок з отриманням епюр розподілу тиску та швидкості потоку в характерних перерізах дросельного каналу.

Аналогічна серія розрахунків повторюється для чотирьох варіантів конструкції дроселя з діаметрами дросельних отворів 8, 10, 12 та 14 мм, що дає змогу оцінити вплив геометричного параметра отвору на гідродинамічні характеристики потоку.

Для автоматизації процесу дослідження застосовано параметричне досліження.

Також слід зауважити, що при проведенні імітаційного моделювання у якості робочої рідини застосовано модель, яка описує властивості нафти, а не води.

На рисунках, які наведено нижче, показано результати імітаційного моделювання, а саме на рисунку 5.1 – розподіл швидкості, на рисунку 5.2 –

розподіл тиску в поздовжньому перерізі дискретного дроселя за витрати робочої рідини 0,004 м^3/с при прохідному діаметрі дроселя рівному 10 мм.

На рисунку 5.3 показано траєкторії руху рідини.

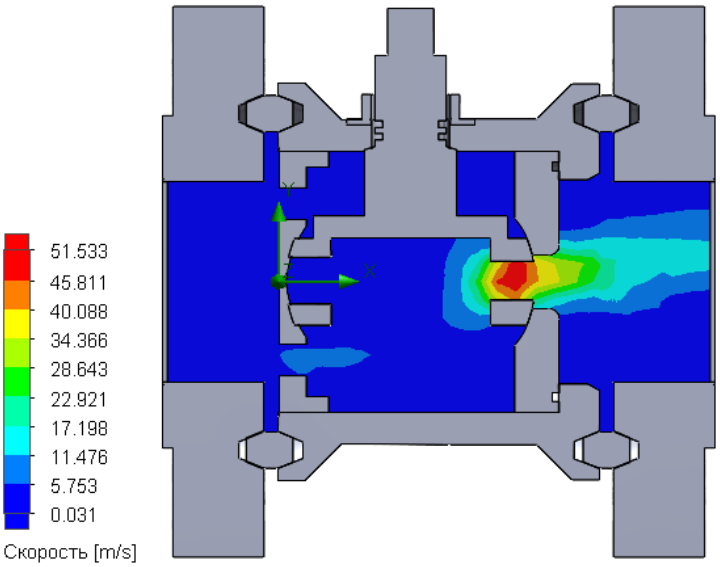


Рисунок 5.1 – Розподіл швидкості у поздовжньому перерізі дроселя

Аналіз картини розподілу швидкості показує, що в основному об'ємі проточної частини, до підходу потоку до дросельного отвору, швидкість рідини є незначною і знаходиться в межах 0,03–5,75 м/с (зони, забарвлені у темно-синій колір). Це пояснюється відносно великим прохідним перерізом каналів корпусу дроселя порівняно з перерізом самого дросельного отвору.

При проходженні рідини через дросельний отвір спостерігається різке локальне зростання швидкості потоку, що чітко видно за характерною концентричною зміною кольору від синього через зелений і жовтий до червоного в центральній зоні отвору. Максимальні значення швидкості досягають 45,8–51,5 м/с і фіксуються безпосередньо в перерізі дросельного отвору та в зоні струменя, що формується на виході з нього. Таке різке зростання швидкості зумовлене звуженням прохідного перерізу потоку відповідно до рівняння нерозривності та супроводжується відповідним падінням тиску на дроселюючому елементі.

За межами дросельного отвору, в зоні розширення потоку (дифузорна ділянка), швидкість поступово знижується внаслідок розсіювання струменя та переходу кінетичної енергії в теплову через турбулентне перемішування, повертаючись до помірних значень у межах 11,5–23,0 м/с у прилеглих до отвору областях.

Отримана картина розподілу швидкості підтверджує коректність побудованої розрахункової моделі та відображає фізично очікуваний характер течії рідини через дросельний елемент: стрибкоподібне зростання швидкості в звуженому перерізі з подальшою його релаксацією в розширеній частині проточного каналу. Така структура потоку є визначальною для формування гідравлічного опору дроселя та безпосередньо впливає на величину перепаду тиску, що буде проаналізовано в графічних залежностях зміни тиску та швидкості від витрати рідини для досліджуваних діаметрів дросельних отворів.

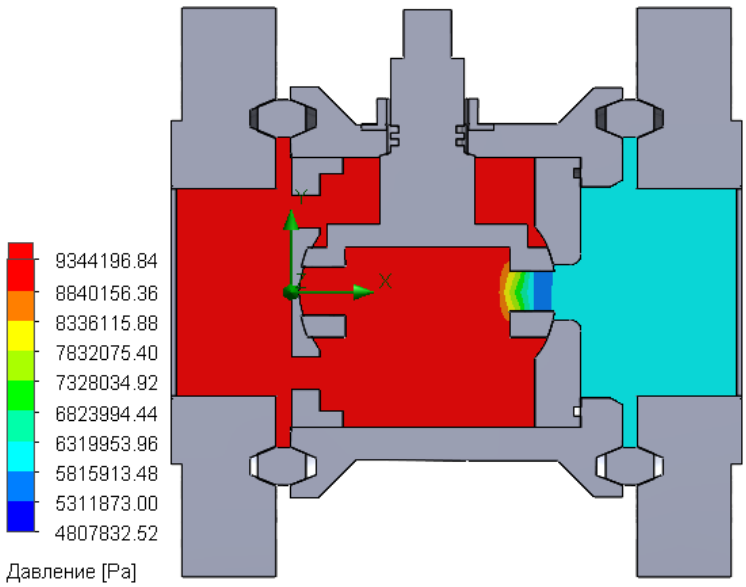


Рисунок 5.2 – Розподіл тиску в поздовжньому перерізі дроселя

Картина розподілу тиску демонструє чітко виражену зону високого тиску (забарвлену в червоний колір) у вхідній частині дроселя, де значення тиску досягають 9,34 МПа і залишаються практично незмінними по всьому об'єму

підвідного каналу до дросельного отвору. Це свідчить про незначні гідравлічні втрати тиску на ділянці підведення рідини, що зумовлено достатнім прохідним перерізом вхідних каналів.

Безпосередньо в зоні дросельного отвору спостерігається інтенсивний перепад тиску, що відображається концентричною зміною кольорової шкали від червоного через жовтий, зелений і голубий до синього кольору. Цей різкий градієнт тиску локалізований у вузькій area дроселюючого елемента і відповідає основним втратам енергії потоку, пов'язаним зі звуженням перерізу та зростанням швидкості рідини (що узгоджується з раніше отриманою епюрою швидкості, де в цій же зоні зафіксовано максимальні значення швидкості потоку).

У вихідній частині проточного каналу, за дросельним отвором, тиск стабілізується на рівні приблизно 6 МПа (зона, забарвлена у блакитний/бірюзовий колір), що відповідає заданій граничній умові на виході з розрахункової області.

Таким чином, отримана епюра підтверджує, що практично весь перепад тиску в дроселі (від 9,34 МПа до 6 МПа) реалізується на короткій ділянці безпосередньо в зоні дросельного отвору, тоді як на підвідній та відвідній ділянках каналів втрати тиску є мінімальними. Це відповідає фізичній сутності процесу дроселювання, при якому енергія потоку розсіюється внаслідок місцевого гідравлічного опору, створюваного звуженням прохідного перерізу. Кількісна величина цього перепаду тиску безпосередньо залежить від витрати рідини та діаметра дросельного отвору, що буде встановлено за результатами побудови графічних залежностей p = f(Q) для досліджуваних варіантів конструкції дроселя.

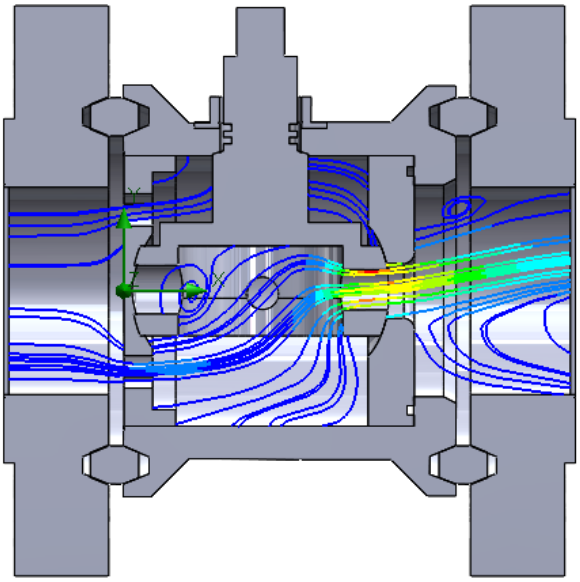


Рисунок 5.3 – Траєкторії руху рідини

Аналіз ліній току показує, що у вхідній камері дроселя потік рідини розподіляється по всьому перерізу підвідного каналу, формуючи плавні, практично паралельні траєкторії руху (синій колір), що свідчить про відсутність значних завихрень та рівномірний характер течії на цій ділянці. Густина ліній току тут є помірною, що відповідає невисоким швидкостям потоку, зафіксованим раніше на епюрі швидкості.

При підході до дросельного отвору спостерігається характерне згущення та сходження траєкторій до єдиної звуженої ділянки, що відображає поступове прискорення потоку перед входом у дроселюючий елемент. Безпосередньо в зоні отвору та одразу за ним лінії току набувають вираженого жовто-зеленого та блакитного забарвлення, що відповідає значному зростанню швидкості рідини при проходженні звуженого перерізу.

За дросельним отвором чітко простежується формування компактного високошвидкісного струменя, траєкторії якого спрямовані в осьовому напрямку до виходу з розрахункової області. Збоку від основного струменя, у периферійних зонах вихідної камери, лінії току описують плавні вигнуті траєкторії, що вказує

на наявність циркуляційних (вихрових) ділянок потоку, типових для процесу різкого розширення струменя після проходження місцевого гідравлічного опору.

Отримана картина траєкторій узгоджується з раніше проаналізованими епюрами швидкості та тиску: зона максимального згущення і прискорення ліній току повністю відповідає зоні максимальної швидкості та максимального перепаду тиску, зафіксованій у дросельному отворі. Це підтверджує фізичну достовірність побудованої розрахункової моделі та коректність відтворення гідродинамічних процесів дроселювання потоку рідини в досліджуваній конструкції.

За результатами моделювання для кожного діаметра отвору будуються графічні залежності зміни тиску від витрати рідини p = f(Q) та зміни швидкості потоку від витрати v = f(Q). Порівняльний аналіз отриманих залежностей для різних діаметрів отворів дозволяє встановити закономірності впливу геометрії дросельного отвору на втрати тиску та швидкісні характеристики потоку, що є основою для обґрунтування раціональних конструктивних параметрів дискретного дроселя фонтанної арматури.

Вихідними даними для побудови графічних залежностей є отримані результати параметричного моделювання для прохідного отвору діаметром 10 мм, які наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати параметричного моделювання

Парамет	Розрахункова точка 1	Розрахункова точка 2	Розрахункова точка 3	Розрахункова точка 4
Об’ємна витрата рідини на вході дросепля, [m^3/s]	0,001	0,002	0,003	0,004
Діаметр прохідного отвору дроселя 8 мм.				
Повний тиск, [Pa]	7481832,273	11599212,46	18432519,68	27905308,08
Швидкість, [m/s]	0,89	1,80	2,71	3,57
Діаметр прохідного отвору дроселя 10 мм.				
Повний тиск, [Pa]	6245632,8	6664131,0	7362434,9	8326592,5
Швидкість, [m/s]	0,83	1,66	2,49	3,29
Діаметр прохідного отвору дроселя 12 мм				
Повний тиск, [Pa]	6275427,288	6785028,356	7625871,452	8777167,564
Швидкість, [m/s]	0,86	1,74	2,43	3,24
Діаметр прохідного отвору дроселя 14 мм				
Повний тиск, [Pa]	6137195,201	6238438,9	6402632,311	6628967,053
Швидкість, [m/s]	0,79	1,57	2,35	3,13

На рисунку 5.4 показано залежність тиску від витрати робочої рідини.

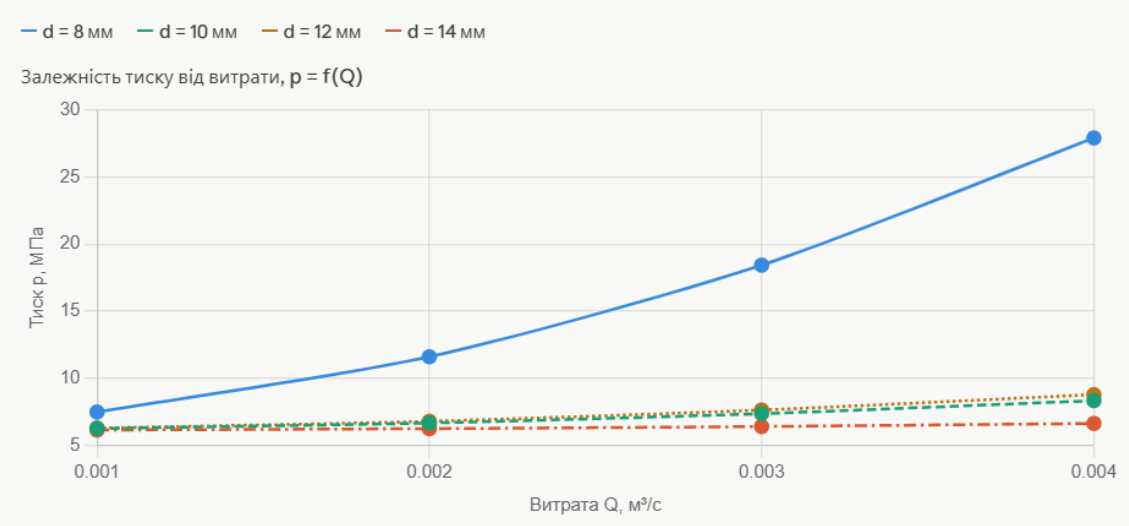


Рисунок 5.4 – Залежність тиску від витрати робочої рідини

На рисунку 5.5 показано залежність швидкості робочої рідини від витрати

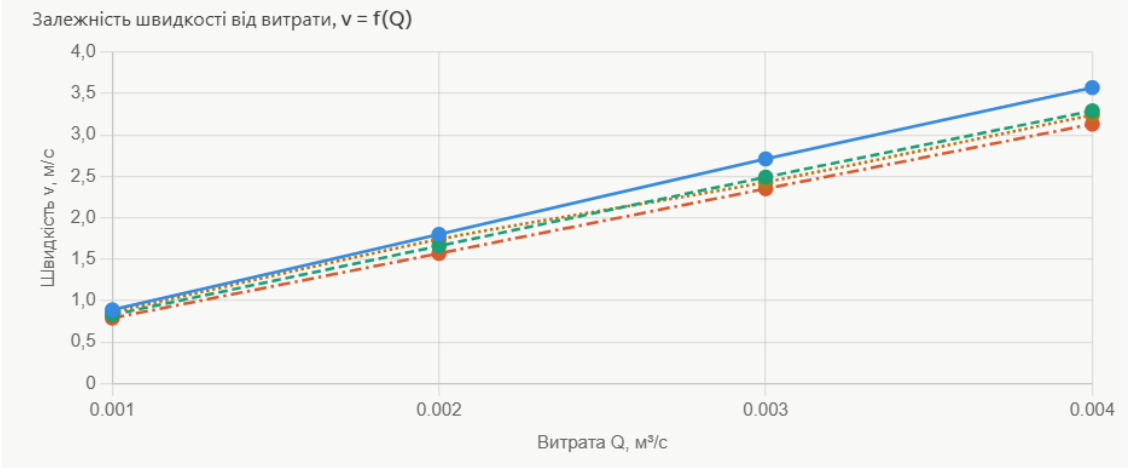


Рисунок 5.5 – Залежність швидкості від витрати робочої рідини

Залежність тиску від витрати, p = f(Q). Найбільш виражену чутливість до зміни витрати демонструє дросель з діаметром отвору 8 мм: тиск зростає з 7,48 МПа при Q = 0,001 м³/с до 27,91 МПа при Q = 0,004 м³/с, тобто майже у 3,7 раза. Це свідчить про різке зростання гідравлічного опору малого отвору при збільшенні витрати — характер кривої наближається до квадратичної залежності, типової для турбулентного дроселювання ($\Delta p \sim Q^2/d^4$).

Для отворів діаметром 10 і 12 мм залежності мають подібний, помітно більш пологий характер: тиск зростає з 6,25 до 8,33 МПа (d = 10 мм) та з 6,28 до 8,78 МПа (d = 12 мм). Криві для цих двох діаметрів практично накладаються одна на одну, що вказує на близький гідравлічний опір при даному співвідношенні розмірів отвору й проточної частини.

Дросель з найбільшим отвором 14 мм показує найслабшу залежність тиску від витрати: зростання становить лише з 6,14 до 6,63 МПа в усьому дослідженому діапазоні. Це пояснюється значним прохідним перерізом, який забезпечує мінімальний гідравлічний опір і, відповідно, мінімальні втрати тиску при дроселюванні.

Загалом, зі збільшенням діаметра отвору крутизна залежності p = f(Q) суттєво зменшується — це підтверджує визначальний вплив діаметра дросельного отвору на величину перепаду тиску.

Залежність швидкості від витрати, v = f(Q). Усі чотири криві мають практично лінійний характер, що відповідає рівнянню нерозривності (v = Q/S) при незмінній площі прохідного перерізу. Швидкість зростає пропорційно витраті для кожного діаметра: для 8 мм — з 0,89 до 3,57 м/с, для 10 мм — з 0,83 до 3,29 м/с, для 12 мм — з 0,86 до 3,24 м/с, для 14 мм — з 0,79 до 3,13 м/с.

Криві для всіх діаметрів розташовані близько одна до одної, з незначним зменшенням швидкості при збільшенні діаметра отвору (внаслідок зростання площі перерізу при тій же витраті). На відміну від залежності тиску, де діаметр отвору справляє вирішальний вплив, на швидкість потоку діаметр впливає значно слабше — основний фактор тут саме витрата рідини.

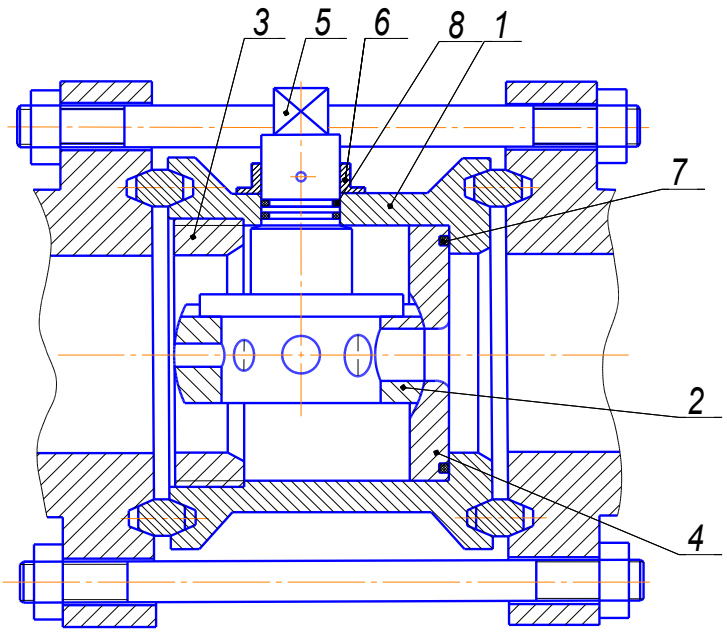
Загальний висновок. Порівняння двох залежностей показує, що діаметр дросельного отвору є визначальним параметром саме для гідравлічного опору (перепаду тиску), тоді як швидкість потоку в основному визначається витратою рідини і слабко залежить від діаметра отвору. Це обґрунтовує можливість регулювання перепаду тиску в дроселі фонтанної арматури переважно за рахунок зміни діаметра дросельного отвору при забезпеченні потрібного режиму витрати.

6 Вдосконалення конструкції дроселя

6.1 Критичний аналіз конструкції дискретного дроселя

Недоліки конструкції дискретного дроселя

На основі проведеного аналізу конструкції дискретного дроселя (рис. 6.1) можна виокремити такі недоліки:



1-корпус; 2-обойма; 3- втулка; 4- диск; 5- пробка; 6- втулка-фіксатор; 7,8 - ущільнювальне кільце

Рисунок 6.1 – Дискретний дросель

1. Висока технологічна складність виготовлення. Більшість деталей дроселя (корпус 1, диск 4, обойма 2) виготовляються методом лиття, що вимагає виготовлення спеціальної оснастки (ливарних форм), ускладнює контроль геометричних розмірів і потребує подальшої механічної обробки литих заготовок.

2. Значна маса литих деталей. Це є суттєвим недоліком при монтажі/демонтажі дроселя в парі з фланцями бокових відводів фонтанної ялинки, ускладнює транспортування та обслуговування у польових умовах.

3. Ступінчастий (дискретний) характер регулювання. Наявність лише восьми фіксованих отворів в обоймі не дозволяє здійснювати плавне (безступінчасте)

регулювання дебіту свердловини – режим роботи можна підібрати лише наближено, до найближчого за діаметром отвору.

4. Інтенсивне зношування ущільнювальних кілець 7 і 8. Контактуючи з абразивним і агресивним пластовим середовищем (механічні домішки, H_2S, CO_2), гумові/еластомірні ущільнювальні кільця піддаються прискореній корозії та механічному зношуванню, що з часом призводить до втрати герметичності з'єднання "диск–обойма–пробка".

5. Знос робочого отвору обойми під дією гідроабразивного потоку. Високошвидкісний потік рідини, що проходить через обраний отвір обойми, спричиняє ерозійне розширення цього отвору, внаслідок чого порушується початково встановлений режим дроселювання (аналогічно до зносу насадок штуцерів, описаному вище).

6. Ризик заклинювання пробки 5 в обоймі 2. Через відкладення солей, парафіну чи механічних домішок у шпонковому з'єднанні пробки з обоймою можливе ускладнення провертання пробки ключем, особливо після тривалої експлуатації без обслуговування.

7. Відсутність засобів контролю положення (індикації) обраного отвору. На відміну від деяких аналогічних конструкцій засувок (де є покажчик відкритого/закритого стану), дискретний дросель не має чіткого зовнішнього індикатора того, який саме з восьми отворів встановлено в робоче положення, що ускладнює оперативний контроль режиму.

6.2 Пропоновані напрями вдосконалення конструкції

1. Заміна литих деталей корпуса та обойми на деталі, виготовлені методом точного лиття за виплавлюваними моделями або механічної обробки із сортового прокату

Замість традиційного лиття в піщано-глинисті форми пропонується виготовляти корпус 1 та обойму 2 методом лиття за виплавлюваними моделями (інвестиційне лиття) або обробкою на токарно-фрезерних верстатах з ЧПК із

заготовок сортового прокату корозійностійкої сталі. Це дозволить підвищити точність геометричних розмірів, зменшити припуски на механічну обробку, знизити масу деталей за рахунок оптимізації товщини стінок (виключення технологічних напусків, необхідних для лиття), а також підвищити однорідність структури металу і, відповідно, його міцнісні та корозійні характеристики. Зменшення маси деталей полегшить монтажні операції на фланцях бокових відводів фонтанної ялинки.

2. Застосування зносостійких покриттів та матеріалів для робочих отворів обойми.

Для підвищення стійкості до гідроабразивного зношування пропонується наносити на внутрішню поверхню отворів обойми 2 зносостійкі покриття – твердосплавні наплавлення, керамічні вставки або покриття методом плазмового напилення (наприклад, на основі карбіду вольфраму чи оксиду алюмінію), аналогічно до практики виготовлення сучасних насадок дроселів із термооброблених сталей та кераміки. Альтернативним рішенням є виконання змінних зносостійких втулок-вкладишів безпосередньо в кожному з восьми отворів обойми, що дозволить заміняти лише зношений елемент без повної заміни обойми, суттєво знижуючи вартість обслуговування дроселя протягом терміну його експлуатації.

3. Удосконалення вузла ущільнення із застосуванням комбінованих ущільнювальних елементів та системи мащення

Пропонується замінити стандартні гумові ущільнювальні кільця 7 та 8 на комбіновані ущільнення на основі графітофторопласта (типу АФГ-80ВС) або поліуретану, що демонструють вищу стійкість до агресивних середовищ із вмістом H_2S та CO_2. Додатково доцільно передбачити в конструкції диска 4 канал та зворотний клапан для періодичного нагнітання спеціального ущільнювального мастила (аналогічно до конструкції кранів і засувок із мастильним ущільненням), що забезпечить компенсацію часткового зношування ущільнювальних поверхонь без розбирання дроселя та підвищить надійність герметизації протягом усього міжремонтного періоду.

4. Введення індикатора положення обойми та фіксатора з покращеною ергономікою керування

Для підвищення зручності та безпечності експлуатації пропонується доповнити конструкцію пробки 5 і втулки-фіксатора 6 шкалою-покажчиком з нанесеними позначеннями діаметрів отворів (за аналогією з покажчиком положення засувки), яка візуально відображатиме, який саме з восьми отворів обойми 2 наразі встановлено в робоче положення. Це виключить помилки оператора при регулюванні дебіту свердловини. Додатково доцільно замінити шплінтове кріплення втулки-фіксатора 6 на пружинний кульковий фіксатор (підпружинений штифт), який забезпечуватиме чітку фіксацію кожного з восьми дискретних положень обойми за рахунок проходження через відповідні заглиблення (лунки) на корпусі пробки, що спростить процедуру перемикання дроселя ключем і одночасно гарантуватиме надійність фіксації обраного положення без ризику самовільного провертання.

7 Розрахунки на міцність деталей обладнання фонтанних арматур

Проводимо перевірочний розрахунок на міцність елементів фланцевого з'єднання, що з'єднує трубну головку і фонтанну ялинку.

Параметри фланця:

Позначення фланця - 80х70;

Діамер прохідного отвору d, не більше – 78 мм;

Діамр ділильного кола центрав отворі під шпильки D_1 – 216 мм;

Зовнішній діаметр канавки під прокладку D_3 – 119 мм;

Зовнішній діаметр D – 270 мм;

Діаметр шийки D_4 – 142 мм;

Діаметр отворів під шпильки d_1 – 28 мм;

Кількість отворів під шпильки – 8;

Повна висота тарілки фланця h – 58 мм;

Ширина канавки b – 15.4 мм;

Глибина канавки f – 7.5 мм;

Позначення прокладки - БХ154;

Різьба шпильок – М24.

Розміри прокладки типу БХ154 подані в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1- Розміри прокладки

Поз-ня прок.	Зовн. діаметр D	Зовн. діаметр торця D_1	Ширина b	Ширина торця b_1	Висота h	Діам. перепуск. о-ру d	Радіус скруг. R	Маса, кг,
БХ154	116,8	115,1	12,40	10,6	12,4	1,6	1,2	0,38

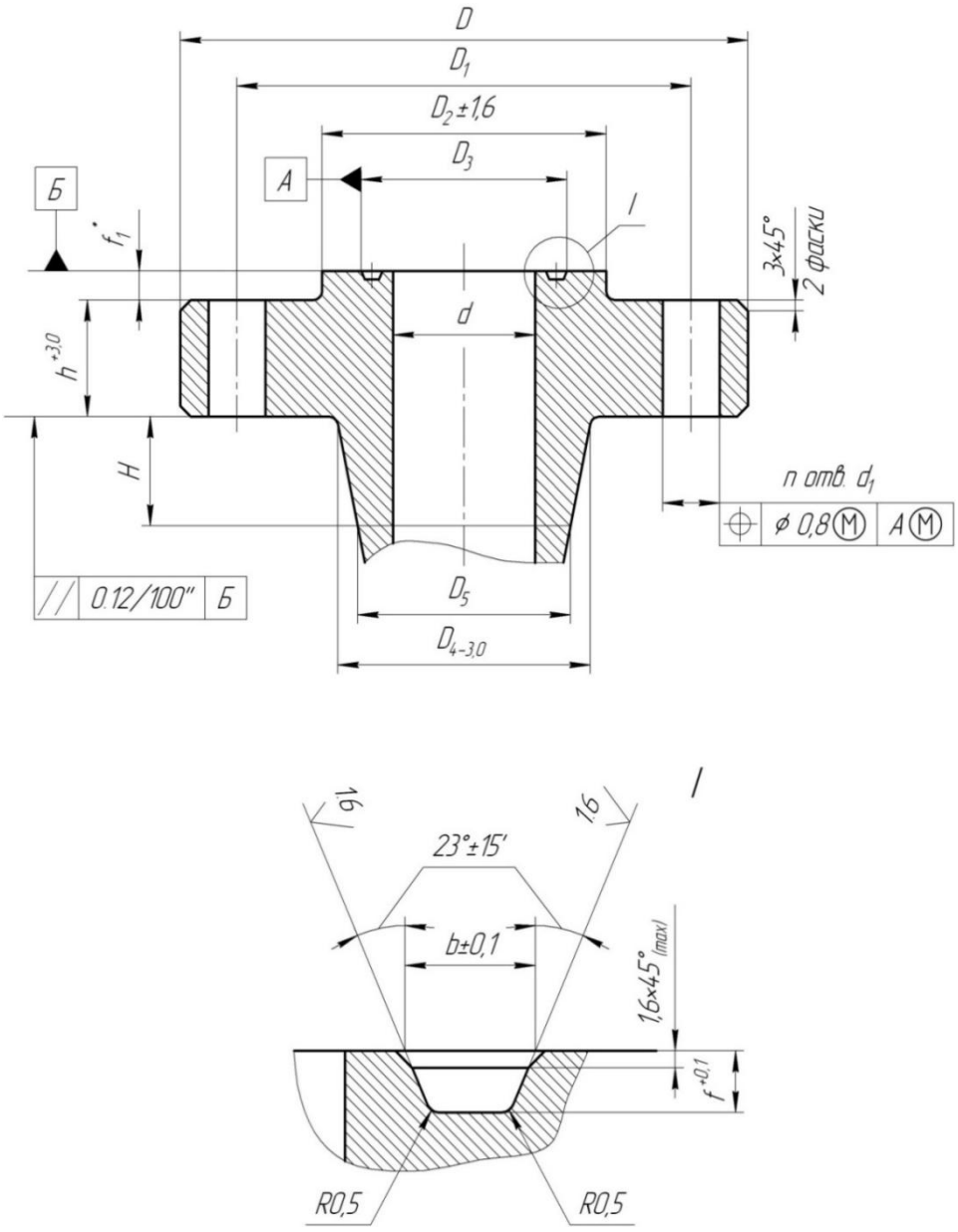


Рисунок 7.1 - Фланець типу 2

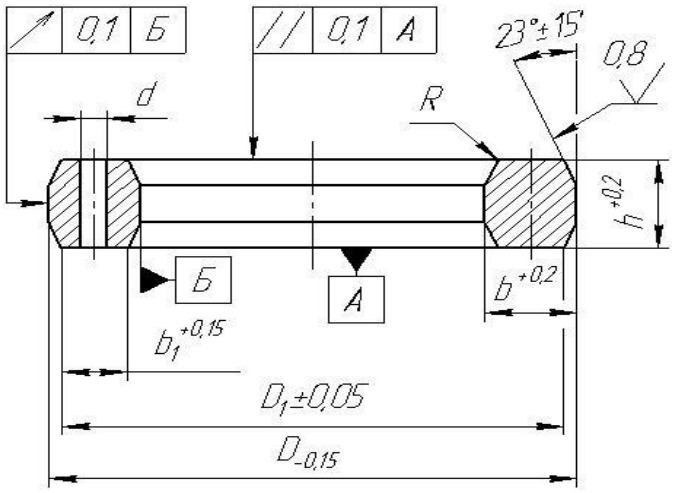


Рисунок 7.2 - Прокладка типу БХ

7.1 Розрахунок зусилля, що діють на фланцеве з'єднання

Під час експлуатації на його елементи діють зусилля $P_{зат}$, які виникають в результаті затягування ущільнюючого стику з врахуванням тиску всередині продукції свердловини та інших факторів.

Якщо для ущільнення застосовується прокладка з одностороннім контактом, то розрахунок $P_{зат}$ ведеться за формулою:

$$P_{зат} = P_{тиск} + P_{зал} = (F_0 + A_0) \cdot P \text{ , Н,} \tag{7.1}$$

де $P_{тиск}$ - зусилля від тиску продукції свердловини, Н;

$P_{зал}$ - залишкові зусилля від затягування, які повинні бути достатніми для забезпечення герметичності з'єднання, Н;

P - тиск всередині арматури, Па;

$$F_0 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4}, \tag{7.2}$$

$$F_0 = \frac{3.14 \cdot 0.119^2}{4} = 0.01112 \text{ м}^2,$$

$$A_0 = 0.5 \cdot \pi \cdot D_3 \cdot h_{роб} \cdot f(k) \cdot ctg\alpha_1, \tag{7.3}$$

де $h_{роб}$ - робоча висота прокладки, м;

$$h_{роб} = \text{p} - 0.22 \cdot R, \tag{7.4}$$

де R - радіус округлення прокладки, м;

$$\text{h}_{роб} = 0.124 - 0.22 \cdot 0.0012 = 0.012 \text{ м},$$

$$\text{f(k)} = \frac{2 \cdot \text{k}^2}{1 + \mu \cdot \text{k}^2}, \tag{7.5}$$

де μ - коефіцієнт Пуассона (μ=0,3);

$$k = \frac{r_в}{r_з}\ , \tag{7.6}$$

$r_в, r_з$ - внутрішній і зовнішній радіуси прокладки відповідно, м.

$$r_з = \frac{D_2}{2} = \frac{116.8}{2} = 58.4 \text{ мм}, \tag{7.7}$$

$$r_в = \frac{D-2b}{2} = \frac{116.8-2\cdot12.4}{2} = 46 \text{ мм}, \tag{7.8}$$

$$f(k) = \frac{2\cdot0.787^2}{1+0.3\cdot0.787^2} = 1.045,$$

$A_0 = 0.5 \cdot 3.14 \cdot 0.119 \cdot 0.012 \cdot 1.045 \cdot 2.35 = 0.0055$ м,

$P_{зат} = (0.01112 + 0.0055) \cdot 55 \cdot 10^6 = 914100$ Н

.

7.2 Розрахунок фланця на статичну міцність

При проведенні розрахунку необхідно врахувати, що при виготовленні деталей устьового обладнання, на які діє внутрішній тиск, слід використовувати матеріали, що забезпечують механічні властивості деталей після кінцевої обробки.

Розрахунок на статичну міцність проводиться в залежності від умовного моменту згину $M_{зг}$

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{A-A}}, \tag{7.9}$$

де $M_{зг}$ - згинальний момент, Н·м.

W_{A-A} - момент опору небезпечного перерізу фланця, м^2;

$$M_{\text{зг}} = P_{\text{зат}} \cdot l_{\text{А}}, \tag{7.10}$$

де $P_{\text{зат}}$ - зусилля затягування з'єднання, Н;

$l_{\text{А}}$ - плече згину, м;

$$l_{\text{А}} = \frac{D_1 - D_{\text{н}}}{2}, \tag{7.11}$$

де D_1 - ділильний діаметр кола центрів отворів під шпильки, м;

D_H - середній діаметр небезпечного перерізу, м;

$$D_H = \frac{D_4 + D_3}{2}, \tag{7.12}$$

де D_4 - більший діаметр шийки;

$$l_{\text{А}} = \frac{0.216 - 0.1305}{2} = 0.04275 \text{ м},$$

$$D_{\text{н}} = \frac{0.142 + 0.119}{2} = 0.1305 \text{ м},$$

$$M_{\text{зг}} = 914100 \cdot 0.04275 = 39078 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$W_{\text{А-А}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{н}}}{6} \cdot \frac{b_1^2 + 2 \cdot (h-f)^2}{2},$$

де b_1 - ширина торця прокладки, м;

h - повна висота тарілки фланця, м;

f - глибина канавки, м.

$$W_{\text{А-А}} = \frac{3.14 \cdot 0.1305}{6} \cdot \frac{0.0106^2 + 2 \cdot (0.058 - 0.0075)^2}{2} = 0.00018 \text{ м}^2,$$

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{39078}{0{,}00018} = 217 \text{ МПа}.$$

Вибір властивостей матеріалу фланця необхідно здійснювати у відповідності до діючого згинального моменту за наступною залежністю:

$$\sigma_{зг} \le [\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{n}, \tag{7.13}$$

де σ_T - границя плинності матеріалу фланця, Па;

n - коефіцієнт запасу міцності фланця.

$[\sigma_{зг}] = \frac{410}{1.5} = 273.3$ МПа.

7.3 Розрахунок шпильки

Максимальні напруження розтягу у шпильці при дії зусилля $P_{зат}$ виникають в небезпечному перерізі різьби і визначаються за формулою:

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot P_{зат}}{\pi \cdot d_{шп}^2 \cdot z}, \tag{7.14}$$

де $d_{шп}$ - діаметр шпильки по впадинах різьби, м;

z - число шпильок у фланцевому з'єднанні.

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot 914100}{3.14 \cdot 0.028^2 \cdot 8} = 185.6 \text{ МПа}.$$

Властивості матеріалу шпильок повинні відповідати вимогам умови

$$\sigma_{max} \le \frac{\sigma_{T_1}}{n_1}, \tag{7.15}$$

де σ_{T_1} - границя плинності матеріалу шпильки, Па;

n_1 - коефіцієнт запасу міцності шпильки;

n_1= від 3 до 5.

$$\sigma_{max} = \frac{722}{4} = 180.5 \text{ МПа}.$$

7.4 Розрахунок циліндричної частини елементів фонтанної арматури

Значення мінімальної товщини стінки циліндричної частини ФА розраховується за формулою

$$S = \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_p + p}{[\sigma]_p - p}} - 1 \right) + \Delta S, \tag{7.16}$$

де D - внутрішній діаметр циліндричної частини, м;

p - тиск всередині арматури, МПа;

$[\sigma]_p$ - допустиме для даного матеріалу напруження на розтяг, МПа; (прийняти рівним допустимому напруженню згину);

ΔS - припуск на корозію, м;(ΔS від 2 до 5 мм).

Припуск на корозію слід приймати у відповідності до умов експлуатації ФА.

$$S = \frac{0.078}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{273.3 \cdot 10^6 + 55 \cdot 10^6}{273.3 \cdot 10^6 - 55 \cdot 10^6}} - 1 \right) + 0.003 = 0.0118 \text{ м.}$$

7.5 Розрахунок шпинделя засувки

Ущільнення шпинделя і зрівноважуючого штока здійснюється сальником, що представляє собою набір манжет шевронного типу .Для підвищення герметизуючої здатності передбачено подача ущільнюючого мастила в вузол сальника через зворотний клапан. Розраховується на різноманітні види зусиль, з врахування різних видів тертя.

Визначаємо зусилля, що діють на шпиндель:

$$Q = Q_1 + 2Q_2, \tag{7.17}$$

де Q_1 – зусилля тертя об шків в кінці закриття і на початку відкриття засувки.

В цей момент площа дії тиску, а відповідно і зусилля тертя будуть найбільшими.

Q_2 – сила тертя в сальнику.

Зусилля тертя плашок до щік в кінці закриття засувки:

$$Q_1 = (0.785 \cdot D_1^{\,2} \cdot P_p + 2Q_{кр}) \cdot f\,, \tag{7.18}$$

де D_1 – діаметр канавки, $D_1 = 0{,}09$ м;

f – коефіцієнт тертя спокою, $f = 0{,}15$;

$Q_{кр}$ – критичне зусилля.

$$Q_{кр} = F \cdot q\,, \tag{7.19}$$

де F – площа контакту плашок і щік при закритому затворі засувки, $F=96см^2$;

q – питомий тиск, який створюється пружинами на ущільнюючих поверхнях затвору, q=0,25 МПа.

$$Q_{кр} = 0{,}0096 \cdot 250000 = 2400Н.$$

$$Q_1=(0{,}785 \cdot 0{,}09^2 \cdot 70 \cdot 10^6+2 \cdot 2400) \cdot 0{,}15=67{,}5кН.$$

Сила тертя в сальнику:

$$Q_2 = \psi \cdot d_c \cdot S \cdot p\,, \tag{7.20}$$

де ψ – коефіцієнт тертя манжет при висоті комплекту манжет рівній 18 мм (4 манжети), **ψ**=0,2;

$$S = (D_{мс} - d_c) \cdot 0{,}5=(0{,}06 - 0{,}04) \cdot 0{,}5 = 0{,}01м, \tag{7.21}$$

де $D_{мс}$ – діаметр манжета, $D_{мс}$ = 6см = 0,06м;

d_c – діаметр шпинделя, d_c = 4см = 0,04м.

$Q_2 = 0{,}2 \cdot 0{,}04 \cdot 0{,}01 \cdot 70 \cdot 10^6 = 5600$ Н.

Зусилля, яке діє на шпиндель:

$Q = 67500 + 2 \cdot 5600 = 78700$ Н.

Визначаємо діаметр різьби шпинделя.

Трапецевидна різьба розраховується на стиск і кручення по формулі ЦКБА (центрального конструкторського бюро автоматизації).

$$d_1 = k\sqrt{\frac{Q}{[\sigma]_{пр}}} + 0{,}3S, \tag{7.21}$$

де $[\sigma]_{пр}$ – допустиме приведене напруження;

S – крок різьби.

Для сталі 40Х з границею плинності $\sigma_т$=670 МПа, при коефіцієнті запасу n=3:

$$\sigma_{пр} = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{670}{3} = 223{,}3 \text{ МПа}, \tag{7.22}$$

де k – коефіцієнт, який залежить від коефіцієнта тертя в різьбі, при f = 0,1 k= 1,17, тоді:

$$d_1 = 1{,}17\sqrt{\frac{78700}{223{,}3 \cdot 10^6}} + 0{,}3 \cdot 0{,}006 = 0{,}0238\text{м}.$$

Приймаємо різьбу трапецевидну Тр 38х6 по ГОСТу 9484-98: d = 38 мм, d_1 = 30мм, $d_{зр}$ = 35мм, S = 6мм.

Визначення крутного моменту на маховику:

$$М_{кр}=М_р+М_к, \tag{7.23}$$

Момент тертя в різьбі при коефіцієнті тертя f = 0,1:

$$M_р = Q \cdot \frac{d_{зр}}{2} tg(\alpha + p), \quad (7.24)$$

де $p = arctgf = arctg0{,}1 = 6^\circ$;

$$\alpha = arctg\frac{S}{\pi \cdot d_{зр}} = arctg\frac{0{,}006}{3{,}14 \cdot 0{,}035} = 3^\circ.$$

$$M_p = 78700 \cdot \frac{0{,}035}{2} \cdot tg(3^\circ + 6^\circ) = 211 \text{ Н·м}.$$

Момент тертя в підшипнику:

$$M_п = f_n \cdot Q \cdot \frac{d_{вн}}{2} = 0{,}004 \cdot 78700 \cdot \frac{0{,}007}{2} = 11{,}5 H \cdot м, \quad (7.25)$$

де f_n – приведений коефіцієнт тертя, f_n = 0,004;

Крутний момент на маховику

$$M_{кр} = 211 + 11{,}5 = 222{,}5 \text{ Н·м}.$$

Зусилля на маховику, яке необхідне для закриття і відкриття засувки:

$$Q_м = \frac{2M_{кр}}{D_м} = \frac{2 \cdot 222{,}5}{0{,}475} = 937 \text{ Н}, \quad (7.26)$$

де $D_м$ – діаметр маховика.

8 Монтаж та експлуатація обладнання фонтануючих свердловин

Перед скеруванням на монтажний майданчик фонтанна арматура підлягає в умовах нафтопромислових майстерень комплексу підготовчих операцій — зовнішньому огляду, контрольній перевірці та гідравлічному випробуванню на встановлений тиск. Під час процедур транспортування, навантаження та розвантаження арматури необхідно вживати заходів для уникнення ударних навантажень, які можуть призвести до пошкодження маховиків засувок, манометрів та іншого встановленого на ній обладнання. На етапі попередньої перевірки особливу увагу варто приділити коректності встановлення ущільнювальних прокладок та надійності кріплення фланцевих з'єднань. Безпосередньо перед монтажем потрібно ретельно очистити ущільнювальні канавки фланцевих з'єднань, переконатися у відсутності на них пошкоджень і нанести шар мастила (солідолу). Послідовність монтажних робіт передбачає спочатку встановлення трубної головки, а вже потім — фонтанної ялинки.

Монтаж трубної головки виконується в такій послідовності: на верхній фланець колонної головки встановлюють хрестовину, а підвіска НКТ може здійснюватися одним із двох способів — або на верхньому кінці останньої насосно-компресорної труби накручується муфтова підвіска (труботримач), і труба разом із нею садиться на конус хрестовини, або ж підйомний патрубок під'єднується до перевідного фланця з подальшим накручуванням на перевідник останньої муфтової труби. Завершальним етапом є встановлення та монтаж фланцевих з'єднань.

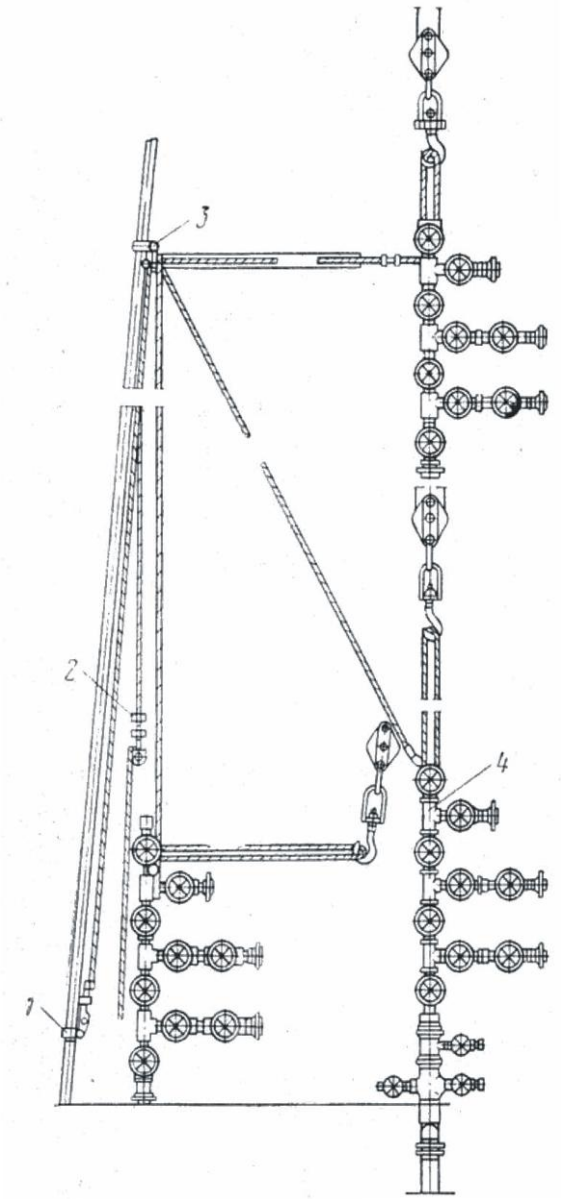
При виконанні монтажних робіт безпосередньо на свердловині необхідно враховувати ризик газових проявів, що унеможливлює застосування самохідних вантажопідіймальних механізмів через небезпеку вибуху. Водночас значна маса та габарити фонтанної арматури вимагають використання допоміжних пристроїв, що полегшують і прискорюють процес монтажу — зокрема, для пересування, встановлення й демонтажу арматури можуть застосовуватися бурова та талева системи.

Процедура монтажу починається з фіксації гаком талевої системи стального стропа довжиною 2 м [41], попередньо надітого на верхню засувку арматури, та подальшого підіймання арматури на висоту, достатню для з'єднання її спеціального фланця з фланцем трійника чи хрестовини трубної головки. Під час кріплення фланцевих з'єднань, з метою запобігання перекосу та підвищення надійності герметизації, діаметрально протилежні болти затягують поперемінно, виконуючи цю операцію за три–чотири підходи.

У випадках, що вимагають оперативного монтажу та демонтажу фонтанної ялинки, застосовується спрощений пристрій (рис. 8.1), основою якого є стальний відтяжний канат довжиною 3,4 м і діаметром 15–18 мм, з петлями на обох кінцях. На одній з опор вишки, на рівні кріплення підкосів, монтують відтяжний ролик 3, а внизу тієї самої опори встановлюють хомут 1. Відтяжний канат перекидають через ролик 3, одну з кінцевих петель за допомогою хомута 4 з'єднують із верхньою засувкою арматури, а другу — після підіймання арматури — фіксують у хомуті 1, розташованому на такій висоті, щоб утримувана канатом арматура опускалася саме на підлогу вишки; хомут 2 при цьому забезпечує кріплення кінцевих петель самого канату.

Безпосередньо буровий гак за допомогою стального стропа довжиною 2 м захоплює верхню засувку фонтанної арматури, тоді як друга кінцева петля фіксується відповідним хомутом. Арматуру піднімають на висоту приблизно 2 м, після чого звільняють другу кінцеву петлю з хомута 1 та опускають арматуру на фланець трубної головки, з подальшим з'єднанням його зі спеціальним фланцем арматури. У процесі опускання в дію вступає відтяжний канат: під впливом власної ваги арматура описує дугоподібну траєкторію та відводиться до кута бурової, до тієї опори вишки, на якій закріплено хомут 1, де утримується відтяжним канатом навіть у разі звільнення гака талевої системи.

Для зворотної операції — демонтажу арматури з трубної головки — всі описані етапи виконуються у зворотній послідовності.



1 – хомут; 2 – хомут; 3 – відтяжний ролик; 4 – хомут

Рисунок 8.1 – Пристрій для монтажу-демонтажу фонтанної арматури на усті свердловини

Завершальним етапом збирання є перевірка коректності функціонування покажчиків на засувках, а також відповідності зазначеної на корпусах кількості обертів, необхідних для повного відкриття чи закриття засувки. Після монтажу фонтанної арматури на свердловині, перед початком процедури освоєння, обов'язковим є проведення гідравлічного випробування арматури водою.

Комплекс робіт з обслуговування фонтанної свердловини охоплює: проведення досліджень свердловини; регулювання режиму її роботи; постійний контроль за функціонуванням свердловини та обладнання; виконання поточного ремонту; здійснення заходів з відновлення нормальної роботи свердловини у разі її порушення.

Дослідницькі роботи на свердловині виконуються спеціалізованими бригадами з дослідження або видобутку газу. Регулювання роботи свердловини полягає у формуванні необхідного тиску на усті шляхом встановлення відповідного штуцера чи трапа і здійснюється як у процесі дослідження свердловини, так і для підтримання заданого технологічного режиму — з огляду на те, що пластові умови постійно змінюються. Слід також враховувати, що штуцер унаслідок зношування може поступово втрачати свій початковий прохідний переріз. Бригади з видобутку газу на постійній основі здійснюють спостереження за тиском у затрубному просторі та на буфері, дебітом газу, вмістом конденсату, води і твердих механічних домішок у продукції свердловини, а паралельно контролюють технічний стан устьового обладнання, обв'язки свердловини, вимірювальних приладів, виконуючи при цьому профілактичні ремонтні роботи.

Поточний ремонт обладнання передбачає усунення виявлених несправностей — пропускання газу в з'єднаннях, корозійне роз'їдання окремих деталей, послаблення кріплення елементів конструкції, несправності арматури.

Висновок про порушення нормального режиму роботи свердловини роблять на основі змін буферного та затрубного тиску, а також зміни дебіту, відсоткового вмісту води, піску й конденсату. За стабільного режиму фонтанування показники буферного і затрубного тиску протягом тривалого часу залишаються практично незмінними, допускаючи лише незначні коливання; будь-яке суттєве відхилення (зростання чи падіння) сигналізує про порушення нормальної роботи свердловини. Зокрема, зниження буферного тиску при одночасному зростанні дебіту свідчить про роз'їдання штуцера, тоді як одночасне підвищення тиску на

буфері й у затрубному просторі за різкого зниження дебіту вказує на забруднення штуцера чи викидної лінії.

Для усунення піщаної пробки на вибої свердловину тимчасово залишають працювати без штуцера, щоб збільшена швидкість висхідного потоку забезпечила винесення піску на поверхню. У разі забивання штуцера або викидної лінії свердловину необхідно зупинити, після чого виконати перевірку викидної лінії та самого штуцера.

Неполадки, що виникають у процесі експлуатації фонтанних свердловин, можуть бути досить різноманітними, і в кожному окремому випадку потрібно приймати індивідуальне рішення, спрямоване на відновлення нормального режиму роботи свердловини.

Типовий термін експлуатації фонтанних свердловин коливається в межах від 3 до 10 років, і протягом усього цього періоду на свердловині функціонує одна й та сама фонтанна арматура, надійність роботи якої безпосередньо визначає безперервність роботи свердловини — саме тому постійний контроль та профілактичне обслуговування арматури мають визначальне значення.

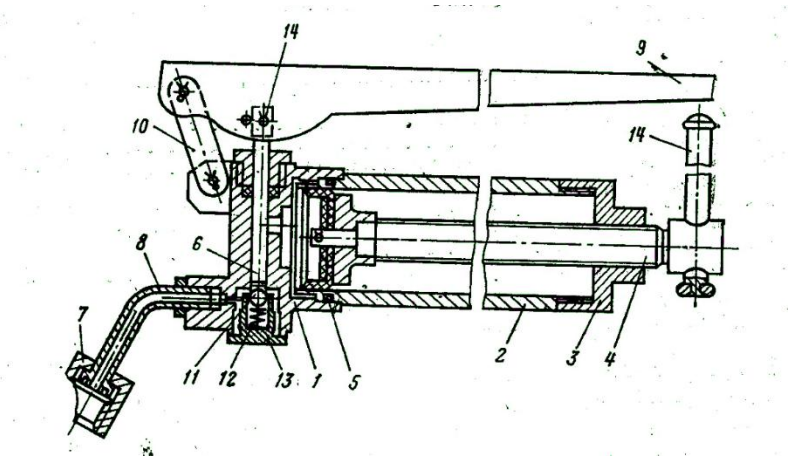
За появи ознак розгерметизації затвора засувки необхідно (не рідше одного разу на місяць) підкачувати мастило ЛЗ-162 у щоки та корпус засувки, а пасту — в порожнину ущільнювальних манжет засувки і трубної головки. Якщо ж витоки в затворі засувки не вдається ліквідувати шляхом підкачування мастила, це свідчить про порушення цілісності ущільнювальних поверхонь щок і плашок, усунення якого можливе лише в умовах майстерні.

Усунення негерметичності фланцевих з'єднань або прокладок під кришкою засувки здійснюється шляхом підтягування гайок чи інших кріпильних елементів.

Обслуговування фонтанної арматури та маніфольда має здійснюватися відповідно до вимог інструкції з експлуатації та чинних "Правил безпеки в нафтогазовидобувній промисловості". Безпосереднє обслуговування фонтанної арматури покладається на бригаду операторів, на ділянці обслуговування якої повинні бути в наявності пристрої для заміни засувок, манометри, резервні

засувки, мастило ЛЗ-162, паста, нагнітач мастила, комплект прокладок, набір вибухобезпечних ключів та інше необхідне обладнання.

Подавання пластичного мастила здійснюється за допомогою нагнітача (рис. 8.2) [4], конструкція якого включає головку 1, у яку вкручується корпус 2, а з протилежного боку на корпус накручується кришка 3 з гвинтом 4; обертання гвинта через манжету 5 забезпечує надходження мастила під шток 6 нагнітача. Після з'єднання гайки 7 з наконечником 8 безпосередньо із зворотним клапаном засувки, нагнітання мастила здійснюється за допомогою важеля 9, тоді як рукоятка кріпиться до головки 1 через важіль 10, а сам шток 6 фіксується у важелі 9 за допомогою осі 14.



1 – головка; 2 – корпус; 3 – кришка; 4 – гвинт; 5 – манжета; 6 – шток; 7 – гайка; 8 – наконечник; 9 – важель; 10 – важель; 11 – кулька; 12 – пружина; 13 – пробка; 14 – вісь

Рисунок 8.2 – Пристрій для змащування

Зворотний клапан складається з кульки 11, пружини 12 і пробки 13 використовується для запобігання попадання мастила під високим тиском в корпус нагнітача.

Висновки

У ході виконання бакалярвської роботи проведено огляд обладнанн для експлуатації свердловин фонтанним способом, зокрема детально проаналізовано конструкції запірних і регулювальних пристроїв. Також проаналізовано умови роботи вузлів і деталей фонтанної арматури.

Розроблено тривимірну модель дискретного дроселя фонтанної арматури, що відтворює реальну геометрію проточної частини, конструктивні елементи корпусу та дросельний отвір змінного діаметра, і яка стала основою для подальшого проведення імітаційного (CFD) моделювання гідродинамічних процесів.

Виконано чотири серії імітаційного моделювання роботи дискретного дроселя для діаметрів прохідного отвору 8, 10, 12 та 14 мм при витратах рідини на вході 0,001; 0,002; 0,003 та 0,004 м³/с і постійному тиску на виході 6 МПа, у результаті чого отримано епюри розподілу тиску, швидкості потоку та траєкторій руху рідини в проточній частині дроселя. За результатами параметричного моделювання побудовано графічні залежності тиску та швидкості потоку від витрати рідини для кожного з досліджуваних діаметрів отвору. Встановлено, що залежність $p = f(Q)$ має квадратичний характер і є визначально чутливою до діаметра отвору: для отвору 8 мм тиск зростає з 7,48 до 27,91 МПа (у 3,7 раза), тоді як для отвору 14 мм – лише з 6,14 до 6,63 МПа в усьому дослідженому діапазоні витрат.

Отримані результати дозволяють обґрунтовано підходити до вибору діаметра дросельного отвору дискретного дроселя фонтанної арматури залежно від необхідного режиму регулювання тиску та витрати видобувної рідини, що має практичне значення для забезпечення ефективної та надійної експлуатації фонтанної арматури нафтогазових свердловин.

Аналіз конструкції дискретного дроселя виявив такі основні недоліки: складність виготовлення литих деталей, їх значну масу, інтенсивне зношування робочих отворів обойми та ущільнювальних елементів, а також відсутність

індикації обраного режиму регулювання. Для усунення цих недоліків запропоновано чотири напрями вдосконалення: заміну литих деталей на виготовлені точним литвом або механічною обробкою; нанесення зносостійких покриттів і застосування змінних вкладишів у отворах обойми; удосконалення ущільнень з використанням стійких матеріалів і системи мащення; введення індикатора положення обойми та пружинного фіксатора. Реалізація цих заходів дозволить підвищити довговічність і надійність дроселя, знизити масу та вартість конструкції.

Перелік посилань на джерела

1. Довідник з нафтогазової справи / за заг. ред. В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Львів, 1996. 620 с.

2. Федорович Я. Т. Машини та обладнання для видобутку нафти і газу : навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2015. 344 с.

3. ГОСТ 13846-89. Арматура фонтанная и нагнетательная. Типовые схемы, основные параметры и технические требования к конструкции. Москва,1989.12 с.

4. Федорович Я. Т., Джус А. П. Машини та обладнання для видобутку нафти і газу : практикум. Івано-Франківськ : Факел, 2008. 133 с.

5. ГОСТ 633-80. Трубы насосно-компрессорные и муфты к ним. Технические условия. Москва, 1980. 30 с.

6. Федорович Я. Т., Джус А. П. Машини та обладнання для видобутку нафти і газу : лабораторний практикум. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2011. 131 с.

7. ГОСТ 28919-91. Фланцевые соединения устьевого оборудования. Типы, основные параметры и размеры. Москва, 1991. 28 с.

8. Костриба І. В., Мосора Ю. Р. Фонтанна безпека в нафтогазовій галузі : лабораторний практикум. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2017. 58 с.

9. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ : підручник. 3-тє доп. вид. Київ : Реал-Принт, 2004. 695 с.

10. Мельник А. П., Шашора Л. Д., Сенишин Я. І., Слесар Я. М., Никифорова Л. Ф., Хоменко Г. О. Класифікація корозійних умов експлуатації газоконденсатних родовищ ГПУ «Харківгазвидобування» за концентрацією іонів заліза. Питання розвитку газової промисловості України. Харків : УкрНДІгаз, 2002. Вип. XXX. С. 88–94.

11. Bellarby J. Well Completion Design. Amsterdam : Elsevier, 2009. 711 p.

12. Frost & Sullivan. Global Corrosion-Resistant Alloy Pipe and Fiberglass Composite Pipe Markets. London : Frost & Sullivan, 2013. 145 p.

13. Воловецький В. Б., Витязь О. Ю., Коцаба В. І., Щирба О. М., Витвицька О. М. Аналіз ускладнень при експлуатації газових і газоконденсатних свердловин

та шляхи боротьби з ними. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2015. № 2. С. 78–88.

14. Карпаш О. М., Даниляк Я. Б., Криничний П. Я., Цюцяк І. І., Козоріз А. В. Методи оцінки технічного стану фонтанної запірної арматури. Методи та прилади контролю якості. 2003. № 11. С. 39–43.

15. Bradley H. B. (ed.) Petroleum Engineering Handbook. Richardson : Society of Petroleum Engineers, 1992. 1700 p.

16. Вайсберг Г. Л., Римчук Д. В. Фонтанна безпека: запитання, відповіді. Харків, 2002. 474 с.

17. Парайко Ю. І. Фундаментальні основи надійності вузлів тертя машин та обладнання нафтогазової промисловості. Проблеми тертя та зношування. 2010. Вип. 53. С. 12–25.

18. Радкевич О. І., Чумало Г. В., Юркевич Р. М. Корозійно-механічна поведінка захисних покривів запірної арматури обладнання нафтогазових родовищ. Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2009. Т. 45, № 6. С. 117–121.

19. Радкевич О., Чумало Г., Юркевич Р., Антощак І. Роботоздатність конструкційних матеріалів деталей фонтанної та запірної арматури нафтогазовидобувного обладнання у сірководневостійкому виконанні. Машинознавство. 2013. № 3–4. С. 32–39.

20. Bhattacharya A. Corrosion Control in the Oil and Gas Industry. Boca Raton : CRC Press, 2016. 320 p.

21. Хіміко-термічні способи зміцнення конструкцій. URL: https://helpiks.org/2-3803.html (дата звернення: 26.10.2018).

22. NACE Standard MR0175-99. Standard Material Requirements. Sulfide Stress Cracking Resistant Metallic Materials for Oilfield Equipment. Houston : NACE, 1999. 34 p.

23. Davis J. R. (ed.) ASM Specialty Handbook: Carbon and Alloy Steels. Materials Park : ASM International, 1996. 574 p.

24. Wright R. N. Wire Technology: Process Engineering and Metallurgy. Amsterdam : Elsevier, 2011. 408 p.

25. Клименко В. М. Матеріалознавство : навчальний посібник. Вінниця, 2010. 113 с.

26. Bloch H. P. Petrochemical Machinery Insights. Oxford : Elsevier, 2016. 743 p.

27. Попов В. С. Зносостійкість сплавів, відновлення та зміцнення деталей машин : навчальний посібник. Запоріжжя : ВАТ «Мотор Січ», 2006. 420 с.

28. Davis J. R. (ed.) Surface Hardening of Steels: Understanding the Basics. Materials Park : ASM International, 2002. 366 p.

29. Callister W. D., Rethwisch D. G. Materials Science and Engineering: An Introduction. New York : Wiley, 2018. 992 p.

30. Mangonon P. L. The Principles of Materials Selection for Engineering Design. Upper Saddle River : Prentice Hall, 1999. 522 p.

31. Арзамасов Б. Н. та ін. Конструкційні матеріали : довідник. Київ : Вища школа, 1993. 687 с.

32. Сайт підтримки користувачів САПР. URL: http://www.cad.dp.ua.

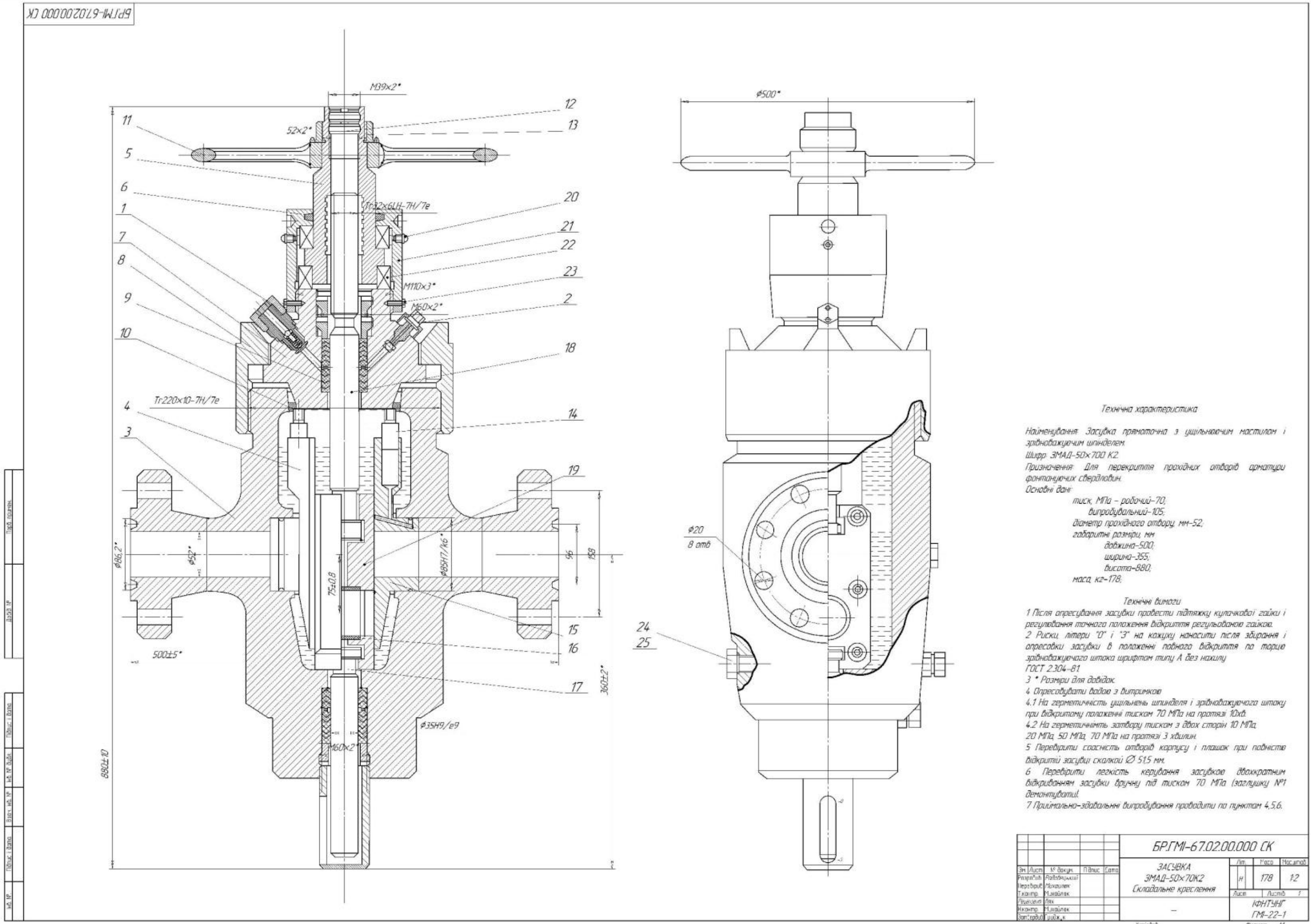
33. Bourassa P. J. Workover and Completion Operations Manual. Tulsa : PennWell, 2007. 412 p.

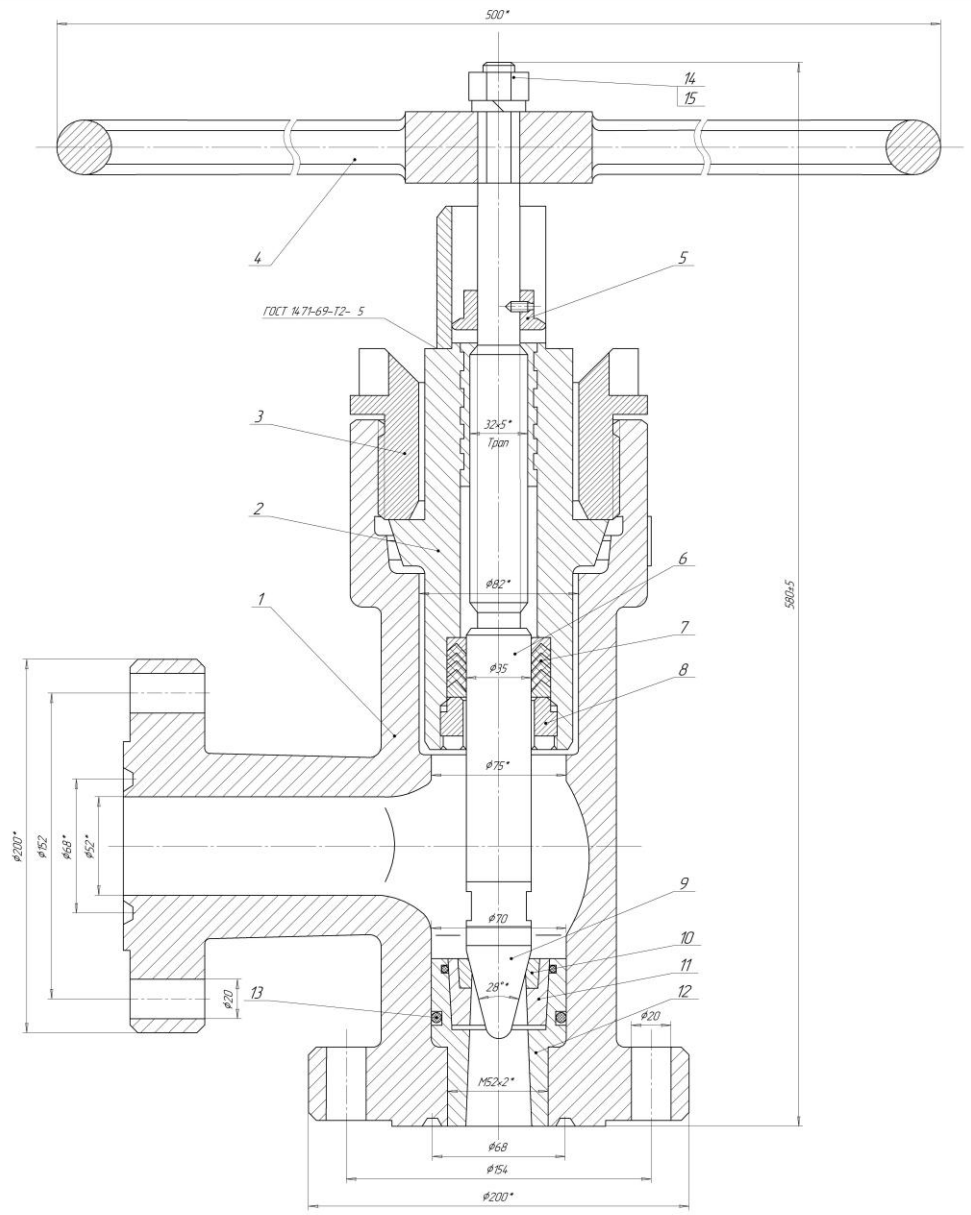
34. Devereux S. Drilling Technology in Nonpolar Areas. Houston : Gulf Publishing, 1999. 568 p.

35. Bourgoyne A. T., Millheim K. K., Chenevert M. E., Young F. S. Applied Drilling Engineering. Richardson : Society of Petroleum Engineers, 1986. 502 p.

36. Куцин П. В. Охорона праці в нафтовій і газовій промисловості : підручник. Київ : Будівельник, 1990. 248 с.

37. Техніка безпеки в нафтогазовидобувній промисловості. URL: http://old.pkng.pl.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=297:2012-06-12-12-55-14&catid=8:2009-10-08-10-51-29&Itemid=6.


Технічна характеристика
Найменування: Засувка прямоточна з ущільнюючим мастилом і зрівноважуючим шпінделем.
Шифр: ЗМАД-50×700 К2.
Призначення: Для перекриття прохідних отворів арматури фонтануючих свердловин.
Основні дані:
тиск, МПа – робочий–70;
випробувальний–105;
діаметр прохідного отвору, мм–52;
габаритні розміри, мм
довжина–500;
ширина–355;
висота–880;
маса, кг–178;
Технічні вимоги
1 Після опресування засувки провести підтяжку кулачкової гайки і регулювання точного положення відкриття регульованою гайкою.
2 Риски, літери "О" і "З" на кожуху наносити після збирання і опресовки засувки в положенні повного відкриття по торцю зрівноважуючого штока шрифтом типу А без нахилу ГОСТ 2304–81.
3 * Розміри для довідок.
4 Опресовувати водою з витримкою
4.1 На герметичність ущільнень шпінделя і зрівноважуючого штоку при відкритому положенні тиском 70 МПа на протязі 10хв.
4.2 На герметичність затвору тиском з двох сторін 10 МПа, 20 МПа, 50 МПа, 70 МПа на протязі 3 хвилин.
5 Перевірити соосність отворів корпусу і плашок при повністю відкритій засувці скалкой Ø 51,5 мм.
6 Перевірити легкість керування засувкою двохкратним відкриванням засувки вручну під тиском 70 МПа (заглушку №1 демонтувати).
7 Приймально-здавальні випробування проводити по пунктам 4,5,6.
БР.ГМІ-67.02.00.000 СК
ЗАСУВКА
ЗМАД-50×70К2
Складальне креслення
ІФНТУНГ
ГМ-22-1
178
1:2
Tr220×10-7H/7e
M39×2*
52×2*
M110×3*
M60×2*
Ø500*
Ø20
8 отв
500±5*
880±10
360±2*
Ø35H9/e9
Ø85H7/k6
75±0,8



БР.ГМІ-6.7.0.100.000 СК

Технічна характеристика

1. Призначення: безступеневе регулювання режиму експлуатації свердловини
2. Основні технічні дані:
   а) Тиск робочий 70 МПа
   б) Тиск випробування 105 МПа
3. Габаритні розміри, мм
   довжина 580
   ширина 500
   висота 500
4. Маса, кг 68

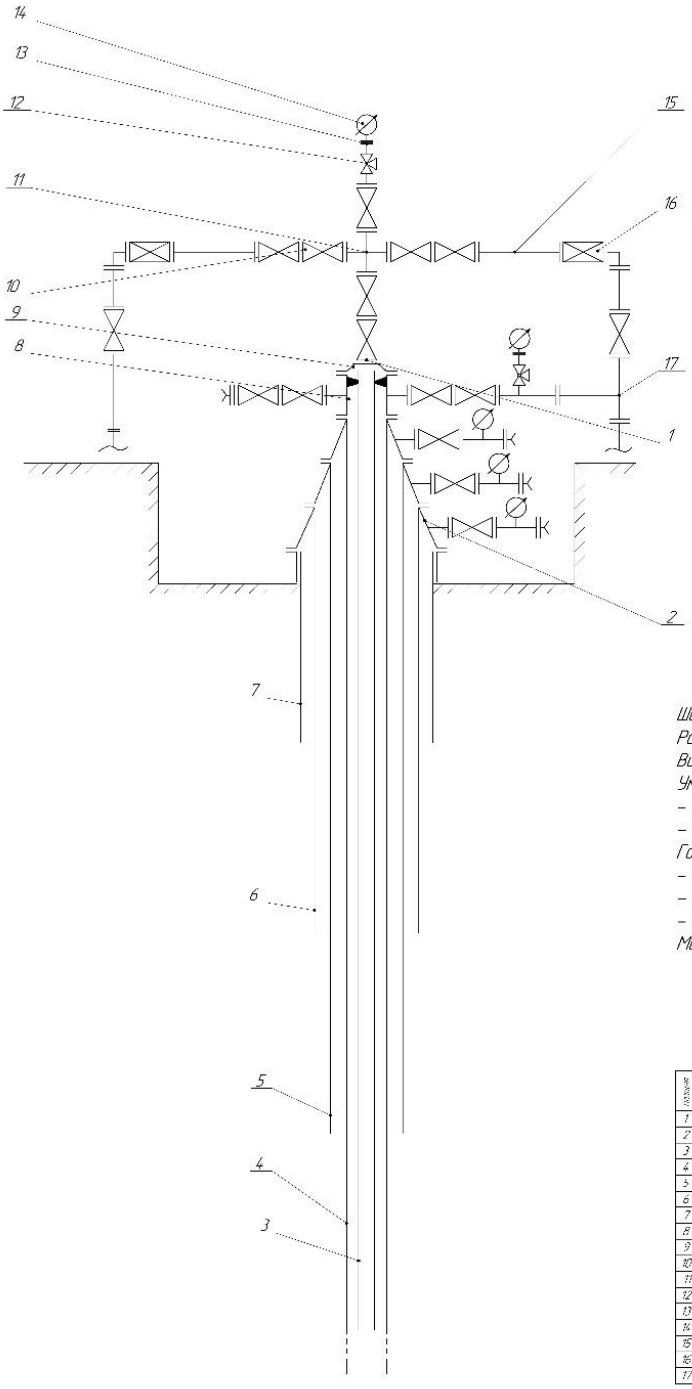
Технічні вимоги

1.* Розміри для довідок
2. Штуцер опресувати водою (з витримкою 10 хв) на міцність під тиском 105 МПа)

				БР.ГМІ-6.7.0.100.000 СК			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Радзівлюк			Дросель регулюючий	Літ.	Маса	Масштаб
Перевірив		Михайлюк				Н	68	1:2
Т.контр.		Михайлюк			Складальне креслення	Лист	Листів	
Погодив		Лях						
Н.контр.		Михайлюк			–	ІФНТУНГ ГМІ-22-1		
Затвердив		Рудяк						

Копіював Формат А1

Інв. № | Підпис і дата | Взам. інв. № | Інв. № дубл. | Підпис і дата | Дубл. №



Шифр: АФ6 80/50х70 К2
Робочий тиск – 70 МПа;
Випробувальний тиск – 105 МПа.
Умовний прохід, мм:
– ствола ялинки – 80;
– бокових відводів ялинки – 50.
Габаритні розміри, мм:
– довжина – 3275;
– ширина – 1280;
– висота – 3700.
Маса – 4100 кг.

Позиція	Назва	Кількість	Примітки
1	Фланцевий трійник	1	
2	Колонна головка	1	
3	Хвостовик НКТ	1	
4	Експлуатаційна колона	1	
5	II – ша технічна колона	1	
6	I – ша технічна колона	1	
7	Кондуктор	1	
8	Нижня планшба фланцевої арматури	1	
9	Подовжник підвісної головки	1	
10	Засувка	16	
11	Хрестовина	1	
12	Вентиль	2	
13	Розбірник сферодвійний	2	
14	Манометр	5	
15	Відвід	9	
16	Дросель	2	
17	Трійник	1	

БРГМІ-67.00.00.000 СІ

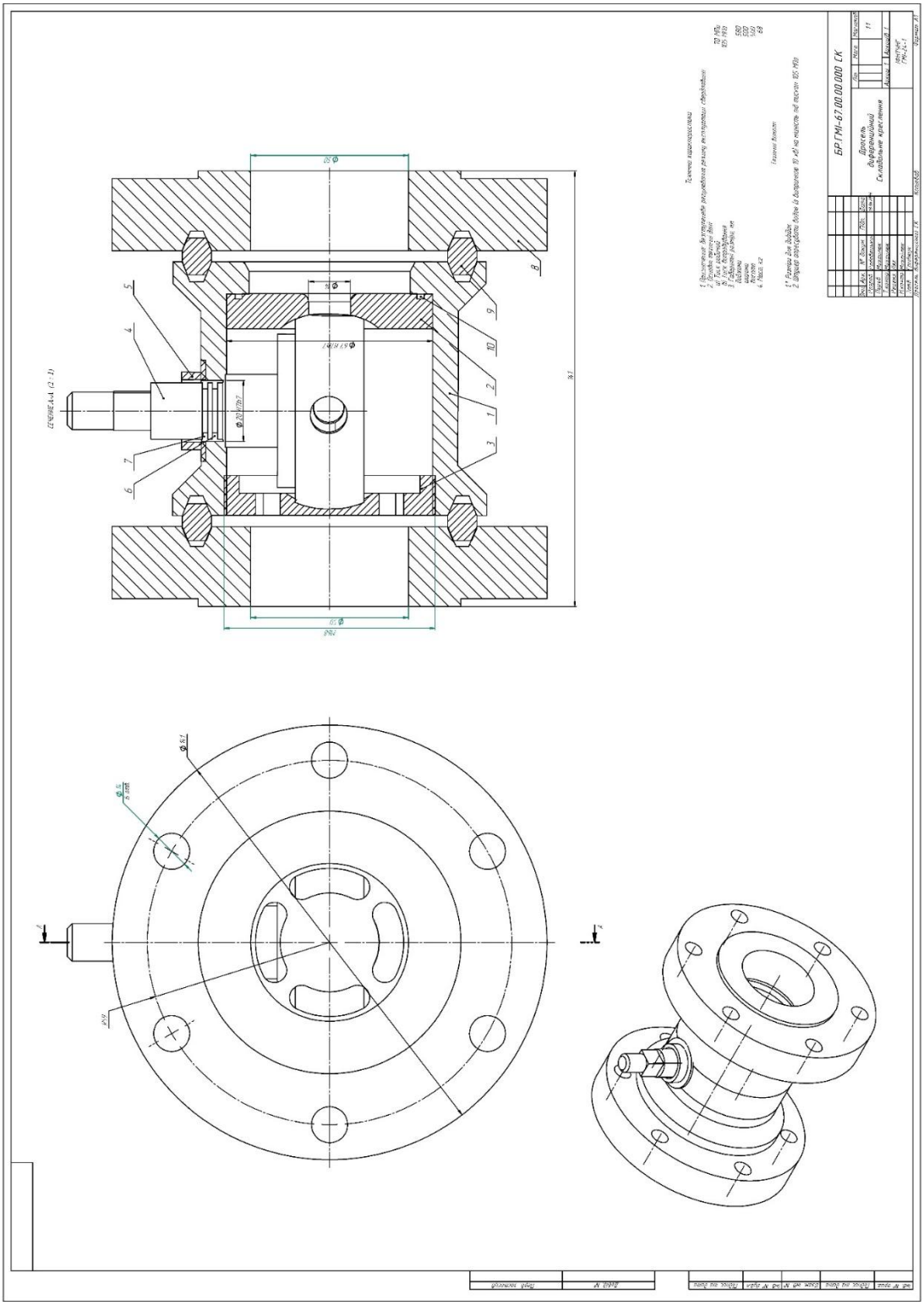
Гирлові пристрої фонтанної експлуатації

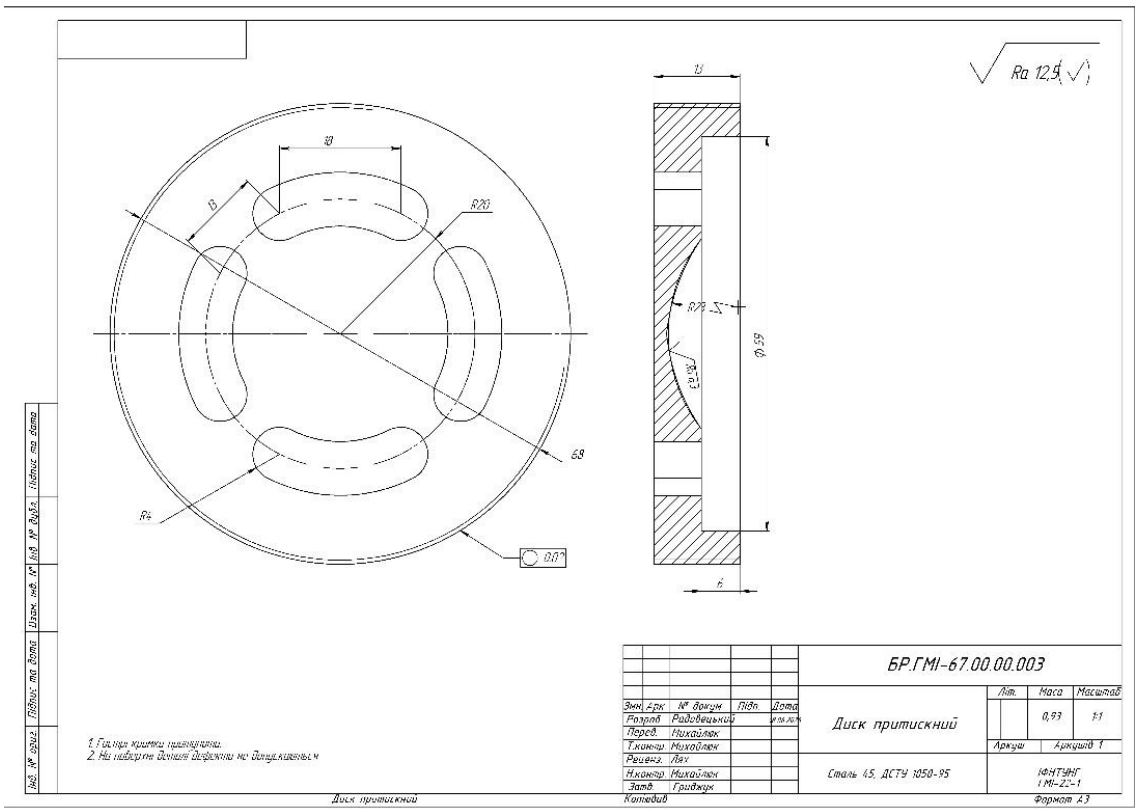
Арк. 1 | Масштаб –

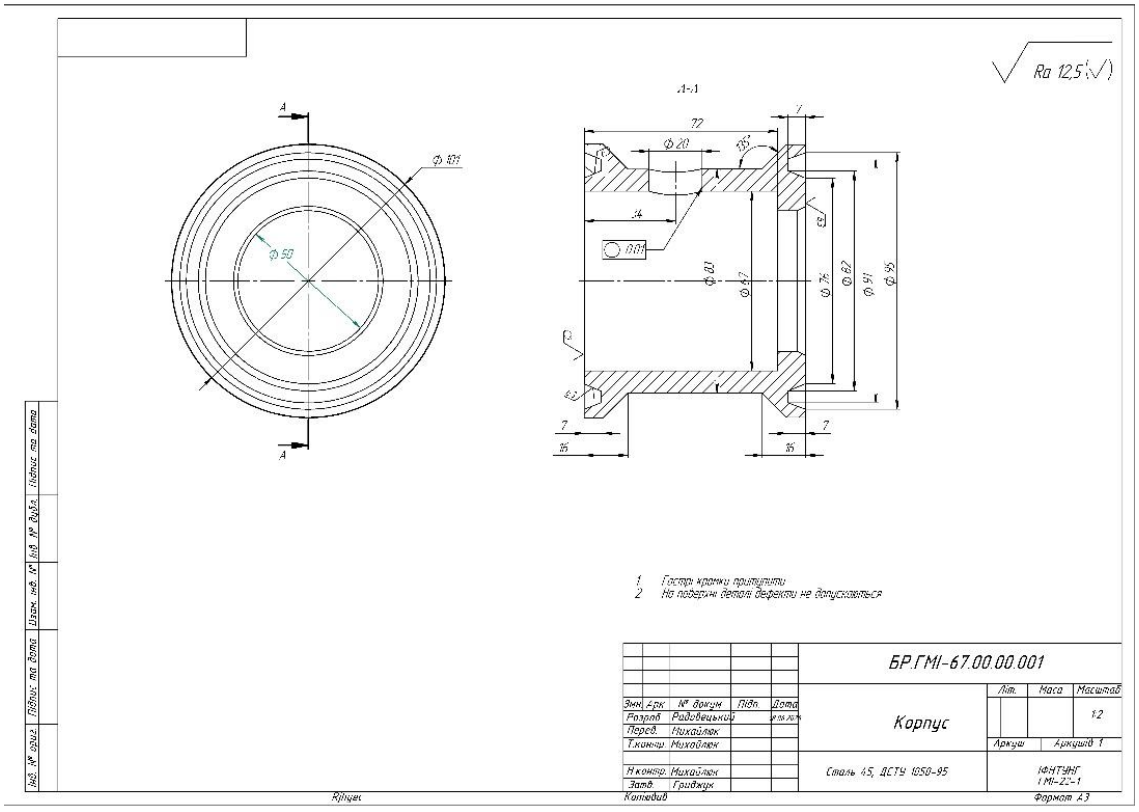
Група ПЗ-22-1

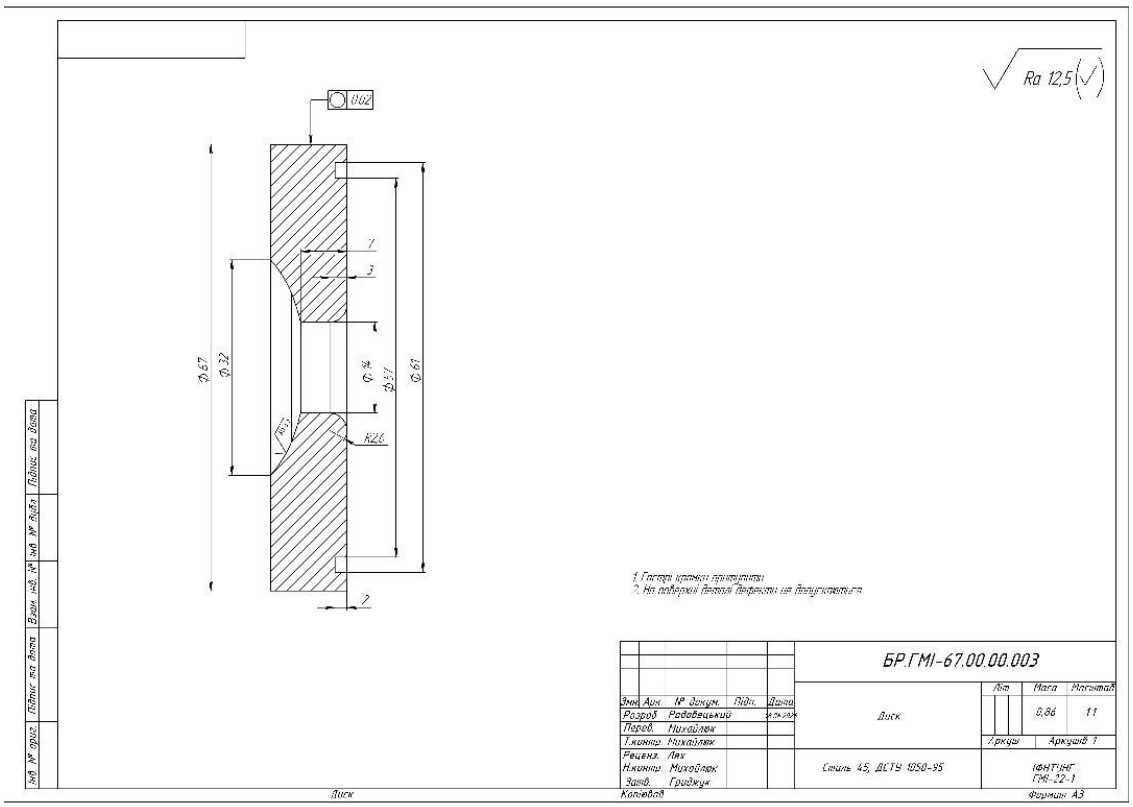
Копіював

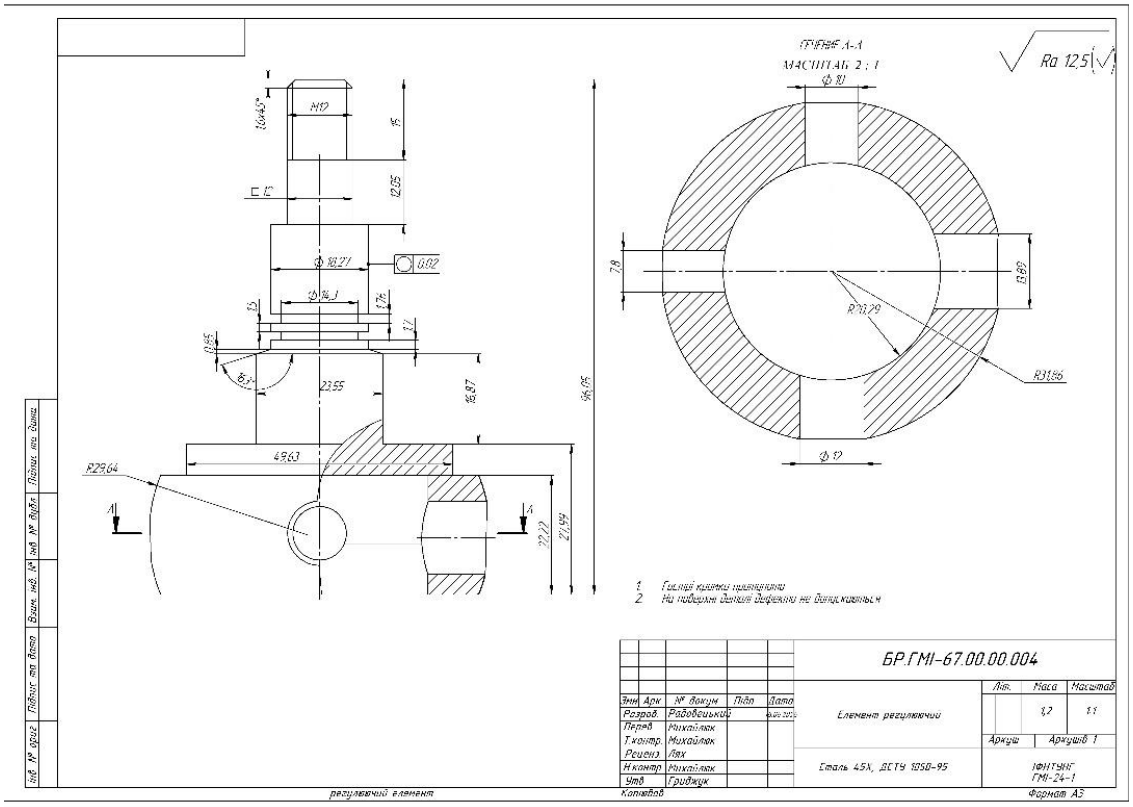
Формат А3

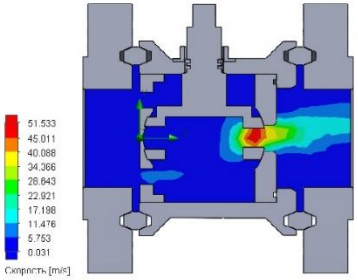

БРГМИ-67.00.00.000 СК
Вилочка дифференциала
Силовое крестовина
Материал: Сталь 40Х ГОСТ 4543-71
Масса: 1,1
Масштаб: 1:1
Лист 1
Листов 1
ТПМ-21-1
Копировал
Формат А3
Т.контр. Кирилюшкин Г.К.
Н.контр.
Утв.
Разраб. Шабанов
Пров. Кирилюшкин Г.К.
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
Изм. Лист № докум. Подп. Дата
Лит. Масса Масштаб
11
Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл. | Подп. и дата
Копировал
Формат А3


Ra 12,5
13
18
B
R20
68
R4
0,01
Ф 59
R79
R29
6
1. Гострі кромки притупити.
2. На поверхні деталі дефекти не допускаються
БР.ГМІ-67.00.00.003
Диск притискний
Сталь 45, ДСТУ 1050-95
Маса
0,93
Масштаб
1:1
Аркуш
Аркушів 1
ІФНТУНГ
ІМ-22-1
Диск притискний
Кафедра
Формат А3

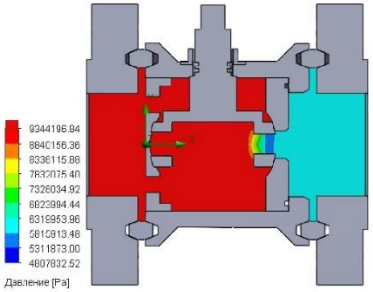

Ra 12,5
А-А
А
Ф 101
Ф 50
72
Ф 20
45°
14
0,01
Ф 81
Ф 87
Ф 75
Ф 82
Ф 91
Ф 95
2
6,3
7
15
1. Гострі кромки притупити
2. На поверхні деталі дефекти не допускаються
БР.ГМІ-67.00.00.001
Корпус
Сталь 45, ДСТУ 1050-95
Маса
Масштаб
1:2
Аркуш
Аркушів 1
ІФНТУНГ
ІМ-22-1
Кафедра
Формат А3


Ra 12,5
0,02
Ø67
Ø32
Ø54
Ø51
Ø61
7
3
2
R2,6
1. Гостри кромки притупити.
2. На поверхні деталі дефектів не допускається.
БР.ГМІ-67.00.00.003
Диск
Сталь 45, ДСТУ 1050-95
ІФНТУНГ ГМІ-22-1
Розроб. Радовецький
Перев. Михайляк
Т.контр. Михайляк
Реценз. Лях
Н.контр. Михайляк
Затв. Груджук
Диск
Копіював
Формат А3

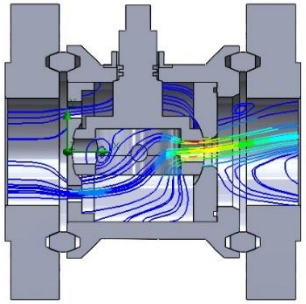

Ra 12,5
ГРІВКА А-А
МАСШТАБ 2 : 1
M17
15
12,55
Ø18,27
0,02
Ø14,3
1,75
4,2
0,95
60°
23,55
16,87
49,63
R29,64
66,05
22,23
27,99
Ø 81
7,8
13,92
R70,79
R31,86
Ø 57
1. Гострі кромки притупити.
2. На поверхні деталі дефектів не допускається.
БР.ГМІ-67.00.00.004
Елемент регулюючий
Сталь 45Х, ДСТУ 1050-95
ІФНТУНГ ГМІ-24-1
Розроб. Радовецький
Перев. Михайляк
Т.контр. Михайляк
Реценз. Лях
Н.контр. Михайляк
Утв. Груджук
регулюючий елемент
Копіював
Формат А3



Розподіл швидкості у поздовжньому перерізі дроселя



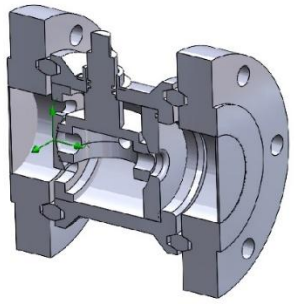
Розподіл тиску в поздовжньому перерізі дроселя



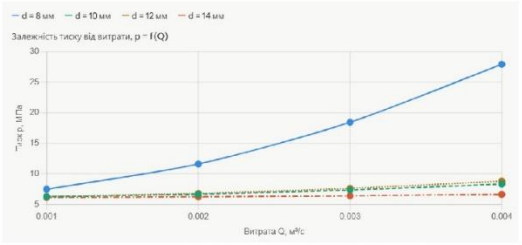
Траєкторії руху рідини

Таблиця 5.1 – Результати параметричного моделювання

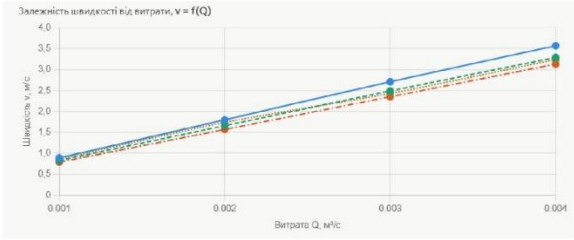
Парамет	Розрахункова точка 1	Розрахункова точка 2	Розрахункова точка 3	Розрахункова точка 4
Об'ємна витрата рідини на вході дроселя, [m^3/s]	0,001	0,002	0,003	0,004
Діаметр прохідного отвору дроселя 8 мм.				
Повний тиск, [Pa]	7481832,273	11599212,46	18432519,68	27905308,08
Швидкість, [m/s]	0,89	1,80	2,71	3,57
Діаметр прохідного отвору дроселя 10 мм.				
Повний тиск, [Pa]	6245632,8	6664131,0	7362434,9	8326592,5
Швидкість, [m/s]	0,83	1,66	2,49	3,29
Діаметр прохідного отвору дроселя 12 мм.				
Повний тиск, [Pa]	6275427,288	6785028,356	7625871,452	8777167,564
Швидкість, [m/s]	0,86	1,74	2,43	3,24
Діаметр прохідного отвору дроселя 14 мм.				
Повний тиск, [Pa]	6137195,201	6238438,9	6402632,311	6628967,053
Швидкість, [m/s]	0,79	1,57	2,35	3,13



Тривимірна модель дискретного дроселя



Залежність тиску від витрати робочої рідини



Залежність швидкості від витрати робочої рідини

БР.ГМІ-67.00.00.000 І

Графічні залежності

Аркуш 1 Аркушів 1

ЗНТУГМІГ ГМІ-21-1

Копіював Формат А1