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

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

До захисту
завідувач кафедри
В.о. директора НІІСГТ
С.Савчук

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: «Удосконалення системи згладжування тиску нафтоперекачувальної станції та дослідження основних її параметрів»

Пояснювальна записка

Керівник
Доцент, к.т.н. Нестеренко Т.М.
посада, наук. ступінь, ПІБ
підпис, дата,

Виконавець роботи
Жила І.В.
студент, ПІБ
група 602МН
підпис, дата

Консультант за 1 розділом
к.т.н., доц. Нестеренко Т.М.
посада, наук.ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом
ст. викладач
Лисенко А.В.
посада, наук.ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом
к.т.н., доцент
Нестеренко Т.М.
посада, наук.ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом
к.т.н. доцент
Нестеренко Т.М.
посада, наук.ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 5 розділом
к.т.н. доцент
Побудей М.В.
посада, наук.ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту 23.01.2025 р.

Полтава, 2025

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри НГІТ
В.О. завідувача кафедри
С. ГАВРИК
"__" _____ 20___ року

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

Жилі Ігорю Валерійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: *Удосконалення системи згладжування тиску нафтоперекачувальної станції та дослідження основних її параметрів*
Керівник роботи Нестеренко Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "09" 08 2024 року № 818-Ф
2. Строк подання студентом роботи 27.12 2024 року
3. Вихідні дані до роботи *1. Науково-технічна література, періодичні видання, патенти на винаходи. 2. Геологічні звіти за профілем роботи (за необхідності). 3. Проекти розробки родовищ, технологічні схеми облаштування родовищ або інші технологічне схеми за профілем роботи. 4. Паспорти свердловин та обладнання, що експлуатується.*
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Вступ.
1 Вибір та опис технологічного обладнання.
2 Опис технічної пропозиції.
3 Дослідно-конструкторська робота.
4 Розрахунки працездатності.
5 Монтаж і експлуатація обладнання.
Висновки. Список використаної літератури..
5. Перелік графічного матеріалу
Презентація із демонстрацією результатів наукової роботи, вказати мет роботи, задачі, наукову новизну та/або практичну цінність, методи (технологі дослідження, опис основного технологічного обладнання, загальні вигляд обладнання, графічні результати моделювання, загальні висновки по роботі.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата завдання видав	Підпис, дата завдання прийняв
1.	к.т.н., доц. Дефтенко М.М.		
2	Ст. викладач, Лисенко А.В.		
3	к.т.н. доцент, Нестеренко Т.М.		
4	к.т.н. доцент Нестеренко Т.М.		
5.	к.е.н., доцент Пєтухова Л.І.		

7. Дата видачі завдання 14.10.2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Етапи підготовки	Термін виконання
1	Інформаційно-оглядова частина	14.10-20.10
2	Теоретична частина	21.10-03.11
3	Моделювання. Експериментальна частина.	04.11-17.1
4	Впровадження результатів досліджень	18.11-15.1
5	Оформлення та узгодження роботи	16.12-29.1
6	Попередні захисти робіт	06.01-19.0
7	Захист магістерської роботи	20.01-24.0

Студент _____ **Жила І.В.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ **Нестеренко Т.М.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота на тему: «Удосконалення системи згладжування тиску нафтоперекачувальної станції та дослідження основних її параметрів».

Магістерська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» за спеціальністю 185 «Нафтогазова інженерія та технології». – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2024.

У магістерській роботі представлено підбір комплексу обладнання для нафтоперекачувальної станції з системою згладжування хвиль тиску. Проведено аналіз існуючих теоретичних досліджень і практичних рішень у сфері захисту нафтопроводів від гідравлічного удару. Виявлено ключові недоліки наявних систем, зокрема недостатню швидкодію, складність конструкцій, високу вартість і відсутність повноцінного захисту зі сторони лінії нагнітання.

У роботі виконано комп'ютерне моделювання хвильових процесів у трубопроводах для трьох сценаріїв: при нормальному робочому тиску, гідравлічному ударі, а також при роботі запропонованої системи захисту. Аналіз напружень показав, що максимальні еквівалентні напруження у випадку гідравлічного удару перевищують розрахунковий опір сталі, що може призводити до руйнування обладнання. Водночас при використанні системи згладжування хвиль тиску напруження залишаються в межах допустимих значень, що підтверджує її ефективність.

Проведено розрахунки економічної доцільності від встановлення системи згладжування хвиль тиску.

Ключові слова: нафтоперекачувальна станція, хвильові процеси, гідравлічний удар, захист від хвиль тиску, система згладжування тиску,

Зміст

Вступ 4

1 Вибір та опис технологічного обладнання 6

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання 6

1.1.1 Вибір основного обладнання НПС магістрального нафтопроводу 6

1.1.2 Вибір обладнання вузлів НПС 16

1.2 Опис вибраного технологічного обладнання 21

2 Опис технічної пропозиції 28

2.1 Опис модернізованої конструкції 28

2.2 Оцінка економічної ефективності 37

3. Дослідно-конструкторська робота 40

3.1. Математична модель насосного агрегату 40

3.1.2 Математична модель зворотного клапана 47

4. Розрахунки працездатності 52

5 Монтаж і експлуатація обладнання 56

5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання 56

5.2 Експлуатація та ремонт обладнання 58

5.2.1 Технологічні трубопроводи 58

5.2.2 Контроль технологічних пристроїв 60

5.2.3 Блок регуляторів тиску 62

5.2.4 Система згладження хвиль тиску 63

5.2.5 Фільтри-брудоуловлювачі 64

5.2.6 Запобіжні клапани 66

5.2.7 Система відкачування витоків 68

5.2.8 Ємності допоміжних систем 6

5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання 7

Загальні висновки 7

Список використаних літературних джерел 7

Вступ

Актуальність. Збільшення масштабів видобування, транспортування та переробки нафти й газу висуває нові вимоги до вдосконалення технологій забезпечення безпеки та стабільної роботи нафтогазопроводів. Однією з найсерйозніших загроз для трубопровідних систем є гідравлічний удар – раптове підвищення тиску, яке може призвести до пошкоджень обладнання та перебоїв у транспортуванні. Для пом'якшення негативних наслідків цього явища застосовуються різні технічні розробки, серед яких значну ефективність демонструють системи згладжування хвиль тиску.

Сучасні рішення для захисту від гідравлічних ударів за допомогою газових акумуляторів не лише підвищують надійність трубопровідних систем, але й суттєво скорочують витрати на їх обслуговування. Водночас проблематика оптимального використання газових акумуляторів у поєднанні з іншими засобами запобігання хвильовим процесам залишається актуальною. Дослідження цих процесів у нафтогазопроводах та розробка ефективних методів вдосконалення систем захисту є ключовими завданнями для забезпечення безаварійної та стабільної роботи трубопроводів і насосних станцій.

Роботи у цьому напрямку мають надзвичайно важливу роль для нафтогазової промисловості, оскільки сприяють мінімізації ризиків, підвищенню довговічності обладнання, забезпеченню безперебійного транспортування ресурсів, а також зменшенню негативного впливу на навколишнє середовище.

Мета роботи: дослідження впливу хвильових процесів на нафтоперекачувальні станції та впровадження ефективних методів захисту від гідравлічного удару.

Методи дослідження: у роботі застосовуються теоретичні підходи до математичного моделювання хвильових процесів при транспортуванні нафти

та механізму виникнення гідравлічних ударів, а також метод комп'ютерного моделювання.

Основні завдання дослідження:

проаналізувати фізичні явища, що призводять до гідравлічних ударів на нафтоперекачувальних станціях.

удосконалити систему захисту від хвиль тиску нафтоперекачувальної станції.

Об'єкт дослідження: процеси гідравлічного удару та хвильові явища, що виникають при транспортування нафти.

Предмет дослідження: методи та засоби захисту нафтоперекачувальних станцій від гідравлічних ударів для зменшення пікових навантажень тиску під час їх експлуатації.

Наукова новизна: отримано нові дані при моделюванні впливу гідравлічного удару на нафтоперекачувальну станцію.

Практичне значення: запропоновану вдосконалену систему захисту від хвиль тиску для нафтоперекачувальних станцій.

Особистий внесок автора:

аналіз теоретичних досліджень та практичних розробок, пов'язаних із темою роботи;

вдосконалення схеми захисту від хвиль тиску для нафтоперекачувальної станції;

моделювання впливу гідравлічного удару на роботу нафтоперекачувальної станції.

Структура та об'єм роботи. Магістерська робота складається з вступу, 5 розділів, загальних висновків, переліку літературних джерел.

Магістерська робота виконана на кафедрі нафтогазової інженерії та технологій Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

1 Вибір та опис технологічного обладнання

Дослідження впливу хвиль тиску будемо виконувати на ділянці магістрального трубопроводу з нафтоперекачувальною станцією (НПС). Нафтоперекачувальна станція експлуатаційної ділянки (НПС) – призначена для управління процесом перекачування нафти нафтопроводом великої протяжності.

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

1.1.1 Вибір основного обладнання НПС магістрального нафтопроводу

Виконаємо вибір та проведемо розрахунок основного обладнання НПС. Вихідні дані для розрахунку:

- продуктивність нафтопроводу G = 40 млн. т/рік;
- Довжина трубопроводу L - 170 км;
- Різниця геодезичних позначок початку та кінця нафтопроводу ΔZ=13 м;
- геодезичні позначки резервуарного парку, підпірної та основної насосної, відповідно $Z_{Р}$ = 8 м, $Z_{П}$ = 4 м, $Z_{О}$ = 12 м;
- Щільність нафти ρ_{20} при 20 ^{0}C - 844 кг/м ^{3}
- кінематична в'язкість нафти ν_{20} при t=20 ^{0}C – 21 сСт, ν_{50} при t=50 ^{0}C – 3,6 сСт;
- схема перекачування – постанційна;
- Температура перекачування t = 3,9 ^{0}C;
- Температура початку кипіння $t_{нк}$ = 46,5 ^{0}C;
- Внутрістанційні втрати напору на лінії нагнітання основної станції $h_{ВН}$ = 15м;
- втрати напору у всмоктувальній та нагнітальній лініях підпірної станції $h_{ВП}$ = 5м та $h_{НП}$ = 5м;

- Мінімальна висота зливу в резервуарах $h_0 = 1$ м.
- схема перекачування – постанційна;
- Температура перекачування $t = 50\ ^0C$;
- однониткова обв'язка резервуарів.

Метою розрахунків є вибір насосно-силових агрегатів основної та підпірної станцій НПС виходячи з наступних вихідних даних: продуктивність нафтопроводу G=40 млн.т/рік, довжина нафтопроводу L=170 км, різниця геодезичних позначок кінця та початку нафтопроводу ΔZ=13 м, температури перекачування t=3,9°С, геодезичні позначки відповідно резервуарного парку, підпірної та основної станції $Z_Р$=8 м, $Z_П$=4 м і Zo=12 м. Щільність нафти при 20^0С 844 кг/м ^{3} кінематична в'язкість при 20^0С і 50^0С, відповідно, $\nu_{20} = 21$ сСт, $\nu_{50} = 3{,}6$ сСт.

Визначення зовнішнього діаметра трубопроводу та робочого тиску в ньому.

Зовнішній діаметр трубопроводу вибираємо із сортаменту труб, згідно з річною продуктивністю G=40 млн. т./рік. Даній продуктивності відповідає труба із зовнішнім діаметром $D_н$=1020 [мм] і робочим тиском в 4,9 МПа.

Визначення щільності та в'язкості нафти при температурі перекачування

Щільність при температурі перекачування $T_{пер} = 4{,}7$ [°С]за формулою

$$\rho = \rho_{20}\left[1 + \zeta\left(20 - \mathrm{T}_{пер}\right)\right], \tag{1.1}$$

де ζ- Коефіцієнт об'ємного розширення нафти, $\zeta = 0{,}000831\ \frac{1}{°C}$;

ρ_{20}– щільність нафти за нормальної температури 20 °С,$\rho_{20} = 844\ \frac{кг}{м^3}$.

$$\rho = 844[1 + 0{,}000831(20 - 3{,}9)] = 855{,}3\ \frac{кг}{м^3}.$$

В'язкість нафти при температурі перекачування визначається за формулою

$$\nu = \nu_{20} \cdot e^{-K(T-20)}, \tag{1.2}$$

де k – емпіричний коефіцієнт;

ν_{20}-кінематична в'язкість нафти, що перекачується при 20 ^{0}C, ν_{20} = 21 сСт;

ν_{50}-кінематична в'язкість нафти, що перекачується при 50 ^{0}C, ν_{50} = 3,6 сСт;

$$K = \frac{ln\frac{\nu_{20}}{\nu_{50}}}{50-20}, \tag{1.3}$$

$$K = \frac{ln\frac{21\cdot10^{-6}}{3,6\cdot10^{-6}}}{50-20} = 0,05878,$$

$$\nu = 21\cdot10^{-6}\cdot e^{-0,05878(3,9-20)} = 54,11 \text{ сСт}.$$

Тиск насиченої пари нафти, при температурі початку кипіння $T_{н.к.}$ = 46,5 ^{0}C

$$P_s = P_a\, exp\left(10,53\left(1-\frac{T_{нк}}{T}\right)\right), \tag{1.4}$$

$$= 0,101325\cdot exp\left(10,53\left(1-\frac{319,5}{273+3,9}\right)\right) = 20052,09 \text{ Па}.$$

Вибір насосів станцій та їх роторів

За заданою продуктивністю нафтопроводу та розрахункової щільності нафти визначаємо розрахункову та максимальну подачу НПС:

$$Q = \frac{G}{24\cdot N\cdot\rho}, \tag{1.4}$$

де N-число робочих днів нафтопроводу на рік.

Приймаємо N = 355 днів.

$$Q = \frac{40\cdot10^6\cdot10^3}{24\cdot355\cdot855,3} = 5763,6\ \left[\frac{м^3}{год}\right].$$

Максимальна подача

$$Q_{max} = K_П Q, \tag{1.5}$$

де $K_П$- Коефіцієнт резерву пропускної спроможності нафтопроводу визначається залежно від величини трубопроводу, $K_П = 1,1$.

$$Q_{max} = 1,1 \cdot 5763,6 = 6340 \ \frac{м^3}{год}.$$

Для перекачування нафти в робочій зоні подач відповідним максимальним значенням ККД насосів, знайденим значенням Q і Q_{max} вибираємо насос типу НМ з сортаменту насосів, з номінальною подачею $Q_{ном.}$ так, щоб виконувались такі умови:

$$Q > 0,8Q_{ном.}, \quad (1.6)$$

$$Q_{max} < 1,2\ Q_{ном.} \quad (1.7)$$

Приймаємо насос НМ 7000-210, ротор 1,0. $D_2 = 450$ мм.

Визначимо напор при розрахунковій подачі за формулою

$$H = a - b \cdot Q^2, \quad (1.8)$$

де a, b - емпіричні коефіцієнти, взяті в [1]

$$H = 262,5 - 1,8173 \cdot 10^{-6} \cdot (5763)^2 = 202,1 \text{ м}$$

Для створення необхідного натиску на лінії всмоктування для безкавітаційної роботи насоса необхідно підібрати підпірний насос. Подача підпірної насосної станції повинна дорівнювати подачі попередньо вибраних основних насосів. Приймаємо два насоси НПВ 3600-90, $D_2 = 550$ мм.

Визначимо натиск при розрахунковій подачі за формулою (1.8)

$$H = 104,1 - 2,9749 \cdot 10^{-6} \cdot (5763/2)^2 = 79,4 \text{ м}$$

Вибираємо схему з двома паралельно з'єднаними підпірними насосами.

Кількість основних насосів, при їх послідовному з'єднанні, визначається в залежності від напору, що розвивається. Знаючи натиск на лінії всмоктування, створюваний підпірним насосом, визначимо напір на виході

станції $H_{нс}$, потім за знайденими значеннями $H_{нс}$ визначимо тиск у трубопроводі $P_т$ і порівняємо його з рекомендованим тиском $P_{раб}$ для розрахункової продуктивності

$$Hнс = H_{п} + n_{н} \cdot H_{н} - h_{вн}, \quad (1.9)$$

де $h_{вн}$ - внутрішньостанційні втрати на лінії нагнітання рівні 5 м.

Визначимо напори на виході станції за різних кількостей магістральних насосів, скориставшись формулою (1.9)

при 2-х насосах:

$$H_{НС} = 79{,}4 + 2 \cdot 202{,}1 - 5 = 478{,}6 \text{ м}$$

при 3-х насосах:

$$H_{НС} = 79{,}4 + 3 \cdot 202{,}1 - 5 = 680{,}7 \text{ м}$$

Визначимо тиск у трубопроводі залежно від знайдених напорів на виході станції за формулою

$$P_т = H_{НС} \cdot \rho \cdot g, \quad (1.10)$$

при 2-х насосах:

$$P_т = 478{,}6 \cdot 855{,}3 \cdot 9{,}81 = 4{,}01 \text{ МПа}.$$

при 3-х насосах:

$$P_т = 680{,}7 \cdot 855{,}3 \cdot 9{,}81 = 5{,}7 \text{ МПа}.$$

Вибираємо робочий тиск $P_Т$ =4,01 МПа. Цей тиск створюється при підключенні двох магістральних насосів типорозміру НМ 7000-210 та двох підпірних насосів типорозміру НПВ 3600-90.

Відповідно до [2] визначаємо робочий тиск у трубопроводі діаметром 1020 мм, $P_{роб}$ = 4,9 МПа.

Оскільки $P_T < P_{роб}$ можна зробити висновок, що обрана схема підключення підходить за умовою роботи трубопроводу.

Розрахунок граничного значення в'язкості

Визначимо граничне значення в'язкості та порівняємо його з розрахунковим значенням, щоб виявити, чи є необхідність перерахунку характеристик насосів із води на нафту.

У методиці перерахунку характеристик магістральних відцентрових насосів як параметр, що характеризує її перебіг у колесі, використовується число Рейнольдса в насосі

$$Re_{\text{н}} = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu} = \frac{50 \cdot 0{,}45^2}{54{,}1 \cdot 10^{-6}} = 187125, \qquad (1.11)$$

де n - Число оборотів ротора на годину.

Перерахунок характеристики з води на в'язку нафту необхідний, якщо ця величина перевищує величину перехідного числа Рейнольдса, що обчислюється за формулою

$$Re_{\text{п}} = 3{,}16 \cdot 10^5 \cdot n_s^{-0{,}305} = 3{,}16 \cdot 10^5 \cdot 211^{-0{,}305} = 163175 \qquad (1.12)$$

де ns – коефіцієнт швидкохідності насоса, ns = 211.

У перерахунку параметрів насоса з води на нафту немає потреби.

Вибір характеристик труб

По таблиці А2 [2] визначаємо такі характеристики труби:

марка сталі 08ГБЮ;

коефіцієнт надійності за матеріалом K_1 =1,4;

тимчасове опір $\sigma_{вр}$ = 510 МПа;

робочий тиск 5,4 - 7,4 МПа.

Визначаємо товщину стінки труби при робочому тиску у трубопроводі:

$$\delta = \frac{n_1 \cdot P_T \cdot Д_{\text{н}}}{2 \cdot (n_1 \cdot P_T + R_1)}, \qquad (1.13)$$

де n_1 – коефіцієнт надійності по навантаженню, n_1 = 1,1;

P_T – тиск у трубопроводі, Па;

$Д_н$ – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

R_1 – Розрахунковий опір, Па;

$$R_1 = R_1^н \cdot \frac{m_0}{K_1 \cdot K_н}, \quad (1.14)$$

де $R_1^н$ - нормативний опір сталі, $R_1^н = 510$ МПа;

m_o – коефіцієнт умов роботи трубопроводу 0,9;

K_1 – коефіцієнт надійності за матеріалом, $K_1 = 1,4$;

$K_н$ – коефіцієнт надійності за призначенням трубопроводу, $K_н = 1,05$.

$$R_1 = 510 \cdot \frac{0,9}{1,4 \cdot 1,05} = 312,2 \text{ МПа},$$

$$\delta = \frac{1,1 \cdot 4,01 \cdot 10^6 \cdot 1,22}{2 \cdot (1,1 \cdot 4,01 \cdot 10^6 + 312,2 \cdot 10^6)} = 0,011 \text{ м}.$$

Визначимо внутрішній діаметр труби за формулою:

$$Д_{вн} = Д_н - 2 \cdot \delta = 1020 - 2 \cdot 12 = 996 \text{ мм}.$$

Визначення повних втрат напору у трубопроводі

Повні втрати напору в трубопроводі складаються з втрат на тертя по довжині трубопроводу $h_{ТР}$ різниці геодезичних відміток ΔZ і напору в кінці трубопроводу Нк:

$$H = 1,02 \cdot h_{тр} - \Delta Z + H_K, \quad (1.15)$$

Для визначення втрат на тертя по довжині трубопроводу необхідно визначити число Рейнольдса та обчислити коефіцієнт гідравлічного опору за формулами:

$$Re = \frac{4Q}{\pi Д_{вн} \nu}, \quad (1.16)$$

де Q - розрахункова подача НПС, м ^{3} /год;

$Д_{ВН}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, м;

ν – розрахункова в'язкість, м^2/ с.

$$Re = \frac{4 \cdot \frac{5763,6}{3600}}{3,1415 \cdot 1,198 \cdot 54,11 \cdot 10^{-6}} = 31500$$

Щоб визначити режим течії в трубопроводі, необхідний розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору, визначимо критичні значення Рейнольдса за формулами

$$ReI = \frac{17,5}{\frac{\Delta_э}{Д_{вн}}} = \frac{17,5}{\frac{0,2}{1196}} = 104825, ReII = \frac{531}{\frac{\Delta_э}{Д_{вн}}} = \frac{531}{\frac{0,2}{1196}} = 3180690,$$

де Δ_e - еквівалентна шорсткість труб після;

кількох років експлуатації $\Delta e = 0,2$ мм.

Оскільки 2320< Re < ReI, має місце режим гідравлічно гладких труб. Величину коефіцієнта гідравлічного опору обчислюємо за формулою Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = 0,0237, \quad (1.17)$$

Розрахуємо втрати на тертя у нафтопроводі за формулою

$$h_{тр} = \lambda \frac{L}{Д_{вн}} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.18)$$

де L - Довжина трубопроводу, м;

υ – швидкість течії нафти, м/с, яка визначається за формулою

$$v = \frac{4Q}{\pi Д_{вн}^{\ 2}} = \frac{4 \cdot \frac{5763,6}{3600}}{3,14 \cdot 1,198^2} = 1,42 \text{ м/с}, \quad (1.19)$$

Таким чином, втрати на тертя дорівнюватимуть:

$$h_{тр} = 0,0242 \cdot \frac{170 \cdot 10^3}{1,198} \frac{1,42^2}{2 \cdot 9,81} = 346,7 \text{ м}.$$

За формулою (1.15) визначимо повні втрати напору у трубопроводі

$$H = 1,02 \cdot 346,7 - 13 + 40 = 380,6 \text{ м}.$$

Перевірка правильності вибору підпірних насосів НПС.

Визначимо всмоктувальні здібності основного та підпірного насосів:

$$H_{sн} = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \Delta h_{доп.м} - \frac{V_{вх.н}^{\ 2}}{2g}. \quad (1.20)$$

$$H_{sп} = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \Delta h_{доп.м} - \frac{V_{вх.п}^{\ 2}}{2g}. \quad (1.21)$$

де Ра . атмосферний тиск, Ра = 101325 Па.

$V_{вх.н}$і $V_{вх.п}$– швидкості потоків у вхідних патрубках, відповідно, основного та підпірного насосів, м/с, які можна визначити за формулами:

$$V_{вх.н} = \frac{2 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot Д_{вх.н}^2} = \frac{2 \cdot \frac{6340}{3600}}{3,14 \cdot 0,61^2} = 3,0 м/с \quad (1.22)$$

$$V_{вх.п} = \frac{2 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot Д_{вх.п}^2} = \frac{2 \cdot \frac{6340}{3600}}{3,14 \cdot 1,0^2} = 1,1 м/с \quad (1.23)$$

Всмоктувальні можливості насосів:

$$H_{sн} = \frac{101325 - 20052}{855,3 \cdot 9,81} - 52 - \frac{3,0^2}{2 \cdot 9,81} = -40,7 м.$$

$$H_{sп} = \frac{101325 - 20052}{855,3 \cdot 9,81} - 4,8 - \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,81} = 4,8 м.$$

Умови правильного вибору підпірного насоса:

а)$H_п \geq h_{ВП} + h_{НП} + \Delta Z - H_s - h_0$

$H_п = 79,4$ м,

$h_{ВП} + h_{НП} + \Delta Z - H_{sн} - h_0 = 5 + 5 + 8 + 40,7 - 1 = 53,7$ м

Умова а) виконується.

б)$h_{доп.п} \leq \frac{P_a - P_s}{\rho g} - \frac{V_{вх.п}^2}{2g} + h_0 - \Delta Z_в - h_{ВП}$

$h_{доп.п} = 4,8$ м,

$\frac{P_a - P_s}{\rho g} - \frac{V_{вх.п}^2}{2g} + h_0 - \Delta Z_в - h_{ВП} = \frac{101325 - 20052}{855,3 \cdot 9,81} - \frac{1,0^2}{2 \cdot 9,81} + 1 - (4 - 8) - 5 = 9,6$ м.

Умова б) виконується.

Оскільки обидві умови виконуються, підпірний насос вибрано правильно.

Перевірка правильності вибору основних насосів.

Перевірка виконується за умов збереження міцності трубопроводу та корпусу насоса.

а) $n_н H_н + H_п \leq \frac{[P_н]}{\rho \cdot g}$,

де $[P_н]$– допустимий тиск у насосі $[P_н]$=7,5МПа.

$$n_н H_н + H_п = 2 \cdot 202{,}1 + 79{,}4 = 483{,}6 \text{ м}$$

$$\frac{[P_н]}{\rho \cdot g} = \frac{7{,}5 \cdot 10^6}{855{,}3 \cdot 9{,}81} = 893{,}8 \text{ м}$$

Умова а) виконується.

б) $n_н H_н + H_п - h_{ВП} \leq \frac{[P_{доп}]}{\rho \cdot g}$,

де $[P_{доп}]$– допустимий тиск у трубопроводі, МПа;

$$[P_{доп}] = \frac{2 \cdot \delta \cdot R_1}{n_1 Д_{вн}} = \frac{2 \cdot 0{,}011 \cdot 312{,}2 \cdot 10^6}{1{,}1 \cdot 1{,}198} = 8{,}5 \text{ МПа} \quad (1.24)$$

$$n_н H_н + H_п - h_{вп} = 2 \cdot 202{,}1 + 79{,}4 - 5 = 478{,}6 \text{ м}$$

$$\frac{[P_{доп}]}{\rho \cdot g} = \frac{9{,}3 \cdot 10^6}{855{,}3 \cdot 9{,}81} = 1015{,}7 \text{ м}$$

Умова б) виконується.

Оскільки обидві умови виконуються, магістральні насоси вибрано правильно.

Вибір електродвигунів насосів.

Підбір електродвигунів для приводу насосів будемо здійснювати за потужністю та частотою обертання валу насоса за максимально можливої продуктивності. Потужність електродвигуна основного насоса визначимо за такою формулою:

$$N_М = k_З \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q М_{max}}{\eta_М \cdot \eta_Д \frac{855{,}3 \cdot 9{,}81 \cdot 6340 \cdot 230}{0{,}89 \cdot 0{,}97 \cdot 3600}} \quad (1.25)$$

де $\eta_Д$ - ККД двигуна; для електродвигунів $_D = 0{,}97$;

$k_З$ - Коефіцієнт запасу, $k_З = 1{,}1$;

$\eta_М$ - ККД магістрального насоса.

Потужність електродвигуна підпірного насоса визначимо за формулою:

$$N_П = \frac{\rho \cdot g \cdot \frac{Q_{max}}{n_{ПП}}}{\eta_П \cdot \eta_Д \frac{855{,}3 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{6340}{2} \cdot 90}{0{,}84 \cdot 0{,}97 \cdot 3600}}, \quad (1.26)$$

З урахуванням отриманих результатів як привод основного насоса вибираємо двигун СТДП 5000-2УХЛ 4, з потужністю 5000 кВт, частотою

оборотів 3000 об/хв. Для приводу підпірного насоса вибираємо двигун ВАОВ710L-4У1 з потужністю 1250 кВт та частотою обертання 1500 об/хв.

Таблиця 1.1 Дані вибраних насосів та електродвигунів.

Марка насосу	Подача, м3/год	Частота оберт., об/хв	Доп. кавіт. запас, м	Діаметр робочого колеса D2, мм	Діаметр вхідного патрубка Dвх, мм	Коефіцієнти H (Q) характеристики насоса за формулою (1.8)	Коефіцієнти η (Q) характеристики насоса за формулою (1.26)	Електродвигун	Потужність, кВт
НПВ 3600-90	3600	1500	4,8	550	408	a = 104,1 b = 2,9749 $\cdot 10^{-6}$	k1 = 5,4840 $\cdot 10^{-2}$ k2 = -1,0583 $\cdot 10^{-5}$ k3 = 4,9720 $\cdot 10^{-10}$	ВАОВ700L-4У1	1250
НМ 7000-210	7000	3000	50	450	512	a = 262,5 b = 1,8173 $\cdot 10^{-6}$	k1 = 2,6881 $\cdot$ 10-2 k2 = -2,0512 $\cdot 10^{-6}$ k3 = 3,9694 $\cdot 10^{-12}$	СТДП 5000-2УХЛ 4	5000

1.1.2 Вибір обладнання вузлів НПС

Вибір типу та кількості запобіжних клапанів

На НПС із резервуарним парком (РП) повинні встановлюватися вузли із запобіжними пристроями для захисту обладнання станції та трубопроводів від руйнування при різкому підвищенні тиску, найчастіше застосовують запобіжні клапани. При підвищенні в системі тиску вище допустимого

запобіжні клапани автоматично відкриваються, і скидають необхідний надлишок рідини, після закінчення скидання тиск знижується до величини меншої тиску спрацьовування запобіжних клапанів, клапани автоматично закриваються до тих пір, поки тиск в системі не стане знову вище допустимого. Вузол запобіжних пристроїв №1 встановлюється між фільтрами – брудоуловлювачами та вузлом обліку нафти, вузол №2 – між підпірною та магістральною насосними.

Кількість запобіжних клапанів визначається виходячи з необхідної пропускної спроможності вузла $Q_{тр}$ і пропускної спроможності одного клапана:

$$n_{кл} = \frac{Q}{Q_{кл}}, \tag{1.27}$$

де Q – необхідна пропускна здатність вузла, що приймається для вузла №1, що дорівнює максимальному витраті рідини $Q_{max} = 6340$ м ^{3}/год, а для №2 – 70% витрати через станцію;

$Q_{кл}$ – пропускна здатність одного клапана.

$$Q_{кл} = k_V \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}, \tag{1.28}$$

де P_1 - Тиск спрацьовування клапана, Па;

P_2 - Тиск за клапаном, МПа;

K_v - коефіцієнт пропускної спроможності запобіжного клапана, м^3/год.

$$P_1 = P_т \cdot n_1 = 4{,}01 \cdot 1{,}1 = 4{,}4 \text{ МПа} \tag{1.29}$$

де $P_т$ - Робочий тиск у трубопроводі;

n_1 – коефіцієнт надійності за навантаженням (робочим тиском трубопроводу)

$n_1 = 1{,}1$;

$$P_2 = P_{гид} + \rho \cdot g \cdot \Delta z = 0{,}03 + \frac{855{,}3 \cdot 9{,}81 \cdot 4}{10^6} = 0{,}063, \tag{1.30}$$

де $P_{гід} = 0{,}03$ МПа – втрати тиску між клапаном та резервуаром;

ΔZ – різниця геодезичних позначок найвищої точки лінії скидання нафти та майданчика запобіжних клапанів (можна прийняти $\Delta Z = 4$ м) [3].

Вибираємо запобіжні клапани типу СППК 4-64 $P_p \leq 6,3$ МПа з умовним діаметром вхідного патрубка 50 мм, умовним діаметром вихідного патрубка 80 мм, з коефіцієнтом пропускної здатності V = 23 м ^{3}/год [4]

Пропускна здатність одного запобіжного клапана згідно з формулою (1.28)

$$Q_{кл} = 23\sqrt{\frac{(4,4-0,063)\cdot 10^6}{855,3}} = 1641,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначимо необхідну кількість запобіжних клапанів на першому вузлі

$$n_{кл1} = \frac{6340}{1641} = 4$$

Кількість клапанів першому вузлі приймаємо у кількості 4 робочих і додаємо один резервний, у результаті перший вузол запобіжних пристроїв матиме 5 клапанів СППК 4 – 64 з умовним діаметром вхідного патрубка 50 мм і вихідного патрубка 80 мм.

Визначимо необхідну кількість запобіжних клапанів на другому вузлі, розташованому між підпірною насосною та вузлом обліку нафти:

$$n_{кл2} = \frac{0,7\cdot Q}{Q_{кл}} = \frac{0,7\cdot 6340}{1641} = 4$$

Кількість клапанів на другому вузлі приймаємо в кількості 4 робочих і додаємо один резервний, у результаті на другому вузлі запобіжних пристроїв буде 5 клапана СППК 4 - 64 з умовним діаметром вхідного патрубка 50 мм та вихідного патрубка 80 мм.

До і після кожного запобіжного клапана встановлюємо засувки, що відключають, з ручним приводом. Таким чином, на першому та другому вузлах встановлюємо по 5 засувок з умовним діаметром 50 мм та 5 засувок з умовним діаметром 80 мм.

Вибір типу та кількості регуляторів тиску

Вибір кількості та умовного діаметра регулюючих пристроїв визначається для робочого режиму трубопроводу, при якому виконавчі

пристрої знаходяться у повністю відкритому положенні та втрати тиску на них не перевищують 0,02 МПа.

Для визначення сумарного коефіцієнта пропускної спроможності виконавчих пристроїв скористаємося формулою:

$$K_{V_\Sigma} = \frac{Q}{n \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}}, \tag{1.31}$$

де Q - продуктивність МН, м^3/год;

n – коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,2;

ΔР - втрати тиску в регулювальному пристрої, що приймаються для економічності перекачування не більше 0,02-0,3 МПа;

ρ- Щільність рідини, т/м ^{3} .

$$K_{V_\Sigma} = \frac{6340}{1{,}2 \cdot \sqrt{\frac{0{,}02 \cdot 10^6}{855{,}3}}} = 1092{,}5\left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}}\right),$$

Необхідну кількість пристроїв визначимо за формулою

$$n_{РУ} = \frac{K_{V_\Sigma}}{K_V}. \tag{1.32}$$

де К $_V$ - умовна пропускна здатність пристрою регулювання.

Як пристрій регулювання вибираємо двосідельні клапани з умовним діаметром 150 мм. Даним регуляторам відповідає умовна пропускна спроможність 400 м ^{3} /год.

Таким чином, кількість регуляторів буде рівна

$$n_{\text{РУ}} = \frac{1092{,}5}{400{,}0} = 2{,}7.$$

Остаточно приймаємо 3 двосідельні клапани з умовним діаметром 150 мм, ΔР $_{доп}$ = 4 МПа. Для вузла регулювання передбачаємо 6 засувок із електроприводом.

Вибір типу та кількості турбінних перетворювачів витрати

Технологічна схема НПС на кожному об'єкті обов'язково включає так званий блок вимірювальних ліній (БВЛ).

За таблицею А4 додатки А [10] вибираємо перетворювач витрати турбінний МІГ з пропускною здатністю 4000 м ^{3}/год умовним діаметром $Д_у$ =400 мм.

Число робочих вимірювальних ліній визначимо за формулою:

$$n = \frac{Q_{max}}{0,6 \cdot Q_B \frac{6340}{0,6 \cdot 4000}}, \quad (1.33)$$

де Q_{max} - максимальна можлива подача, м^3/год;

Q_B – максимальна витрата через один лічильник, м^3/год;

Число резервних вимірювальних ліній має прийматися 30-50% від числа робітників. Приймаємо число резервних ліній, що дорівнює одній. Загальна кількість вимірювальних ліній має бути не більше десяти. У нашому випадку, воно дорівнює семи. В УУН також передбачається одна контрольна вимірювальна лінія. Таким чином, число вимірювальних ліній дорівнює 5.

Вибір типу та кількості фільтрів-грязевловлювачів

Під час розробки технологічної схеми вузла обліку необхідно передбачати очищення рідини від механічних домішок. Для цього використовуються сітчасті фільтри. Система фільтрації на НПС з ємністю повинна складатися з горизонтальних ґратчастих фільтрів-брудоуловлювачів. Характеристика фільтрів наведено у таблиці А5 додатка А [7].

Відповідно до [8] приймаємо два робочі фільтри і один резервний, сумісні з діаметром $Д_у$ =1020 мм типу САНЕМА-ФНО-1200-4,0.

Вибір типу, обсягу та кількості резервуарів

Об'єм резервуарного парку на НПС становить 0,3-0,5 добової продуктивності станції. Кількість та обсяг резервуарів визначимо за мінімальними витратами на будівництво резервуарного парку. Загальні витрати складатимуться з капітальних вкладень у резервуари та трубопровідну обв'язку.

Вибираємо вертикальний сталевий резервуар типу РВСП об'ємом 10 тис. м ^{3} з коефіцієнтом використання 0,82.

Визначимо необхідну їх кількість за формулою:

$$n = \frac{Vп}{\eta_р \cdot V_р}, \qquad (1.34)$$

де $V_п$ - обсяг резервуарного парку, м ^{3};

η – коефіцієнт використання ємності;

$V_р$ - обсяг резервуару, м;

$$n = \frac{0,3 \cdot 6340 \cdot 24}{0,82 \cdot 10000} = 5,56$$

Округлюємо отримане число у бік. Отже, на розглянутій НПС встановимо 6 вертикальні сталеві резервуари об'ємом 10 тис. м ^{3}

1.2 Опис вибраного технологічного обладнання

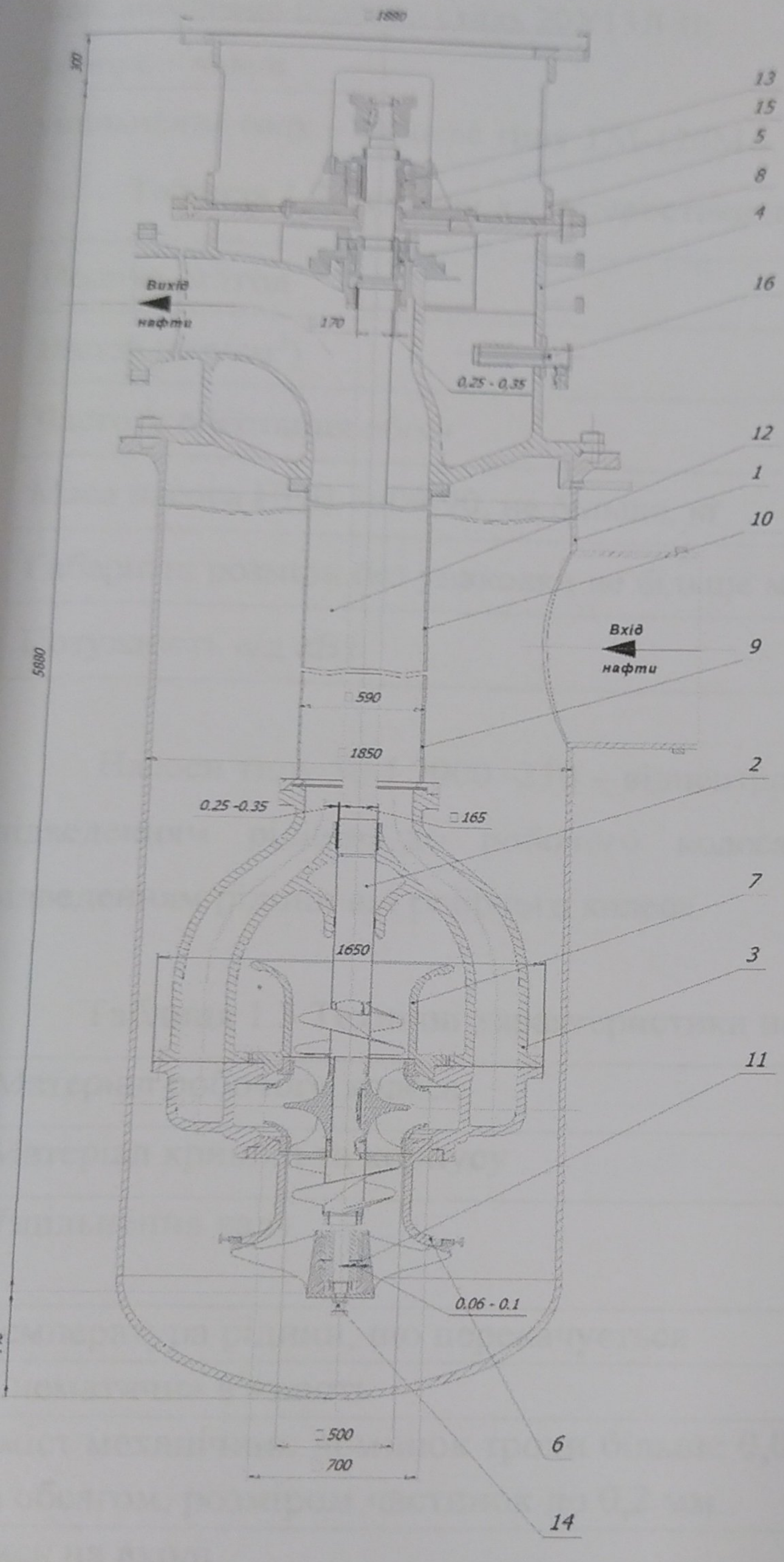
Нафта з нафтопроводу від вузла підключення надходить на вхід фільтрів-брудоуловлювачів. Фільтри призначені для очищення нафти від механічних домішок та сторонніх предметів перед подачею на магістральні насоси.

Далі нафту через існуючий колектор магістральної насосної надходить на насоси. Між приймальним та нагнітальним трубопроводом кожного насоса встановлений зворотний клапан з плавним закриттям, що виключає пропуск рідини у зворотному напрямку та виникнення гідроудару під час закриття.

Після насосів нафту надходить на майданчик регулювання тиску. Регулюючі засувки забезпечують підтримку необхідного тиску на вході до магістрального нафтопроводу. У роботі одночасно знаходяться обидві заслінки.

Між магістральною насосною та регулюючими заслінками встановлений швидкодіючий зворотний клапан. Після майданчика регулювання нафту повертається на вузол підключення та надходить у магістральний нафтопровід. Резервуарний парк нафтоперекачувальної станції включає металеві та залізобетонні резервуари з одиничним об'ємом 10 000 м^3.

Насос НВП 3600-90 (підпірний вертикальний) призначений для перекачування нафти та нафтопродуктів, щільністю 830-900 кг/м^3, з температурою від -5 до +80°С, в'язкістю 1-3'10-"см^2/с, з вмістом механічних домішок більше ніж 0,06% за обсягом (рис.1.1).



формат	зона	Поз.	Позначення	Найменування
		1		Стакан
		2		Ротор
		3		Корпус
		4		Кришка
		5		Ліхтар
		6		Підвід нижній
		7		Підвід верхній
		8		Торцьове ущільнення
		9		Нижня секція
		10		Верхня секція
		11		Нижній підшипник
		12		Вал
		13		Опорно-упорний підшипник
		14		Встановочний гвинт
		15		Кільце дистанційне
		16		Обігрівач

Рисунок 1.1 Насос НВП 3600-90 (вигляд загальний)

Конструктивно це вертикальний електронасосний агрегат із відцентровим одноступеневим насосом двостороннього входу. Насос має двозавиткове спіральне відведення. Матеріал проточної частини:

робоче колесо сталь 25Л-III;

передвімкнене колесо - сталь 20Х13Л-II;

корпус – чавун.

ущільнення валу – торцеве типу ТМ-120М.

Таблиця 1.2 Технічні характеристики насос НВП 3600-90

Подача, $м^3$/год	3600
Напор ($кгс/см^2$)	90
Частота обертання об/хв	1500
Маса насоса НПВ 3600-90, не більше, кг	27200
Габаритні розміри без упаковки не більше мм	2665*2100*6960
Потужність е/д кВт	1250

Насоси типу НМ 7000 -210 – відцентрові горизонтальні з двостороннім підведенням рідини до робочого колеса та двовитковим спіральним відведенням рідини від робочого колеса.

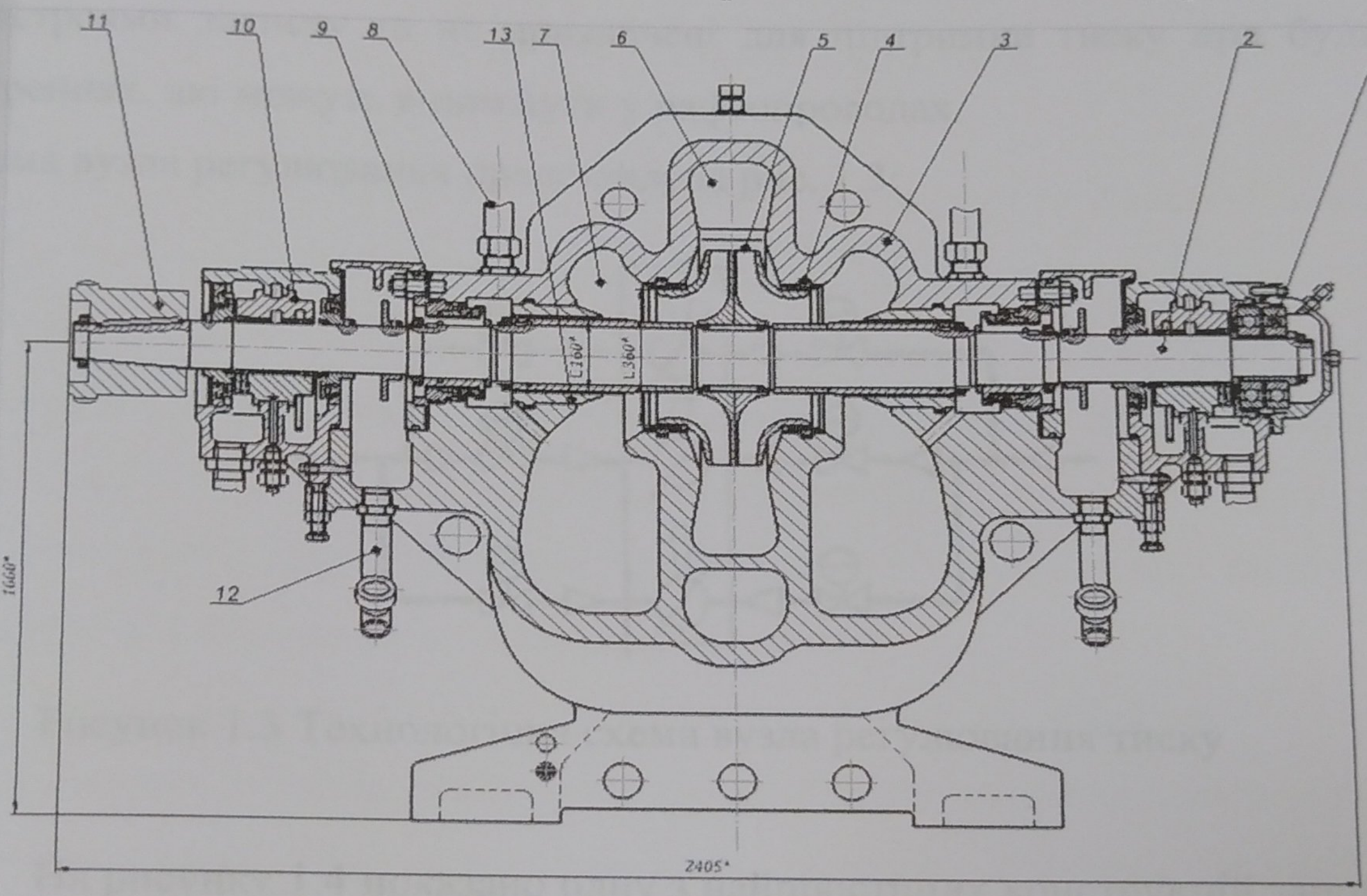
Таблиця 1.3 Технічні характеристики насосу НМ 7000-210

Матеріал робочого колеса	сталь 25Л-1
Матеріал кришки та корпусу	сталь 20Л-11
Ущільнення валу	торцеве Н12.47.200.00 ЛМП-3221-120
Температура рідини, що перекачується	-5 до +80°С
Кінематична в'язкість	до 3*10~4 $м^2/с$
Вміст механічних домішок трохи більше 0,05% за обсягом, розміром частинок до 0,2 мм.	
Тиск на вході	до 8 $кгс/см^2$
Подача	7000 $м^3$/год

Натиск	210 кГс/см²
Частота обертання	3000 об/хв
Потужність ЕД	5000 кВт
Маса	21490 кг

Приєднання вхідного та напірного патрубків до технологічних трубопроводів зварюванням. Корпуси насосів розраховані на граничний робочий тиск 7,4 МПа.

Двостороннє підведення рідини до робочого колеса з кільцями ущільнювачів і двовитковe спіральне відведення рідини від робочого колеса забезпечує врівноважування гідравлічних осьових і радіальних сил, що виникають в насосі і діють на його ротор. Кінцеві ущільнення ротора – механічні торцеві типи, розраховані на робочий тиск 4,9 МПа (рис.1.2).



№ з/п	Найменування	Примітки
1	Радіально-упорний підшипник	
2	Вал	
3	Корпус	
4	Ущільнення	
5	Робоче колесо	
6	Відведення рідини	
7	Підведення рідини	
8	Труба	
9	Торцеве ущільнення	
10	Підшипник ковзання	
11	Зубчата муфта	
12	Відведення витоків	
13	Розділювальна втулка	

Рисунок 1.2 Насос НМ 7000-210

Регулюючі пристрої використовуються як складова частина в комплексі заходів щодо обмеження тисків у магістральних нафтопроводах спільно з пристроями захисту та не призначені для підтримки тиску при будь-яких збуреннях, які можуть виникнути у нафтопроводах.

Схема вузла регулювання представлена рис. 1.3:

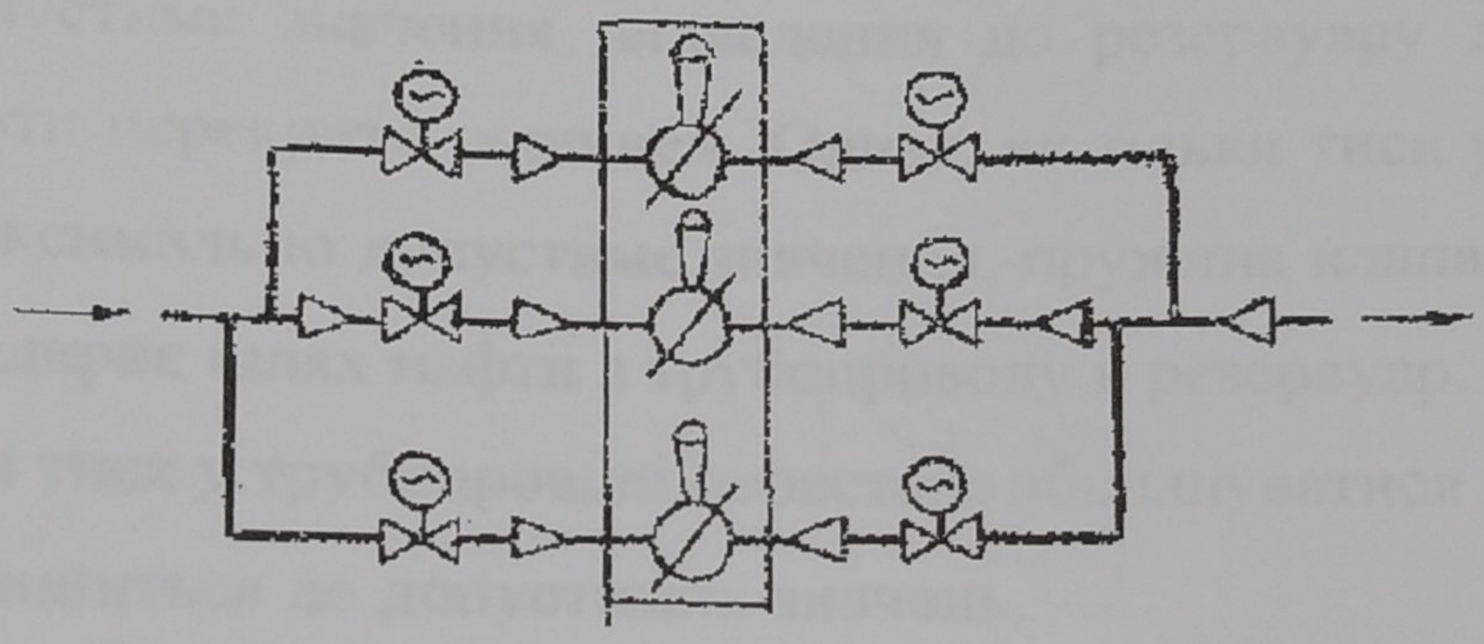


Рисунок 1.3 Технологічна схема вузла регулювання тиску

На рисунку 1.4 показано одну з найпростіших конструкцій запобіжного клапана пружинного типу (абревіатура «КП»), що встановлюється на комунікаціях резервуарних парків НПС, та дано принципову схему його дії.

Рисунок 1.4 Запобіжний клапан пружинного типу

Якщо тиск у перерізі нафтопроводу, в якому встановлений клапан, не перевищує допустиме значення, відведення до резервуару для часткового відведення нафти перекрито поршнем. Однак, як тільки тиск у нафтопроводі перевищить максимально допустиме значення, пружина клапана стиснеться і диск поршня відкриє шлях нафти з трубопроводу в резервуар. Через часткове скидання нафти тиск у трубопроводі перестане збільшуватися і так буде доти, доки він не зменшиться до допустимих значень.

Система дренажу, збору витоків та резервуари збірники

Система дренажу призначена для звільнення технологічного обладнання нафти шляхом відкриття дренажних засувок. Система збору витоків призначена для відведення нафти, що з устаткування. Збір витоків, дренаж технологічного обладнання на НПС, що розглядається, з ємністю здійснюється по окремих трубопроводах в підземні горизонтальні резервуари збірники нафти (ЕП-40) .

Місткість резервуарів – збірників прийому нафти від систем збирання витоків та дренажу має бути для НПС з ємністю на нафтопроводі діаметром 720- 1220 мм– 80 м^3, кількість резервуарів – 2.

Очищення резервуарів на НПС з ємністю виконується занурювальним електронасосом нафтового ряду типу 12НА9х4 у виконанні для вибухонебезпечних виробництв, що встановлюються на люках кожного резервуара.

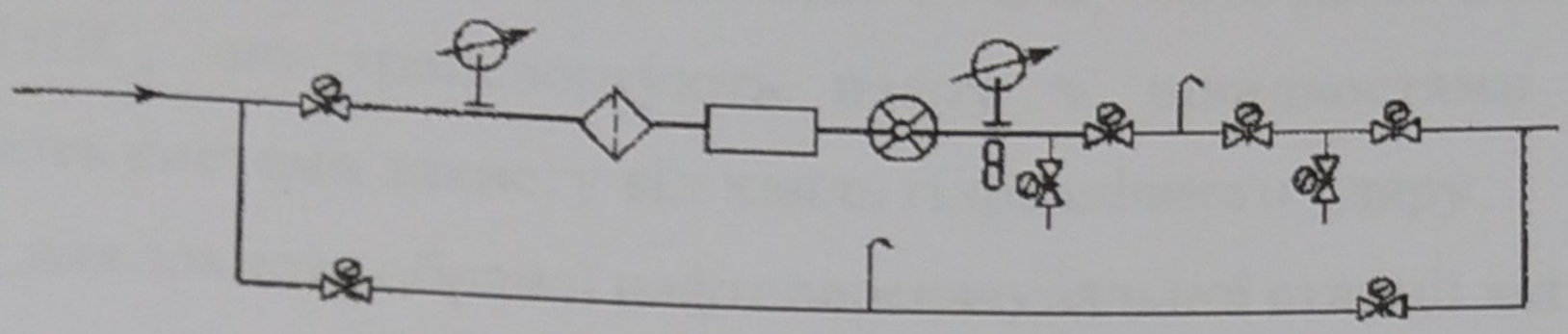


Рисунок 1.5 Схема основної та резервної лінії вузла обліку

БВЛ включає вхідний та вихідний колектори, між якими розташовані вимірювальні лінії (рис.1.5). Одна з вимірювальних ліній використовується як контрольна для контролю метрологічних характеристик перетворювачів витрати на робочих вимірювальних лініях. Контрольна вимірювальна лінія може використовуватися як резервна лінія при відмові однієї з робочих ліній, якщо на ній встановлений такий же перетворювач витрати, як і на робочій.

На вузлах обліку існуючих станцій будемо використовувати турбінні лічильники. Відповідно вибираємо за критерієм в'язкості нафти турбінні лічильники МІГ, розраховані на кінематичну в'язкість 1-100 ст. На станціях на вузлах обліку нафти застосовують кілька лічильників на паралельних вимірювальних лініях.

2 Опис технічної пропозиції

2.1 Опис модернізованої конструкції

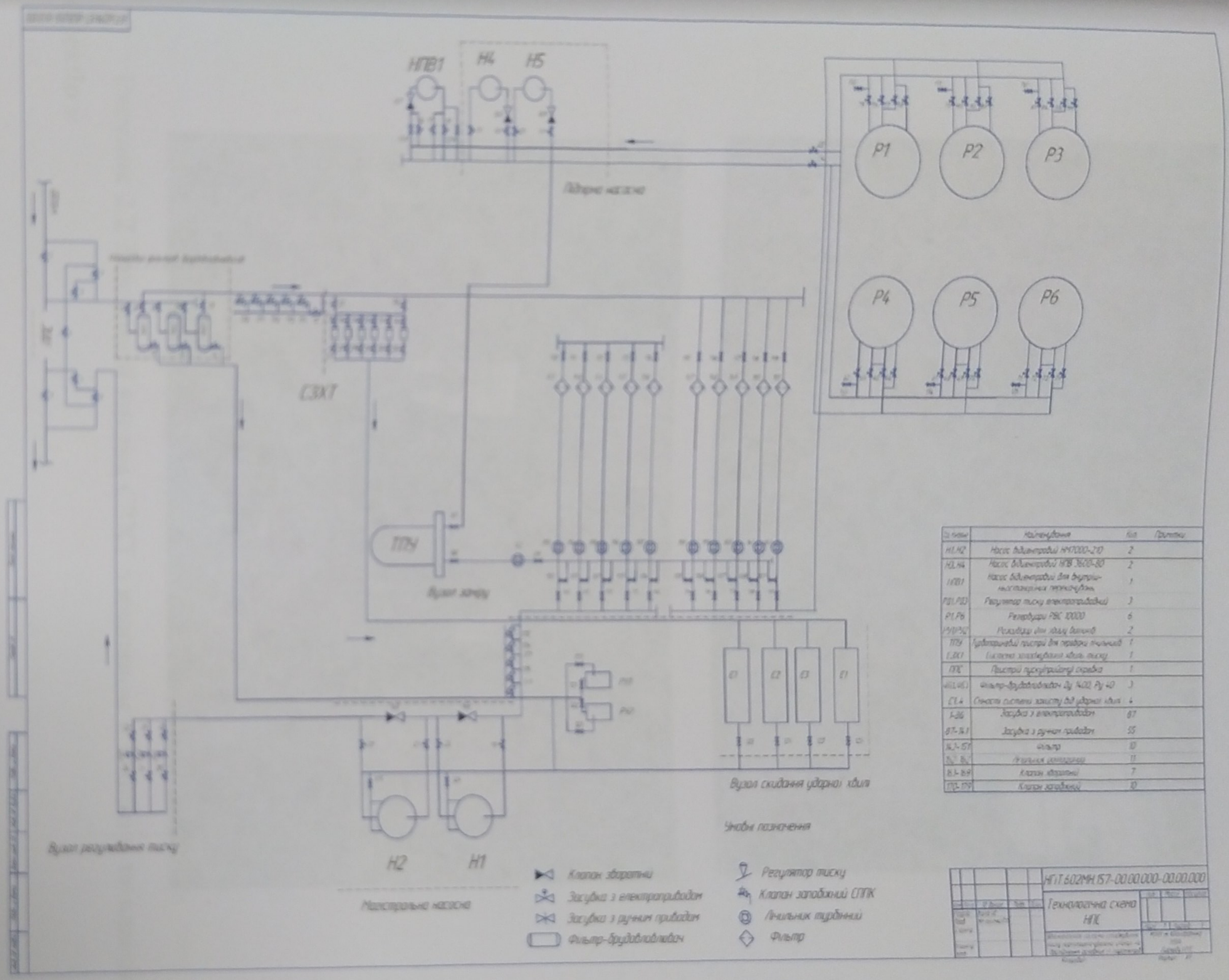
У багатьох випадках аварійні ситуації на НПС обумовлені хвилями підвищеного тиску, що виникають у трубопроводі при зміні витрати перекачування: гальмування потоку нафти в трубі викликає збільшення тиску, а прискорення - хвилі розрідження. Відомо, що гальмування потоку на 1 м/с тягне у себе збільшення тиску приблизно 1 МПа, тобто на 10 атм. Ось чому на багатьох НПС, що транспортують нафту зі швидкостями до 3,5 м/с, встановлюють системи захисту від хвиль гідравлічного удару.

Тому для захисту обраної нафтоперекачувальної станції від навантажень на байпасі приймального колектору насосів запропоновано установити систему згладжування хвиль тиску (СЗХТ). При небезпечних течіях у нафтопроводі СЗХТ забезпечує скидання частини потоку нафти з приймальної лінії в резервуари-збірники. Відкачування нафти здійснюється повнонапірними насосами в приймальний колектор магістральних насосів. Насоси встановлені у бетоновані приямки. Технологічна схема наведена на рисунку 2.1.

Система згладжування хвиль тиску (СЗХТ) представляє собою систему, основна мета якої спрямована на зменшення швидкості зростання тиску у фронті хвилі тиску. Принцип дії СЗХТ передбачає спільне використання газових акамуляторів для зниження швидкості збільшення тиску та запобіжного клапана для забезпечення перепуску рідини з трубопроводу в скидний резервуар.

Нині найбільшого поширення набули системи згладжування хвиль тиску (СЗХТ) з урахуванням скидних клапанів « Danflo », виробництва фірми « Daniel Valve Company » та клапанів « Flexflo », виробництва фірми « Grove Dresser Italia ». Зокрема, зазначеними СЗХТ обладнані обидва магістральні нафтопроводи, що мають номінальні діаметри DN 1000 і DN 800. (див. рис. 2.2).

Рисунок 2.1 Технологічна схема НПС

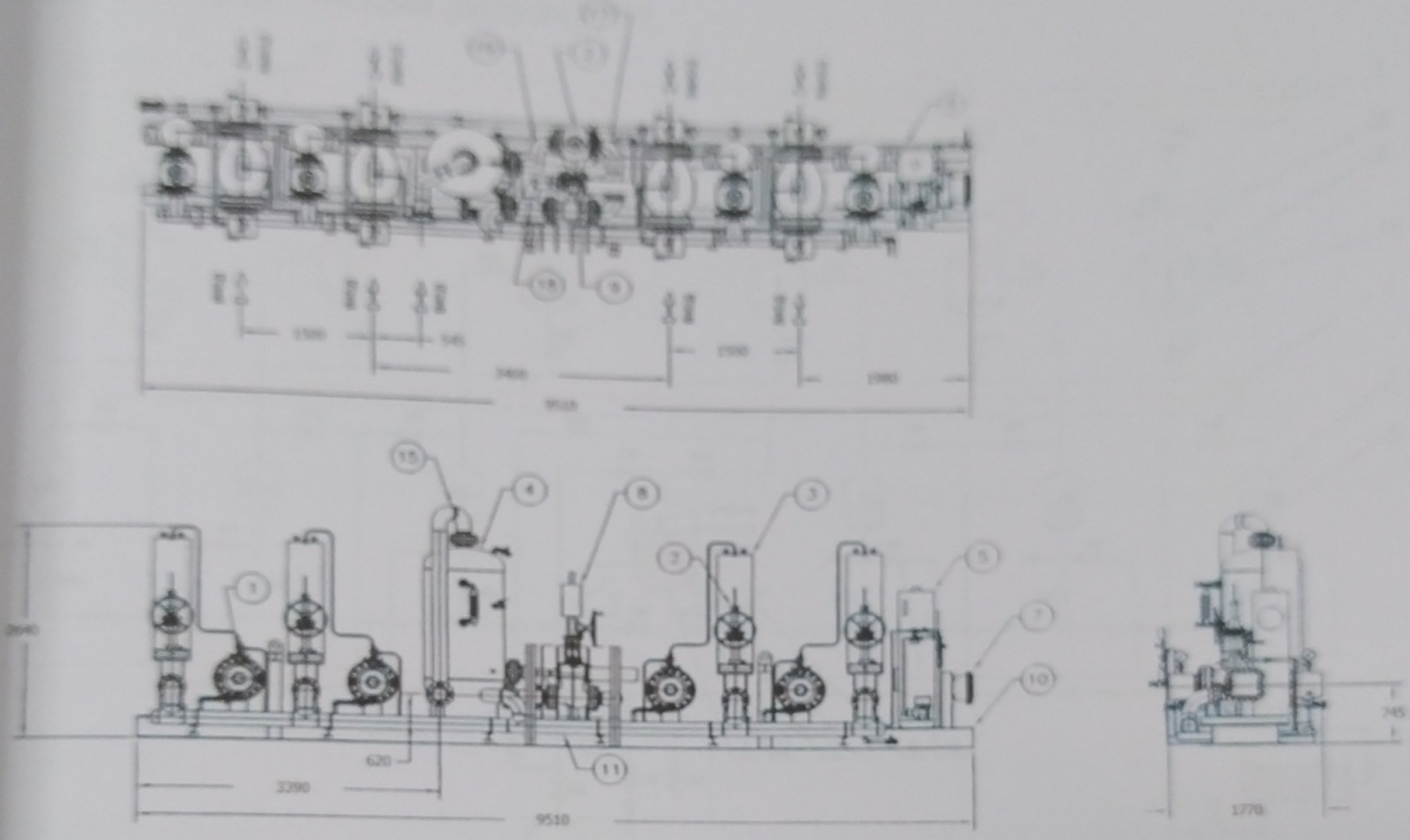


Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
Н1,Н2	Насос відцентровий НМ7000-210	2	
Н3,Н4	Насос відцентровий НПВ 1600-90	2	
НПВ1	Насос відцентровий для внутрішньостанційних перекачувань	1	
РВ1,РВ2	Регулятор тиску електрогідравлічний	3	
Р1,Р6	Резервуари РВС 10000	6	
РУ/РУС	Резервуари для хвилі ударної	2	
ПРУ	Гідравлічний пристрій для перекачування	1	
СВХТ	Система захисту від ударної хвилі тиску	1	
ПРС	Пристрій диспетчерського керування	1	
ФБ1,ФБ2	Фільтр-брудовловлювач Ду 400 Ру 40	3	
СЗ1-4	Станція системи захисту від ударної хвилі	4	
З-26	Засувка з електроприводом	87	
ЗР-3к1	Засувка з ручним приводом	55	
ФЗ1-ЗГ	Фільтр	10	
Лі1-Лі2	Лічильник турбінний	11	
КЗ1-КЗ7	Клапан зворотний	7	
КПЗ-КПЗ	Клапан запобіжний	10	

НГГТ.602МН.157-00.00.000-00.00.000

Технологічна схема НПС

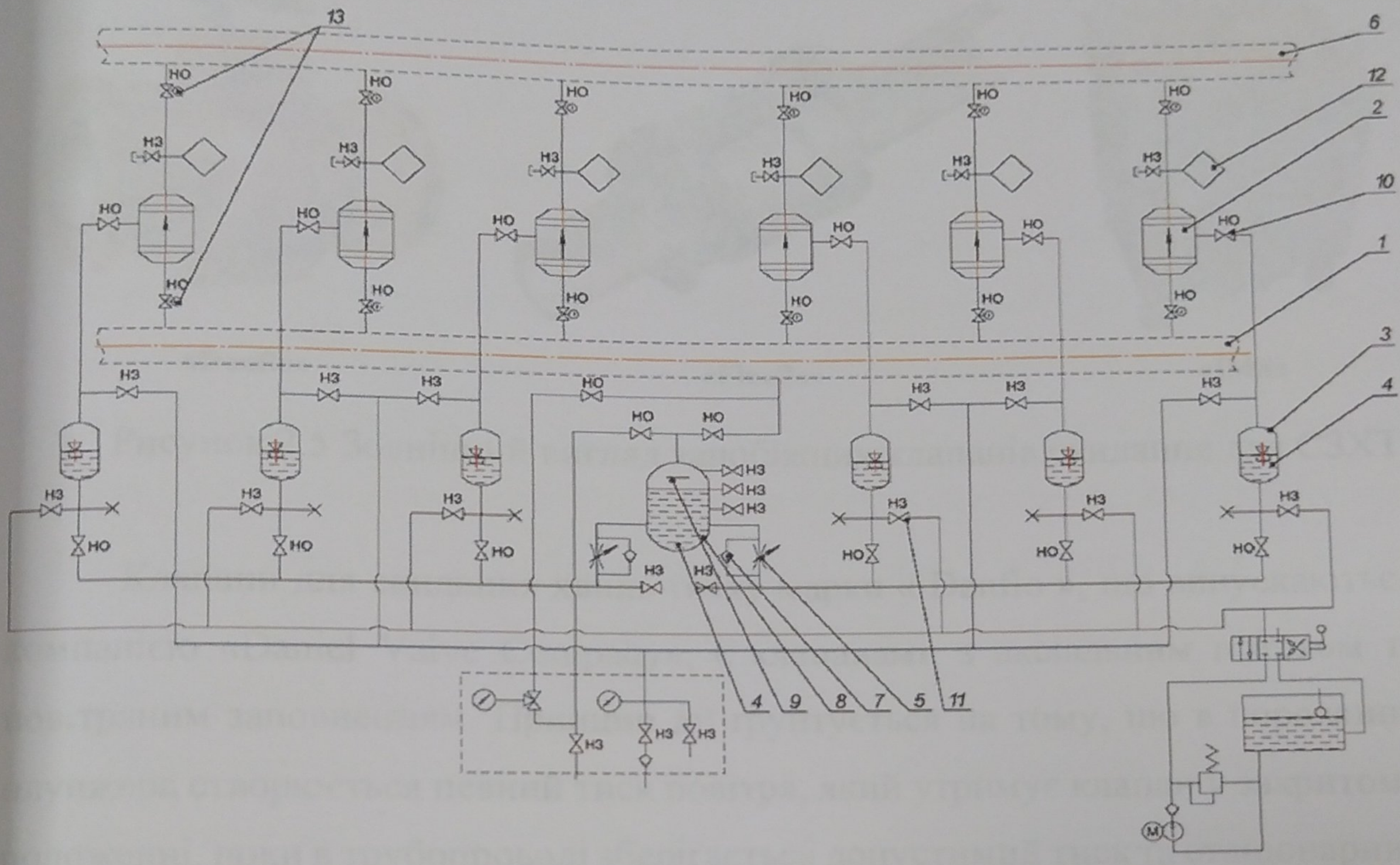
виробництва фірми « Fluid Componentsline ». Скидання нафти через клапани скидання здійснюється у підземні скидні ємності. Електричні елементи знаходяться у розподільних коробках на краю конструкції рами. Для зручності проведення систематичного обслуговування та перевірок передбачені додаткові ручні відсікові клапани та клапани для зливу. Конструктивно СЗХТ є повністю автономним пристроєм, а загальний вигляд системи представлений рис.2.3.



1 – клапан згладжування хвиль тиску; 2 – шиберна засувка; 3 – акумулятор; 4 – загальна розділова ємність; 5 – ємність із електронасосом для гліколю; 6 – дренажний колектор; 7 – клемна коробка; 8 – регулятор тиску; 9 – перепускний клапан; 10 – рама; 11 – колектор гліколю; 12, 13, 14 – не використовується; 15 – вхідна труба у загальну розділову ємність; 16 – вихідна труба загальної розподільчої ємності; 17 – вхід байпасної труби із гліколем; 18 – вихід байпасної труби з гліколем

Рисунок 2.3 Креслення загального виду системи згладжування хвиль тиску з клапаном « Danflo »

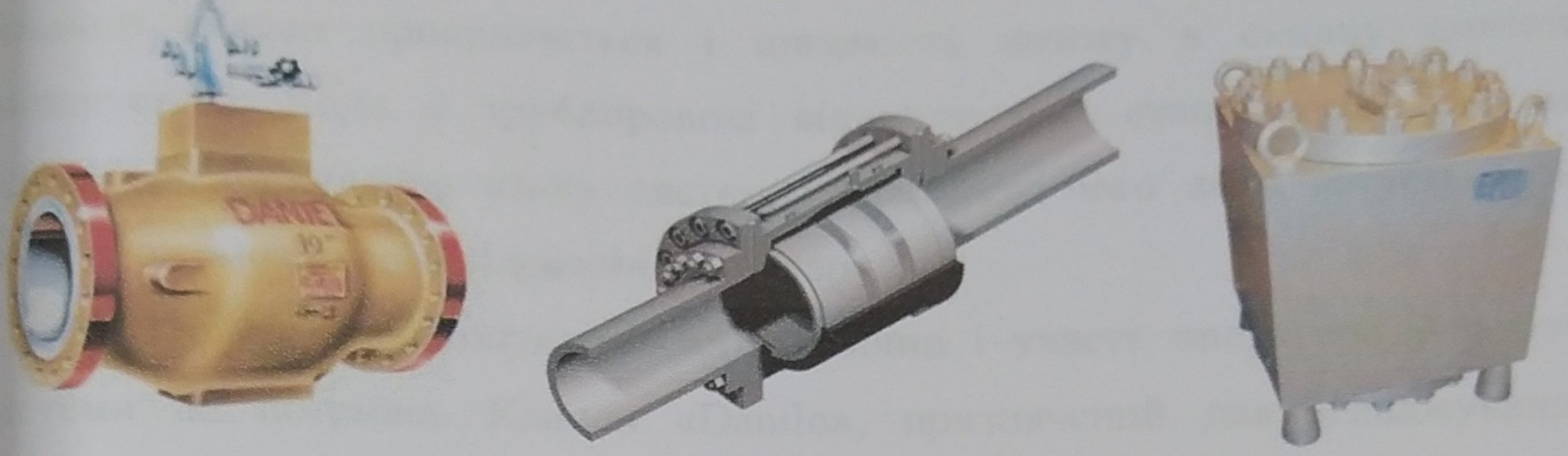
СЗХТ розроблено спеціально для того, щоб захищати магістральний нафтопровід від гідравлічних ударів, які можуть виникати, у тому числі, при несправності насосів. Вона діє абсолютно автоматично і дозволяє вручну дома відрегулювати допустиму швидкість наростання тиску. СЗХТ подає електричні сигнали про стан та аварійні сигнали до спеціального блоку контролю та управління. Ці сигнали виводяться на зовнішнє устаткування, що у приміщенні диспетчерської НПС. Функціональна схема СЗХТ з клапаном «Flexflo », представлена рисунку 2.4.



1 – приймальний (захищаємий) трубопровід; 2 – клапан; 3 – газовий акамулятор; 4 – розділова рідина; 5 – регульований дроселюючий клапан; 6 – трубопровід ємності скидання ударної хвилі; 7 – зворотний клапан; 8 – розділова ємність; 9 – робоче середовище; 10 – нормально відкрита трубопровідна арматура (НО); 11 – нормально закрита трубопровідна арматура (НЗ); 12 – сигналізатор наявності потоку робочого середовища; 13 – засувки на вході та виході клапанів з електроприводами (відсічні)

Рисунок 2.4 Функціональна схема СЗХТ з клапаном «Flexflo»

СЗХТ скидає рідину з трубопроводу в підземний резервуар скидання. Швидкість потоку рідини, що скидається, регулюється таким чином, щоб забезпечити швидкість наростання тиску, відповідну заданим налаштуванням. Відомі кілька видів клапанів, якими нині обладнані сучасні системи згладжування хвиль тиску. Клапани марки Flexflo, Danflo і клапан, розроблений інженерами групи компаній IMS, представлені на рис.2.5.



«Danflo» **«Flexflo»** **«IMS»**

Рисунок 2.5 Зовнішній вигляд запобіжних клапанів скидання для СЗХТ

Клапани для скидання хвиль тиску марки « Danflo », що випускаються компанією «Daniel Valve Company», є клапанами з аксіальним потоком та повітряним заповненням. Принцип дії ґрунтується на тому, що в порожнині плунжера створюється певний тиск повітря, який утримує клапан у закритому положенні, поки в трубопроводі зберігається допустимий тиск та стаціонарний режим. Вхідний патрубок клапана скидання приєднаний до трубопроводу, що захищається, вихід клапана виведений до підземного скидного резервуару.

При виникненні хвильового процесу, тиск у трубопроводі стає більшим за тиск повітря (газу) всередині клапана, і він швидко відкривається, скидаючи деяку кількість нафти в підземний скидний резервуар. Тиск повітря всередині центральної порожнини клапана скидання " Danflo " такий же, як і всередині газового акумулятора. При зростанні тиску в газовому акумуляторі клапан переходитиме в закрите положення, а зменшення тиску в акумуляторі

переводить клапан у відкрите положення. Тиск повітря у газовому акумуляторі регулюється дроселем, який відповідає за швидкість наростання тиску. Якщо тиск наростає зі швидкістю вище заданої, то дросель ефективно зменшує тиск у газовому акумуляторі. При цьому клапан відкривається на більшу величину і швидкість потоку в ємність скидання зростає.

Навпаки, коли швидкість наростання тиску стає меншою від заданої величини, дросель дещо підвищує тиск у гідропневматичному акумуляторі, скидний клапан прикривається і швидкість потоку в скидну ємність зменшується. Коли у трубопроводі відновлюється стаціонарний режим, відбувається скидання стану системи, внаслідок чого вона готується до наступного можливого гідравлічного удару.

Усі операції виконуються автоматично і участь оператора у роботі системи не потрібна. Клапан «Danflo», призначений для згладжування гідравлічних ударів, спрацьовує дуже швидко (не більше 0,12 с). Клапан дуже чутливий до величини тиску, а швидкість його відкриття залежить від крутості ударної хвилі. З іншого боку, клапан не є просто пристроєм, що спрацьовує підвищення тиску. Цикл його закриття прямо залежить від клапана компенсації тиску (дроселя), який відстежує швидкість наростання тиску в трубопроводі живлення.

Якщо система працює на основі шлангового клапана типу «Flexflo» для гасіння хвилі тиску. При зупинці НПС тиск усередині сердечника клапана різко підвищується, а тиск у камері, над гумовою "камерою", через наявність дросельного клапана та повітряного мішка в акумуляторі буде підвищуватися повільно. В результаті цього панчоха відкриває щілини сердечника і відбувається скидання нафти в безнапірну ємність. Скидання відбувається до тих пір, поки тиск у повітряній камері над гумовою "камерою" не зрівняється з тиском у трубопроводі і гумова "камера" щільно закриває щілини сердечника. Зворотний клапан необхідний для скидання тиску повітряної камери, минаючи дросельний клапан при зниженні тиску в трубопроводі. Швидкість наростання тиску, отже, і час відкриття клапана визначається

ступенем відкриття дросельного клапана. Дросель налаштовується таким чином, щоб час наростання тиску на прийомі НПС при зупинці агрегату складав 60-90 секунд.

СЗХТ не обмежує тиск на вході станції, що перекачує на певному рівні, тиск продовжує підвищуватися, але з меншою заданою швидкістю. Ця швидкість зростання тиску досить мала і сприяє ефективній роботі блоку регуляторів тиску (БРТ) у складі САРТ. Система згладжування хвиль тиску забезпечує середню швидкість наростання тиску на вході станції при зупинці в діапазоні від 0,01 до 0,03 МПа/с. Крім того, СЗХТ обладнана контуром для запобігання небажаним скиданням нафти в підземний резервуар при штатному режимі перекачування. Перемикаюча схема управляє байпасним клапаном, який підтримується у відкритому положенні для того, щоб направити потік в обхід клапана компенсації тиску. При зростанні тиску в трубопроводі нафта перетікає з компенсаційного бака накопичувачі. Коли байпасний клапан відкритий, більша частина надлишкового потоку рідини тече в обхід клапана компенсації тиску. Тому клапан компенсації тиску не видає команду відкриття клапанів скидання при нормальної роботі трубопроводу.

Перемикаюча схема відслідковує зростання тиску в трубопроводі таким чином, що невелика швидкість зростання тиску не беруться до уваги. Однак у тому випадку, коли швидкість зростання тиску становить 0,01 - 0,03 МПа/с і наростання триває 1,25 секунди, а тиск у трубопроводі становить 0,6 МПа або вище, схема перемикання закриває байпасний клапан протягом однієї секунди.

Отже, перемикаюча схема запобігає небажаним скиданням нафти, є повністю автоматичною і для її роботи участь оператора не потрібна. При досягненні максимального граничного рівня нафти в підземному скидному резервуарі автоматично включається насос відкачування, а при зниженні рівня нафти до 200 мм вище приймального патрубка насос відкачування відключається.

Як основний варіант модернізації пропонуємо встановити систему захисту від хвиль тиску з клапаном типу «Flexflo». Складальне креслення цього крану наведено на рисунку 2.6.

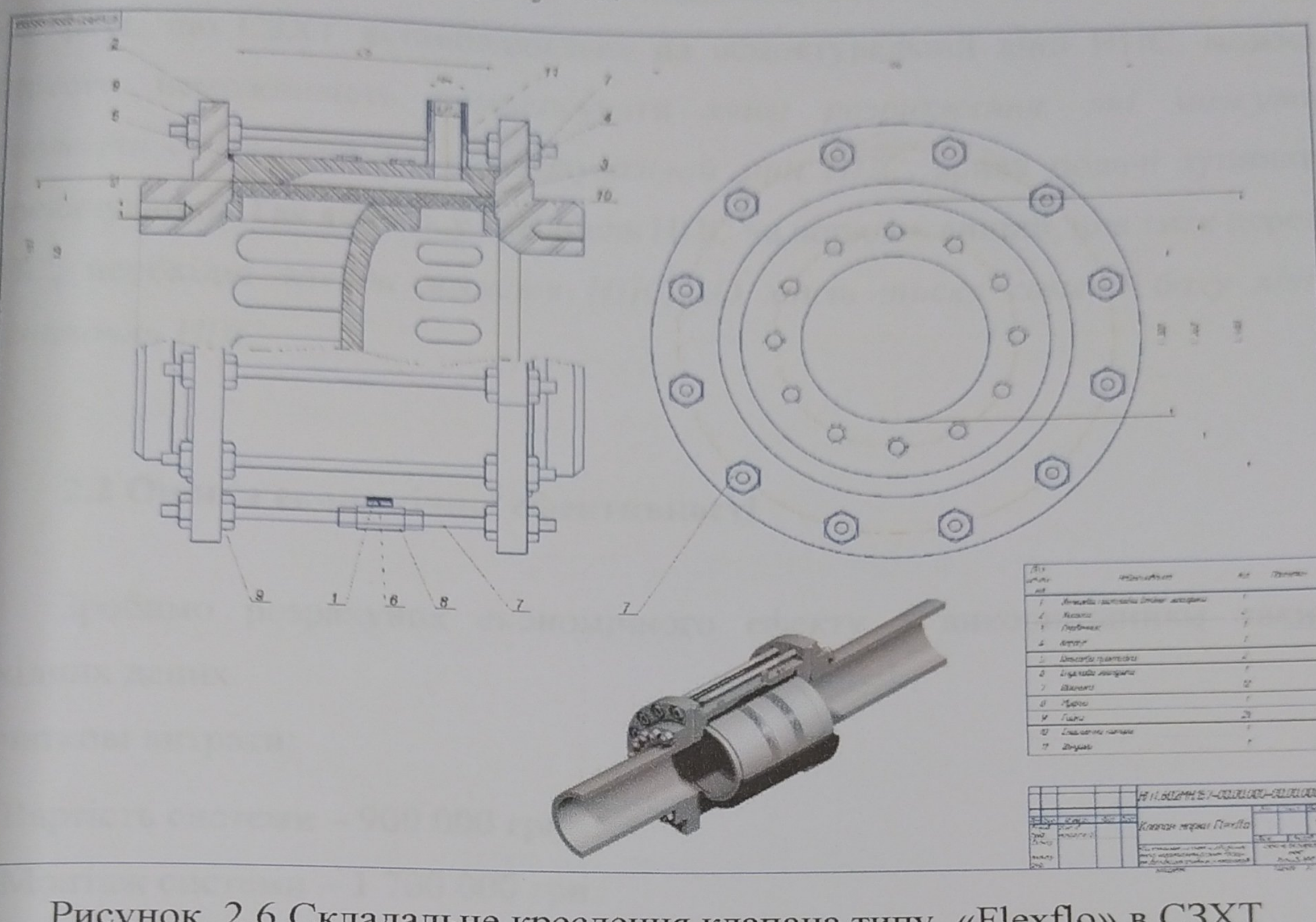


Рисунок. 2.6 Складальне креслення клапана типу «Flexflo» в СЗХТ

Важливо, що СЗХТ згладжують стрибки тиску, що виникають з боку попередньої НПС (по ходу руху потоку нафти), скидаючи частину нафти, що транспортується, в підземний скидний резервуар з подальшим закачуванням цієї нафти в нагнітальну лінію. Тим часом відомі випадки, коли ударна хвиля виникала і досягала НПС на лінії нагнітання, внаслідок чого тиск у лінії нагнітання НПС перевищував гранично допустиме, і відбувався розрив труби по зварному шву. Незважаючи на те, що системи згладжування хвиль тиску реагують не стільки на абсолютну величину тиску, скільки на швидкість зміни тиску, що визначає більшу їх ефективність у порівнянні зі звичайними пружинними запобіжними клапанами (ПЗК), час спрацьовування подібних систем становить десятки часток секунди, а швидкість хвилі гідравлічного

удару найчастіше досягає 1000 м/с. Ця обставина робить можливим проходження головного стрибка хвилі підвищеного тиску за СЗХТ та подальше його поширення. Також до недоліків СЗХТ, особливо з огляду на той факт, що СЗХТ встановлюється на всмоктувальній лінії НПС, можна віднести неможливість компенсувати *хвилі розрідження, які можуть призвести до кавітації у всмоктувальній лінії НПС*, зриву подачі зупинки перекачування. Так як тиск у МН після НПС на порядок вищий, ніж тиск перед НПС, необхідні *заходи захисту НПС від хвиль тиску саме з боку лінії нагнітання НПС.*

2.2 Оцінка економічної ефективності

Зробимо розрахунок економічного ефекту з використанням таких вихідних даних.

Початкові витрати:

Вартість системи – 900 000 грн,

Монтаж системи – 1 700 000 грн.

Експлуатаційні витрати:

Щорічні витрати на обслуговування – 270 000 грн/рік.

Вартість обладнання, що може бути зруйноване (приймаємо умовно тільки вартість насосів):

2 насоси НВП 3600-90: 219 000 грн.

2 насоси НМ 7000-210: 315 000 грн.

Продуктивність станції: 40 млн тон/рік.

Розрахунковий період: 10 років.

Збитки без системи – припустимо, що через гідравлічні удари відбувається зупинка перекачування на 5 годин щороку, що призводить до втрат у 1 млн грн/рік.

Коефіцієнт дисконтування (для врахування знецінення грошей): 10% (0.1).

Загальні початкові витрати: (2.1)

$$B_{поч} = B_{система} + B_{монтаж},$$

$$B_{поч} = 900\,000 + 1\,700\,000 = 2\,600\,000 \text{ грн.}$$

Експлуатаційні витрати за рік $B_{експл} = 270\,000$ грн/рік.

Оцінимо можливі збитки без системи.

Вартість пошкоджено обладнання:

2 насоси НВП 3600-90: 2·219 000=438 000 грн.

2 насоси НМ 7000-210: 2·315 000=630 000 грн.

$$B_{обладнання} = 438\,000 + 630\,000 = 1\,068\,000 \text{ грн.}$$

Очікувані збитки через руйнування обладнання (ймовірність аварії 10%):

$$B_{обладнання_річ} = 1\,068\,000 \cdot 0.1 = 106\,800 \text{ грн/рік.} \quad (2.2)$$

Екологічні збитки. Вартість ліквідації розливу нафти, включаючи штрафи: припустимо 2 млн грн за кожну аварію. Якщо ймовірність серйозного розливу оцінюється у 10%, то:

$$B_{екологія_річна} = B_{штраф} \cdot P_{екологія}, \quad (2.3)$$

$$B_{екологія} = 2\,000\,000 \cdot 0.1 = 200\,000 \text{ грн/рік.}$$

Щорічні збитки через зупинки роботи $B_{зупинки_річна}$ становить 1 млн грн/рік.

Щорічні уникнуті збитки:

$$E_{збитки} = B_{зупинки_річна} + B_{обладнання} \cdot P_{аварія} + B_{екологія_річна}, \quad (2.4)$$

$$E_{збитки} = 1\,000\,000 + 106\,800 + 200\,000 = 1\,306\,800 \text{ грн/рік.}$$

Чиста річна економія з урахуванням експлуатаційних витрат:

$$E_{\text{річна}} = E_{\text{збитки}} - B_{\text{експл}}. \tag{2.5}$$

$E_{\text{річна}} = E_{\text{збитки}} - B_{\text{експл}} = 1\,306\,800 - 270\,000 = 1\,036\,800$ грн/рік.

Чиста теперішня вартість (NPV)

$$NPV = -B_{\text{поч}} + \sum_{t=1}^{n} \frac{E_{\text{річна}}}{(1+r)^t}, \tag{2.6}$$

де $\frac{1-(1+r)^{-n}}{r}$ - формулу фактору ануїтету.

Тоді NPV можна спростити до:

$$NPV = -B_{\text{поч}} + E_{\text{річна}} \cdot \frac{1-(1+r)^{-n}}{r}, \tag{2.7}$$

$$NPV = -2\,600\,000 + 1\,036\,800 \cdot \left(\frac{1-(1+0.1)^{-10}}{0.1}\right).$$

$$\frac{1-(1+0.1)^{-10}}{0.1} = 6.1446,$$

$$NPV = -2\,600\,000 + 1\,036\,800 \cdot 6.1446 = -2\,600\,000 + 6\,370\,528 = 3\,770\,528 \text{ грн.}$$

Чиста теперішня вартість (NPV): 3 770 528 грн (проєкт вигідний, оскільки NPV > 0).

Термін окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{B_{\text{поч}}}{E_{\text{річна}}}, \tag{2.8}$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{B_{\text{поч}}}{E_{\text{річна}}} = \frac{2\,600\,000}{1\,036\,800} \approx 2.51 \text{ роки.}$$

Система захисту від хвиль тиску є економічно вигідною інвестицією. Вона окупиться через **2 роки та 6 місяців**, а за 10 років принесе чистий прибуток у **3 770 528 грн**, крім того, дозволить уникнути можливих катастрофічних наслідків для обладнання, екології та працівників.

3. Дослідно-конструкторська робота

До основного обладнання НПС, що вносить вклад у невстановлений процес поширення хвиль тиску, не включаючи систему згладжування хвиль тиску, а також супутні комунікації в лініях живлення та нагрівання, можна віднести насосні агрегати та зворотні клапани.

3.1. Математична модель насосного агрегату

Роботу насоса на ннеусталеному режимі можна змоделювати рівнянням зміни в часі диференціального напору

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial Q} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial \omega} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \qquad (3.1)$$

де H – диференціальний напір насоса;

Q – подача насоса;

ω– кутова швидкість обертання валу насоса.

Лінеарізоване рівняння для зміни диференціального напору для малого проміжку часу Δt має наступний вид

$$\Delta H = \frac{\partial H}{\partial Q} \cdot \Delta Q + \frac{\partial H}{\partial \omega} \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \Delta t, \qquad (3.2)$$

де $\Delta Q = Q_n - Q_{n-1}$ – зміна витрати за один тимчасовий крок.

Це визначення використовується для визначення значень витрат на вимогу тимчасового кроку через значення витрат на попередній крок

$$Q_n = Q_{n-1} + \frac{\frac{\partial H}{\partial \omega} \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \Delta t}{\frac{\partial H}{\partial Q}}. \qquad (3.3)$$

При досягненні хвильового тиску НПС насоси можуть працювати в альмівному режимі або режимі турбіни. Для правильного розрахунку

невстановленого режиму роботи насоса необхідно мати його характеристику в чотирьох квадрантах.

Як відомо, виробник вносить в паспорт тільки один квадрант робочої характеристики насоса, інші три квадрата при повороті вала насоса в позитивному або негативному напрямку характеризують роботу насоса в особливих режимах. Виходячи тільки з теоретичних зображень, неможливо заздалегідь встановити, як будуть змінюватися основні параметри насоса при різних умовах його роботи.

Ключовим підходом для вирішення цієї задачі є введення понятих відносних значень швидкості повернення, подачі, диференціального напору та крутного моменту на вартість, які знаходяться як нижчі відношення відповідно

$$\omega' = \frac{\omega}{\omega_H};\ Q' = \frac{Q}{Q_H};\ H' = \frac{H}{H_H};\ T' = \frac{T}{T_H}, \qquad (3.4)$$

де ω, Q, H, T – фактичні значення швидкості обертання, подачі, диференціального напору та ефективного моменту обертання;

ω_H , Q_H , H_H , T_H – номінальні значення вказаних параметрів (значення, відповідному максимальному КПД насосного агрегату).

Із відносин (3.4) для вирішення урівноваження (3.3) слідує що:

$$\frac{\partial H}{\partial Q} = \frac{\partial H'}{\partial Q'} \cdot \frac{H_H}{Q_H} = \frac{4}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho \cdot g} \cdot \frac{\partial(\delta p')}{\partial v'} \cdot \frac{\delta p_H}{v_H}, \qquad (3.5)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \omega} = \frac{\partial H'}{\partial \omega'} \cdot \frac{H_H}{\omega_H} = \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot \frac{\partial(\delta p')}{\partial \omega'} \cdot \frac{\delta p_H}{\omega_H} \qquad (3.6)$$

де δр, δр , δрН ′– фактичне, відносне та номінальне диференціальне тиск насоса;

u, u', u_H – фактична, відносна і номінальна швидкість потоку в нагнітальної лінії насоса.

Зв'язок відносно основних значень параметрів при неусталеному режимі роботи для геометрично подібних насосів витікає з теорії подібності

$$\frac{\omega_1'}{\omega_2'} = \frac{Q_1'}{Q_2'} = \sqrt{\frac{H_1'}{H_2'}} = \sqrt{\frac{T_1'}{T_2'}}, \qquad (3.7)$$

де 1, 2 – індекси, що ідентифікують геометричні подібні насоси.

Існує 8 особливих режимів роботи насоса, які можна показати на чотирьохквадрантній характеристиці насоса. Розроблені і безрозмірні параметри (для напору, крутящого моменту і визначення квадранта), які дозволяють отримати повну характеристику насоса. Для цього необхідно застосувати теорію подібності з наявними емпіричними чотириквадрантними характеристиками раніше досліджуваних насосів, а також використовувати паспортні характеристики цікавого насоса, коефіцієнт швидкодії, який потрапляє в інтервал між коефіцієнтами швидкохідності раніше досліджених насосів.

Безрозмірні параметри Сьютера для напору, крутящий момент і визначення квадратанта розташовані таким чином

$$W_H = \frac{H'^2}{\omega'^2 + Q'^2} = \frac{\delta p'^2}{\omega'^2 + u'^2}, \qquad (3.8)$$

$$W_T = \frac{T'^2}{\omega'^2 + Q'^2} = \frac{T'^2}{\omega'^2 + u'^2}, \qquad (3.9)$$

$$\theta = arctg\left(\frac{\omega'}{Q'}\right). \qquad (3.10)$$

Через безрозмірні параметри Сьютера визначається відносна диференціальна напору, відносна подача насоса і будується його повна характеристика в координатах «Q′ – H′» або «u′ – δp ′», яка доповнює перше гранична умова, що моделює роботу насоса на неусталеному режимі роботи.

У таблиці 3.1 наведена класифікація режимів роботи центробіжного насосного агрегату.

Таблиця 3.1 – Режими роботи центробіжного насосного агрегату

№ режиму	Назва режиму	Напрямок потоку	Напрямок обертання валу	Безрозмірний параметр θ
1	Режим насоса	Прямий	Додатній	$0 \div \pi/2$
2	Режим гальмування	Зворотній	Додатній	$\pi/2 \div \pi$
3	Режим турбіни	Зворотній	Від'ємний	$\pi \div 3\pi/2$
4	Режим зворотного гальмування	Прямий	Від'ємний	$3\pi/2\ \pi \div 2\pi$

З урахуванням вищевикладеного випливає, що приватна виробнича відносного диференціального напору за відповідною подачею виражається таким чином

$$\frac{\partial H'}{\partial Q'} = \frac{\partial(\delta p')}{\partial u'} = 2 \cdot Q \cdot W_H - \omega \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta}. \tag{3.8}$$

Аналогічно для відносної кутової швидкості повороту валу

$$\frac{\partial H'}{\partial \omega'} = \frac{\partial(\delta p')}{\partial \omega'} = 2 \cdot \omega \cdot W_H - Q \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta}. \tag{3.9}$$

Зміна внутрішньої швидкості в часі виражається відомим співвідношенням

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T}{I} = \frac{T_П - T_M - T_Г}{I_H + I_П}, \tag{3.10}$$

де $I = I_H + I_П$ – сумарний момент інерції насосного агрегату;

I_H – момент інерції насоса;

$I_П$ – момент інерції приводу насоса.

Крутний моменту, який розвиває привід насоса, протидіє механічному моменту опору і гідравлічному моменту опору. У першому наближенні крутний момент, що розвивається приводом насоса, може бути знайдений як

$$T_{\Pi} = \frac{N_B}{\omega}, \tag{3.11}$$

де N_B – потужність на валу насоса.

Механічний момент протидії для значення відносної кутової швидкості в межах $\omega' \in [-1;\ 1\ ]$, тобто у положенні, що поточна швидкість обертання знаходиться між номінальною швидкістю і реверсивною швидкістю, рівною за модулем номінальної, визначається вираженим

$$T_M = T_{0M} \cdot \omega' \cdot \left(\frac{1}{|\omega'|} - 1 \right). \tag{3.12}$$

Величину початкового моменту механічного протидії (при нульовій кутовій швидкості) у першому наближенні можна визначити таким чином

$$T_{0M} = 0{,}1 \cdot T_{\Pi} \tag{3.13}$$

Механічний момент протидії для значення відносної кутової швидкості при інших умовах, тобто для $\omega' \in (-\infty;\ -1\ ) \cup (1;\ +\infty)$приймається рівним $T_м = 0$.

Гідравлічний момент протидії знаходиться як

$$T_{\Gamma} = T_H \cdot W_T \cdot \left(\omega'^2 + Q'^2 \right). \tag{3.14}$$

Ефективний номінальний крутний момент знаходиться як відношення номінальної потужності на вартість насоса до номінального ККД

$$T_H = \frac{N_{BH}}{\omega_H} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H}{\omega_H \cdot \eta_H}, \tag{3.15}$$

де $\eta_X = 0{,}65 .. \ 0{,}85$ – номінальний ККД насоса.

Одним із ключових параметрів насосних агрегатів, що впливають на розрахунок їх роботи на неусталеному режим, є момент інерції. Момент

інерції насоса і приводу насосного агрегату для орієнтовного визначення в першому наближенні можна навести за тривіальною формулою наведення моменту інерції суцільного циліндра, що обертається навколо своєї осі.

$$I_{Ц} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2, \tag{3.16}$$

де m – маса циліндра;

r – радіус циліндра.

Для перевірки правильності визначення моменту інерції можна порівняти знайдені значення з наведеними нижче формулами апроксимацій для насоса і приводу, що враховують вклад рідини, що залучається ротором, у загальний момент інерції. Ці формули можна представити в зручних фізичних величинах таким чином

$$I_H = 0{,}03768 \cdot \left(\frac{N_{ПН}}{{n_H}^3} \right)^{0{,}9556} = 19{,}286 \cdot \left(\frac{d^2}{\omega_H^3} \cdot u_H \cdot \delta p_H \right)^{0{,}9556}, \tag{3.17}$$

$$I_П = 0{,}0043 \cdot \left(\frac{N_{ПН}}{n_H} \right)^{1{,}48} = 0{,}08484 \cdot \left(\frac{d^2}{\omega_H} \cdot \nu_H \cdot \delta p_H \right)^{1{,}48}. \tag{3.18}$$

Корисна номінальна потужність насоса

$$N_{ПН} = \rho \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H. \tag{3.19}$$

Номінальна частота обертання вала насоса

$$n_H = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_H. \tag{3.20}$$

Максимальне значення тимчасового кроку повинно бути менше наступних значень

$$\Delta t < \left\{ \frac{\pi^2 \cdot {n_ф}^2 \cdot I}{900 \cdot N_B};\ \frac{I \cdot \omega}{T} \right\}, \tag{3.21}$$

де $n_ф$ – частота обертання валу насоса.

У разі застосування більшого значення тимчасового кроку результат розрахунку буде досить нестійким. Зміну диференціального тиску насоса «ΔH», що входить у формулу (3.3), за один часовий крок « Δt » можна виразити через диференціальний тиск насоса на попередній крок і фактичні значення тиску в нагнітальній і всмоктувальній лініях насоса таким чином.

$$\Delta H = H_n - H_{n-1} = \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot (\delta p - \delta p_{n-1}) = \frac{1}{\rho \cdot g} \cdot (p_n - p_{BC} - \delta p'_{n-1} \cdot \delta p_H), \quad (3.22)$$

де $p_{BC} = p_{n-1} - \delta p' \cdot \delta p_H$ – фактичне значення тиску у всмоктуючому насосі (визначається лінії за характеристикою «u′ – δp ′»);

p_{n-1} – фактичне значення тиску нагнітальної лінії на попередньому етапі;

δ_{pH} – номінальне диференціальне тиск насоса.

Для того, щоб рівняння (3.3) повноцінно виступало в якості першого граничного умови для системи рівнянь хвильового процесу, його необхідно привести до однакових фізичних величин.

З урахуванням вищеприведених викладок гранична умова, яка моделює роботу насоса, буде виглядати таким чином

$$u_n = u_{n-1} + \frac{p - p_{n-1} + (\delta p' - \delta p'_{n-1}) \cdot \delta p_H - \left(2 \cdot \omega' \cdot \omega_H \cdot W_H - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot u' \cdot u_H \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta}\right) \cdot \frac{\delta p_H}{\omega_H} \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \Delta t}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot u' \cdot u_H \cdot W_H - \omega' \cdot \omega_H \cdot \frac{\partial W_H}{\partial \theta}\right) \cdot \frac{\delta p_H}{u_H}}, \quad (3.23)$$

де u_{n-1} – фактичне значення швидкості потоку нафти в трубопроводі на попередньому етапі;

ω', W_H, $\frac{\partial W_H}{\partial \theta}$ – визначаються за таблицями, отриманими з діаграми Сьютера;

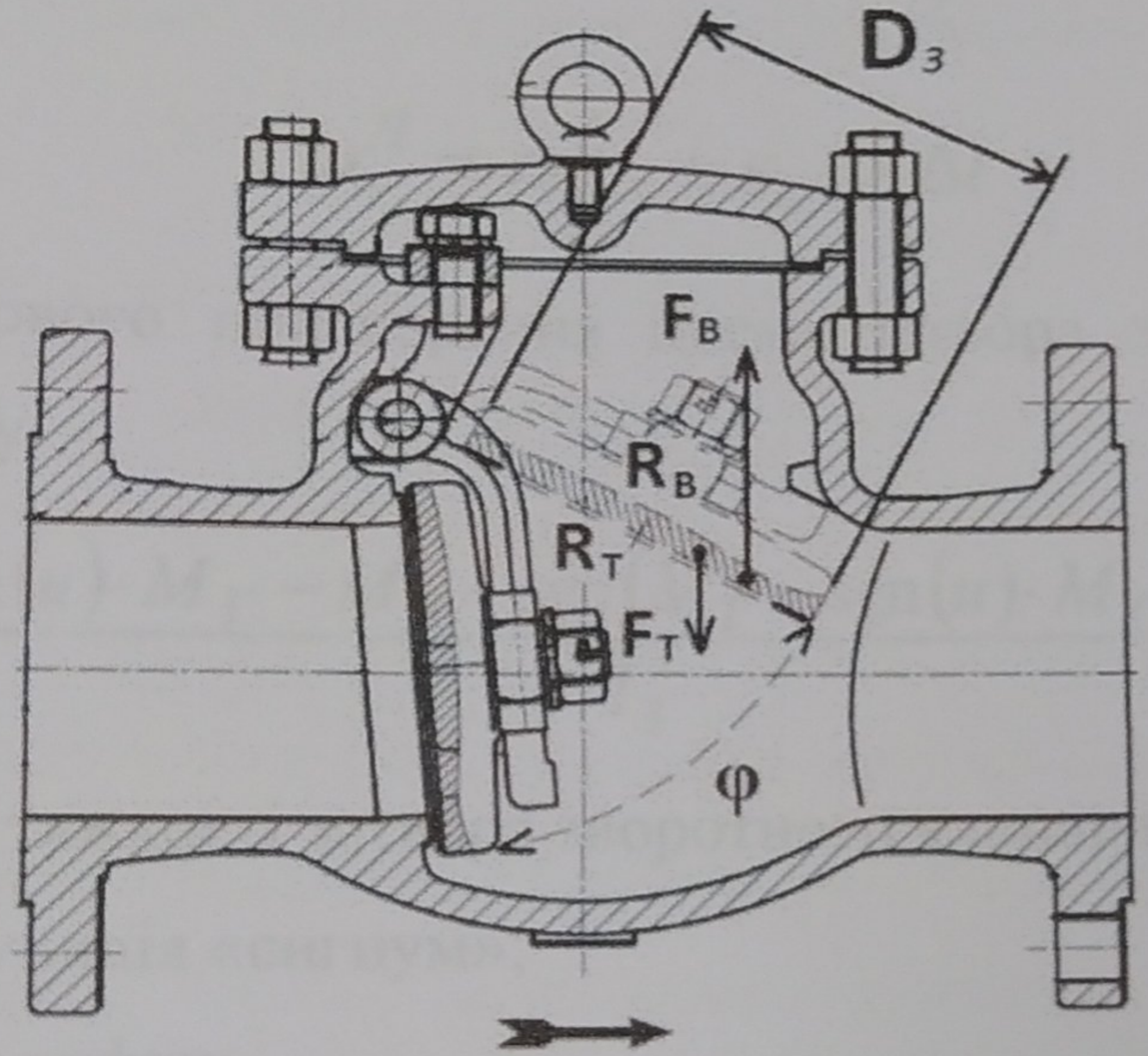
u ′, δp ′– визначаються за повною характеристикою насоса «u′ – δp ′».

Для того, щоб надлишково не перевантажувати формулу (3.23), виражену продуктивною кутовою швидкістю за часом, виписано окремо у вигляді

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{\eta_H} \cdot \frac{\frac{1}{\omega'} - \frac{1}{10} \cdot \left(\frac{1}{|\omega'|} - 1 \right) - T'^2}{\frac{24{,}2937}{\omega_H^{1{,}8668} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot u_H \cdot \delta p_H \right)^{0{,}0444} + 0{,}1213 \cdot \left(\frac{1}{\omega_H} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot u_H \cdot \delta p_H \right)^{0{,}48}}}. \quad (3.24)$$

3.1.2 Математична модель зворотного клапана

Зворотний клапан призначений для виключення зворотного потоку в лінії нагрівання насоса. Для розрахунку зворотних клапанів пропонується використовувати дві моделі: зворотний клапан з дисковим затвором; – поворотний зворотний клапан загального вигляду. Робота зворотного клапана з дисковим затвором є найбільш складною. На рисунку 3.1 зображена типова конструкція даного зворотного клапана.



$D_З$ – діаметр диска затвора; R_T – відстань від шарніра до центру ваги затвора; R_B – відстань від шарніра до центру тиску затвора; F_T – сила ваги затвора; F_B – виштовхуюча сила затвора; φ – кут відкриття затвора

Рисунок 3.1 Конструкція зворотного клапана з дисковим затвором

Дисковий затвор шарнірно закріплений у своїй верхній частині і утримується у відкритому положенні руху нафти під ним. Затвор закривається під дією сили тяжіння і при русі нафти через клапан у зворотному напрямку. При неусталеному режимі течії кутова швидкість і кутове прискорення диска затвора пов'язані з кутом відкриття затвора наступними залежностями:

$$\omega^{Д} = \frac{d\varphi}{dt}, \tag{3.25}$$

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \tag{3.26}$$

Значення кута відкриття затвора та внутрішньої швидкості диска затвора на кожному тимчасовому етапі розраховується через значення параметрів, що стосуються попереднього кроку:

$$\varphi_n = \varphi_{n-1} - \omega^{Д}_{n-1} \cdot \Delta t - \frac{\varepsilon_{n-1} \cdot \Delta t^2}{2}, \tag{3.27}$$

$$\omega^{Д}_n = \omega^{Д}_{n-1} + \varepsilon_{n-1} \cdot \Delta t . \tag{3.28}$$

Величина кутового прискорення диска затвора зворотного клапана визначається з виразу

$$\varepsilon = \frac{M_T - \mathrm{sgn}(u) \cdot M_Г - M_B - \mathrm{sgn}(M_T - \mathrm{sgn}(u) \cdot M_Г - M_B) \cdot M_C}{I_З}, \tag{3.29}$$

де M_T – момент сили тяжкості затвора зворотного клапана;

sgn – математична функція «сигнум»;

– швидкість потоку нафти;

$M_Г$ – гідродинамічний момент;

M_B – момент сили, що вибиває дисковий затвор із нафти;

M_C – момент сили протидії рухомого вузла затвора;

– момент інерції дискового затвора зворотного клапана.

Момент у напрямку сили закриття диска затвора умовно прийнятий з позитивним знаком, слідуючи тому, момент тяжіння затвора завжди додатній і є функцією кута його відкриття

$$M_T = F_T \cdot R_T \cdot \sin\varphi = m_З \cdot g \cdot R_T \cdot \sin\varphi, \qquad (3.30)$$

де $m_З$ – маса дискового затвора.

При прямому напрямку руху потоку через зворотний клапан, гідродинамічний момент діє на відкриття диска затвора, тобто в негативному напрямку, а при зміні потоку на зворотному напрямку гідродинамічний момент отримує позитивний знак. Формула гідродинамічного моменту при неусталеному режиму течії на певному часовому етапі має наступний вид

$$M_Г = \pm\frac{1}{2} \cdot k_{ГМ} \cdot (1+\xi) \cdot D_З^{\,3} \cdot \rho \cdot \left(u - R_T \cdot \omega^{Д}\right)^2, \qquad (3.31)$$

де $k_{ГМ}$ – коефіцієнт гідродинамічного моменту;

ξ – коефіцієнт гідравлічного опору клапана.

Момент сили, що виштовхує затвор з нафти, визначається за формулою

$$M_B = \rho \cdot g \cdot V_З \cdot R_B \cdot \sin\varphi, \qquad (3.32)$$

де $V_З$ – об'єм затвора зворотного клапана.

Напрямок моменту сильного протидії рухомого вузла затвора завжди протилежно знаку алгебраїчної суми основних діючих моментів. Значення моменту сил опору рухомого вузла затвора істотно відрізняється для наявного стану і руху, при цьому в русі його величина відносно мала. Це є наслідком того, що зі збільшенням швидкості величина коефіцієнта тертя зменшується, переходячи в змішане тертя. Мінімальне значення коефіцієнта тертя відповідає межі переходу до рідкого тертя, при якому поверхні повністю розділені шаром нафти. Для рухомих вузлів, що працюють в умовах граничного або змішаного тертя, момент сили протидії рухомого вузла затвора знаходиться як

$$M_C = f \cdot F_{PEЗ} \cdot \frac{d_B}{2}, \qquad (3.33)$$

де f – коефіцієнт тертя сталевого вала;

$F_{PEЗ}$ – результуюча радіальна навантаження на рухливий вузол затвора;

d_B – діаметр вала рухомого вузла затвора.

Момент інерції диска затвора зворотного клапана з урахуванням теореми Штейнера визначається таким чином

$$I_З = \frac{5}{16} \cdot m_З \cdot {D_З}^2. \qquad (3.34)$$

Моделювання поворотного зворотного клапана в загальному випадку виконується на основі урівноваження співвідношення тиску і витрати.

При цьому за основу прийнято положення балансового тиску, тобто значення тиску в разі рівноваги запірного елемента при можливому мінімальному витраті через клапан . Клапан відкривається, коли прискорення запірного елемента приймає позитивне значення внаслідок того, що різниця тисків на вході та виході (втрати тиску) стають більшим значенням балансу і, відповідно, закривається, коли значення тиску буде менше значення балансу. Мінімальний витрата (або мінімальна швидкість потоку), необхідна для відкриття клапана, зазвичай входить до технічних характеристик клапана.

Для моделювання роботи клапана при неусталеному режиму течії потоку використовується рівняння

$$Q \cdot |Q| = {\mu_Q}^2 \cdot {S_{Зф}}^2 \cdot 2 \cdot g \cdot H_{1-2} = {\mu_Q}^2 \cdot S^2 \cdot \delta^2 \cdot 2 \cdot \frac{p_{1-2}}{\rho}, \qquad (3.35)$$

де Q – об'ємний витрата через клапан;

μ_Q – коефіцієнт витрати клапана;

$S_{Зф}$ – ефективна площа поперечного прохідного перерізу клапана;

S – площа поперечного прохідного перерізу повністю відкритого клапана;

δ– ступінь відкриття клапана;

H_{1-2} – втрати напору на клапані;

P_{1-2} – тиск тиску на клапані.

При величинах витрат більшого мінімального значення для досягнення тиску за клапаном використовується паспортна діаграма перепада тиску на клапані.

Якщо величина витрати стає нижче мінімального значення, клапан починає закриватися. Неусталений характер роботи клапана задається різними значеннями ступенями відкриття клапана, визначеними на кожному тимчасовому етапі через попередні значення таким чином

$$\delta_n = \delta_{n-1} - \frac{2}{\tau^2} \cdot \left(\frac{p_{1-2}}{\rho \cdot g \cdot H_{1-2}^{CP}} - 1 \right) \cdot \Delta t^2 , \qquad (3.36)$$

де δ_{n-1} – ступінь відкриття на попередньому кроці;

τ– характерне час роботи клапана (необхідне для переходу від повністю закритого до повністю закритого стану);

H_{1-2}^{CP} – втрати напору, що визначаються по кривій втрат напору від середньої витрати в нафтопроводі.

4. Розрахунки працездатності

Необхідність застосування СЗХТ запропонованої в п.2.1 залежить від крутизни хвилі тиску, що виникає при відключенні всієї НПС. Вихідні дані використаємо з розділу 1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані

ρ, кг/м^3	Рнас, МПа	ν, м^2/с	Q, м^3/ч	ΔH, м	Рвх, МПа	Рвих, МПа	Δh, м	N, кВт
855,3	0,020052	0,54	7000	210	0,784	4,9	12	5000
η, %	Dн, м	Dвн, м	δ, м ν	E, МПа	Рроб, МПа	Рроз, МПа	Троб, °С	
87	1,02	0,996	0,012	204000	4,01	5,4	4,7	

Розрахунковий та робочий тиск у трубопроводі – це проектні значення, що не потребують обчислення. Стрибок тиску при гідроударі визначається за класичною формулою Н.Є. Жуковського

Величина підвищення тиску Р може бути визначена за формулі:

$$\Delta P = \rho \cdot C \cdot \nu \cdot \left(\frac{K}{m}\right)^{0.5} \sqrt{1 - \left(\frac{A}{n_0}\right) \cdot tg^2(\beta - \gamma t)}, \qquad (4.1)$$

де ρ – густина перекачуваної нафти, кг/м^3 ;

$к_р$ – модуль об'ємного стиснення нафти, Н/м^2;

С – швидкість зміни тиску в трубопроводі, м/с;

n_0 – швидкість нафти в трубопроводі на в вході в НПС, м/с;

К – кількість постійно працюючих насосів;

m – кількість відключаємих насосів.

Швидкість зміни тиску

$$C = \sqrt{\frac{k_p}{\left(1+\frac{D_в \cdot K}{\delta \cdot E}\right) \cdot \rho}}, \qquad (4.2)$$

Коефіцієнт А визначається за формулою

$$A = 7.22 \sqrt{\frac{1+6D}{K_0 \cdot \rho \cdot D^3}}, \qquad (4.3)$$

де $К_о$ – коефіцієнт, 1,5*10^{-6}.

Коефіцієнт β визначається за формулою

$$\beta = arctg\frac{n_0}{A}. \quad (4.4)$$

Поправочний коефіцієнт γ знаходиться по формулі

$$\gamma = \frac{658.6}{J}\sqrt{k \cdot D^7 \cdot \rho \cdot (1 + 6D)}, \quad (4.5)$$

де k – коефіцієнт потужності дискового тертя;

$$D=k^{0.5}D_2, \quad (4.6)$$

Момент ротора електродвигуна береться з урахуванням кількості постійно працюючих насосів Н/м

$$J = J_e(1 + 0.1K^2). \quad (4.7)$$

Значення гідроудара за формулою 4.1 становить 1,75МПа.

Виконаємо моделювання гідроудара в SolidWorks. Моделювання виконаємо на ділянці труби вхідного колектору НПС. Моделювання виконаємо для трьох варіантів: перший – при робочому тиску 4,9 МПа, другий – при гідравлічному ударі 4,9+1,75= 6,65 МПа, третій – при роботі СЗХТ тиск складатиме 5,4 МПа.

Основним показником, який буде оцінювати є еквівалентні напруження. На рисунках 4.1 – 4.3 наведено поля розподілу напружень для трьох варіантів.

Рисунок 4.1 Поля розподілу еквівалентних напружень при робочому

ску 4,9 МПа

Якщо проаналізувати рисунки, видно що в першому випадку максимальні еквівалентні напруження складають 265,4 МПа, що не перевищує допустиму межу. В випадку гідроудару ми бачимо збільшення напружень до 369,4 МПа, що перевищує розрахунковій опір сталі і, як наслідок буде відбуватися руйнування. В третьому випадку, коли спрацювала система згладжування хвиль тиску максимальні напруження становлять 318,5 МПа, що не перевищує межу. Це свідчить про ефективність запропонованої системи згладжування хвиль тиску.

5 Монтаж і експлуатація обладнання

5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання

Для забезпечення стабільної та безпечної роботи нафтоперекачувальної станції, а також для зниження ризику виникнення гідроударів, на байпасі приймального колектора насосів буде змонтована система згладжування хвиль тиску. Ця система включає в себе ряд компонентів, які виконують функції гасіння та стабілізації тиску в трубопроводі під час роботи насосного обладнання. Монтаж системи здійснюється в кілька етапів з урахуванням вимог безпеки, технічних умов та нормативів.

Першим етапом є підготовка майданчика для монтажу системи. Необхідно забезпечити вільний доступ до всіх компонентів майбутньої установки. Це включає: очищення майданчика від перешкод; розмітку позицій для розташування трубопроводів, клапанів, газових акумуляторів, ємностей скидання ударної хвилі та інших елементів системи; підготовку монтажних місць для арматури та електроприводів.

Усі роботи повинні виконуватись відповідно до затвердженого проекту, з урахуванням нормативних вимог і стандартів.

На першому етапі монтажу необхідно здійснити монтаж трубопроводів, які з'єднують всі компоненти системи (газові акумулятори, клапани, ємності скидання ударної хвилі тощо). Для цього використовуються труби з матеріалів, що відповідають вимогам до експлуатації в умовах нафтоперекачувальних станцій, зокрема з високою корозійною стійкістю та здатністю витримувати високі тиски.

Трубопроводи, які з'єднують клапан, газовий акумулятор, роздільну ємність, а також дроселюючий клапан і інші елементи, повинні бути точно підігнані та зафіксовані згідно з проектом для забезпечення безперебійної роботи системи.

Клапани та зворотні клапани повинні бути встановлені відповідно до проектної документації та технічних умов. У цьому процесі важливо забезпечити: налагодження регульованого дроселюючого клапана для точного контролю потоку робочого середовища; монтаж зворотних клапанів, які запобігають зворотному потоку і тим самим захищають систему від аварійних ситуацій; перевірку налаштувань нормально відкритих (НО) та нормально закритих (НЗ) клапанів.

Усі клапани мають бути перевірені на герметичність та працездатність у відповідності до встановлених стандартів.

Газовий акумулятор є ключовим елементом системи, що поглинає ударні хвилі та згладжує різкі зміни тиску. Він повинен бути встановлений на трубопроводі між насосами і байпасом так, щоб ефективно виконувати свою роль. Газовий акумулятор заповнюється відповідною розділовою рідиною, що забезпечує надійне поглинання коливань тиску. Потрібно встановити роздільну ємність і трубопроводи для з'єднання її з іншими елементами системи.

Сигналізатори наявності потоку робочого середовища забезпечують своєчасне інформування про зміну параметрів системи. Вони мають бути розташовані на вході та виході з газового акумулятора та на інших важливих точках для моніторингу робочого середовища.

Засувки на вході та виході клапанів з електроприводами повинні бути встановлені для забезпечення автоматичного відключення та регулювання потоку робочого середовища в разі необхідності.

Після завершення монтажу всі елементи системи повинні пройти випробування на герметичність, працездатність та здатність до гасіння хвиль тиску. Важливо: перевірити роботу клапанів та газового акумулятора; налаштувати роботу регульованого дроселюючого клапана для забезпечення оптимального тиску в системі; переконатись у правильності роботи сигналізаторів і засувок.

Після введення системи в експлуатацію, для забезпечення її ефективної роботи необхідно здійснювати регулярний моніторинг параметрів тиску та витрати робочого середовища. Також необхідно проводити планові огляди та технічне обслуговування всіх елементів системи, зокрема заміну фільтрів, перевірку герметичності трубопроводів та клапанів.

5.2 Експлуатація та ремонт обладнання

5.2.1 Технологічні трубопроводи

До складу технологічних трубопроводів входять внутрішньомайданні нафтопроводи, сполучні деталі трубопроводів, запірна, регулююча та запобіжна арматура, вузли обліку та контролю, фільтри-брудовловлювачі та інші пристрої.

У період експлуатації обслуговуючий персонал здійснює постійне спостереження за станом зовнішньої поверхні ділянок трубопроводів, прокладених відкритим способом, фланцевих з'єднань (включаючи кріплення), арматури, відводів, трійників та інших деталей, антикорозійного захисту та ізоляції, зварних швів дренажних пристроїв, компенсаторів, компенсаторів конструкцій тощо.

Зовнішній огляд трубопроводів, прокладених відкритим способом, проводиться без зняття ізоляції, за винятком тих випадків, коли стан стінок або зварних швів вказує на наявність дефекту.

Результати оглядів фіксуються у вахтовому журналі не рідше одного разу на місяць.

Трубопроводи, схильні до вібрації, а також опори та естакади для цих трубопроводів підлягають обстеженню не рідше одного разу на шість місяців. Перевіряють стан опор, кріплень, рівень вібрації. Значення максимально допустимої амплітуди вібрації (вібропереміщення) технологічних трубопроводів становить 0,2 мм при частоті не більше 40 Гц.

Двічі на рік при підготовці обладнання НПС до експлуатації в осінньо-зимовий та весняно-літній періоди необхідно здійснювати огляд та технічне обслуговування технологічних трубопроводів та пристроїв. При цьому контролюється стан ізоляції та, при необхідності, здійснюється дрібний її ремонт.

Перевіряються справність опор, кріплень; герметичність місць з'єднань; наявність огорож та необхідних табличок і написів; стан колодязів. Контролюється просідання фундаментів під опори та пристрої, величина просідання або зсуву грунту під трубопроводами, арматурою, ємностями та іншими пристроями.

Здійснюється візуальний огляд місць прокладання підземних трубопроводів та розташування пристрою для виявлення можливих витоків нафти, олій, палива, води.

За результатами оглядів та технічного обслуговування коригуються плани або здійснюються невідкладні ремонтні роботи.

Періодично, не рідше одного разу на чотири роки, проводиться ревізія технологічних трубопроводів та обладнання.

При ревізії виконуються роботи, передбачені технічним обслуговуванням, а також здійснюється перевірка ефективності електрохімічного захисту, герметичність вводів трубопроводів у приміщення, вибірково контролюються товщини стінок трубопроводів та патрубків обладнання, у тому числі підземних, шляхом часткового розкриття невеликих ділянок трубопроводів (завдовжки не менше 2 м).).

При виявленні просадки ґрунту, зміщення трубопроводів та обладнання щодо початкового положення контролюється величина напружено-деформованого стану матеріалу патрубків насосів, арматури та іншого обладнання.

За результатами виконаних робіт уточняються межі дефектних ділянок трубопроводів та аналізуються фактичні навантаження на патрубки.

При необхідності виконують додаткові виміри із застосуванням інших

методів неруйнівного контролю: магнітно-порошкового, капілярного, ультразвукового, акустико-емісійного.

За результатами ревізії складається акт, який затверджується головним інженером і містить перелік робіт з усунення помічених дефектів.

Повне технічне обстеження технологічних трубопроводів з метою визначення можливості, умов та строку їх подальшої експлуатації здійснюється через 20 років після введення в експлуатацію НПС. Термін кожного наступного обстеження визначається за результатами попереднього, але не рідше, ніж через кожні вісім років.

Обстеження технічного стану технологічних трубопроводів здійснюється також у разі, якщо трубопроводи були навантажені тиском, величина якого перевищувала допустиме значення, і якщо технічний стан трубопроводів не забезпечує необхідних показників надійності та безпеки під час експлуатації.

Для оцінки надійності проводяться гідравлічні випробування - технологічних трубопроводів. Трубопроводи та обладнання випробовуються тиском на міцність та щільність матеріалу та зварних швів.

Тиск і режим випробувань встановлюються залежно від терміну та параметрів експлуатації трубопроводу згідно з документами, що регламентують проведення випробувань на діючому трубопроводі.

За результатами випробувань складається акт та приймається рішення про проведення ремонтних робіт.

5.2.2 Контроль технологічних пристроїв

Контроль працездатного стану технологічних пристроїв здійснюється черговим персоналом та фахівцями при обході території та об'єктів НПС.

Контроль працездатності обладнання та надійності спрацьовування автоматичних регуляторів здійснюється оператором за показаннями

контрольно-вимірювальних приладів.

Якщо значення контрольованих параметрів роботи технологічних - пристроїв змінюються в допустимих межах, то технічне обслуговування та ремонт зазначених пристроїв виконуються з періодичністю та в обсязі, які представлені в табл. 5.1.

При виявленні несправностей обладнання має бути виведено у ремонт згідно з технічною документацією.

Періодичність технічного обслуговування та ремонту та норми трудомісткості їх виконання наведені відповідно у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 Періодичність технічного обслуговування, ремонту та діагностичного контролю технологічних пристроїв

Пристрої	Періодичність			
	ТО, міс міс	Т, міс	К, років	Плановий діагностичний контроль
Система згладжування хвиль тиску	1	36	6	Через 1 міс, при обов'язковому контролі рівня рідини 1 раз на добу
фільтри-брудоуловлювачі	1	36	6	Через 1 міс, при обов'язковому контролі перепаду тиску 1 раз на добу та безперервному контролі під час очищення магістрального нафтопроводу, пропуску діагностичної приладів тощо.
Блок регуляторів	1	36	6	Через 1 міс
Трубопроводи - системи відкачування витоків	6	-	6	Через 6 місяців
Запобіжні клапани	1	6 ревізія, 12 пере - випробуван- ня	6	Через 1 міс

5.2.3 Блок регуляторів тиску

Типовий обсяг робіт з технічного обслуговування

При технічному обслуговуванні здійснюються зовнішній огляд блоку регуляторів тиску; контроль за відсутністю витоків; контроль за наявністю ластила; перевірка та підтяжка контактних з'єднань; перевірка функціонування системи обігріву блоку, контроль точності та синхронності працьовування заслінок з апаратурою, що задає режим її роботи.

Типовий обсяг робіт під час поточного ремонту

При поточному ремонті проводяться операції технічного бслуговування, а також перевірка стану та очищення поверхні підвідних убопроводів, засувок; розбирання, огляд та очищення поверхні регулюючих слінок; огляд повітрозбірників та очищення їх від забруднень та корозії; міна сальникового набивання на кожній стороні валу; покриття поверхонь тикорозійним лаком та фарбування; ремонт та заміна, при необхідності, гулюючих засувок, підшипників, пневмоліній, огороджувальних пристроїв; щення та ремонт шафи управління; чищення фільтруючих елементів, брообстеження вентиляторів.

Типовий обсяг робіт при капітальному ремонті

До обсягу капітального ремонту входять роботи поточного ремонту, а кож очищення трубопроводу від нафти (при зупинці НПС); розкриття гулюючих заслінок, дефектоскопія всіх вузлів та деталей та заміна зношених ементів; очищення прилеглої до засувки внутрішньої порожнини труб від кладень парафіну та бруду, ремонт та фарбування, при необхідності, йданчиків обслуговування, припливних та витяжних вентиляторів, вітроводів; ревізія технічного стану та перевірка працездатності приводу увок.

5.2.4 Система згладження хвиль тиску

Оцінка працездатності системи згладжування хвиль тиску (СЗХТ) дійснюється згідно з інструкціями заводів-виробників, крім того, роводиться контроль рівня рідини в розділовій ємності (рівень рідини важається допустимим, якщо при тиску в приймальному трубопроводі нижче 5 МПа (15 кгс/см ^{2}) з відкритого середнього вентиля потече антифриз), а кож контроль справності клапанів скидання нафти і підпірного пристрою, о забезпечує притискання втулок клапанів у закритому положенні.

Якщо режим роботи нафтопроводу та інші умови транспорту нафти не інюються, а рівень нафти в ємності скидання та гасіння ударної хвилі аніфольді) підвищується, необхідно перевірити працездатність клапана идання нафти. Причиною несправності клапана можуть бути:

- розрив камери (втулки) клапана;
- розрив діафрагми акумулятора;
- зменшення об'єму розділової рідини;
- надмірний приплив повітря (газу) в акумуляторі.

Ознаками непрацездатності СЗХТ є:

- зменшення об'єму повітря в системі через порив діафрагм та ерметичність повітряних ліній та арматури;
- протікання повітря через контрольні отвори;
- відсутність гарантованого притискання діафрагм клапанів підпірним строєм;
- засмічення фільтрів перепускних клапанів;
- відмови в роботі насоса системи заправки розділювальною рідиною та пресора заповнення повітряної порожнини приймального бака.

За результатами контролю працездатного стану система згладжування ль тиску виводиться в ремонт (поточний чи капітальний).

Типовий обсяг робіт з технічного обслуговування

В об'єм ТО входять огляд установки для перевірки можливих витоків

рідини, повітря (газу) та рівня рідини в розділовому блоці; усунення виявлених при огляді дефектів, що не потребують перемикання технологічних установок; контроль герметичності клапана, що дроселює.

Типовий обсяг робіт під час поточного ремонту

При поточному ремонті системи згладжування хвиль тиску проводяться всі операції, а також усуваються всі течі в технологічних вузлах, ємностях, засувках, повітропроводах; проводиться ремонт чи заміна несправних клапанів, акумулятора, вентилів; ремонт насосу (компресора); промивка вогневих запобіжників; очищення відстійника роздільної ємності від механічних домішок.

Типовий обсяг робіт при капітальному ремонті

При капітальному ремонті здійснюються всі операції поточного ремонту, а також проводяться обстеження стану ємностей скидання та гасіння ударної хвилі, клапанів скидання нафти; обстеження та чищення акумуляторів, роздільного бака, дроселюючого та кульового клапанів, кульових вентилів, клапана перемикання; ремонт насоса (компресора) роздільної системи; заміна, у разі потреби, голчастих вентилів та зворотних клапанів; заміна вогневих запобіжників; чищення зовнішніх поверхонь з наступним забарвленням; перевірка спрацьовування пристрою гасіння під час імітації раптового відключення магістральних насосних агрегатів.

5.2.5 Фільтри-брудоуловлювачі

Система фільтрів-брудоуловлювачів повинна мати в резерві не менше одного справного фільтра.

Працездатний стан системи фільтрів характеризується перепадом тиску на фільтрі та рівнем вібрації.

При очищенні магістрального трубопроводу, а також після його ремонту та пропуску діагностичних пристроїв здійснюється безперервний контроль

працездатності фільтрів.

Збільшення перепаду тиску на фільтрі до величини більше 0,05 МПа (0,5 кгс/см ^{2}) або зменшення перепаду тиску до величини менше 0,03 МПа (0,3 кгс/см ^{2}) свідчить про засмічення або пошкодження фільтруючого елемента. Перепад тиску визначається за показаннями манометрів, встановлених на вході та виході кожного фільтра-брудовловлювача. Перепад тиску вимірюється манометрами класу точності не нижче 1,5 з межею вимірів від 0 до 4,0 МПа (40 кгс/см ^{2}).

За результатами діагностичного контролю фільтри-брудоуловлювачі виводять у поточний або капітальний ремонт.

Типовий обсяг робіт з технічного обслуговування

В об'єм ТО входять перевірка та усунення витоків нафти у фланцевих та різьбових з'єднаннях, перевірка перепаду тиску в кожному фільтрі.

Типовий обсяг робіт під час поточного ремонту

Під час поточного ремонту проводяться перевірка герметичності вузлів трубопроводів, засувок; огляд та очищення фільтрів від парафіну, бруду та баласту; ремонт або заміна дефектних фільтруючих елементів; усунення підтікань нафти на вузлах та обтяжка фланцевих з'єднань; чищення дренажних ліній; перевірка показань манометрів, перевірка технічного стану запобіжного клапана.

Під час проведення поточного ремонту здійснюються перевірка працездатності та випробування вантажопідйомного пристрою (якщо їм оснащено фільтр).

Типовий обсяг робіт при капітальному ремонті

При капітальному ремонті виконуються заміна фільтруючих елементів на нові; заміна чи відновлення засувок; заварювання дефектів корпусу; заміна чи ремонт огороджувальних пристроїв; відновлення (ремонт) майданчиків обслуговування; нанесення антикорозійних покриттів та фарбування корпусу фільтра, наземних трубопроводів, огороджувальних пристроїв та майданчиків обслуговування, відновлення теплоізоляції (якщо вона є).

Після проведення капітального ремонту, пов'язаного із заварюванням дефектів корпусу, фільтр випробовується на міцність і щільність водою тиском 1,33 P_N.

5.2.6 Запобіжні клапани

Оцінка працездатного стану запобіжних клапанів здійснюється черговим та інженерно-технічним персоналом під час оперативного контролю; ревізії при експлуатації, проведенні технічного обслуговування та поточного ремонту; перевірки на спеціальному стенді.

Ознаками непрацездатності клапана та необхідності виконання ремонтних робіт є:

- негерметичність;

- витік середовища - пропуск середовища через затвор клапана при тиску нижчому, ніж настановний тиск (через падіння та затримки на ущільнювальних поверхнях предметів , пошкодження ущільнювальних поверхонь , порушення співвісності деталей клапана тощо);

- пульсація - швидке та часте відкриття та закриття клапана (через надмірно велику пропускну здатність, звуження перерізу підвідного трубопроводу або патрубка);

- вібрація (через створення високого протитиску на викиді вихлопними трубами з малим радіусом кривизни та вузьким умовним проходом);

- відсутність спрацьовування (клапан не відкривається) при даному тиску (через неправильно відрегульовану пружину, велику жорсткість пружини, підвищене тертя в напрямних золотника).

Непрацездатний клапан замінюється новим, відрегульованим на стенді на настановний тиск. Регулювання запобіжних клапанів на тиск початку відкриття - настановний тиск проводиться на спеціальному стенді. Настановний тиск визначається, виходячи з робочого тиску в трубопроводі.

Робочий тиск (P_p) – максимальний надлишковий тиск , при якому дозволена експлуатація трубопроводу. При робочому тиску запобіжний клапан закритий та забезпечує клас герметичності, зазначений у відповідній документації на запобіжний клапан (ГОСТ, ТУ, паспорт та ін.).

Якщо настановний тиск запобіжного клапана не обумовлено іншими нормативно-технічними документами, його значення приймається по табл. 5.2.

Таблиця 5.2 Настановний тиск запобіжних клапанів

Робочий тиск *P*р, МПа	Клапан	Настановний тиск, МПа	
		за наявності двох систем клапанів (робочий,	за однієї системи клапанів (тільки робочий)
*P*р < 0,3	Робочий Контрольний	*P*р + 0,05 *P*р + 0,03	*P*р + 0,03
0,3 < *P*р < 6,0	Робочий Контрольний	1,15 *P*р 1,08 *P*р	1,10 *P*р -
*P*р > 6,0	Робочий Контрольний	1,10 *P*р 1,05 *P*р	1,05 *P*р -

Ревізія та перевипробування клапанів

Ревізія запобіжних клапанів включає розбирання клапана, очищення та дефектування деталей, випробування корпусу на міцність, випробування з'єднань клапана на щільність, повірку герметичності затвора, випробування пружини, регулювання настановного тиску.

Запобіжні клапани, демонтовані для ревізії , повинні бути пропарені та промиті.

При випробуванні клапанів проводяться ревізія та повний цикл випробувань, обумовлених у нормативно-технічній документації на об'єкт та клапан.

Ревізія запобіжних клапанів проводиться через 6 міс, перевипробування на стенді – через 12 міс.

Типовий обсяг робіт з технічного обслуговування

Обсяг ТО запобіжних клапанів входять зовнішній огляд, очищення від забруднень зовнішніх поверхонь, контроль герметичності, пульсації та вібрації.

Типовий обсяг робіт під час поточного ремонту

Час проведення поточного ремонту запобіжних клапанів має поєднуватися з їхньою ревізією.

При поточному ремонті запобіжних клапанів проводяться всі роботи технічного обслуговування, усунення несправностей, виявлених при ревізії, а також перевірка тиску спрацьовування клапана (установочного тиску) та контроль пружини та ущільнювальних поверхонь сопла золотника.

Типовий обсяг робіт при капітальному ремонті

При капітальному ремонті проводяться всі роботи поточного ремонту, а також повне розбирання, дефектування та відновлення зношених деталей; заміна кріплень деталей з несправним різьбленням; притирання ущільнювальних поверхонь золотника та сопла; контроль та випробування пружини; складання, регулювання, перевипробування на стенді та фарбування клапанів.

Після ремонту при робочому тиску проводиться контроль герметичності затвора клапана, з'єднань сопла та з'єднань сопла з корпусом.

Капітальний ремонт запобіжних клапанів рекомендується поєднувати з їх перевипробуванням.

5.2.7 Система відкачування витоків

У систему відкачування витоків входять запірна арматура, ємність витоків, насоси та технологічні трубопроводи. Обсяги робіт з видів ремонтів всіх вузлів, крім трубопроводів, представлені у відповідних розділах РД.

Типовий обсяг робіт з технічного обслуговування

При технічному обслуговуванні трубопроводи системи відкачки витоків очищаються (пропарюються) від відкладень парафіну та бруду, перевіряється працездатність зворотних клапанів.

При порушенні герметичності проводяться демонтаж зворотних клапанів, розбирання та дефектоскопії деталей, складання та перевірка їх працездатності.

Типовий обсяг робіт при капітальному ремонті

При капітальному ремонті проводяться всі роботи, передбачені при технічному обслуговуванні, а також для трубопроводів системи відкачування витоків передбачаються розтин та заміна пошкоджені та корозії ділянок трубопроводу, що зазнали , нанесення ізоляції на розкриті та замінені ділянки. Після проведення робіт перевіряються герметичність та міцність системи тиском 1,25 $p_р$ протягом 15 хв.

5.2.8 Ємності допоміжних систем

Обслуговування ємностей допоміжних систем здійснюється згідно з графіком проведення ремонтів та технічних обслуговувань зазначених систем.

При технічному обслуговуванні проводяться перевірка герметичності роз'ємних з'єднань та цілісності основного металу корпусу; підтяжка різьбових з'єднань; перевірка сальникових ущільнень та заміна прокладок при виявленні течі; складання дефектної відомості.

При поточному ремонті виконуються ремонт покриття та корпусу із застосуванням клейових з'єднань або зварювання; ремонт обладнання, розташованого із зовнішнього боку ємності; від'єднання технологічних трубопроводів від ємності, встановлення заглушок; очищення ємності від опадів нафтопродуктів, відкладень парафіну, корозійних відкладень; дегазація ємності за необхідності проведення зварювальних робіт; фарбування ємності; ремонт протекторного захисту днищ ємності , за потреби; перевірка та ремонт

поручнів, стійок, сходів.

При капітальному ремонті виконуються всі операції поточного ремонту, а також заміна окремих ділянок корпусу, днища та покрівлі ємності; демонтаж, ремонт та монтаж обладнання ємності; фарбування.

Крім періодичних ремонтних робіт, встановлених для допоміжних систем, необхідно 1 раз на місяць проводити огляд ємностей.

При огляді звертають увагу на такі ознаки порушення міцності та зміни форми ємностей: поява вм'ятин внаслідок утворення в ємності неприпустимого вакууму або з інших причин; утворення тріщин по зварних швах покрівлі, корпусу, країв днища та прилеглих ділянок основного металу; нерівномірне осадження ємностей; корозійне зношування і, як наслідок, зменшення товщини листів, витоку нафти; герметичність з'єднань трубопровідної обв'язки ємностей; цілісність та відсутність деформацій елементів кріплення до ємностей насосів, клапанів, арматури тощо.

З метою оцінки технічного стану надземних ємностей через кожні два роки проводиться їхня часткова дефектоскопія без виведення ємностей з експлуатації. При цьому виконуються такі роботи: ознайомлення з технічною документацією; зовнішній огляд ємності; вимірювання товщини стінок корпусу товщиномірами, що дозволяють вимірювати товщину в інтервалі 0,2-50,0 мм з точністю 0,1 мм за температури навколишнього повітря від мінус 10 до плюс 40 ° С; перевірка стану основи та вимощення; складання технічного висновку за наслідками контролю.

5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання

Обладнання та системи нафтоперекачувальних станцій повинні експлуатуватися з урахуванням вимог чинних керівних документів, регламентів організацій, правил та інструкцій з експлуатації обладнання. У приміщеннях насосних станцій мають бути вивішені технологічні схеми,

інструкції з охорони праці та пожежної безпеки. Приміщення насосної станції повинні бути обладнані телефонним зв'язком, звуковою та світловою сигналізацією, що попереджає про аварійну ситуацію. У приміщення насосної станції:

- підлоги повинні бути виконані з іскробезпечних та вогнестійких матеріалів, що не пропускають і не вбирають нафту;
- двері повинні відчинятися назовні і не мати замикаючих пристроїв;
- світлові отвори не повинні захаращуватися, скла вікон і ліхтарів повинні бути чистими.

Розділові стіни та перегородки, що відокремлюють приміщення машинного залу від електрозалу та інших приміщень повинні бути справними та герметичними. Роздільна стіна насосної станції повинна перевірятись на герметичність методом задимлення.

Приміщення насосної станції мають бути оснащені:

- системами вентиляції та опаленням;
- стаціонарними вантажопідйомними пристроями;
- автоматичною системою пінного пожежогасіння,
- первинними засобами пожежогасіння.

Експлуатація обладнання насосної станції з непрацездатною, несправною або вимкненою системою автоматики та телемеханіки забороняється.

Основне та допоміжне обладнання, встановлене у насосній станції повинно мати:

- нумерацію відповідно до технологічної схеми (див.розділ 1);
- попереджувальні написи «Увага! Агрегат вмикається автоматично!».

Усі частини устаткування, що рухаються і обертаються, повинні мати огорожі або захисні кожухи. Експлуатація обладнання зі знятими огорожами та захисними кожухами забороняється. При заповненні насосів нафтою газоповітряна суміш повинна відводитися до системи збору витоків по закритій системі трубопроводів.

Пуск магістральних та підпірних насосних агрегатів при виявленні несправностей допоміжних систем забороняється.

Під час роботи насосних агрегатів забороняється:

- проводити обтяжку з'єднань та ремонт будь-яких деталей та обладнання, що перебувають під тиском;
- торкатися до частин, що обертаються. Експлуатація основного та допоміжного обладнання насосної станції без манометрів (передбачених проектом), а також з несправними чи не повіреними манометрами забороняється.

У разі аварійної ситуації, а також при виявленні будь-якої несправності, що порушує нормальний режим роботи насосного агрегату або створює загрозу життю та здоров'ю персоналу, насосний агрегат повинен бути зупинений, засувки на вхідних та вихідних трубопроводах даного агрегату повинні бути закриті. Розпізнавальне забарвлення, попереджувальні знаки та знаки безпеки, що наносяться на обладнання, трубопроводи та огородження, повинні відповідати вимогам чинних стандартів. Запірна арматура повинна мати нумерацію, що відповідає технологічній схемі та покажчики, що показують стан запірної арматури: «відкрито», «закрито». Електроприводи запірно-регулюючої арматури повинні бути виконані у вибухозахищеному виконанні. При відкритті та закритті запірної арматури забороняється застосування додаткових важелів.

Роботи у приміщенні насосної станції необхідно виконувати інструментом, що виключає іскроутворення. Промаслений, або просочений нафтою обтиральний матеріал повинен збиратися в спеціальні металеві ящики з кришками, що щільно закриваються, і видалятися після закінчення зміни в спеціально відведене місце за межами насосної станції.

У приміщенні насосної станції при працюючих насосних агрегатах забороняється проводити вогневі роботи. Як переносне освітлення повинні застосовуватися акумуляторні ліхтарі у вибухозахищеному виконанні, включати та вимикати які необхідно поза приміщенням насосної станції.

Переносні засоби зв'язку та мобільні телефони не вибухозахищеного виконання повинні бути вимкнені при вході до приміщення насосної станції.

Експлуатація технологічних трубопроводів повинна проводитись при тисках, що не перевищують значення максимально дозволеного тиску. На технологічних трубопроводах повинна бути передбачена можливість їх звільнення від нафти при аварії або ремонті стаціонарними або пересувними засобами, що відкачують. Система фільтрів брудоуловлювачів повинна мати в резерві один фільтр брудоуловлювач. Працездатний стан системи фільтрів слід контролювати через перепад тиску на фільтрі.

Забезпечення безпеки резервуарних парків.

На кожен резервуар має бути складена технологічна карта резервуару. Заповнення та випорожнення резервуара повинні проводитись у межах параметрів, встановлених технологічною картою резервуара. На кожен резервуар має бути нанесений номер, що відповідає технологічній схемі. На стінці резервуара повинен бути нанесений напис «Вогнебезпечно». Одночасні операції із засувками під час прийому (відкачування) нафти, пов'язані з відключенням чинного та включенням нового резервуара, забороняються.

У процесі експлуатації приймально- роздавальних пристроїв необхідно контролювати герметичність фланцевих з'єднань. Чинний резервуар повинен бути негайно виведений з роботи та звільнений від нафти у разі появи витоку нафти безпосередньо з резервуару. Підігрів нафти при зберіганні, проведення зливно-наливних операцій, а також відігрівання залишків застиглої нафти допускається парою або гарячою водою. Знаходження обслуговуючого персоналу на плаваючому даху резервуара або понтоні під час закачування та відкачування нафти забороняється.

Вимірювання рівня та відбір проб під час грози, при швидкості вітру понад 12,5 м/с, а також під час накачування (відкачування) забороняється. При відборі проб та вимірі рівня нафти в резервуарі обслуговуючий персонал (не менше двох осіб) повинен стояти спиною до вітру. Заглядати у відкритий люк або низько нахилятися до горловини без протигазу забороняється.

вимірювання рівня нафти у резервуарах повинно проводитись за допомогою дистанційних засобів вимірювання.

При необхідності ручного вимірювання рівня та температури, а також відборі проб нафти переносними засобами, щоб уникнути іскроутворення слід:

- використовувати спецодяг із тканин, що не накопичують заряди статичної електрики та взуття з підошвою, що не дає іскроутворення;
- застосовувати інструмент, пробовідбірники та рулетки з лотом із матеріалів, що не дають іскор, при уларі. Перед відбором проб пробовідбірник має бути заземлений;
- відбір проб та (або) вимірювання рівня проводити не раніше, ніж через 2 години після припинення операцій закачування-відкачування;
- обтирати стрічку рулетки бавовняною ганчіркою.

Кришка замірного люка після відбору проби та виміру рівня нафти має бути щільно закрита. Під кришкою вимірного люка повинна бути прокладена мідна, свинцева або гумова прокладка, щоб уникнути іскроутворення. Закриття кришки має виконуватися обережно, без падінь та ударів її об горловину люка.

Електронні переносні прилади вимірювання рівня та температури нафти в резервуарі повинні бути у вибухобезпечному виконанні. Живлення датчиків повинно включатися за автомобілі резервуарів. Сходи для переходу через обвалування або огороджувальну стіну (для окремого резервуара не менше двох переходів, для групи резервуарів не менше чотирьох переходів), повинні утримуватися у справному стані. Перехід через обвалування в інших місцях забороняється. Резервуарні парки або резервуари, що окремо стоять, повинні бути захищені від прямих ударів блискавки, електростатичної та електромагнітної індукції, занесення високих потенціалів пристроями блискавкозахисту.

Під час грози наближатися до блискавковідводів ближче, ніж на 4 м забороняється, на блискавковідводах мають бути вивішені попереджувальні

Вимірювання рівня нафти у резервуарах повинно проводитись за допомогою дистанційних засобів вимірювання.

При необхідності ручного вимірювання рівня та температури, а також відборі проб нафти переносними засобами, щоб уникнути іскроутворення слід:

- використовувати спецодяг із тканин, що не накопичують заряди статичної електрики та взуття з підошвою, що не дає іскроутворення;
- застосовувати інструмент, пробовідбірники та рулетки з лотом із матеріалів, що не дають іскор, при ударі. Перед відбором проб пробовідбірник має бути заземлений;
- відбір проб та (або) вимірювання рівня проводити не раніше, ніж через 2 години після припинення операцій закачування-відкачування;
- обтирати стрічку рулетки бавовняною ганчіркою.

Кришка замірного люка після відбору проби та виміру рівня нафти має бути щільно закрита. Під кришкою вимірного люка повинна бути прокладена мідна, свинцева або гумова прокладка, щоб уникнути іскроутворення. Закриття кришки має виконуватися обережно, без падінь та ударів її об горловину люка.

Електронні переносні прилади вимірювання рівня та температури нафти в резервуарі повинні бути у вибухобезпечному виконанні. Живлення датчиків повинно включатися за автомобілі резервуарів. Сходи для переходу через обвалування або огороджувальну стіну (для окремого резервуара не менше двох переходів, для групи резервуарів не менше чотирьох переходів), повинні утримуватися у справному стані. Перехід через обвалування в інших місцях забороняється. Резервуарні парки або резервуари, що окремо стоять, повинні бути захищені від прямих ударів блискавки, електростатичної та електромагнітної індукції, занесення високих потенціалів пристроями блискавкозахисту.

Під час грози наближатися до блискавковідводів ближче, ніж на 4 м забороняється, на блискавковідводах мають бути вивішені попереджувальні

написи. Для захисту від статичної електрики має бути виконане заземлення обладнання, резервуарів, трубопроводів. Автоматична система пожежогасіння резервуарів повинна бути у стані постійної готовності до роботи. У процесі експлуатації забороняється відключення автоматичної установки пожежогасіння та переведення з режиму автоматичного керування на ручний пуск.

Установки пожежогасіння.

Експлуатація, технічне обслуговування стаціонарних установок пожежогасіння здійснюються відповідно до "Базових правил пожежної безпеки для об'єктів різного призначення та форм власності", "Правил пожежної безпеки при експлуатації магістральних нафтопроводів", інструкцією з експлуатації та технічного обслуговування стаціонарних систем пожежогасіння.

Відповідальність за проведення технічного обслуговування установок пожежогасіння покладається на старшого інженера НПС та відповідальні за пожежну безпеку об'єктів. Регламентні роботи з технічного обслуговування, ремонту та ведення експлуатаційної та ремонтної документації здійснює - експлуатаційно-ремонтний персонал. Роботи повинні проводитися відповідно до річного плану-графіка, який може коригуватися залежно від результатів контрольних перевірок та випробувань систем.

Контрольні перевірки та випробування

При експлуатації стаціонарних установок пожежогасіння необхідно контролювати збереженням запасу вогнегасної речовини; справність насосів та компресорів установок пожежогасіння; справність приводів; тиск у напірному трубопроводі живильної мережі; правильне становище запірною арматури; стан піногенераторів, датчиків автоматичного та дистанційного пусків, мережі розподільчих трубопроводів.

Щоденно має перевірятися тиск у системі автоматичних установок пожежогасіння. Падіння тиску не повинно перевищувати 0,02 МПа (0,2 кгс/см^2) за добу.

Загальні висновки

Виконано підбір комплексу обладнання для нафтоперекачувальної станції, на якій планується встановлення системи згладжування хвиль тиску.

Проведено аналіз наявних теоретичних робіт та практичних розробок в напрямку згладжування хвиль тиску на нафтоперекачувальній станції. Виявлено, що в існуючих системах захисту від хвиль тиску відсутній повноцінного захисту від хвиль тиску з боку лінії нагнітання, низька швидкодія систем, складність конструкцій, висока вартість спорудження та обслуговування.

Визначено величину гідравлічного удару для нафтоперекачувальної станції. Моделювання виконано на ділянці вхідного колектору нафтоперекачувальної станції. Моделювання виконано для трьох варіантів: перший – при робочому тиску 4,9 МПа, другий – при гідравлічному ударі 6,65 МПа, третій – при роботі систем захисту від хвиль тиску при 5,4 МПа.

Основним показником, який оцінювався є еквівалентні напруження. Наведено поля розподілу напружень для трьох варіантів.

В першому випадку максимальні еквівалентні напруження складають 265,4 МПа, що не перевищує допустиму межу. В випадку гідроудару відмічено збільшення напружень до 369,4 МПа, що перевищує розрахунковій опір сталі і, як наслідок буде відбуватися руйнування. В третьому випадку, коли спрацювала система згладжування хвиль тиску максимальні напруження становлять 318,5 МПа, що не перевищує межу. Це свідчить про ефективність запропонованої системи згладжування хвиль тиску.

Система захисту від хвиль тиску є економічно вигідною інвестицією. Вона окупиться через 2 роки та 6 місяців, а за 10 років принесе чистий прибуток у 3 770 528 грн, крім того, дозволить уникнути можливих катастрофічних наслідків для обладнання, екології та працівників.

Список використаних літературних джерел

1. Бошкова І. Л. Дослідження роботи системи згладжування хвиль тиску на нафтоперекачувальних станціях / І. Л. Бошкова, О. С. Тітлов, Н. В. Волгушева // Environmental protection – 2021 : зб. наук. пр. за матеріалами Міжнар. наук.-практ. онлайн-конф., присвяч. Всесвіт. дню охорони довкілля, Київ, 5–7 черв. 2021 р. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. – Київ, 2021. – С. 23–25.

2. В. С. Костишин, І. І. Яремак. Аналіз показників ефективності та надійності роботи насосного агрегата на засадах системного підходу // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2017. – № 1(62). – С. 50-60.

3. Григорський С. Я. Визначення положення та ступеня заповнення самопливних ділянок магістральних трубопроводів / С. Я. Григорський, М. Д. Середюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. – № 4. http://nbuv.gov.ua/UJRN/rrngr_2012_4_25.

4. Григорський С. Я. Дослідження впливу зупинок насосних агрегатів на режим роботи магістрального нафтопроводу / С. Я. Григорський, М. Д. Середюк // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2014. – № 1. – С. 92-102. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif_2014_1_13.

5. Григорський С. Я. Розрахунок процесу утворення водяних скупчень в магістральних нафтопроводах внаслідок зупинок перекачування / С. Я. Григорський // Міжнародний науковий журнал "Інтернаука". – 2020. – № 13. – С. 46-49. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mnj_2020_13_11.

6. Григорський С. Я. Результати експериментальних досліджень закономірностей гідродинамічних процесів у нафтопроводі за зміни кількості працюючих насосних агрегатів / С. Я. Григорський, М. Д. Середюк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 1(50). – С. 161-172.

7. ДСТУ 4611:2006 Магістральні трубопроводи. Терміни та визначення основних понять. : ДСТУ (Держ. Стандарт України) від 31.08.2017.

8. Платонов С. П. Пропозиції для модернізації системи згладжування хвиль тиску на НПС / С. П. Платонов ; наук. кер. І. Л. Бошкова // Проблеми формування здорового способу життя у молоді: зб. матеріалів XII Всеукр. наук.-практ. конф. – Одеса, 2019. – С. 425–426.

9. Середюк М. Д. Дослідження залежності ступеня заповнення самопливних ділянок від витрати і режиму руху нафти в трубопроводі / М. Д. Середюк, С. Я. Григорський // Нафтогазова енергетика. – 2014. – № 2. – С. 98-104. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nge_2014_2_14.

10. Середюк М. Д. Експериментальні дослідження перехідних процесів у магістральних нафтопроводах, спричинених зупинками насосних агрегатів / М. Д. Середюк, С. Я. Григорський // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2013. – № 2(35). – С. 16-29.

11. Середюк М. Д. Трубопровідний транспорт нафти і нафтопродуктів: підручник для студ. вищ. навч. закл. / М. Д. Середюк, Й. В. Якимів, В. П. Лісафін. – Івано-Франківськ: Кременчук, 2001. – 517 с.

12. Транспортування нафти, нафтопродуктів і газу: навч. посіб. / Л. Н. Ширін, О. В. Денищенко, С. Є. Барташевський, Є. А. Коровяка, В. О. Расцвєтаєв ; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». – Дніпро: НТУ «ДП», 2019. – 203 с.

13. Dammer S. M. Gas Enrichment at Liquid-Wall Interfaces [Електронний ресурс] / Stephan M. Dammer, Detlef Lohse // Physical Review Letters. – 2006. – Т. 96, № 20. https://doi.org/10.1103/physrevlett.96.206101.

14. Gas flow in a long microchannel [Електронний ресурс] / Shou-Shing Hsieh [та ін.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2004. – Т. 47, № 17-18. – С. 3877–3887. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.03.027.

15. Imansakipova N.B., Irgibaev T. I., Samigullin G. H. System of the oil pumping stations' equipment protection from hydraulic loads // News of the Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan. Series of geology and technical sciences. – №3(435). – May–June 2019. – P.128-135.