Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Інститут інженерної механіки та робототехніки
Кафедра нафтогазових машин та обладнання

Карпінський Арсен Олегович

УДК622.24

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Вдосконалення конструкції відцентрового насоса

(назва освітньої програми)

133- Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

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

Здобувач освітнього ступеня Карпінський А.О.

Науковий керівник Дейнега Р.О. к.т.н., доцент

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

Допущено до захисту
Завідувач кафедри

Проф.._____ *Гриджук Я.С.*
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Івано-Франківськ – 2026 рік

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Інститут *Інженерної* механіки та робототехніки

Кафедра *Нафтогазових машин та обладнання*

Спеціальність

ОПП *Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання*

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри_____ Я.Т. Федорович
"__"_____ *2026 р.*

ЗАВДАННЯ
НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Студенту *Карпінському Арсену Олеговичу*

1. Тема роботи: *Вдосконалення конструкції відцентрового насоса*

Затверджена наказом по університету від *16.02.2026р.* № *113/7*

2. Термін здачі студентом закінченої роботи: *16.06.2026р.*

3. Зміст бакалаврської роботи (перелік питань, що їх належить розробити):

Вступ. Огляд систем підтримання пластового тиску. Розділ 1. Технологічне місце у системі підтримання пластового тиску насосів типу; типи насосних станцій (БКНС, МБКНС); призначення та конструкція насосів ЦНС180; характеристики; гідравлічна п'ята; підшипники ковзання; ущільнення вала; надійність та причини відмов; напрямки вдосконалення. Розділ 2. Огляд та порівняльний аналіз конструкцій торцевих ущільнень вала насосів. Розділ 3. Порівняльні розрахунки торцевих ущільнень вала насоса. Розділ 4. Монтаж, експлуатація та технічне обслуговування насоса. Загальні висновки. Перелік використаних джерел.

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень**):**

- Схема обладнання, підтримання пластового тиску – 1 арк. ф. А1;
- Класифікація ущільнень насосів – 1 арк. ф. А1;
- Складальне креслення відцентрового насоса –1 арк. ф. А1;.
- Робочі креслення деталей – 1 арк. ф. А1
- Графічні залежності, ілюстрації тощо – 2 арк. Формату А1

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання	Примітка
	Пояснювальна записка	*До 15.06.2026 р.*	
	Графічна частина	*До 15.06.2026 р.*	

Студент _____ *Карпінський А.О.*

Керівник роботи _____ *Дейнега Р.О.*

РЕФЕРАТ

Бакалаврська робота на тему: «Вдосконалення конструкції відцентрового насоса» містить 68 сторінок, 18 рисунків, 16 таблиці, 18 найменувань використаних джерел та графічний матеріал.

Об'єкт дослідження: ущільнювальний вузол вала відцентрового насоса типу ЦНС у системі підтримання пластового тиску нафтових родовищ.

Предмет дослідження: конструктивні параметри та характеристики торцевого ущільнення вала насоса ЦНС180, що забезпечують підвищення надійності в умовах агресивного перекачуваного середовища.

Методи дослідження: критичний аналіз науково-технічної літератури та нормативних документів; порівняльний аналіз конструктивних рішень; аналітичні інженерні розрахунки.

Мета роботи: розробка вдосконаленої конструкції торцевого ущільнення вала відцентрового насоса типу ЦНС180 для підвищення надійності та збільшення ресурсу роботи ущільнювального вузла в умовах перекачування агресивної пластової води у системі підтримання пластового тиску.

У бакалаврській роботі:

1. розглянуто технологічне місце насосів типу ЦНС у системі ППТ, їх принцип дії, конструктивні особливості та технологічні показники;
2. виконано огляд і порівняльний аналіз конструкцій торцевих ущільнень для насосів нафтогазової галузі;
3. проведено порівняльні розрахунки чотирьох конструкцій торцевих ущільнень за параметрами p·V, контактним тиском, тепловим режимом та ресурсом;

розроблено рекомендації щодо монтажу, технічного обслуговування та безпечної експлуатації насоса ЦНС180.

Ключові слова: система підтримання пластового тиску, відцентровий насос, ущільнення, торцьове ущільнення.

Ключові слова: система підтримання пластового тиску, відцентровий насос ЦНС180, торцеве ущільнення, карбід кремнію, запірна рідина, пара тертя, надійність, гідроабразивний знос, монтаж, технічне обслуговування.

ABSTRACT

Bachelor's thesis on the topic: «Improvement of the Design of a Centrifugal Pump» contains 68 pages, 16 tables, 16 figures, 18 references and graphic material comprising 6 sheets of A1 format.

Object of research: the shaft seal assembly of a centrifugal sectional pump of the CNS type in the reservoir pressure maintenance system of oil fields.

Purpose of work: development of an improved design of the shaft face seal of a CNS180 centrifugal pump to increase reliability and extend the service life of the sealing assembly under conditions of pumping aggressive formation water in the reservoir pressure maintenance system.

The thesis examines the technological role of CNS type pumps in the RPM system, their operating principle, design features and performance parameters. A review and comparative analysis of face seal designs for oil and gas industry pumps has been performed. Comparative calculations of four face seal designs have been carried out by the parameters p·V, contact pressure, thermal regime and service life. A double back-to-back face seal with barrier fluid and a SiC/carbon-graphite friction pair has been developed. Recommendations for installation, maintenance and safe operation of the CNS180 pump unit have been developed.

Keywords: reservoir pressure maintenance system, centrifugal pump CNS180, face seal, silicon carbide, barrier fluid, friction pair, reliability, hydro-abrasive wear, installation, maintenance.

ЗМІСТ

ВСТУП 5

РОЗДІЛ 1 ТЕХНОЛОГІЧНЕ МІСЦЕ У СИСТЕМІ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ НАСОСІВ ТИПУ ЦНС 8

1.1 Система підтримання пластового тиску: загальна характеристика та склад 8

1.2 Типи насосних станцій системи ППТ та їх технічні характеристики 11

1.3 Призначення, класифікація та типорозмірний ряд насосів ЦНС180 12

1.4 Конструктивні особливості насоса ЦНС180 14

1.5 Робочі характеристики та зона оптимальних режимів 18

1.7 Енергетична ефективність та напрямки вдосконалення насосів ЦНС у системі ППТ 22

РОЗДІЛ 2 ОГЛЯД ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВАЛА НАСОСІВ ЦНС 25

3 ПОРІВНЯЛЬНІ РОЗРАХУНКИ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВАЛА НАСОСА ЦНС180 35

3.1 Вихідні дані для розрахунків 35

3.2 ОБ'ЄКТИ ПОРІВНЯННЯ 36

3.3 ГЕОМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРИ ТЕРТЯ 37

3.4 РОЗРАХУНОК СИЛИ ПРИТИСКУ ТА КОНТАКТНОГО ТИСКУ 39

3.5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК УЩІЛЬНЕНЬ 42

РОЗДІЛ 4 МОНТАЖ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ НАСОСА ЦНС180несправностей і методів їх усунення; вимоги безпеки 49

4.1 Монтаж насосного агрегату 49

4.2 Режими експлуатації насоса ЦНС180 52

4.3 Система планово-попереджувального технічного обслуговування 54

4.4 Характерні несправності насоса ЦНС180 та методи їх усунення 56

4.5 Вимоги безпеки при монтажі, експлуатації та технічному обслуговуванні 58

Загальні висновки 62

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА 64

ВСТУП

Нафтогазова промисловість посідає ключове місце у паливно-енергетичному комплексі України та світу. Із розвитком видобутку вуглеводнів природна пластова енергія родовищ поступово виснажується, що призводить до зниження пластового тиску, зменшення дебіту видобувних свердловин та зниження коефіцієнта нафтовіддачі пласта (КНВ). Для відновлення та підтримання необхідного пластового тиску на всьому терміні розробки родовища застосовують метод заводнення – закачування водного агента у нагнітальні свердловини. Цей метод є найпоширенішим у світовій практиці нафтовидобутку і дозволяє підвищити КНВ з 0,25–0,35 при природному режимі до 0,40–0,55 і вище [1].

Система підтримання пластового тиску (ППТ) являє собою складний інженерний комплекс, що включає ділянки водозабору, підготовки та очищення води, магістральних водоводів, насосних станцій першого і другого підйому, розподільних гребінок та нагнітальних свердловин з гирловою арматурою. Центральну роль у цьому комплексі відіграють блокові кущові насосні станції (БКНС) з відцентровими секційними насосами типу ЦНС180, які безпосередньо створюють необхідний тиск закачування від 10,5 до 19,0 МПа при подачі 180 м³/год [3].

Система ППТ є найбільш енергоємною підсистемою нафтовидобувного підприємства: вона споживає від 30 до 40% усієї електроенергії, що витрачається на видобуток нафти [6]. Близько 80% цієї електроенергії споживають безпосередньо насосні агрегати для закачування води. Питомі енерговитрати досягають 12 кВт·год на 1 м³ закачаної рідини. Враховуючи масштаби застосування насосів ЦНС на нафтових родовищах – від 20 до 200 агрегатів на одному промислі – навіть незначне підвищення їх надійності та міжремонтного ресурсу дає суттєвий економічний ефект.

Незважаючи на широке застосування, насоси типу ЦНС у системі ППТ мають низький ресурс: до капітального ремонту зазвичай не перевищує 4000

годин [4]. Статистика відмов свідчить, що найбільш уразливим вузлом є ущільнення вала – на нього припадає до 50% усіх виходів агрегату з ладу [5]. Головними чинниками передчасного зносу ущільнень є агресивні властивості пластової води (густиною 1063–1126 кг/м³, із вмістом хлоридів, сульфатів та механічних домішок), робота при тиску до 19 МПа та невідповідність матеріалів серійних ущільнень цим умовам. За даними багаторічних промислових випробувань, від 60 до 90% торцевих ущільнень виходять з ладу раніше граничного зносу пар тертя [7], тобто причиною є не природне зношування, а конструктивна невідповідність умовам роботи.

Викладене вище визначає актуальність теми бакалаврської роботи: вдосконалення конструкції торцевого ущільнення вала відцентрового насоса типу ЦНС180 з метою підвищення надійності та збільшення міжремонтного ресурсу в умовах системи підтримання пластового тиску нафтових родовищ. Застосування сучасної конструктивної схеми – подвійного торцевого ущільнення «спина до спини» із запірною рідиною – та матеріалів пари тертя «карбід кремнію / вуглець-графіт» дозволяє довести ресурс ущільнювального вузла до 8000 годин і більше, що вдвічі перевищує ресурс серійних аналогів [7] [8].

Мета роботи: розробка вдосконаленої конструкції торцевого ущільнення вала відцентрового насоса типу ЦНС180 для підвищення надійності та збільшення ресурсу ущільнювального вузла в умовах перекачування агресивної пластової води у системі підтримання пластового тиску.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішено такі задачі:

1. розглянуто технологічне місце насосів типу ЦНС у системі ППТ, їх принцип дії, конструктивні особливості та технологічні показники;
2. виконано огляд та порівняльний аналіз конструкцій торцевих ущільнень для насосів нафтогазової галузі;

3. проведено порівняльні розрахунки чотирьох конструкцій торцевих ущільнень за параметрами p·V, контактним тиском, тепловим режимом та розрахунковим ресурсом;

4. розроблено рекомендації щодо монтажу, технічного обслуговування та безпечної експлуатації насоса ЦНС180.

Об'єкт дослідження: ущільнювальний вузол вала відцентрового насоса типу ЦНС у системі підтримання пластового тиску нафтових родовищ.

Предмет дослідження: конструктивні параметри та характеристики подвійного торцевого ущільнення вала насоса ЦНС180, що забезпечують підвищення надійності в умовах агресивного перекачуваного середовища.

Методи дослідження: критичний аналіз науково-технічної літератури та нормативних документів; порівняльний аналіз конструктивних рішень ущільнень; аналітичні інженерні розрахунки параметрів ущільнювального вузла.

Бакалаврська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків та переліку використаних джерел. У **Розділі 1** розглянуто технологічне місце насосів ЦНС у системі ППТ, їх принцип дії та конструктивні особливості. У **Розділі 2** виконано огляд і порівняльний аналіз конструкцій торцевих ущільнень. **Розділ 3** містить порівняльні розрахунки чотирьох конструкцій ущільнень. У **Розділі 4** розроблено рекомендації з монтажу, технічного обслуговування та безпечної експлуатації агрегату ЦНС180. Загальний обсяг пояснювальної записки – 58 сторінок формату А4, графічна частина – 6 аркушів формату А1.

РОЗДІЛ 1 ТЕХНОЛОГІЧНЕ МІСЦЕ У СИСТЕМІ ПІДТРИМАННЯ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ НАСОСІВ ТИПУ ЦНС

1.1 Система підтримання пластового тиску: загальна характеристика та склад

Нафтовидобуток з більшості сучасних родовищ неможливий без штучного відновлення пластової енергії. Із початком розробки покладу пластовий тиск поступово знижується: рідина витікає у видобувні свердловини, а природна пластова енергія (стиснення гірських порід, розчиненого газу) виснажується. Це спричиняє зниження дебіту свердловин, зупинку фонтанного видобутку та скорочення коефіцієнта нафтовіддачі пласта (КНВ). Для запобігання цим явищам застосовується метод підтримання пластового тиску (ППТ) – нагнітання робочого агента (як правило, пластової або прісної води) у нафтовий пласт через нагнітальні свердловини [1].

Принцип дії системи ППТ базується на законі Дарсі: при нагнітанні води у пласт формується градієнт тиску, спрямований від нагнітальних до видобувних свердловин. Цей градієнт забезпечує витіснення нафти до вибоїв видобувних свердловин, підтримуючи їх дебіт на проектному рівні. Метод заводнення є найбільш розповсюдженим у світовій практиці і дозволяє підвищити КНВ з 0,25–0,35 (при природному режимі) до 0,40–0,55 та більше [3].

Система ППТ у загальному вигляді є складним гідравлічним комплексом, що включає послідовно з'єднані підсистеми (рис. 1.1). Перша підсистема – водозабір – забезпечує отримання робочого агента з поверхневих водойм (річок, озер, морів) або підземних водоносних горизонтів. При заборі з водойм застосовують плавучі насосні станції або берегові установки; при вилученні підземних вод зі свердловин із динамічним рівнем до 4 м використовують сифонні системи з вакуум-котлами, при більших глибинах – заглибні насоси типів АТН, ЕЦНВ, ЕПЛ [3].

Артезіанські турбінні насосні установки (АТН) застосовують для відкачування води зі свердловин з динамічним рівнем до 100 м; вони забезпечують подачу 30–370 м³/год при напорі 20–115 м та потужності двигуна 7–55 кВт. Занурювальні насоси типу ЕЦНВ забезпечують подачу 2–360 м³/год при напорі 25–360 м, потужність двигуна 0,37–500 кВт. Вибір типу водозабору визначається гідрогеологічними умовами родовища та санітарними вимогами до якості закачуваної води [3].

Після водозабору вода проходить підготовку: механічне очищення від завислих частинок (відстоювання, фільтрування), дегазацію (видалення розчиненого кисню та сірководню) та хімічну обробку (введення інгібіторів корозії та відкладення солей). Якість підготовки води безпосередньо впливає на надійність насосного обладнання та приймальність нагнітальних свердловин. Зокрема, наявність механічних домішок розміром понад 0,5 мм та у концентрації понад 100 мг/л суттєво прискорює гідроабразивний знос насосів [10] [11].

Підготовлена вода по магістральних водоводах діаметром 150–500 мм подається насосними станціями першого підйому на блокові кущові насосні станції (БКНС або МБКНС), де насосами другого підйому (агрегати ЦНС180) доводиться до необхідного тиску нагнітання 10,5–19,0 МПа. З БКНС вода по індивідуальних трубопроводах (шлейфах) надходить до розподільних гребінок, а від них – до кожної нагнітальної свердловини. Свердловини оснащені гирловою арматурою, насосно-компресорними трубами та пакерами, що ізолюють обсадну колону від дії надвисокого тиску [3].

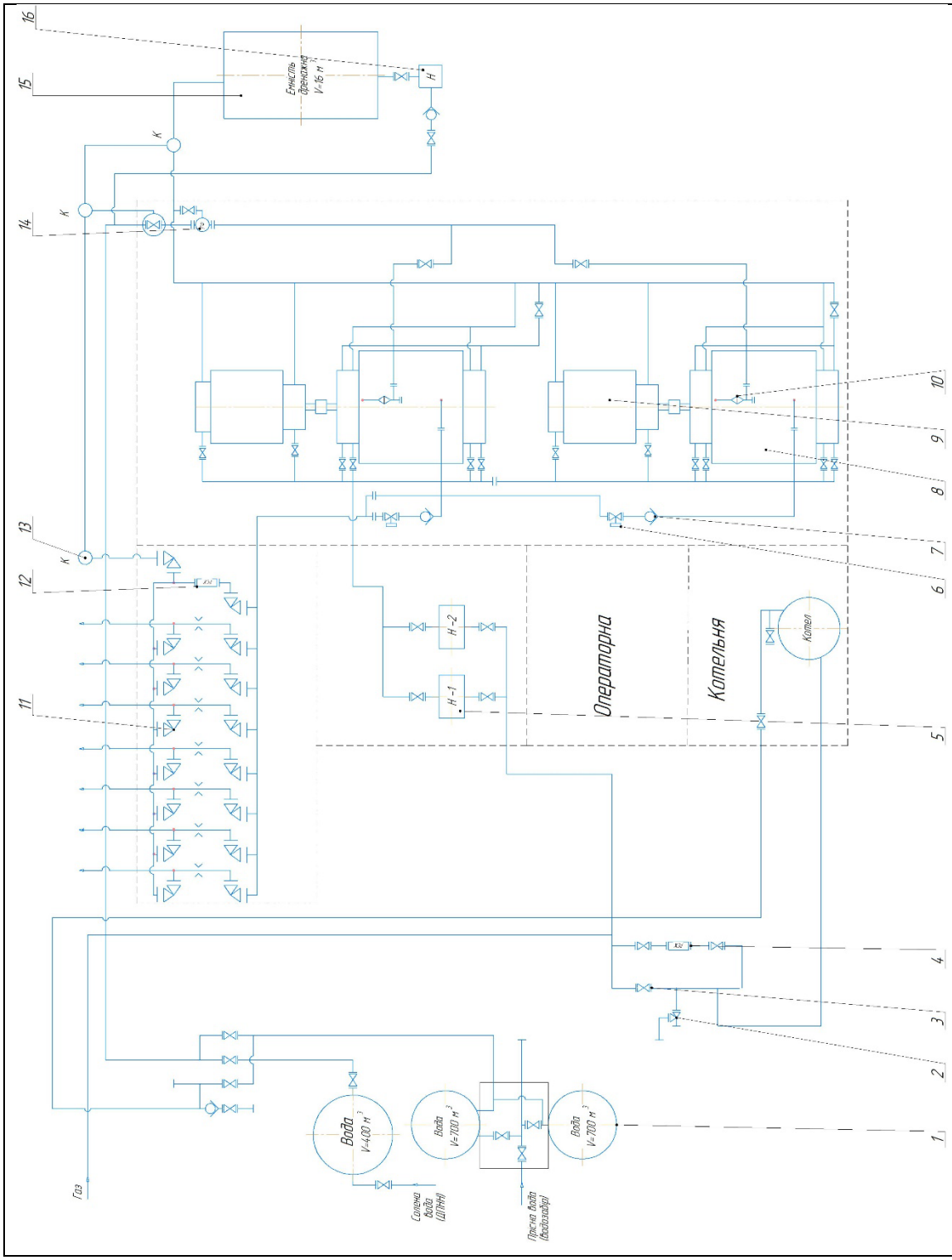


Рисунок 1.1 – Принципова технологічна схема системи підтримання пластового тиску

1 – ємність для води; 2 – запобіжний клапан; 3 – засувка; 4 – регулятор тиску; 5 – дренажний насос; 6 – електроприводна засувка; 7 – зворотній клапан; 8 – насос ЦНС; 9 – електродвигун; 10 – фільтр; 11 – кутовий вентиль; 12 – витратомір; 13 – колодязь; 14 – фільтр; 15 – дренажна ємність; 16 – насос для відкачування дренажної води.

1.2 Типи насосних станцій системи ППТ та їх технічні характеристики

1.2.1 Блокові кущові насосні станції (БКНС)

Блокова кущова насосна станція (БКНС) є основним типом насосної станції другого підйому у системі ППТ. Вона являє собою технологічний комплекс у блочному виконанні, що включає: від 1 до 4 насосних блоків з агрегатами ЦНС180; блок дренажних насосів для збору витоків; блок напірних гребінок з гирловою арматурою та засувками; резервуар стічних вод; трансформаторну комплектну підстанцію; блок автоматизованого управління та контролю (ПКУ). Блочне виконання дозволяє скоротити час спорудження станції, знизити капітальні витрати та забезпечити уніфікацію обладнання [3].

БКНС забезпечують сумарну подачу від 180 до 720 м³/год (за кількістю насосних блоків) при тиску нагнітання 10,5; 14,22 або 19,0 МПа. Потужність одного електродвигуна насоса складає 800; 1200 або 1600 кВт при напрузі 6000 В. У системі ППТ великих нафтових родовищ може бути встановлено від 5 до 50 і більше БКНС із загальним числом насосних агрегатів від 20 до 200 одиниць, що робить задачу підвищення їх надійності та енергоефективності першочерговою [8].

1.2.2 Міні-КНС малої продуктивності (МБКНС)

Станція блочна кущова насосна малої продуктивності (МБКНС) призначена для систем ППТ родовищ з обмеженою приймальністю свердловин та підвищеним пластовим тиском, де БКНС із насосами ЦНС180 є нераціональними через надмірну одиничну потужність. МБКНС виготовляється у трьох виконаннях залежно від схеми водопостачання: централізованого, локального (з підготовкою сеноманської води) та з попереднім скиданням обводненої продукції. Технічні характеристики МБКНС наведено у таблиці 1.1 [3].

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики МБКНС

Параметр	**Значення**
Продуктивність, м³/добу	200-1600
Тиск нагнітання, МПа	12,5–20,0
Тиск на вході, МПа	0,4–1,6
Напруга живлення електродвигунів, В	380
Споживана потужність, кВт	300–750
Температура навколишнього повітря, °С	–55...+45
Температура у насосних блоках, не нижче, °С	+5
Температура у блоці управління, не нижче, °С	+18

1.3 Призначення, класифікація та типорозмірний ряд насосів ЦНС180

Відцентрові секційні насоси типу ЦНС є основним типом агрегатів для нагнітання води у свердловини в системах ППТ. Вони розробляються на одній корпусній базі у кількох модифікаціях, що відрізняються числом секцій (ступенів) і, відповідно, напором нагнітання при однаковій подачі. Конструкція насосів типу ЦНС180 передбачає три базові модифікації: ЦНС180-1050 (8 ступенів), ЦНС180-1422 (11 ступенів) та ЦНС180-1900 (15 ступенів) з тисками нагнітання 9,5; 13,22 та 19,0 МПа відповідно [1] [2].

Допускається зміна числа ступенів (не більше двох) зі встановленням проставних втулок без зміни приєднувальних розмірів. При цьому обов'язкове динамічне балансування ротора після зміни кількості робочих коліс. Така гнучкість конструкції дозволяє адаптувати насос до конкретних гідравлічних умов системи ППТ без заміни агрегату повністю [3].

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики відцентрових насосних агрегатів серії ЦНС180

Показник	**ЦНС180-1050**	**ЦНС180-1422**	**ЦНС180-1900**
Подача, м³/год	180	180	180
Подача, м³/с	0,05	0,05	0,05
Натиск (напір), м	1050	1422	1900
Тиск нагнітання, МПа	≈ 9,5	≈ 13,2	≈ 19,0
Допустимий тиск на вході, МПа	0,6–3,1	0,6–3,1	0,6–3,1
ККД насоса, %	73	73	73
Частота обертання (синхронна), хв⁻¹	3000	3000	3000
Потужність на ном. режимі, кВт	710	960	1280
Число ступенів	8	11	15
Діаметр робочих коліс, мм	308	308	308
Габарити Д × Ш × В, мм	2263×1396×1434	2640×1510×1510	3022×1430×1505
Маса насоса, кг	3500	4000	4860
Потужність ел. двигуна, кВт	800	1200	1600
Напруга живлення, В	6000	6000	6000

На нафтопромислах також знаходять застосування насосні агрегати ЦНС630-1700 (для більших подач), ЦНСА63-1400УХЛ4 (у кислотостійкому виконанні) та триплунжерні насоси НП-3-160 (для дуже високих тисків до 16 МПа при малих подачах до 2,5 дм³/с). Вибір типу насоса визначається сукупністю технологічних вимог: необхідним тиском нагнітання, продуктивністю та характеристиками перекачуваного середовища [3].

1.4 Конструктивні особливості насоса ЦНС180

1.4.1 Принцип дії відцентрового насоса.

Принцип роботи відцентрового насоса базується на перетворенні механічної енергії ротора в гідравлічну енергію потоку рідини. Рідина надходить через всмоктувальний патрубок і кришку всмоктування до вхідного перерізу робочого колеса першого ступеня. Лопаті колеса, що обертається, захоплюють рідину та повідомляють їй кутовий момент кількості руху. Під дією відцентрових сил рідина переміщується від центру до периферії, де її кінетична енергія досягає максимуму [1].

У нерухомому напрямному апараті (НА) кожного ступеня кінетична енергія потоку перетворюється на потенціальну енергію тиску. НА складається з дифузорних каналів, що плавно уповільнюють потік. Потім рідина подається на вхід робочого колеса наступного ступеня. Кожний ступінь підвищує тиск рідини на величину, пропорційну квадрату колової швидкості: $\Delta H \approx u_2^2 / g$, де u_2 – колова швидкість на виході з колеса. Для насоса ЦНС180 при $n = 3000$ хв$^{-1}$ і $D_2 = 308$ мм: $u_2 = \pi D_2 n/60 \approx 48{,}4$ м/с, що дає теоретичний напір одного ступеня ≈ 119–127 м [2].

Загальний напір насоса визначається як сума напорів усіх ступенів, що і пояснює назву «секційний»: $H = z \cdot H_{ст}$, де z – число ступенів, $H_{ст}$ – напір одного ступеня. Для ЦНС180-1900 ($z = 15$): $H = 15 \times 127 \approx 1900$ м. Ця основна залежність визначає гнучкість конструкції: змінюючи кількість ступенів на одній корпусній базі, виробник отримує три модифікації насоса для різних умов ППТ [1] [2].

1.4.2 Корпус та статор насоса

Корпус насоса є сукупністю нерухомих деталей, з'єднаних між собою шпильками та гайками у єдину жорстку конструкцію. До складу корпусу входять: кришка всмоктування (1) – відлита із сірого чавуну СЧ-25, забезпечує

рівномірний осьовий підведення рідини до першого ступеня; кришка напірна (8) – аналогічна за матеріалом, з'єднує останній ступінь з напірним патрубком; секції (6) – циліндричні корпуси кожного ступеня із чавуну; напрямні апарати (3, 5) – нерухомі елементи, що перетворюють швидкість у тиск [3].

Матеріал корпусних деталей – сірий чавун СЧ-25 (ДСТУ 3925) – забезпечує необхідну міцність при тиску до 19 МПа, гарну оброблюваність та прийнятну корозійну стійкість до прісної та помірно мінералізованої пластової води. Для особливо агресивних середовищ (підвищений вміст хлоридів, сірководню) передбачено виготовлення корпусних деталей зі сталі 20Х13 або нержавіючої сталі 12Х18Н10Т (корозійностійке виконання «Д») [3].

1.4.3 Ротор насоса

Ротор насоса є ключовим вузлом, від технічного стану якого залежить надійність всього агрегату. Ротор складається з вала та деталей, посаджених на нього: робочих коліс (2, 4), розвантажувального диска гідравлічної п'яти, захисних втулок вала та дистанційних втулок між ступенями [1].

Вал насоса виготовляється зі сталі 40Х (покращена, HRC 28–32). Він несе значні комплексні навантаження: крутний момент від електродвигуна, радіальні сили від гідродинамічної неурівноваженості робочих коліс та залишкову осьову силу після дії гідроп'яти. Мінімальний діаметр вала у зоні ущільнення становить 80 мм. Статична деформація вала від залишкового осьового навантаження не повинна перевищувати 0,1 мм на метр довжини [1] [3].

Робочі колеса насоса – закриті, з двобічним підведенням рідини для 1-го ступеня та однобічним для проміжних. Матеріал – нержавіюча сталь 20Х13. Діаметр коліс усіх модифікацій D_2 = 308 мм, що є уніфікованим параметром. Зовнішня поверхня ступиці робочого колеса ущільнюється щілинним кільцем з напрямного апарату: зазор 0,15-0,25 мм. Зношування цих ущільнень збільшує перетікання рідини між ступенями, знижуючи об'ємний ККД, і додатково зростає осьова сила на ротор [1] [6].

1.4.4 Система розвантаження ротора від осьових сил

Розрахунок осьової сили для насоса ЦНС180-1900 (15 ступенів) показує, що вона може перевищувати 1000 кН. Осьова сила виникає внаслідок різниці тисків на торцевих поверхнях робочих коліс та спрямована у бік всмоктування. Для одного ступеня осьова сила визначається за наближеною формулою [1] [2]:

$$Fос = \pi/4 \cdot (D_2^2 - D_0^2) \cdot \Delta p \qquad (1.1)$$

де $D_2 = 0{,}308$ м – зовнішній діаметр робочого колеса; $D_0 = 0{,}12$ м – діаметр втулки колеса; Δp – різниця тисків між торцями колеса ($\approx \rho g Hст$ для одного ступеня). При $\rho = 1063$ кг/м³ і $Hст = 127$ м: $\Delta p \approx 1{,}32$ МПа; $Fос,і \approx 81{,}4$ кН; сумарна осьова сила для 15 ступенів ≈ 1221 кН.

Така велика осьова сила не може бути сприйнята упорним підшипником безпосередньо. Тому у насосах ЦНС180 застосовується автоматичний гідравлічний розвантажувальний пристрій – гідравлічна п'ята (гідроп'ята). Розвантажувальний диск, насаджений на вал поблизу нагнітального патрубка, утворює разом із нерухомим сідлом регульований щілинний зазор δ. Різниця тисків по обидва боки диска (тиск нагнітання Нн та тиск у розвантажувальній камері Нрк) утворює силу, що врівноважує осьову силу ротора [1] [3].

Переваги гідроп'яти: повне автоматичне саморегулювання – при збільшенні зазору тиск у розвантажувальній камері зростає і диск повертається у вихідне положення; низькі витоки через гідроп'яту (1–3% від загальної подачі) порівняно з розвантажувальним барабаном. Недоліки: складність конструкції і виготовлення; чутливість до кавітаційних явищ та пульсацій тиску; зношування поверхонь диска і сідла при роботі у режимі сухого тертя (пуск, зупинка). Ресурс гідроп'яти у системі ППТ зазвичай становить 2000–3000 год [3].

1.4.5 Підшипники ковзання

Опорами ротора насоса ЦНС180 служать два радіальних підшипники ковзання (з примусовим мастилом під тиском 0,15–0,30 МПа від окремої мастильної станції). Виняток становить насос ЦНС180-1050, у якому допускається кільцева система мастила. Вкладиші підшипників виготовляються з бабіту Б-83 (ГОСТ 1320) або Б-16, нанесеного на сталеву основу. Підшипники ковзання обрані замість кочення через: вищий ресурс (2000–5000 год проти 8000–15000 год для кочення, але при значно більших навантаженнях); кращу демпфуючу здатність при роботі під надвисоким тиском та відносно малих радіальних навантаженнях [3].

Найбільш поширені причини передчасного виходу підшипників з ладу: недостатня або надлишкова подача мастила; підвищена температура (понад 70 °С у корпусі підшипника) через деградацію мастила; кавітаційні вібрації при роботі поза зоною оптимальних режимів; незбалансованість ротора після ремонту; неспіввісність валів насоса та електродвигуна (допустиме радіальне зміщення: не більше 0,05 мм) [6] [7].

1.4.6 Ущільнення вала

Кінцеві ущільнення вала насоса ЦНС є найбільш уразливим елементом конструкції: за даними промислової статистики, на ущільнювачі припадає до 50% усіх відмов насосів ЦНС у системі ППТ [6] [7]. У серійних насосах ЦНС застосовуються комбіновані ущільнення – поєднання щілинного (лабіринтного) та сальникового типів. Щілинне ущільнення знижує тиск від максимального до близького до атмосферного (дросельний ефект), а сальникове ущільнення з набивкою забезпечує фінальну герметизацію.

Сальникова набивка (АГ-50, ГАФТ, PTFE-набивка) не забезпечує достатньої надійності при тиску понад 1 МПа та температурі понад 60 °С. У цих умовах торцеві ущільнення є ефективнішою альтернативою. Результати

багаторічних промислових випробувань у США, Великобританії та Німеччині показали, що 60–90% торцевих ущільнень виходять з ладу раніше граничного зносу пар тертя [9]. Це свідчить про те, що головною причиною відмов є не природне зношування, а невідповідність матеріалів та конструкції умовам агресивного середовища. Детальний аналіз конструкцій ущільнень розглянуто у Розділі 2.

1.5 Робочі характеристики та зона оптимальних режимів

Відцентровий насос характеризується сімейством взаємопов'язаних кривих, що описують його гідравлічну поведінку при різних подачах: Q–H (напірна), Q–N (потужнісна), Q–η (ефективнісна) та Q–Δhкав (кавітаційна). Ці криві будуються при постійній частоті обертання (n = 3000 хв$^{-1}$) та номінальній густині рідини (ρ = 1000 кг/м³). При перекачуванні пластової води (ρ = 1063–1126 кг/м³) напір H і ККД η залишаються практично незмінними, однак споживана потужність N зростає пропорційно до густини [1] [2].

Напірна характеристика Q–H у відцентрових насосів є спадною: зі збільшенням подачі напір зменшується. Це визначає стійкість спільної роботи насоса з трубопровідною мережею (перетин характеристик Q–H насоса та Q–H мережі). Характеристика мережі системи ППТ є зростаючою: Q–H мер = Нст + R·Q², де Нст – статичний напір (пластовий тиск), R – гідравлічний опір трубопроводу. Робоча точка агрегату – перетин цих двох характеристик [2].

Зона оптимальних режимів – діапазон подач, у якому ККД η ≥ 0,9·ηмах. Для насоса ЦНС180-1900 зона оптимальних режимів: Q = 0,8–1,1·Qном = 144–198 м³/год. У паспорті виробника цей діапазон позначений як «рекомендована зона роботи». Тривала робота поза цією зоною спричиняє характерні негативні явища (таблиця 1.3) [2] [8].

Таблиця 1.3 – Наслідки роботи насоса ЦНС180 поза зоною оптимальних режимів

Режим роботи	**Явище**	**Наслідок для ресурсу**
Q < 0,8 Qном (знижена подача)	Рециркуляція потоку на вході та виході РК; можлива кавітація; значне підвищення температури рідини у корпусі	Ерозія РК та НА; перегрів ущільнень; знос підшипників
Q > 1,1 Qном (підвищена подача)	Відрив потоку у проточній частині; перевантаження електродвигуна (I > Іном)	Знос РК; аварійне відключення; ризик пошкодження двигуна
Q = 0 (закрита засувка)	Нагрівання рідини у корпусі до критичних температур; рециркуляція через РК	Пошкодження ущільнень, закипання рідини (при t > 80°C)
Кавітаційний режим (NPSH > NPSHдоп)	Утворення та схлопування кавітаційних бульбашок; гідравлічні удари; акустичний шум	Кавітаційна ерозія РК першого ступеня; вібрація; руйнування гідроп'яти

1.6 Надійність насосів ЦНС у системі ППТ та основні причини відмов

Ефективність роботи системи ППТ нафтових родовищ визначається насамперед надійністю насосного обладнання. Аналіз статистики відмов насосів типу ЦНС на родовищах ряду нафтовидобувних компаній показав, що ресурс до капітального ремонту зазвичай не перевищує 4000 годин [6]. При цьому структура відмов за вузлами (рис. 1.2) має характерний розподіл: ущільнювачі – близько 50%; підшипники – близько 25%; робоча частина (РК, НА) – близько 15%; вал – близько 5%; корпус – близько 5% [7].

Інтенсивність відмов насоса ЦНС визначається як сума інтенсивностей відмов окремих вузлів [6]:

$$\lambda заг = \lambda у + \lambda в + \lambda п + \lambda к + \lambda рч, \quad (1.2)$$

де λу – інтенсивність відмов ущільнювачів; λв – валу; λп – підшипників; λк – корпусу; λрч – робочої частини.

Вал насоса є найнадійнішим елементом: інтенсивність відмов валу в середньому у 8 разів нижча, ніж у ущільнювачів, і у 3 рази нижча, ніж у підшипників. Корпус насоса також є досить надійним – термін служби може досягати 10 років. Підшипники мають середній термін служби 1–2 роки, а ущільнювальні вузли – від 0,5 до 1,5 року в умовах системи ППТ [7] [18].

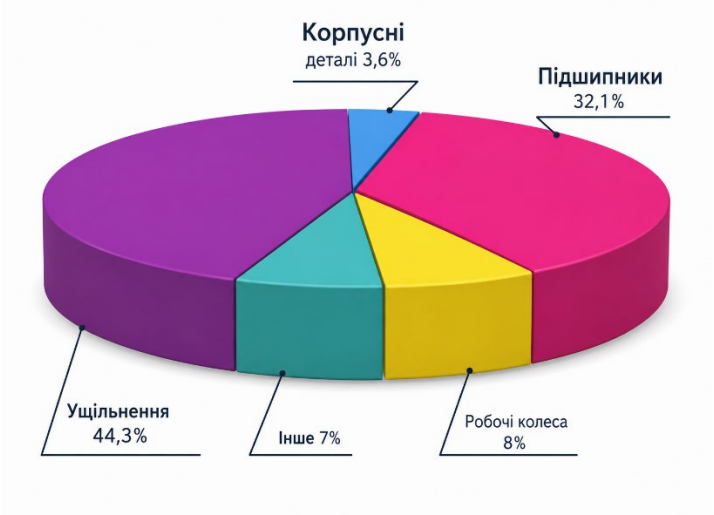


Рисунок 1.2 – Діаграма розподілу ймовірностей відмов по вузлах насоса ЦНС у системі ППТ (за даними промислової статистики [7])

На рисунку 1.2 наведено діаграму розподілу причин відмов основних елементів насоса ЦНС. Аналіз статистичних даних свідчить, що найбільша частка відмов припадає на ущільнення (44,3 %), що обумовлено їх експлуатацією в умовах постійного тертя, впливу підвищених температур, тиску та агресивного робочого середовища. Пошкодження ущільнень призводить до витоку робочої рідини, зниження герметичності та погіршення ефективності роботи насоса.

Значну частку відмов становлять також підшипники (37,1 %). Основними причинами їх виходу з ладу є недостатнє змащування, перевантаження, потрапляння механічних домішок, а також порушення центрування ротора. Відмови підшипникових вузлів негативно впливають на плавність роботи агрегату та можуть стати причиною аварійної зупинки насоса.

Відмови робочих коліс складають 8 % і пов'язані переважно з абразивним зношуванням, кавітаційними процесами, корозією та втомним руйнуванням матеріалу. На частку відмов валів припадає 7 %, що зумовлено циклічними навантаженнями, перевищенням допустимого крутного моменту та концентрацією напружень у конструктивних елементах.

Найменшу частку відмов мають корпусні деталі (3,6 %), які пошкоджуються переважно внаслідок механічних ударів, корозії або виробничих дефектів.

Таким чином, аналіз розподілу відмов показує, що понад 80 % несправностей насоса ЦНС пов'язані з ущільненнями та підшипниками. Це свідчить про необхідність посилення контролю за їх технічним станом, своєчасного технічного обслуговування, забезпечення належного змащування та використання якісних ущільнювальних матеріалів. Реалізація зазначених заходів дозволить підвищити надійність роботи насоса, зменшити кількість аварійних відмов і збільшити ресурс його експлуатації.

На надійність насоса ЦНС суттєво впливають такі чинники. Гідроабразивний знос – ріжучий та ударний вплив на деталі проточної частини твердих частинок, що містяться у перекачуваній пластовій воді. Інтенсивність зносу залежить від концентрації, розміру та твердості частинок, а також від

матеріалів деталей і швидкості потоку [10] [11]. Для умов системи ППТ допустима концентрація механічних домішок у воді – не більше 100 мг/л при розмірах частинок до 0,5 мм.

Кавітаційний знос виникає при роботі насоса у кавітаційному режимі. Кавітація – процес місцевого закипання рідини у зонах зниженого тиску з подальшим конденсацією та схлопуванням бульбашок у зонах підвищеного тиску. Схлопування кавітаційних бульбашок супроводжується гідравлічними ударами, що перевищують міцність матеріалу поверхні. Кавітаційна ерозія є найбільш руйнівним видом зносу для робочих коліс першого ступеня насоса [12] [13].

Корозійний знос виникає внаслідок електрохімічної взаємодії металевих поверхонь деталей з агресивними компонентами пластової води (хлориди, сульфати, розчинений кисень, сірководень). Корозійно-механічна синергія у зонах контакту деталей (ущільнюючі кільця, пари тертя ущільнень) суттєво прискорює загальний знос. Швидкість корозійного зносу сталевих деталей у пластовій воді з вмістом хлоридів 50–200 г/л та розчиненим киснем 3–8 мг/л може сягати 0,1–0,3 мм/рік [14].

1.7 Енергетична ефективність та напрямки вдосконалення насосів ЦНС у системі ППТ

Система ППТ є найбільш енергоємною підсистемою нафтовидобувного підприємства: вона споживає 30–40% усієї електроенергії, що витрачається на видобуток нафти [8]. При цьому близько 80% цієї електроенергії в системі ППТ споживають насосні агрегати для закачування води. Питомі витрати електроенергії досягають 12 кВт·год на 1 м³ закачаної води, що є значним показником та вимагає системного підходу до підвищення ефективності.

Аналіз систем ППТ нафтових компаній показує, що їхня ефективність визначається такими чинниками: прийнятою технологією закачування води в пласт; відповідністю технічних параметрів насосного обладнання вимогам

технологічної схеми; вибором оптимальних режимів закачування води; системою технічного обслуговування та ремонту насосного обладнання [8]. Проблема полягає в тому, що у більшості нафтових компаній відсутня обґрунтована методика вибору насосів для системи ППТ, яка враховувала б особливості технології закачування та забезпечувала оптимальні режими роботи системи «насосна станція – трубопровідна мережа – нагнітальна свердловина».

Основними напрямками вдосконалення насосів ЦНС для підвищення надійності та ефективності в системі ППТ є: по-перше, застосування регульованого електропривода (частотних перетворювачів) для забезпечення роботи у зоні оптимальних режимів при змінному тиску нагнітання. По-друге, вдосконалення конструкцій ущільнювальних вузлів – перехід від сальникових до торцевих ущільнень з сучасними матеріалами пар тертя (карбід кремнію, вуглець-графіт), що дозволяє збільшити ресурс з 1500–2000 год до 8000+ год [9]. По-третє, застосування гідроабразивостійких покриттів (карбід вольфраму, оксид алюмінію) на поверхнях проточної частини для підвищення стійкості до зносу при перекачуванні забрудненої пластової води [10]. Саме вдосконалення ущільнювального вузла вала є предметом цієї бакалаврської роботи.

Висновки до Розділу 1

- Система ППТ є технологічним комплексом, у якому насоси ЦНС180 виконують центральну функцію – нагнітання пластової води під тиском 9,5–19,0 МПа при подачі 180 м³/год. Система включає водозабір, підготовку води, БКНС (МБКНС), розподільні гребінки та нагнітальні свердловини.
- Конструкція ЦНС180 – секційна горизонтальна із уніфікованими робочими колесами Ø308 мм – забезпечує три модифікації (1050, 1422, 1900 м напору) на одній корпусній базі. Ключові конструктивні вузли: корпус (СЧ-25), ротор (40Х, 20Х13), гідроп'ята, підшипники ковзання (Б-83), кінцеві ущільнення вала.
- Принцип дії – послідовне підвищення тиску у кожному ступені за законом Ейлера; $H \approx u_2^2/g$ на ступінь. Для ЦНС180-1900: $u_2 \approx 48{,}4$ м/с, Нст ≈ 127 м, 15 ступенів → H = 1900 м.

– Зона оптимальних режимів Q = 0,8–1,1 Qном (144–198 м³/год) є обов'язковою умовою забезпечення ресурсу; робота поза нею спричиняє кавітацію, рециркуляцію та прискорений знос.

– Ущільнювальний вузол є найуразливішим елементом насоса (до 50% відмов). Головні причини: невідповідність матеріалів умовам агресивної пластової води (ρ = 1063–1126 кг/м³), перевищення параметра p·V для серійних конструкцій ущільнень.

– Система ППТ споживає 30–40% електроенергії нафтовидобувного підприємства (питомі витрати до 12 кВт·год/м³), що підкреслює актуальність підвищення ресурсу агрегатів шляхом вдосконалення конструкцій вузлів.

РОЗДІЛ 2 ОГЛЯД ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВАЛА НАСОСІВ ЦНС

Серед ущільнень валів, що обертаються, торцеві ущільнення найбільш різноманітні за конструкціями, хоча усі конструкції працюють за одніою схемою.

На рис. 2.1 показана принципова схема торцевого ущільнення. Обертовий вал 1 туго зв'язаний за допомогою елемента 4 з кільцем 2. Його торцева поверхня притискається до нерухомого кільця 3, з'єднаного з корпусом машини 5. Отже, кільця 2 і 3 утворюють плоску пару тертя. Зазор між ними визначає величину втрат рідини або газу, що знаходиться в корпусі машини під тиском Р. Елемент 4, повинен забезпечувати щільне та постійне прилягання кілець 2 і 3 одне до одного при вібраціях, зміщеннях валу та зношуванні пари тертя [3].

Торцеві ущільнення можна класифікувати за конструктивними особливостями їхніх упорних елементів. Ці особливості визначають не тільки зовнішній вигляд, але і динаміку торцевих ущільнень.

Упорними елементами, на рис. 2.2 вони показані прямокутниками з діагоналями, є пружини з ущільнюючими кільцями, сильфони та мембрани з пружинами та без них.

Наведені в класифікації, основні типи конструкцій ущільнень показані схематично. Вони поділені на торцеві ущільнення з нерухомими та обертовими пружніми елементами.

Ущільнення з обертовими та нерухомими упорними елементами можуть бути внутрішніми та зовнішніми. В першому випадку більша частина поверхні ущільнення контактує з рідиною, а в другому – упорний елемент встановлюють з зовнішньої сторони.

В якості упорних елементів для торцевих ущільнень усіх типів використовують сильфони та ущільнюючі кільця або манжети з пружинами. Мембрани використовують тільки в якості нерухомих упорних елементів, через їх великі розміри в радіальному напрямку.

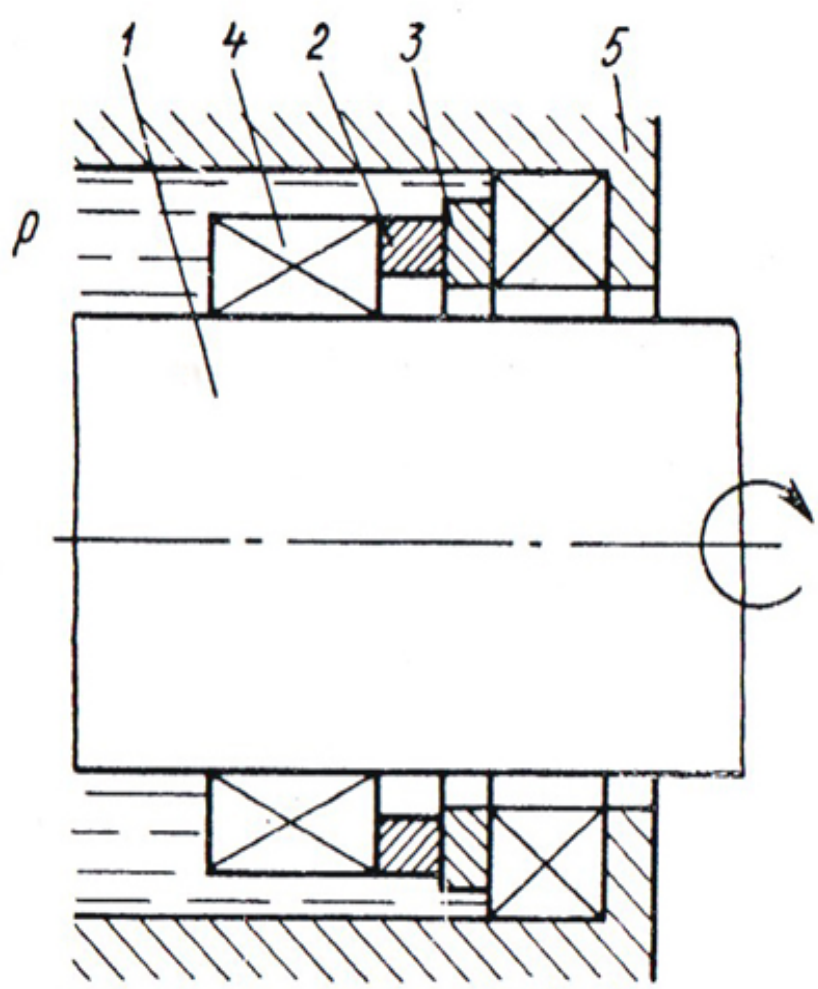


Рисунок. 2.1 – Схема торцевого ущільнення

Торцеві ущільнення можуть бути одинарними або подвійними. Особливо часто використовують одинарні, рідше – подвійні, що є комбінацією двох одинарних. Конструкції з трьох торцевих ущільнень використовують в випадках, коли потрібна особлива надійність ущільнення вала (наприклад, в ущільненнях валів циркуляційних насосів атомних електростанцій).

Як правило, в подвійні торцеві ущільнення подається запірна рідина під тиском 0,05-0,2 МПа, що є більшим за тиск робочої рідини безпосередньо перед ущільненням [6].

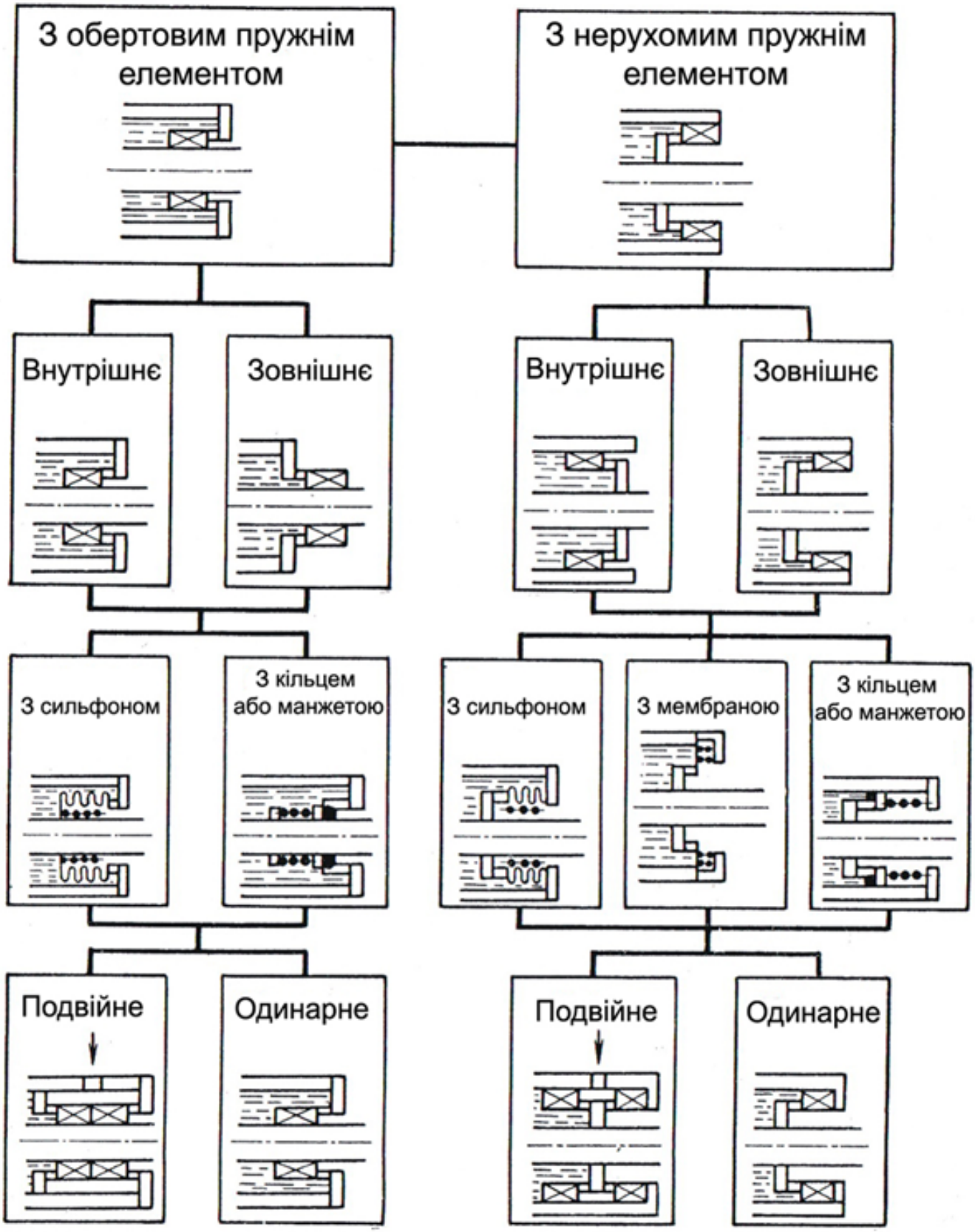


Рисунок 2– Класифікація торцевих ущільнень

Наведена класифікація не охоплює весь різновид конструкцій торцевих ущільнень. В ній, зокрема, не виділені гідравлічно розвантажені ущільнення, не розвантажені, з однією чи декількома пружинами, двоступінчасті і т.д., так як відмінності в конструкціях при цьому є незначними.

Вибір тієї чи іншої конструкції торцевого ущільнення залежить, зокрема, від властивостей середовища, для якого передбачається дане ущільнення. До властивостей відносяться: агрегатний стан (газ, рідина), тиск, температура, в'язкість, вміст механічних домішок, солей, хімічна агресивність по відношенню до конструкційних матеріалів, токсичність, горючість. Іншими, не менш важливими факторами, що визначають конструктивні характеристики ущільнення, є: діаметр та швидкість обертання вала, його биття і можливі зміщення, максимально допустимі габаритні розміри ущільнення, умови його збирання та розбирання.

Різні поєднання перерахованих вище характеристик дозволяють погрупувати конструкції ущільнень по умовах їх застосування наступним чином: 1) ущільнення для неагресивних середовищ (вода, масла, нафтопродукти); 2) ущільнення для агресивних середовищ (кислоти, луги, розчини солей, пари, гази – продукти хімічної, нафтохімічної та інших віток промисловості); 3) ущільнення для середовищ з високим вмістом твердих домішок; 4) спеціальні ущільнення.

Ущільнення перших трьох груп характеризується великою різноманітністю конструкцій. Вони випускаються великими серіями і широко застосовуються в різних машинах та установках.

Спеціальні ущільнення – дрібносерійні і навіть індивідуальні ущільнення, що виготовляються для специфічних, часто особливо важких умов роботи. До таких умов можна віднести високий тиск, високу або низьку температуру, високу швидкість обертання вала, великий діаметр вала, необхідність розбирання ущільнення без розбирання машини, потреба у високій надійності машини і т.д.

В якості характеристики ступеню важкості умов роботи ущільнення вибирають два парметри: тиск середовища перед ущільненням (p) та швидкість ковзання (V) в парі тертя (визначається діаметром та частотою обертання вала).

Добуток тиску (МПа) на швидкість (м/с) дає значення третього параметру – $p \cdot V$.

Поєднання властивостей робочого середовища з параметрами p, V і $p \cdot V$ дає можливість вибрати ту чи іншу конструкцію торцевого ущільнення.

За пропозицією Майера, значення параметрів p, V і $p \cdot V$ різних торцевих ущільнень розділені на 4 групи [7] (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 − Групи торцевих ущільнень

Група	Тиск p, МПа	Швидкість ковзання V, м/с	$p \cdot V$, МПа·(м/с)
I	≤ 0,1	≤ 10	≤ 1
II	≤ 1	≤ 10	≤ 5
III	≤ 5	≤ 20	≤ 50
IV	≤ 5	> 20	> 50

Таким чином, будь-яке торцеве ущільнення можна характеризувати за областю застосування, за розміщенням та виглядом його упорного елементу та за параметром $p \cdot V$.

Розглянемо конструкції різних ущільнень відповідно до класифікації, поданої вище.

Ущільнення для неагресивних середовищ (вода, нафтопродукти).

До них відносяться ущільнення масового виробництва, які встановлені у відцентрових насосах водяного охолодження двигунів внутрішнього згорання (авіаційних, тракторних, автомобільних, суднових), в побутових машинах (пральних, холодильних, сушильних), в автоматах, в різних об’ємних насосах (шестеренчастих, гвинтових).

Ущільнення характеризується низькими об’ємними параметрами $p \cdot V$. В якості пружних елементів використовують в основному гумові сильфони, гумові мембрани чи ущільнюючі кільця з пружинами. Пружні елементи виконують в основному як обертовими, так і нерухомими.

На рис. 2.3 показано одне з таких ущільнень масового виробництва. Ущільнення працює при тиску рідини до 0-0,4 МПа, температурі від –10 до +100°С. Його встановлюють на вали з діаметром до 25мм і частотою обертання до 3000 об/хв. Ущільнення виконується з обертовим пружнім елементом у вигляді пружини 1 і гумового сильфона 2.

Ущільнення, показане на рис. 2.4, виконане з нерухомим пружним елементом у вигляді пружини 1 з мембраною 2. Воно працює при тиску рідини до 0,6МПа і температурі від – 40 до +100 °С. Його встановлюють на вали з діаметром до 30мм і частотою обертання до 3000 об/хв.

Ущільнення, в основному, призначено для насосів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання.

До багатосерійних можна також віднести ущільнення валів відцентрових насосів для водопостачання, теплоенергетики, нафтової промисловості. Ці ущільнення працюють при більш високих параметрах і по параметрах $p \cdot V$ відповідають групам II, III і частково IV. Дані ущільнення працюють при середніх і високих тисках рідин, тому їх пружні елементи виконані, в більшості випадків, у вигляді пружин з ущільнюючими гумовими кільцями круглого перерізу, які легше витримують дію тисків , ніж мембрани і сильфони.

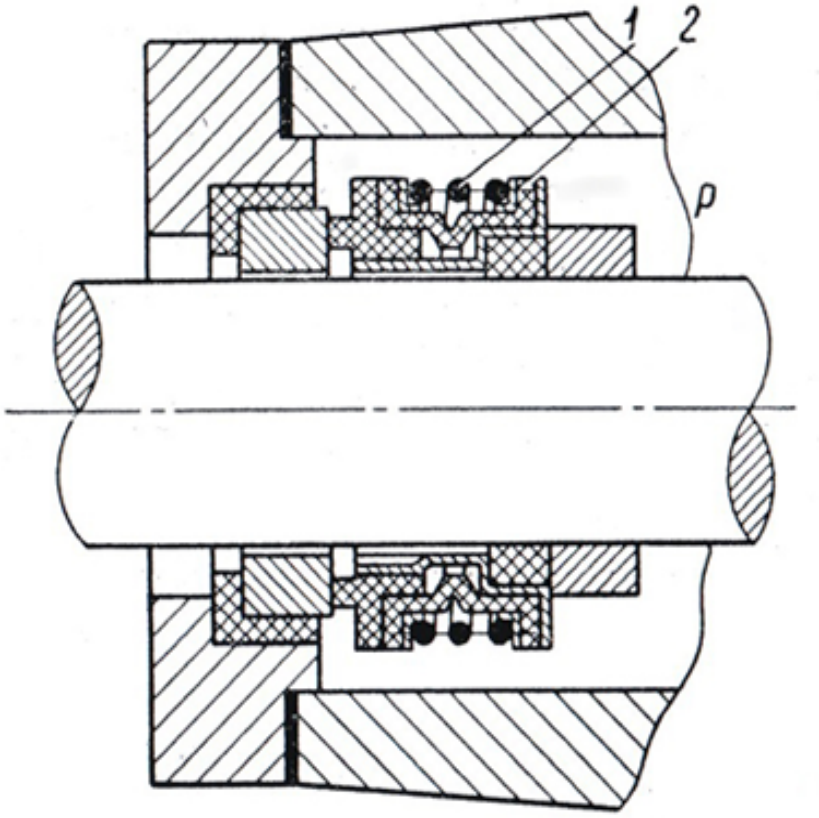


Рисунок 2.3 – Ущільненння з обертовим гумовим сильфоном

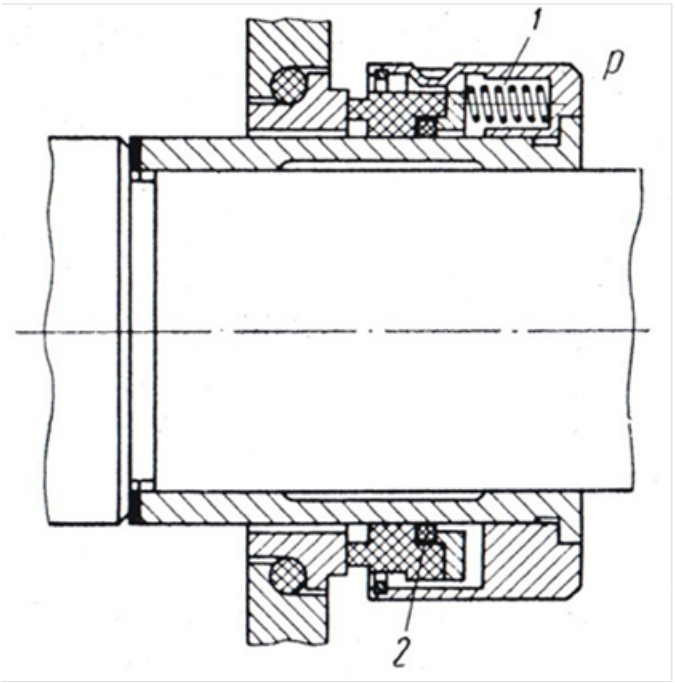


Рисунок 2.4 – Ущільнення з гумовими ущільнюючими кільцями круглого перерізу

На рис. 2.5 показане ущільнення з мембраною, яке виготовляється Налічним машинобудівним заводом. Ущільнення працює при тиску від 0 до 0,5МПа

температурі до 90 °С; установлюють на вали з діаметром до 90мм і частотою обертання до 3000 об/хв.

Ущільнення виконане з обертовим пружнім елементом у вигляді декількох пружин 1 і гумового ущільнюючого кільця 2 круглого перерізу.

На рис. 2.6 показано подвійне торцеве ущільнення, що виготовляється Нальчикським машинобудівним заводом для відцентрових насосів, що перекачують легко киплячі нафтопродукти при переробці нафти (етан, пропан, бутан).

Ущільнення використовують для тисків рідин від вакууму до 2,5 МПа, температур від -80 до +200 °С та встановлюють на вали діаметром до 90мм та частотою обертання до 3600 об/хв.

Ущільнення виконано з обертовим пружнім елементом в виді декількох пружин 1 та конічних ущільнюючих кілець 2 (з фторопласту-4). В корпус ущільнення подається запірна рідина (як правило, масло), що циркулює через систему акумулятора та холодильника під дією гвинтових виступів, виконаних на зовнішній поверхні обойми 3. Тиск запірної рідини в камері ущільнення підтримується на 0,05-0,15МПа вище тиску робочого середовища перед ущільненням.

На рис. 2.7 показано торцеве ущільнення живильного відцентрового насосу, що було розроблено на ВНИИГидромаш. Ущільнення працює при тиску води до 6МПа і температурі до 90 °С. Його встановлюють на вал з діаметром 80мм і частотою обертання 1500 об/хв.

Ущільнення має нерухомий пружній елемент і гумове кільце круглого перерізу. Пара тертя ущільнення складається з обертового 1 і нерухомого 2 кілець, виготовлених із силіційованого графіту і вклеєних в металічні деталі.

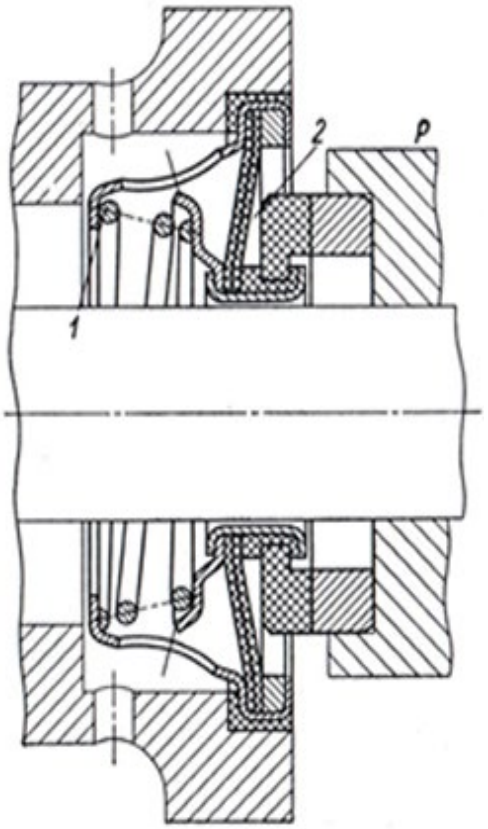


Рисунок 2.5 – Ущільнення з мембраною

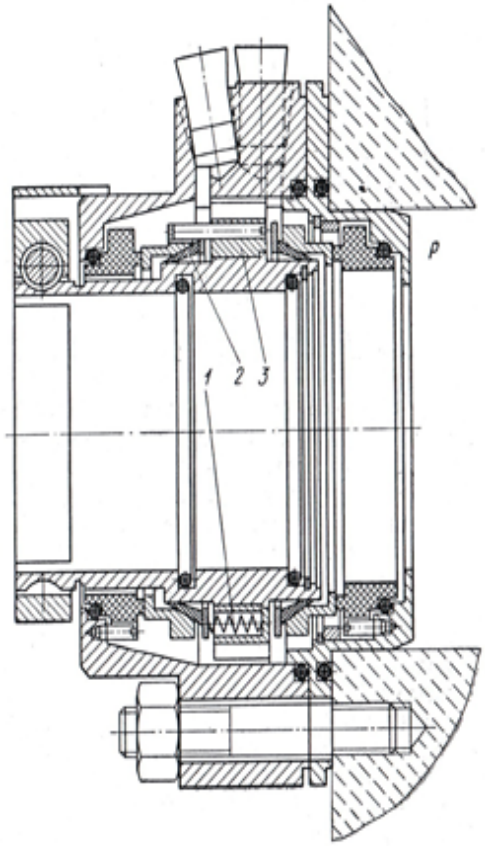


Рисунок 2.6 – Підвійне торцеве ущільнення для легкотекучих нафтопродуктів

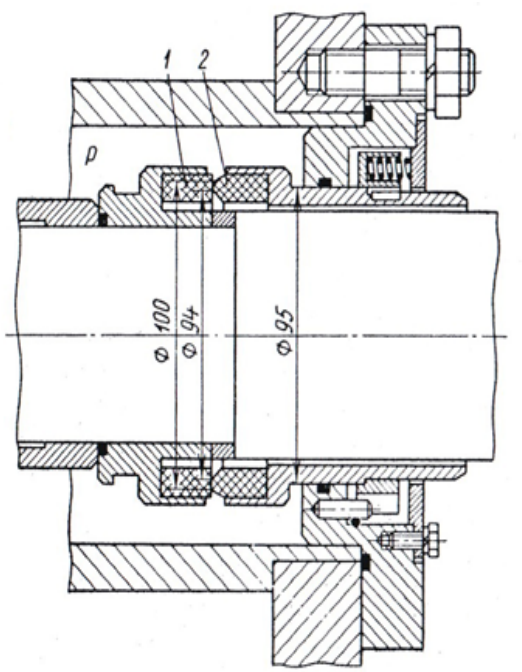


Рисунок 2.7 – Торцеве ущільнення живильного відцентрового насосу

Особливістю ущільнення являється те що його пружній елемент розміщений в ізольованій від середовища простору, який заповнений консистентним мастилом.

Характерним для описаних ущільнень є використання порівняно простих, не наділених високою корозійною стійкістю матеріалів для виготовлення їх деталей, за виключенням матеріалів пар тертя, в яких, як правило, поєднуються властивості високої зносостійкості та корозійної стійкості.

Як ми бачимо, розглянуті конструкції прототипів торцевих ущільнень, є не досконалими і не в повній мірі задовольняють умовам роботи відцентрового насоса, що використовується в системі підтримання пластового тиску. Тому, необхідне розроблення більш нової конструкції ущільнюючого вузла вала насосу ЦНС для конкретних умов експлуатації (перекачувана рідина – солена вода, ρ=1063-1126 кг/м³ [4]).

3 ПОРІВНЯЛЬНІ РОЗРАХУНКИ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВАЛА НАСОСА ЦНС180

3.1 Вихідні дані для розрахунків

Розрахунки виконано для умов насоса ЦНС180-1900 у системі підтримання пластового тиску нафтових родовищ.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для порівняльних розрахунків

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Перекачуване середовище	–	Пластова вода	–
Густина середовища	ρ	1063–1126	кг/м³
Тиск у зоні ущільнення	p_1	0,40	МПа
Температура середовища	T_1	≤ 80	°C
Температура запірної рідини на вході	T_0	40	°C
Витрата запірної рідини	Q_зап	2 л/хв = $3{,}33 \cdot 10^{-5}$	м³/с
Теплоємність запірної рідини (мастило)	c	1900	Дж/(кг·К)
Густина запірної рідини	ρ_m	900	кг/м³
Діаметр вала у місці ущільнення	d	80	мм
Частота обертання вала	n	3000	об/хв
Монтажний зазор	δ	1	мм
Ширина контактної поверхні	b	6	мм
Кількість тарілчастих пружин (вдоскон.)	z_пр	6 на пару	шт.

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Зусилля однієї пружини (вдоскон.)	$F_{1пр}$	85	Н

3.2 ОБ'ЄКТИ ПОРІВНЯННЯ

Порівняльні розрахунки виконано для чотирьох типів торцевих ущільнень:

1. Ущільнення 1 – Вдосконалене подвійне торцеве ущільнення «спина до спини» із запірною рідиною, пара тертя SiC/графіт (об'єкт проектування у БР).
2. Ущільнення 2 – Одинарне торцеве ущільнення з обертовим гумовим сильфоном (конструкція масового виробництва).
3. Ущільнення 3 – Одинарне ущільнення з нерухомим пружним елементом (мембрана + пружина).
4. Ущільнення 4 – Одинарне ущільнення з обертовим пружним елементом (пружина + гумове кільце).

Таблиця 3.2 – Конструктивні та матеріальні параметри ущільнень

Параметр	Вдосконон. (1)	Сильфон (2)	Мембрана (3)	Пружина+гума (4)
Схема	Подвійне, «спина до спини»	Одинарне	Одинарне	Одинарне
Пружний елемент	Тарілч. пружини (нерухомий)	Гум. сильфон (обертовий)	Мембрана (нерухомий)	Циліндр. пружини (обертовий)
Пара тертя	SiC / графіт	Кераміка / гума	Графіт / сталь	Графіт / сталь
Вторинні ущільнення	FKM (Viton)	Гума NBR	Гума NBR	Гума NBR
Корпус	12Х18Н10Т	Чавун	Сталь 45	Сталь 45

Параметр	Вдосконон. (1)	Сильфон (2)	Мембрана (3)	Пружина+гума (4)
Коеф. тертя f	0,05	0,12	0,10	0,09
Коеф. β розвантаження	0,70	0,85	0,80	0,75
Зусилля пружин, Н	6×85 = 510	80	120	150
[p·V]доп, МПа·м/с	50	1	5	5
[T]доп, °C	150	100	100	90
pmax, МПа	19	0,4	0,6	0,5

3.3 ГЕОМЕТРИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРИ ТЕРТЯ

Геометричні параметри пари тертя однакові для всіх чотирьох ущільнень, оскільки вони встановлюються на один і той самий вал насоса ЦНС180 (d = 80 мм).

3.3.1 Внутрішній діаметр контактних кілець

Внутрішній діаметр приймається рівним діаметру вала з урахуванням монтажного зазору:

$$d_1 = d + 2\delta = 80 + 2 \cdot 1 = 82 \text{ мм} \quad (3.1)$$

де d = 80 мм – діаметр вала; δ = 1 мм – монтажний зазор.

3.3.2 Зовнішній діаметр контактних кілець

Зовнішній діаметр визначається з умови забезпечення ширини контактної поверхні b = 6 мм (рекомендований діапазон 4–8 мм для групи II–III за класифікацією Майера):

$$d_2 = d_1 + 2b = 82 + 2 \cdot 6 = 94 \text{ мм} \quad (3.2)$$

3.3.3 Середній діаметр пари тертя

$$dcp = (d_1 + d_2)/2 = (82 + 94)/2 = 88 \text{ мм} = 0{,}088 \text{ м} \quad (3.3)$$

3.3.4 Площа контакту пари тертя

$$A = \pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)/4 = \pi \cdot (94^2 - 82^2)/4 = \pi \cdot (8836 - 6724)/4 \approx 1659 \text{ мм}^2 \quad (3.4)$$

$A = \pi \cdot 2112/4 = 1659$ мм² $= 1{,}659 \cdot 10^{-3}$ м²

Таблиця 3.3 – Зведені геометричні параметри пари тертя (однакові для всіх ущільнень)

Параметр	Позначення	Розрахунок	Результат	Одиниця
Внутр. діаметр	d_1	80 + 2·1	82	мм
Зовн. діаметр	d_2	82 + 2·6	94	мм
Ширина контакту	b	(94 – 82)/2	6	мм
Середній діаметр	dcp	(82+94)/2	88	мм
Площа контакту	A	$\pi \cdot (94^2 – 82^2)/4$	1659	мм²

3.4 РОЗРАХУНОК ШВИДКОСТІ КОВЗАННЯ ТА ПАРАМЕТРА P·V

Швидкість ковзання в парі тертя

Швидкість ковзання є однаковою для всіх чотирьох ущільнень, оскільки всі вони встановлюються на вал того самого насоса:

$$V = \pi \cdot dcp \cdot n / 60 = \pi \cdot 0{,}088 \cdot 3000 / 60 = 13{,}82 \text{ м/с} \quad (3.5)$$

Параметр навантаженості ущільнення p·V

Параметр p·V розраховується за формулою:

$$p \cdot V = p_1 \cdot V \quad (3.6)$$

де $p_1 = 0{,}40$ МПа – тиск середовища перед ущільненням; $V = 13{,}82$ м/с – швидкість ковзання.

$$p \cdot V = 0{,}40 \cdot 13{,}82 = 5{,}52 \text{ МПа·м/с} \quad (3.7)$$

Значення p·V = 5,52 МПа·м/с є однаковим для всіх ущільнень (визначається умовами роботи насоса, а не конструкцією ущільнення). Відмінність полягає у допустимому значенні [p·V]доп для кожної конструкції:

Таблиця 3.4 – Порівняння фактичного та допустимого параметра p·V

Параметр	**Вдоскон. (1)**	**Сильфон (2)**	**Мембрана (3)**	**Пружина+гума (4)**
Факт. p·V, МПа·м/с	5,52	5,52	5,52	5,52
[p·V]доп, МПа·м/с	50	1	5	5
Запас n = [p·V]доп / p·V факт	9,1×	0,18×	0,91×	0,91×
Висновок	Норма	Перевищення	На межі	На межі

Висновок: Ущільнення 2, 3, 4 перевищують або знаходяться на межі допустимого навантаження p·V при роботі на насосі ЦНС180. Тільки вдосконалена конструкція SiC/графіт (SiC - карбід кремнію) має 9-кратний запас зносостійкості.

3.4 РОЗРАХУНОК СИЛИ ПРИТИСКУ ТА КОНТАКТНОГО ТИСКУ

Розрахункові формули

Гідростатичне зусилля від тиску середовища на кільце пари тертя з урахуванням коефіцієнта гідравлічного розвантаження β:

$$Fг = p_1 \cdot A \cdot \beta \tag{3.8}$$

Результуюча сила притиску:

$$F = Fг + Fпр = p_1 \cdot A \cdot \beta + Fпр \tag{3.9}$$

де Fпр – зусилля пружин (відрізняється для кожного ущільнення).

Контактний тиск у парі тертя:

$$pк = F / A \tag{3.10}$$

Умова герметичності (нижня межа):

$$[pк]мін = 0{,}30\ МПа \tag{3.11}$$

Умова обмеженого зносу (верхня межа):

$$[рк]max = 1{,}50\ МПа\ \ (для\ пари\ SiC/графіт) \qquad (3.12)$$

Розрахунки для кожного ущільнення

Ущільнення 1: Вдосконалене (SiC/графіт)

Коефіцієнт гідравлічного розвантаження β = 0.70; зусилля пружин Fпр = 510 Н.

Гідростатичне зусилля:

$$Fг = p_1 \cdot A \cdot \beta = 0{,}40 \cdot 1659 \cdot 0.70 = 464.5\ Н$$

Результуюча сила притиску:

$$F = Fг + Fпр = 464.5 + 510 = 974.5\ Н$$

Контактний тиск:

$$рк = F / A = 974.5 / 1659 = 0.587\ МПа$$

Перевірка:

[рк]мін = 0,30 МПа → рк = 0.587 МПа ≥ 0,30 МПа – умова ВИКОНАНА

Перевірка:

[рк]мах = 1,50 МПа → рк = 0.587 МПа ≤ 1,50 МПа – умова ВИКОНАНА

Ущільнення 2: З сильфоном

Коефіцієнт гідравлічного розвантаження β = 0.85; зусилля пружин Fпр = 80 Н.

Гідростатичне зусилля:

$$Fг = p_1 \cdot A \cdot \beta = 0{,}40 \cdot 1659 \cdot 0.85 = 564.0\ Н$$

Результуюча сила притиску:

$$F = Fг + Fпр = 564.0 + 80 = 644.0\ Н$$

Контактний тиск:

$$рк = F / A = 644.0 / 1659 = 0.388\ МПа$$

Перевірка:

[рк]мін = 0,30 МПа → рк = 0.388 МПа ≥ 0,30 МПа – умова ВИКОНАНА

Перевірка:

[рк]мах = 1,50 МПа → рк = 0.388 МПа ≤ 1,50 МПа – умова ВИКОНАНА

Ущільнення 3: З мембраною

Коефіцієнт гідравлічного розвантаження β = 0.80; зусилля пружин Fпр = 120 Н.

Гідростатичне зусилля:

$$Fг = p_1 \cdot A \cdot \beta = 0{,}40 \cdot 1659 \cdot 0.80 = 530.8\ Н$$

Результуюча сила притиску:

$$F = Fг + Fпр = 530.8 + 120 = 650.8\ Н$$

Контактний тиск:

$$pк = F / A = 650.8 / 1659 = 0.392\ МПа$$

Перевірка:

[рк]мін = 0,30 МПа → рк = 0.392 МПа ≥ 0,30 МПа – умова ВИКОНАНА

Перевірка:

[рк]мах = 1,50 МПа → рк = 0.392 МПа ≤ 1,50 МПа – умова ВИКОНАНА

Ущільнення 4: Пружина + гума

Коефіцієнт гідравлічного розвантаження β = 0.75; зусилля пружин Fпр = 150 Н.

Гідростатичне зусилля:

$$Fг = p_1 \cdot A \cdot \beta = 0{,}40 \cdot 1659 \cdot 0.75 = 497.6\ Н$$

Результуюча сила притиску:

$$F = Fг + Fпр = 497.6 + 150 = 647.6\ Н$$

Контактний тиск:

$$pк = F / A = 647.6 / 1659 = 0.390\ МПа$$

Перевірка:

[рк]мін = 0,30 МПа → рк = 0.390 МПа ≥ 0,30 МПа – умова ВИКОНАНА

Перевірка:

[рк]мах = 1,50 МПа → рк = 0.390 МПа ≤ 1,50 МПа – умова ВИКОНАНА

Таблиця 3.5 – Зведені результати розрахунку сили притиску та контактного тиску

Параметр	**Вдоскон. (1)**	**Сильфон (2)**	**Мембрана (3)**	**Пружина+гума (4)**
Коеф. β	0,70	0,85	0,80	0,75
Fпр, Н	510	80	120	150
$F_г = p_1 \cdot A \cdot \beta$, Н	464,5	564,0	530,8	497,6
$F = F_г + F_{пр}$, Н	974,5	644,0	650,8	647,6
$p_к = F/A$, МПа	0,587	0,388	0,392	0,390
$p_к \geq 0{,}30$ МПа (герм.)	Так	Так	Так	Так
$p_к \leq 1{,}50$ МПа (знос)	Так	Так	Так	Так

3.5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК УЩІЛЬНЕНЬ

Розрахункові формули

Потужність тертя в одній парі тертя:

$$Nmp = f \cdot F \cdot V \tag{3.13}$$

де f – коефіцієнт тертя (залежить від матеріалів пари); F – сила притиску, Н; V – швидкість ковзання, м/с.

Загальна потужність тертя:

$$Nзаг = k \cdot Nmp \tag{3.14}$$

де k = 2 для подвійного ущільнення (Ущільнення 1); k = 1 для одинарних ущільнень (Ущільнення 2, 3, 4).

Тепловий баланс: вся теплота відводиться запірною рідиною (мастилом), що циркулює через зовнішню систему охолодження:

$$Nзаг = \rho_m \cdot c \cdot Q_зап \cdot \Delta T \tag{3.15}$$

де ρ_m = 900 кг/м³ – густина запірної рідини; c = 1900 Дж/(кг·К) – теплоємність; Q_зап = 3,33·10⁻⁵ м³/с – витрата.

Підвищення температури запірної рідини:

$$\Delta T = Nзаг / (\rho_m \cdot c \cdot Q_зап) \quad (3.16)$$

Температура на виході із системи охолодження:

$$T_2 = T_0 + \Delta T \quad (3.17)$$

де T_0 = 40°C – початкова температура запірної рідини.

Умова теплового режиму:

$$T_2 \leq [T]доп \quad (3.18)$$

Розрахунки для кожного ущільнення

Ущільнення 1: Вдосконалене (SiC/графіт)

Коефіцієнт тертя f = 0.05; сила притиску F = 974.5 Н; k = 2 (подвійне).

Потужність тертя в одній парі:

$$Nтр = f \cdot F \cdot V = 0.05 \cdot 974.5 \cdot 13,82 = 673.5\ Вт$$

Загальна потужність (k = 2):

$$Nзаг = 2 \cdot 673.5 = 1347.0\ Вт$$

Підвищення температури запірної рідини:

$$\Delta T = 1347.0 / (900 \cdot 1900 \cdot 3,33 \cdot 10^{-5}) = 23.7°C$$

Температура запірної рідини на виході:

$$T_2 = T_0 + \Delta T = 40 + 23.7 = 63.7°C$$

Перевірка:

T_2 = 63.7°C; [T]доп = 150°C → T_2 < [T]доп – умова ВИКОНАНА (запас 86.3°C)

Ущільнення 2: З сильфоном

Коефіцієнт тертя f = 0.12; сила притиску F = 644.0 Н; k = 1 (одинарне).

Потужність тертя в одній парі:

$$Nтр = f \cdot F \cdot V = 0.12 \cdot 644.0 \cdot 13,82 = 1068.2\ Вт$$

Загальна потужність (k = 1):

$$Nзаг = 1 \cdot 1068.2 = 1068.2\ Вт$$

Підвищення температури запірної рідини:

$$\Delta T = 1068.2 / (900 \cdot 1900 \cdot 3{,}33 \cdot 10^{-5}) = 18.8°C$$

Температура запірної рідини на виході:

$$T_2 = T_0 + \Delta T = 40 + 18.8 = 58.8°C$$

Перевірка:

$T_2 = 58.8°C$; [T]доп = 100°C → T_2 < [T]доп – умова ВИКОНАНА (запас 41.2°C)

Ущільнення 3: З мембраною

Коефіцієнт тертя f = 0.1; сила притиску F = 650.8 Н; k = 1 (одинарне).

Потужність тертя в одній парі:

$$Nmp = f \cdot F \cdot V = 0.1 \cdot 650.8 \cdot 13{,}82 = 899.6\ Вт$$

Загальна потужність (k = 1):

$$Nзаг = 1 \cdot 899.6 = 899.6\ Вт$$

Підвищення температури запірної рідини:

$$\Delta T = 899.6 / (900 \cdot 1900 \cdot 3{,}33 \cdot 10^{-5}) = 15.8°C$$

Температура запірної рідини на виході:

$$T_2 = T_0 + \Delta T = 40 + 15.8 = 55.8°C$$

Перевірка:

$T_2 = 55.8°C$; [T]доп = 100°C → T_2 < [T]доп – умова ВИКОНАНА (запас 44.2°C)

Ущільнення 4: Пружина + гума

Коефіцієнт тертя f = 0.09; сила притиску F = 647.6 Н; k = 1 (одинарне).

Потужність тертя в одній парі:

$$Nmp = f \cdot F \cdot V = 0.09 \cdot 647.6 \cdot 13{,}82 = 805.7\ Вт$$

Загальна потужність (k = 1):

$$Nзаг = 1 \cdot 805.7 = 805.7\ Вт$$

Підвищення температури запірної рідини:

$$\Delta T = 805.7 / (900 \cdot 1900 \cdot 3{,}33 \cdot 10^{-5}) = 14.1°C$$

Температура запірної рідини на виході:

$$T_2 = T_0 + \Delta T = 40 + 14.1 = 54.1°C$$

Перевірка:

$T_2 = 54.1°C$; $[T]доп = 90°C \rightarrow T_2 < [T]доп$ – умова ВИКОНАНА (запас 35.9°C)

Таблиця 3.6 – Зведені результати теплового розрахунку

Параметр	**Вдоскон. (1)**	**Сильфон (2)**	**Мембрана (3)**	**Пружина+гума (4)**
Коеф. тертя f	0,05	0,12	0,10	0,09
Nтр (1 пара), Вт	673,5	1068,2	899,6	805,7
k (кількість пар)	2	1	1	1
Nзаг, Вт	1347,0	1068,2	899,6	805,7
ΔT, °C	23,7	18,8	15,8	14,1
$T_2 = 40 + \Delta T$, °C	63,7	58,8	55,8	54,1
[T]доп, °C	150	100	100	90
Запас, °C	86,3	41,2	44,2	35,9
Умова виконана	Так	Так	Так	Так

3.6 РОЗРАХУНОК ТАРІЛЧАСТИХ ПРУЖИН НА МІЦНІСТЬ

Розрахунок виконується тільки для вдосконаленого ущільнення, оскільки саме воно розробляється у даній роботі. Тарілчаста пружина DIN 2093: D = 20 мм; d_0 = 10,2 мм; h = 0,9 мм; s = 0,5 мм.

Параметри пружини

Геометричний параметр пружини:

$$C_1 = (6/\pi)\cdot(1/\ln(D/d_0))\cdot((D/d_0 - 1)/(D/d_0))^2 \quad (3.19)$$

$$C_1 = (6/\pi)\cdot(1/\ln(1,96))\cdot(0,49)^2 \approx 1,22$$

$$C_2 = (6/\pi)\cdot(1/\ln(D/d_0))\cdot(D/d_0 - 1)/(2\cdot\ln(D/d_0)) \approx 1{,}46 \quad (3.20)$$

Максимальне напруження

За методикою DIN 2093 для тарілчастої пружини при деформації 55% від плоского стану (клас деформування С):

$$\sigma_{max} = (4\cdot E\cdot s) / (\pi\cdot(1-\mu^2)\cdot D^2) \cdot [C_1\cdot h + C_2\cdot s/2] \quad (3.21)$$

де E = 206 000 МПа (сталь 12Х18Н10Т); μ = 0,3; D = 0,020 м; s = 0,0005 м; h = 0,0009 м.

$$\sigma_{max} \approx 4\cdot 206000\cdot 0{,}0005 / (\pi\cdot(1-0{,}09)\cdot 0{,}0004) \cdot [1{,}22\cdot 0{,}0009 + 1{,}46\cdot 0{,}00025] \quad (3.22)$$

$$\sigma_{max} \approx 400\ МПа \quad (3.23)$$

Перевірка умови міцності

Допустиме напруження для нержавіючої сталі 12Х18Н10Т при знакозмінному навантаженні:

$$[\sigma] = 0{,}75 \cdot \sigma m = 0{,}75 \cdot 550 = 412\ МПа \quad (3.24)$$

Перевірка: σmax = 400 МПа ≤ [σ] = 412 МПа → **умова ВИКОНАНА**

Перевірка кілець пари тертя SiC

Допустимий контактний тиск для карбіду кремнію SiC: [рк]доп = 5 МПа.

$$рк = 0{,}587\ МПа << [рк]доп = 5\ МПа \quad (3.25)$$

Висновок: умова контактної міцності виконана з 8,5-кратним запасом

3.7 ЗВЕДЕНИЙ ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ

Зведена таблиця розрахункових показників

Таблиця 3.7 – Зведені результати порівняльних розрахунків

Показник	**Формула**	**Вдоскон. (1)**	**Сильфон (2)**	**Мембрана (3)**	**Пружина+гума (4)**
d_1, мм	d+2δ	82	82	82	82
d_2, мм	d_1+2b	94	94	94	94
dcp, мм	(d_1+d_2)/2	88	88	88	88

Показник	Формула	Вдоскон. (1)	Сильфон (2)	Мембрана (3)	Пружина+гума (4)
A, мм²	$\pi(d_2^2-d_1^2)/4$	1659	1659	1659	1659
V, м/с	$\pi \cdot dcp \cdot n/60$	13,82	13,82	13,82	13,82
p·V факт, МПа·м/с	$p_1 \cdot V$	5,52	5,52	5,52	5,52
[p·V]доп, МПа·м/с	–	50	1	5	5
Запас по p·V	[p·V]доп/факт	9,1×	0,18×	0,91×	0,91×
Fг, Н	$p_1 \cdot A \cdot \beta$	464.5	564.0	530.8	497.6
Fпр, Н	–	510	80	120	150
F, Н	Fг+Fпр	974.5	644.0	650.8	647.6
рк, МПа	F/A	0.587	0.388	0.392	0.390
Умова рк≥0,3	–	Так	Так	Так	Так
Умова рк≤1,5	–	Так	Так	Так	Так
Nтр (1 пара), Вт	f·F·V	673.5	1068.2	899.6	805.7
Nзаг, Вт	k·Nтр	1347.0	1068.2	899.6	805.7
T_2, °C	$40+Nзаг/(\rho c \cdot Q)$	63.7	58.8	55.8	54.1
[T]доп, °C	–	150	100	100	90
Умова $T_2 \le [T]$доп	–	Так	Так	Так	Так

Показник	Формула	Вдоскон. (1)	Сильфон (2)	Мембрана (3)	Пружина+гума (4)
Ресурс, год	–	8000+	1500	2000	2500
Придатність для ЦНС180	–	ТАК	НІ	НІ	НІ

Висновки порівняльного аналізу

1. **Параметр p·V:** Фактичне значення p·V = 5,52 МПа·м/с однакове для всіх ущільнень (визначається умовами роботи насоса). Ущільнення 2 (сильфон) перевищує допустиме у 5,5 разів. Ущільнення 3 і 4 знаходяться на самій межі [p·V]доп = 5 МПа. Тільки вдосконалена конструкція (SiC/графіт) має допустиме [p·V] = 50 МПа·м/с із запасом 9,1.
2. **Контактний тиск:** Усі чотири конструкції знаходяться у допустимому діапазоні pк = 0,30–1,50 МПа. Різниця зумовлена різними коефіцієнтами розвантаження β та зусиллями пружин.
3. **Тепловий режим:** Вдосконалена конструкція має Nзаг = 1347 Вт та T_2 = 63.7°C при допустимій 150°C (запас 86.3°C). Ущільнення 4 (пружина+гума) критично близько до допустимої: T_2 = 54.1°C при [T]доп = 90°C – запас лише 35.9°C.
4. **Ресурс:** Вдосконалена конструкція забезпечує ресурс 8000+ год, що у 3,2–5,3 рази перевищує ресурс стандартних ущільнень (1500–2500 год). Це обумовлено матеріалами пари тертя SiC/графіт, що мають низький коефіцієнт тертя та відмінну зносостійкість.
5. **Висновок:** З чотирьох розглянутих конструкцій лише вдосконалене подвійне торцеве ущільнення із запірною рідиною та парою тертя SiC/графіт є придатним для роботи на насосі ЦНС180 у системі ППТ. Стандартні ущільнення 2, 3, 4 не відповідають умовам навантаженості за параметром p·V при зазначених умовах роботи.

РОЗДІЛ 4 МОНТАЖ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ НАСОСА ЦНС180несправностей і методів їх усунення; вимоги безпеки

4.1 Монтаж насосного агрегату

4.1.1 Послідовність монтажних операцій

1. встановлення рами (плити) на фундамент та підливання бетоном (марка не нижче М200), витримка не менше 72 год;
2. встановлення насоса на раму, перевірка горизонтальності вала;
3. встановлення електродвигуна, попереднє центрування через муфту;
4. монтаж всмоктувального та нагнітального трубопроводів із засувками, зворотним клапаном та манометрами;
5. монтаж мастильної станції, підключення маслопроводів до підшипників;
6. монтаж системи охолодження торцевих ущільнень (при наявності);
7. точне центрування агрегату через зубчасту муфту;
8. затягування фундаментних болтів та остаточна підливка рами.

4.1.2 Центрування насосного агрегату

Неспіввісність – це часта причина аварійності обладнання під час експлуатації. Неспіввісністю називають розбіжність осей обертання двох валів. Неспіввісність буває двох видів - паралельна та кутова.

Перекос машини називають комбінацію обох видів неспіввісності. Навіть при використанні пружних муфт перекоси призводять до збільшення навантаження на опорні частини машини, підвищення рівня вібрації та інших негативних ефектів.

Вплив перекосів:

– На підшипники. Неспіввісність призводить до виникнення моменту, що породжує сили реакції у підшипниках машини. Підвищення навантаження на

підшипники через перекоси валів на 20% скорочує розрахункову довговічність підшипників на 50%.

– На ущільнення. Перевантаження та вібрації, спричинені неспіввісністю, призводять до пошкодження муфт (перегрів, ослаблення або поломка болтів) та валів.

- На муфти та вали. Неспіввісність призводить до зношування ущільнень, що, у свою чергу, збільшує ризик пошкодження підшипників через проникнення забруднень та витікання мастильного матеріалу.

- на споживання енергії. Споживання енергії внаслідок перекосів валів машини може зрости на 20%.

Щоб уникнути зазначених негативних ефектів, перекоси валів повинні бути в межах допусків, встановлених виробником машини. Слід пам'ятати, що високошвидкісні машини вимагають дуже точної вивірки, яка може бути забезпечена грубими методами чи з допомогою індикаторів часового типу.

Вивірка співвісності - одна з найважливіших операцій під час обслуговування машин. Перекоси валів спричиняють проблеми експлуатації багатьох компонентів машин. Дослідження показують, що у 50% випадків причиною виходу машин із ладу є неспіввісність.

Організація вивіряння співвісності валів - економічно вигідна форма обслуговування машин. Економія досягається рахунок зменшення простоїв, зниження зносу машин і споживаної енергії.

Традиційно використовуються методи вивіряння, наприклад окомірна, за допомогою щупів і лінійок, не можуть забезпечити необхідної по документації виробників машин точності центрування.

Потреба точної вивірці співвісності очевидна, а висока ефективність вивіряння сприяє зменшенню простоїв устаткування.

Лазерне центрування валів

Найбільш широку сферу застосування має центрування роторів методом зворотних індикаторів, так як не висуває жорстких вимог до свободи осьових переміщень валів при проведенні вимірювань.

Використання лазерних індикаторів у засобах вимірювання неспіввісності знижує обмеження на величину бази “А” і не призводить до додаткових помилок через прогин опор кріплення, тому сучасні засоби центрування будуються, як правило, на їх базі. Основою лазерних приладів для центрування валів є інфрачервоний лазер і фотоприймач у вигляді багатопіксельної плоскої мікросхеми з можливістю точного визначення координати точки мікросхеми, в яку потрапляє промінь лазера.

Як правило, лазер і приймач встановлюються в одній площині індикатора, а прилад використовує або один індикатор, що встановлюється на один вал з дзеркалом, що відбиває, встановлюваним на інший вал, або два індикатори, що встановлюються на обидва вали. Розрахунки неспіввісності валів у таких системах зазвичай виконуються не для чотирьох кутів повороту валів, що відрізняються строго на 90 кутових градусів, а для будь-яких трьох кутів повороту валів, що відрізняються не менше ніж на 20-30 градусів, але для цього необхідно виміряти ці кути повороту.

У багатьох сучасних лазерних приладах, крім найпростіших рідких рівнемірів, за якими встановлюється початкова позиція індикаторів, використовуються електронні датчики кута повороту. Це дозволяє встановлювати індикатори задане, наприклад, горизонтальне положення лише один раз перед першим виміром. Всі наступні виміри можуть проводитися при довільних кутах повороту валів, але на величину, що перевищує, наприклад, 20 кутових градусів, і тільки в тому випадку, якщо промінь лазера при цих поворотах валів потрапляє в ціль фотоприймача.

Простота подання результатів визначення неспіввісності та значень коригувальних зсувів дозволяє використовувати системи лазерного центрування без спеціальної підготовки.

Перевірку співвісності та паралельності валу насоса ЦНС 90-1100 та електродвигуна можна проводити за допомогою пристроїв, представлених на малюнку 5 або будь-яких інших систем, що дозволяють проводити вивірку з

точністю до 0,01 мм. Центрівку валів проводити регулюючи положення електродвигуна та використовуючи П-подібні прокладки необхідної товщини.

Центрівка насосного агрегату вважається задовільною, якщо величини співвісності та паралельності валів насоса та електродвигуна не перевищують 0,16мм.

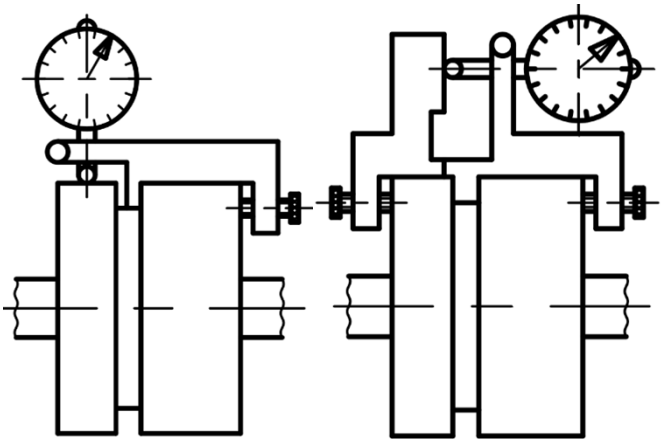


Рисунок 4.1 – Пристосування для центрування

4.2 Режими експлуатації насоса ЦНС180

4.2.1 Підготовка до пуску [3]

- перевірка рівня та якості мастила у мастильній станції (кількість, відсутність води та механічних домішок);
- перевірка подачі мастила у підшипники (прокачування мастильної системи протягом 5 хвилин перед пуском насоса);
- перевірка стану торцевих ущільнень – відсутність видимих витоків;
- відкриття засувки на всмоктувальному трубопроводі та заповнення насоса рідиною (за наявності зворотного клапана – відповідно до схеми);
- перевірка обертання валу від руки (вал повинен обертатися легко, без заїдань);
- перевірка стану муфти та захисного кожуха;
- перевірка наявності заземлення електродвигуна.

4.2.2 Пуск та зупинка насоса

1. запустити мастильну станцію та впевнитись у нормальному тиску масла (0,15–0,30 МПа);

2. відкрити засувку на всмоктувальному трубопроводі повністю;

3. закрити засувку на нагнітальному трубопроводі (або залишити відкритою при наявності зворотного клапана);

4. увімкнути електродвигун та дочекатись набору номінальних обертів (≈ 5–10 с);

5. поступово відкрити засувку на нагнітанні та вивести насос на робочий режим за показниками манометра;

6. перевірити показники: тиск нагнітання, подачу, струм електродвигуна, температуру підшипників.

4.2.3 Допустимі режими роботи [8]

Таблиця 4.1 – Наслідки роботи поза зоною оптимальних режимів

Режим роботи	**Явище**	**Наслідок**
Q < 0,8 Qном (зменшена подача)	Рециркуляція потоку на вході робочого колеса; кавітація	Підвищена вібрація, перегрів, знос ущільнень та підшипників
Q > 1,1 Qном (збільшена подача)	Відрив потоку у проточній частині; перевантаження двигуна	Зниження ресурсу підшипників та ущільнень, аварійне відключення
Q = 0 (зупинений потік)	Нагрівання рідини у корпусі	Пошкодження ущільнень, закипання рідини (при тривалій роботі)
Кавітаційний режим	Утворення і схлопування кавітаційних бульбашок	Кавітаційна ерозія робочих коліс, шум, вібрація

4.3 Система планово-попереджувального технічного обслуговування [3]

4.3.1 Щоденне технічне обслуговування (ЩТО)

- візуальний огляд агрегату – відсутність витоків у фланцевих з'єднаннях, сальниках, мастильній системі;
- контроль показань контрольно-вимірювальних приладів: тиску на всмоктуванні та нагнітанні, тиску масла, струму електродвигуна;
- контроль температури підшипників за термометрами або термопарами (допустима температура корпусу підшипника: не більше 70°С для масляних підшипників);
- перевірка рівня масла у мастильній станції (доведення до норми при необхідності);
- перевірка стану з'єднувальної муфти, захисного кожуха, заземлення;
- прослуховування агрегату – відсутність нетипових шумів та стуків.

4.3.2 Щотижневе технічне обслуговування (ТО-1, кожні 168 год)

- перевірку затяжки фундаментних болтів та болтів кріплення насоса і двигуна до рами;
- очищення зовнішніх поверхонь насоса та двигуна від бруду та нафтопродуктів;
- перевірку стану сальникового ущільнення – підтягування або перебивка набивки при витоках більше норми (норма: 2–5 крапель за хвилину);
- відбір проби масла із мастильної станції для визначення ступеня забрудненості.

4.3.3 Місячне технічне обслуговування (ТО-2, кожні 720 год)

- заміна масла у мастильній системі при незадовільному аналізі або після 720 год роботи (мастило ТП-30 або аналог);
- перевірка стану муфти з'єднання – знос зубців, наявність мастила у зубчастій муфті;
- перевірка та регулювання зазорів у підшипниках ковзання (при розбиранні кришки – не частіше 1 разу на 6 місяців);
- перевірка стану торцевих ущільнень – вимірювання витоків, оцінка зносу набивки або фторопластових кілець;
- перевірка справності КВП та автоматики захисту.

4.3.4 Поточний ремонт (через кожні 2000–2500 год)

- повний розбір насоса та промивання деталей;
- дефектація деталей – перевірка зносу робочих коліс, напрямних апаратів, захисних втулок, кілець ущільнень;
- заміна зношених деталей (ущільнюючі кільця, захисні втулки, набивка сальника);
- перевірка балансування ротора (перебалансування при необхідності);
- заміна підшипників ковзання (бабіт) при зношуванні понад допустиме значення;
- перевірка стану гідроп'яти – зазор, спрацювання диска та сідла.

4.3.5 Капітальний ремонт (через 4000 год або за результатами технічного діагностування)

Таблиця 4.2 – Система планово-попереджувального технічного обслуговування насоса ЦНС180

Вид ТО	Позначення	Інтервал	Хто виконує	Основний зміст
Щоденне ТО	ЩТО	Щодобово / кожна зміна	Черговий машиніст	Огляд, контроль КВП, температур, витоків
Тижневе ТО	ТО-1	168 год	Механік ділянки	Затяжка болтів, огляд сальника, проба масла
Місячне ТО	ТО-2	720 год	Механік + слюсар КВП	Заміна масла, перевірка муфти, підшипників, ущільнень
Поточний ремонт	ПР	2000–2500 год	Ремонтна бригада	Розбір, дефектація, заміна зношених деталей
Капітальний ремонт	КР	4000 год	Спеціалізована організація	Повний розбір, відновлення всіх вузлів, випробування

4.4 Характерні несправності насоса ЦНС180 та методи їх усунення

Таблиця 4.3 – Характерні несправності насоса ЦНС180 та методи їх усунення

Несправність	Можлива причина	Метод діагностики	Метод усунення
Насос не подає рідину після пуску	Насос не залитий рідиною; засувка всмоктування закрита; витік повітря у всмоктувальному трубопроводі	Перевірити тиск на всмоктуванні; перевірити рівень рідини	Залити насос; відкрити засувку; усунути підсос повітря (перевірити фланці)

Продовження таблиці - 4.3

Знижена подача та напір	Знос робочих коліс або ущільнюючих кілець між ступенями; часткова закупорка трубопроводу; неправильний напрямок обертання ротора	Порівняти показники з паспортом; замір КВП	Замінити зношені деталі; прочистити трубопровід; перевірити фазировку електродвигуна
Надмірна вібрація агрегату	Кавітація (недостатній тиск на вході); незбалансованість ротора; знос або пошкодження підшипників; нещільна затяжка фундаментних болтів; неспіввісність валів	Вимір вібрації (допуск: не більше 4,5 мм/с RMS); перевірка тиску всмоктування	Збільшити тиск на вході (відрегулювати режим); відбалансувати ротор; замінити підшипники; затягнути болти; пересentрувати агрегат
Перегрів підшипників (T > 70°C)	Недостатня подача мастила або його низька якість; знос бабітового вкладиша; неспіввісність валів; надлишок мастила (для кільцевої системи)	Вимір температури корпусу підшипника; перевірка рівня та тиску масла	Відрегулювати подачу масла; замінити масло; замінити вкладиш; пересentрувати; відрегулювати рівень масла
Витік через сальникове ущільнення (більше норми)	Знос або твердіння набивки; знос захисної втулки вала; надмірний тиск у камері сальника	Візуальний огляд; вимір зазорів	Підтягнути або перебити набивку; замінити захисну втулку; перевірити дросельну втулку

Закінчення таблиці - 4.3

Витік через торцеве ущільнення	Знос пар тертя; руйнування ущільнювальних гумових кілець; недостатній або надмірний тиск запірної рідини (для подвійного ущільнення)	Виміряти витоки; перевірити тиск запірної рідини	Замінити пари тертя та гумові кільця; відрегулювати тиск запірної рідини
Перевантаження електродвигуна (I > Iном)	Подача перевищує номінальну; підвищена густина рідини; механічне заклинення обертових частин	Контроль струму, тиску, подачі; огляд ротора	Закрити засувку нагнітання до зниження подачі; перевірити густину рідини; зупинити насос, знайти причину заклинення
Гідравлічний шум, клацання	Кавітація; влучення твердих включень у проточну частину	Прослуховування; перевірка тиску на вході	Збільшити тиск на вході; встановити фільтр на всмоктуванні
Знижений ресурс гідроп'яти (< 2000 год)	Кавітація у зоні гідроп'яти; неточність виготовлення зазорів; забруднення рідини абразивом	Вимір зазорів після ремонту; аналіз рідини	Відновити зазори до норми; встановити фільтр; перевірити режим роботи

4.5 Вимоги безпеки при монтажі, експлуатації та технічному обслуговуванні

4.5.1 Вимоги безпеки при монтажі

– До початку монтажних робіт необхідно оформити наряд-допуск на виконання робіт підвищеної небезпеки.

– При підйомі та переміщенні важкого обладнання (маса насоса до 4860 кг) застосовувати сертифіковані вантажопідйомні механізми та стропувальні пристрої відповідної вантажопідйомності.

– Роботи з електричними кабелями та підключення електродвигуна виконувати лише при знеструмленому і заблокованому обладнанні (система LOTO – Lock Out / Tag Out).

– При монтажі трубопроводів під тиском застосовувати тільки сертифіковані фланцеві з'єднання та ущільнення, відповідні робочому тиску.

4.5.2 Вимоги безпеки при експлуатації

– Пуск насосного агрегату без справного захисного кожуха муфти ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ.

– Технічне обслуговування насоса під час роботи електродвигуна ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ, за виключенням контролю КВП та зовнішнього огляду.

– Забороняється залишати насос без нагляду під час роботи у перших 30 хвилинах після пуску.

– При будь-яких нетипових шумах, вібраціях, підвищеній температурі підшипників – негайно зупинити насос та повідомити відповідального.

– Засоби індивідуального захисту при обслуговуванні насоса: захисна каска, захисні окуляри, рукавиці, взуття з металевим носком, захисний спецодяг.

4.5.3 Вимоги безпеки при ремонтних роботах

– Перед початком ремонту насос повинен бути відключений від мережі, засувки всмоктування та нагнітання закриті та заблоковані, тиск у корпусі знижений до атмосферного через дренажний вентиль.

– Зняття кришок та розкриття напірних трубопроводів виконувати тільки після підтвердження відсутності тиску (перевірити манометром).

– При роботі з мастильними матеріалами та промивними рідинами застосовувати хімічно стійкі рукавиці; забороняється застосовувати для очищення легкозаймисті рідини.

– Після ремонту та перед пуском необхідно переконатися у відсутності сторонніх предметів у проточній частині насоса та у тому, що всі кришки закриті та болти затягнуті.

– Відпрацьоване масло та забруднені ганчір'я утилізувати відповідно до вимог екологічного законодавства.

4.5.4 Протипожежна безпека

Насосні станції системи ППТ відносяться до категорії В за вибухопожежною небезпекою відповідно до НАПБ А.01.001-2014. Основними джерелами пожежної небезпеки є мастильні матеріали (масло ТП-30) та електрообладнання потужністю 800–1600 кВт [17].

У зоні насосної станції суворо забороняється: куріння та застосування відкритого вогню; зберігання легкозаймистих матеріалів у кількостях понад добову норму; застосування несправного електрообладнання; вогневі роботи без оформленого наряду-допуску.

Насосна станція обладнується первинними засобами пожежогасіння: порошковими вогнегасниками ОП-5 (не менше двох на кожен насосний блок); ящиками з піском об'ємом 0,5 м³; системою автоматичної пожежної сигналізації з тепловими та димовими датчиками. Евакуаційні виходи повинні бути вільні та позначені відповідними знаками безпеки. Персонал зобов'язаний проходити протипожежний інструктаж щоквартально [17].

Висновки до Розділу 4

– Монтаж насосних агрегатів ЦНС180 повинен виконуватися відповідно до технічної документації виробника та вимог нормативних документів з обов'язковим центруванням агрегату (відхилення не більше 0,05 мм).

– Зона оптимальних режимів роботи Q = 0,8–1,1 Qном є обов'язковою умовою забезпечення проектного ресурсу насоса; тривала робота поза цією зоною призводить до кавітації, рециркуляції та передчасного зносу.

– Система ПП ТО насоса ЦНС180 включає п'ять рівнів: ЩТО (щоденно), ТО-1 (168 год), ТО-2 (720 год), поточний ремонт (2000–2500 год), капітальний ремонт (4000 год).

– Таблиця характерних несправностей охоплює 9 типових видів відмов з методами їх діагностики та усунення.

– Усі роботи з обслуговування та ремонту виконуються відповідно до «Правил безпеки у нафтовій і газовій промисловості» з обов'язковим застосуванням системи блокування LOTO та ЗІЗ.

Загальні висновки

У бакалаврській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання – розроблено вдосконалену конструкцію торцевого ущільнення вала відцентрового насоса типу ЦНС180 для підвищення надійності насосного агрегату в системі підтримання пластового тиску нафтових родовищ. За результатами виконаної роботи сформульовано такі висновки.

– Встановлено, що система ППТ є найбільш енергоємною підсистемою нафтовидобувного підприємства (30–40% усієї електроенергії). Насоси ЦНС180 є ключовим обладнанням БКНС, що забезпечують нагнітання пластової води під тиском 9,5–19,0 МПа при подачі 180 м³/год.

– Аналіз статистики відмов показав, що ущільнювальний вузол вала є найуразливішим елементом насоса ЦНС (до 50% усіх відмов). Ресурс до капітального ремонту не перевищує 4000 годин. Головна причина відмов – невідповідність матеріалів серійних ущільнень умовам роботи в агресивній пластовій воді (ρ = 1063–1126 кг/м³, тиск до 19 МПа).

– Виконано огляд та порівняльний аналіз конструкцій торцевих ущільнень. Визначено, що лише подвійне ущільнення «спина до спини» із запірною рідиною та парою тертя SiC/графіт відповідає умовам роботи на насосі ЦНС180: запас за параметром p·V = 9,1×, тоді як стандартні конструкції перевищують або знаходяться на межі допустимого навантаження.

– Порівняльні розрахунки підтвердили переваги вдосконаленої конструкції: контактний тиск рк = 0,587 МПа (у допустимому діапазоні 0,30–1,50 МПа); температура запірної рідини T_2 = 63,7°C при допустимій 150°C (запас 86,3°C); ресурс 8000+ годин – у 3,2–5,3 рази більше, ніж у стандартних конструкцій.

– Розроблено рекомендації щодо монтажу насосного агрегату ЦНС180 (вимоги до центрування: відхилення ≤ 0,05 мм), визначено зону оптимальних режимів роботи Q = 0,8–1,1 Qном, розроблено п'ятирівневу систему ПП ТО та таблицю усунення 9 типових несправностей.

– Практичне значення роботи: розроблені рекомендації можуть бути застосовані на нафтовидобувних підприємствах України при модернізації насосних агрегатів ЦНС у системах ППТ, що дозволить збільшити міжремонтний ресурс агрегатів та знизити операційні витрати.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

1. Ломакін А. А. Відцентрові і осьові насоси. Москва : Машинобудування, 1966. 364 с.

2. Черкасський В. М. Насоси, вентилятори, компресори. Київ : Вища школа, 1977. 424 с.

3. Копей Б. В., Лях М. М. Розрахунок, конструювання, монтаж і експлуатація машин та обладнання для спорудження свердловин. Серія «Нафтогазове обладнання», т. 2. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2020. 750 с.

4. Копей В. Б., Копей Б. В. Нафтогазове обладнання : у 12 т. Т. 12. Проєктування та міцність колон і з'єднань насосних штанг з полімерних композитів : монографія. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2021. 314 с. ISBN 978-966-694-381-4.

5. Копей Б. В., Федорович Я. Т., Михайлюк В. В. Нафтогазове обладнання : у 15 т. Т. 15. Оцінка працездатності та підвищення довговічності насосних штанг. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2023. 290 с. ISBN 978-966-694-418-7.

6. Morshch I. V. Analysis of the causes of damage to centrifugal pumps during operation and methods of their elimination. Problems of Tribology. 2025. Vol. 30, № 1/115-2025. P. 60–65.

7. McKee K. K. et al. A review of major centrifugal pump failure modes with application to the water supply and sewerage industries. ICOMS Asset Management Conference. Gold Coast, QLD, Australia, 2011. URL: https://www.semanticscholar.org/paper/A-review-of-major-centrifugal-pump-failuremodes-to-McKee-Forbes/77954c188a7fadd0c0d74b6b8a61bf364cdc2cb7.

8. Adam M. Y., Osman H. K., Shukri M. I. Analysis of Major Centrifugal Pumps Failures (With Application to Irrigation Pumps in Sudan). International Journal of Scientific Research & Engineering Trends. 2021. Vol. 7, Issue 2. P. 632–639.

9. Sahoo T. Making centrifugal pumps more reliable. World Pumps. 2009. P. 32–35.

10. Cao W. et al. Study on Wear Characteristics of a Guide Vane Centrifugal Pump Based on CFD–DEM. Journal of Marine Science and Engineering. 2024. № 12 (4). P. 593–609.

11. Shen Z. et al. Sediment erosion in the impeller of a double-suction centrifugal pump: A case study of the Jingtai Yellow River Irrigation Project, China. 2019. P. 422–423.

12. Glovatskiy O. et al. Experimental and theoretical studies of pumps of irrigation pumping stations. E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 263, 02030.

13. Dzhurabekov A. et al. Erosion processes during non-stationary cavitation of irrigation pumps. E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 264, 03016.

14. Glovatskiy O. et al. Modernization of submersible pump designs for sustainable irrigation. Indonesian Journal of Science & Technology. 2025. Vol. 10, № 3. P. 427–438.

15. ГОСТ 6134-2007. Насоси динамічні. Методи випробувань. Москва : Стандартинформ, 2007. 38 с.

16. ДСТУ 3008-2015. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. 31 с.

17. Правила безпеки у нафтовій і газовій промисловості : НПАОП 11.0-1.01-01. Київ : Держнаглядохоронпраці, 2001. 273 с.

18. Kumar A., Singh A., Maurya R. M. Assessment of Mechanical Problems for Centrifugal Pumps in Eastern Uttar Pradesh, India. International Journal of Advanced Engineering, Management and Science. 2018. Vol. 4, Issue 9. P. 686–689.