

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

Жабич Тарас Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові)

УДК 622

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Удосконалення конструкції відцентрового насоса

(назва роботи)

*Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та
обладнання*

(назва освітньої програми)

133 – «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

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

Здобувач освітнього ступеня _____
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник _____ Дейнега Р. О., канд. техн. наук, доцент
(підпис, прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання керівника)

Допущено до захисту
Завідувач кафедри

доцент _____ Я.Т. Федорович
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Івано-Франківськ – 2025 рік

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГО
_____ Я.Т. Федорович

" " 2025

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Студенту _____ Жабич Тарас Іванович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи Удосконалення конструкції відцентрового насоса

Затверджена наказом № 176/7 від 18.02.2025 р.

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 19.06.2025 р.

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

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань)

Вступ, 1 Аналіз і технічні характеристики існуючих конструкцій насосів ЦНС, 1.1 Аналіз роботи відцентрових типу ЦНС, 1.2 Аналіз найбільш швидкозношувальних вузлів ЦНС, 1.3 Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції ущільнюючого вузла ЦНС та розробки випробувального стенда, 2. Відцентрові насоси: види, сфери застосування та головні переваги, 3.1. Підвищення надійності експлуатації насосного обладнання, 3.2. Зрівноваження ротора в багатоступінчастих насосах, 3.3. Класифікації методів урівноваження ротора, 3.4. Конструктивне виконання вузла осьового розвантаження з дросельним каналом між задньою порожниною ступеня насоса та розвантажувальною камерою, Інші способи врівноваження осьових сил, 4 Інженерні розрахунки, 4.1 Розрахунок пари тертя торцевого ущільнення, 4.2 Розрахунок пресової посадки ущільнюючого кільця, 4.3 Розрахунок вала насоса, 4.4 Перевірка шпонкового з'єднання, Висновки, Перелік посилань на джерела.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням креслень)

5.1 Складальні та робочі креслення відцентрового насоса – 1 арк. Формату А1

5.2 Складальне креслення відцентрового насоса – 1 арк. Формату А1

5.3 Креслення конструкцій ущільнення – 1-2 арк. Формату А1

5.4 Ілюстрації, графічні залежності тощо – 3 арк. Формату А1

6 Консультанти по роботі (за необхідністю).

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

6 Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
Вступ, 1 Аналіз і технічні характеристики існуючих конструкцій насосів ЦНС, 1.1 Аналіз роботи відцентрових типу ЦНС, 1.2 Аналіз найбільш швидкозношувальних вузлів ЦНС, 1.3 Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції ущільнюючого вузла ЦНС та розробки випробувального стенда	10.0.2025 р	
2. Відцентрові насоси: види, сфери застосування та головні переваги, 3.1. Підвищення надійності експлуатації насосного обладнання, 3.2. Зрівноваження ротора в багатоступінчастих насосах, 3.3. Класифікації методів урівноваження ротора, 3.4. Конструктивне виконання вузла осьового розвантаження з дросельним каналом між задньою порожниною ступеня насоса та розвантажувальною камерою, Інші способи врівноваження осьових сил.	12.03.2025 р	
4 Інженерні розрахунки, 4.1 Розрахунок пари тертя торцевого ущільнення, 4.2 Розрахунок пресової посадки ущільнюючого кільця, 4.3 Розрахунок вала насоса, 4.4 Перевірка шпонкового з'єднання	16.04.2025 р	
Висновки, Перелік посилань на джерела.	28.05.2025 р	
<i>Графічна частина проекту</i>	18.06.2025 р	

Студент _____ / Жабич Т.І. /
Особистий підпис Розшифровка підпису

Керівник роботи _____ / Дейнега Р.О. /
Особистий підпис Розшифровка підпису

З М І С Т

Вступ.....	5
1 Аналіз і технічні характеристики існуючих конструкцій насосів ЦНС.....	7
1.1 Аналіз роботи відцентрових типу ЦНС	7
1.2 Аналіз найбільш швидкозношувальних вузлів ЦНС	10
1.3 Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції ущільнюючого вузла ЦНС та розробки випробувального стенда.....	11
2. Відцентрові насоси: види, сфери застосування та головні переваги	14
3.1. Підвищення надійності експлуатації насосного обладнання.....	20
3.2. Зрівноваження ротора в багатоступінчастих насосах.....	20
3.3. Класифікації методів урівноваження ротора	22
3.4. Конструктивне виконання вузла осевого розвантаження з дросельним каналом між задньою порожниною ступеня насоса та розвантажувальною камерою	27
Інші способи врівноваження осевих сил.....	29
4 ІНЖЕНЕРНІ РОЗРАХУНКИ.....	43
4.1 Розрахунок пари тертя торцевого ущільнення	43
4.2 Розрахунок пресової посадки ущільнюючого кільця	47
4.3 Розрахунок вала насоса.....	50
4.4 Перевірка шпонкового з'єднання	52
ВИСНОВКИ.....	55
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА.....	57

Вступ

Сучасне промислове виробництво, зокрема у галузях енергетики, нафтохімії та водопостачання, неможливо уявити без надійного насосного обладнання. Відцентрові насоси, зокрема багатоступінчасті конструкції типу ЦНС, є ключовими елементами у технологічних процесах транспортування рідин під високим тиском. Попри поширеність і відносну простоту конструкції, ці насоси мають низку експлуатаційних недоліків, що знижують їх ефективність та викликають часті виходи з ладу.

Аналіз існуючих конструкцій насосів ЦНС засвідчує наявність типових проблем, пов'язаних із зношуванням найбільш навантажених вузлів — передусім, ущільнюючих елементів і ротора. Основними чинниками, що впливають на зниження ресурсу насоса, є неефективна схема осьового розвантаження, дисбаланс ротора та недосконалість ущільнюючих вузлів. Це зумовлює необхідність детального дослідження й вдосконалення конструктивних рішень, які б підвищили загальну надійність і довговічність обладнання.

Особливої уваги заслуговує розробка нових або модернізованих ущільнюючих вузлів, які забезпечують мінімальні втрати робочої рідини та стабільну герметичність. У поєднанні з удосконаленими методами балансування ротора й оптимізацією дросельних каналів у системах осьового розвантаження це дозволяє досягти істотного покращення експлуатаційних характеристик. Важливим доповненням до технічних рішень є розробка випробувального стенда для дослідних перевірок, що дозволяє об'єктивно оцінити ефективність нових конструкцій у реальних умовах.

Таким чином, вдосконалення конструкції відцентрового насоса є актуальним напрямом дослідження, що має суттєве практичне значення. Воно спрямоване на підвищення надійності, ефективності та ресурсу насосного обладнання в умовах інтенсивної експлуатації.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є удосконалення конструкції відцентрового насоса

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати умови роботи та конструкції відцентрових насосів;
- описати методи та способи Зрівноваження валу відцентрового насоса.

Об'єкт досліджень. Зрівноваження валу відцентрового насоса.

Предмет дослідження. Ущільнення відцентрового насоса.

Методи дослідження. Аналітичний методи для збору і обробки інформації.

1 Аналіз і технічні характеристики існуючих конструкцій насосів ЦНС

Однією з проблем, які впливають на ресурс роботи насосів типу ЦНС є недосконалість конструкції та малий термін служби ущільнень. Тому, для вирішення поставленої задачі, виникає необхідність застосування конструктивних рішень, що забезпечить підвищення довговічності ущільнюючого вузла та надійності роботи насоса в цілому.

Різні вітки промисловості, в тому числі нафтове та хімічне машинобудування відчують гостру потребу в матеріалах, що володіють високою міцністю, зносостійкістю, високою стійкістю до температурних впливів, технологічністю.

Робота великої кількості деталей вузлів тертя нафтового та хімічного обладнання потребують застосування зносостійких матеріалів при роботі з агресивними середовищами за наявності абразиву. В таких важких умовах працюють ущільнення різноманітного обладнання, в тому числі і відцентрових насосів. При цьому термін служби пар тертя даного вузла в умовах присутності хімічно-активного середовища є досить малим. Це вказує на актуальність питання про розробку дослідного стендового обладнання для моделювання процесів тертя в торцевих ущільненнях з метою оптимального підбору їх матеріалів в умовах дії різних експлуатаційних середовищ.

1.1 Аналіз роботи відцентрових типу ЦНС

Насосний агрегат на базі насосу ЦНС призначений для закачування стічних або промислових вод в нагнітальні свердловини в системі підтримання пластового тиску (ППТ), для інтенсифікації видобутку нафти і газу [1].

Насос ЦНС – відцентровий, горизонтальний, секційний, однокорпусний з однобічним розташуванням робочих коліс, з гідравлічною п'ятою, підшипниками ковзання і кінцевими – переднім і заднім ущільненнями комбінованого типу (щілинне ущільнення й ущільнення з м'якою сальниковою

набивкою марки АГ-1 ДСТ 5152–77). Щілинне ущільнення призначене для розвантаження сальника з відводом води в безнапірну ємність при роботі насоса з тиском у вхідному патрубку від 0,6 до 3,0 МПа. Якщо тиск у вхідному патрубку менше 0,1 МПа, передбачається подача води на кінцеві ущільнення для усунення підсмоктування повітря в порожнину підведення через сальники, а також для охолодження сальника [2].

Корпус насоса складається з набору секцій, вхідної і напірної кришок і кінцевих ущільнень. Базовими деталями насоса є кришки вхідна і напірна з лапами, розташованими в площині, рівнобіжної горизонтальної осі насоса. Насос на плиті фіксують двома циліндричними штифтами, встановлюваними в лапах вхідної кришки. Вхідний патрубок розташований горизонтально, напірний - вертикально.

Напірна кришка відлита з якісної вуглецевої сталі марки 25Л, кришка вхідна з чавуна марки СЧ 21-40, корпуси секцій виконані з поковок хромистої сталі марки 20Х13. У секції по посадці з натягом встановлені суцільнолиті направляючі апарати з хромистої сталі 20Х13, які стопоряться штифтами від провертання. Стики секцій загерметизовані пасами, що ущільнюють ротор. Для додаткового ущільнення в стиках передбачені гумові кільця. Секції стягаються з вхідною і напірною кришками вісьмома шпильками.

Ротор насоса складається з робочих коліс, посаджених на вал по ковзаючій посадці, розвантажувального диска, захисних втулок і інших деталей. Робочі колеса литі. Щоб уникнути протічок води по валу, стики робочих коліс притираються до щільного металевого контакту. Ущільнення робочих коліс щілинного типу.

Опорами ротора служать підшипники ковзання з примусовим або кільцевим змащенням. Вкладиші підшипників – сталеві, залиті бабітом, мають циліндричну посадку в корпусі підшипника. У корпусі підшипника є отвір для підведення до нього мастила і установки датчика температури. Для зливу мастила внизу передбачений отвір. На задньому підшипнику змонтований

візуальний покажчик осьового положення ротора . На період вибігу при відключенні електроенергії передбачене змащення підшипників.

Система водяного охолодження передбачає подачу 6 м³/год води на маслоохолоджувач МХ-4, охолодження і запирання ущільнень, кінцевих ущільнень насоса при роботі з тисками на вході в насос менше атмосферного.

Відцентрові насоси відносяться до групи енергетичних і призначені для перетворення механічної енергії, отриманої від двигуна, в механічну енергію потоку рідини. В комплект насосної установки, разом з відцентровим насосом входять:

- привід обертання робочого колеса;
- вхідний патрубок;
- вихідний патрубок;
- контрольно-вимірювальні прилади;
- запірно-контролююча апаратура;
- з'єднуюча муфта, насос-електродвигун з кожухом;
- масляні та водяні трубопроводи, що обмежуються розмірами насоса.

Основними деталями одноступінчатого відцентрового насоса є: робоче колесо, вал і корпус.

Робоче колесо насаджується на вал і розташоване у корпусі колеса. Корпус насоса має патрубок, для приєднання до вхідного, і патрубок для приєднання до вихідного трубопроводу. Для запобігання втрат рідини через простір між корпусом насоса і робочим колесом з сторони входу, та корпусом і валом насоса зі сторони виходу рідини встановлюється ущільнення.

В міжлопатеві канали рідина поступає через отвір в робочому колесі з сторони входу і виходить в канал, який має спіральну форму в одноступінчатих відцентрових насосах. При обертанні робочого колеса заповненого рідиною, виникає силова взаємодія потоку з робочим колесом, в результаті якого рідині передається обертовий і поступальний рух. В спіральному відводі одноступінчатих насосів і напрямних агрегатах багатоступеневих насосів, відбувається перетворення частини кінетичної енергії в потенціальну.

1.2 Аналіз найбільш швидкозношувальних вузлів ЦНС

Насоси ЦНС для підтримування пластового тиску перекачують стічні нафтопромислові води, які є досить агресивним, корозійно-активним середовищем. Крім того рідина, що перекачується, містить в собі механічні домішки. Іншим шкідливим чинником, який негативно впливає на роботу насоса є високий тиск, що створюється насосом (деталі насоса, що розташовані ближче до нагнітального патрубку зношуються значно швидше).

Перелічені вище негативні чинники спричиняють корозійне і гідроабразивне зношування деталей насоса, які контактують з рідиною, що перекачується. Опори ротора зношуються досить швидко, внаслідок великих питомих тисків, що діють на вал від ваги деталей розміщених на ньому і тиску рідини, а також в наслідок великої колової швидкості в парі вал-вкладиші, що зумовлена великим діаметром вала, та частотою обертання вала електродвигуна. Зношуванню підлягають також робочі колеса і проточна частина направляючих апаратів, ущільнення секцій і робочих коліс, напірний патрубок, захисні втулки вала, але найменший ресурс роботи, в порівнянні з переліченими вище деталями, має контактне ущільнення насоса.

Ресурс контактного ущільнення складає близько сто годин роботи насоса [3], після чого насос доводиться зупинити, розбирати корпус сальникового ущільнення, заправляти нову сальникову набивку. Контактне ущільнення не може працювати при високих тисках, тому для забезпечення відповідного тиску 0,5 МПа перед ним встановлено щілинне ущільнення, за допомогою якого здійснюється зниження робочого тиску до величини, що прийнятна для роботи сальникового ущільнення.

Ресурс роботи щілинного ущільнення також достатньо великий; тому що воно належить до типу безконтактних, а контактне (сальникове) ущільнення зношується швидко внаслідок наявності механічних домішок в

рідині. Крім того, сальникова набивка потребує охолодження. Для цього між нею і захисною втулкою повинен бути тонкий шар рідини, а тому мають місце утічки через сальникове ущільнення, яких неможливо уникнути, і які знижують гідравлічний коефіцієнт корисної дії, а, відповідно, і коефіцієнт корисної дії насоса.

Крім цього, в наслідок втрат рідини, мають місце і температурні навантаження. Температура зростає внаслідок перетоків рідини по валу, яка тече під тиском. Температура, в наслідок перетоків, може бути настільки високою, що під її дією може змінитися структура матеріалу деталей насоса і змінитися щільність прилягання сальникової набивки контактного ущільнення.

Отже, елементом, який в найбільшій мірі впливає на безвідмовність роботи відцентрового насосу є ущільнюючий вузол. Правильний вибір конструкції та ущільнюючих матеріалів якого дозволять максимально підвищити ефективність роботи насосу в конкретних експлуатаційних середовищах.

1.3 Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції ущільнюючого вузла ЦНС та розробки випробувального стенда

Недоліки роботи сальникових ущільнень насосів ЦНС підтверджують необхідність вдосконалення останніх, адже експлуатація цих морально і фізично застарілих ущільнень пов'язана з витратою коштів, часу на їх постійне обслуговування і дотягування в процесі роботи, заміною зношеного сальника. Крім того експлуатація контактного ущільнення пов'язана із значними втратами рідини через сальник, яка збирається в дренажну частину. Згідно паспортних даних насоса ЦНС сумарні зовнішні втрати рідини при комплектації його ущільненням сальникового типу складають близько 0,1 м³/год [4]. Перелічені вище чинники суттєво впливають на економічність роботи насосу, і БКНС в цілому.

Для покращення експлуатаційних властивостей ущільнюючого пристрою в роботі пропонується укомплектувати насос ущільнювачами торцевого типу, яке має значні переваги у порівнянні із контактними. Висока вартість торцевих ущільнень окупується хоча б тим, що їх термін служби значно більший ніж, наприклад, манжетних ущільнень, а застосування сальників з нових сортів набивок наближує їх по вартості до торцевих ущільнень. Зовнішні втрати рідини при комплектації насосу торцевим ущільненням складають близько 0,0005 м³/год [4].

Температура, в наслідок перетоків, може бути настільки високою, що під її дією може змінитися структура матеріалу деталей насоса і змінитися щільність прилягання сальникової набивки контактного ущільнення.

Широке застосування торцевих ущільнень зумовили й інші позитивні якості [5]:

- в період нормальної роботи не потребують обслуговування;
- задовільно працюють у важких умовах;
- працюють при температурах від -200 до +450°C;
- швидкість ковзання в парах тертя до 100м/с і більше;
- працюють у високо агресивних середовищах (грунтови, піскові, глинисті), концентрованих кислотах, в лугах, радіоактивних речовинах;
- менш чутливі до биття і зміщення вала;
- виготовляються на вали будь-якого діаметру.

До недоліків тоцевих ущільнень можна віднести деякі труднощі при заміні, що пов'язані з частковим розбиранням агрегату.

Торцеві щільнення характеризується низькими об'ємними параметрами Р, V. В них, в якості пружних елементів використовують в основному гумові сальфони, гумові мембрани чи ущільнюючі кільця з пружинами. Пружні елементи виконують, в основному, як нерухомими, так і обертовими [3].

Отже, застосування ущільнень двох типів, усуне дві проблеми, тобто підвищується ресурс роботи контактного ущільнення, і знімуться температурні навантаження на деталі насоса.

Однією з основних причин відмов торцевих ущільнень є незадовільна довговічність матеріалів торцевих пар тертя. Досить низька стійкість матеріалів пов'язана з тим, що в нафтогазовій галузі в перекачувану рідину попадають абразивні частинки та корозійне середовище, що приводить до прискореного виходу з ладу даного вузла.

Тому виникає потреба в розробленні обладнання для дослідження та підбору матеріалів торцевих пар тертя, які будуть мати найвищу зносостійкість в різних умовах роботи. Дослідження такого роду проводять на стендах, що, як правило, називаються машинами тертя. Основними даними, які отримують на машинах тертя є коефіцієнт тертя

2. Відцентрові насоси: види, сфери застосування та головні переваги

Відцентрові насоси належать до категорії лопатевих гідромашин і функціонують завдяки обертанню робочих лопатей, які створюють відцентрову силу — саме з цього принципу й походить їх назва.

Серед основних переваг цього типу насосних агрегатів слід відзначити високу продуктивність, здатність перекачувати рідини з великих глибин, а також ефективну роботу з середовищами, що містять тверді включення. Вони вирізняються простотою експлуатації, високою надійністю, невибагливістю до технічного обслуговування та нескладною конструкцією. Найбільш ефективно відцентрові насоси проявляють себе при безперервному транспортуванні рідин із високою інтенсивністю, забезпечуючи стабільний і рівномірний потік протягом тривалого часу.

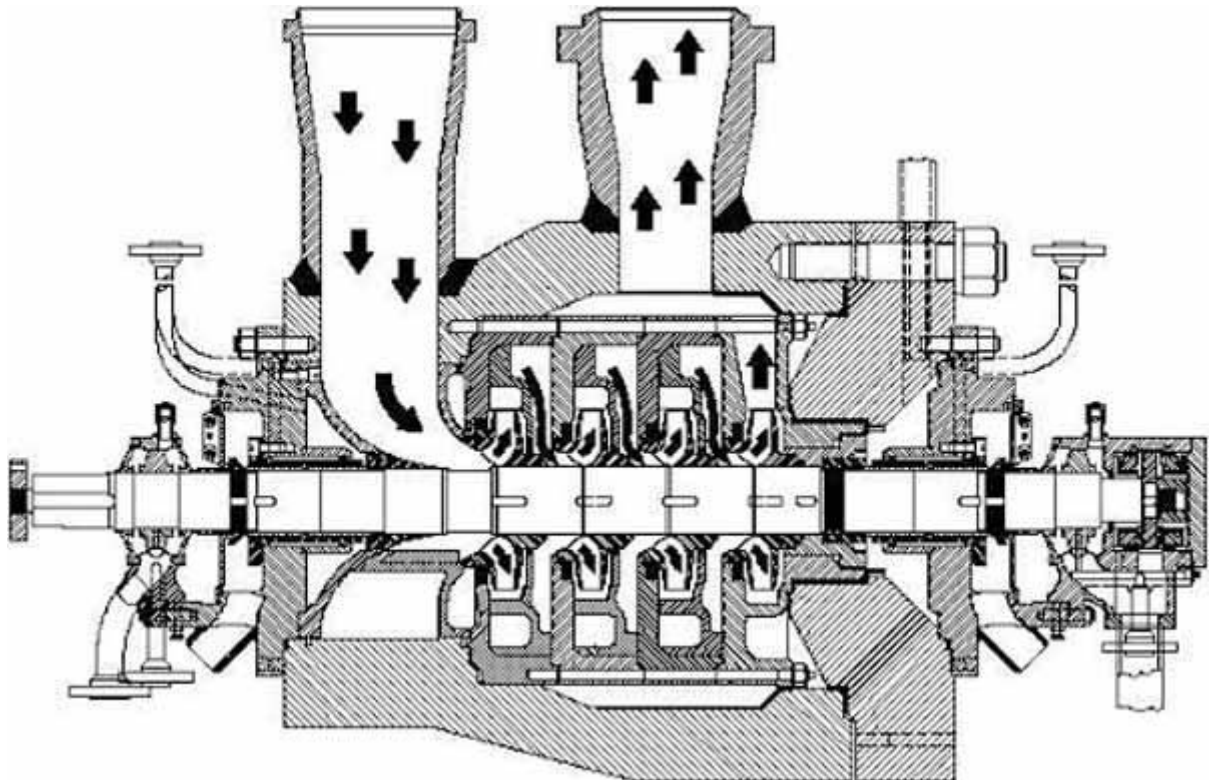
Разом із тим, існують і певні недоліки. Відцентрові насоси випускаються у двох основних конфігураціях: одноступеневі та багатоступеневі. Перші мають обмежену величину напору (до 50 метрів), тоді як другі забезпечують вищий натиск, однак відрізняються складнішою конструкцією та нижчим коефіцієнтом корисної дії. До недоліків також належить відсутність функції самовсмоктування — перед запуском агрегат необхідно заповнити рідиною.

Основним робочим елементом таких насосів є лопатеве колесо, яке закріплене на обертовому валу всередині корпусу. Корпус оснащено двома отворами: один призначений для подачі рідини, інший — для її відведення. Привід зазвичай забезпечується електродвигуном, з'єднаним із насосом через муфту. У процесі обертання лопатей рідина переміщується від центру колеса до периферії: поблизу центру створюється зона з підвищеним тиском, тоді як на краях тиск знижується. Завдяки цьому рідина всмоктується через вхідний отвір у центр колеса і витісняється через вихід у трубопровід.

Сфера використання відцентрових насосів досить широка. Вони активно застосовуються в нафтовидобувній галузі, системах теплопостачання, на хімічних підприємствах, а також у сфері сільського господарства.

Класифікацій відцентрових насосів досить багато:

1. В залежності від області застосування вони можуть бути нафтовими, каналізаційними, хімічними і так далі.
2. Грунтуючись на кількості коліс: багатоступінчасті і одноступінчасті.
3. Занурювальні, глибокі і поверхневі, якщо розглядати їх по відношенню до місця розташування в перекачуванні рідини.
4. В залежності від способу відводу рідини їх підрозділяють на лопаточні і спіральні.
5. Вісь колеса може розташовуватися в корпусі горизонтально або вертикально. Тут теж виділяються два типу.
6. Відповідно до типу з'єднання корпусу з електродвигуном, пристрої можуть бути муфтові або приводні.



Відцентрові насоси цілком заслужено вважаються ключовими компонентами сучасних систем транспортування рідин. Їх використання охоплює найрізноманітніші сфери: водопостачання, опалення, нафтохімічна та

інші промисловості. Їх застосовують як у побуті — для подачі води у приватні будинки, так і в складних технічних комплексах, наприклад, у чилерах із гідромодулями. Принцип роботи цих агрегатів базується на дії відцентрової сили, що впливає навіть із самої їх назви. Це, без сумніву, надійне й універсальне технічне рішення. Однак, попри всі переваги, відцентрові насоси мають певні слабкі сторони, про які варто знати, перш ніж ухвалювати рішення про придбання.

Недоліки відцентрові насоси

Головним мінусом таких пристроїв є їхня залежність від умов експлуатації, зокрема від тиску, типу рідини та швидкості обертів. Одним із найзначніших обмежень вважається їхня неспроможність ефективно працювати з в'язкими рідинами. Щоб насос функціонував коректно, середовище має мати низьку в'язкість, адже підвищення цього показника істотно збільшує навантаження на електродвигун, а відтак — знижує загальну продуктивність.

Ще один серйозний недолік — обмежена можливість роботи при великих перепадах висоти. Хоча ці агрегати створюють стабільний потік, їхня продуктивність різко падає під час подолання значних підйомів. Причина у конструктивних особливостях, розрахованих на відносно низький перепад тисків.

Слід зазначити й чутливість до роботи без рідини — так званого сухого ходу. Коли в системі немає рідини, насос швидко перегрівається й руйнується через надмірне тертя. Уникнути цього можна, встановивши захисні пристрої, що, своєю чергою, підвищує експлуатаційні витрати.

Усі ці аспекти потребують докладного розгляду.

Високі вимоги до умов роботи

Відцентрові насоси надзвичайно чутливі до умов експлуатації, що ускладнює їхнє використання у багатьох технічних системах. Ключова умова — стабільність подачі рідини. Будь-які коливання густини, температури чи складу миттєво позначаються на ефективності.

Особливо небезпечна для насосів поява повітря у трубопроводі. Повітряні пробки порушують роботу агрегату, викликають падіння продуктивності та навіть можуть повністю зупинити подачу рідини.

Важливим моментом є й запобігання сухому ходу. Насос не розрахований на функціонування без рідини — нестача мастила призводить до посиленого зносу й перегріву вузлів. Саме тому потрібна додаткова автоматика захисту або спеціальні датчики рівня.

Крім цього, насоси потребують регулярного обслуговування. Робоче колесо, що обертається на великій швидкості, постійно контактує з рідинами, у яких можуть міститися дрібні тверді частинки або агресивні домішки. У промислових системах, де використовується брудна або хімічно активна рідина, це спричиняє пришвидшений знос ущільнень, підшипників, а подеколи й самого колеса. Невчасне технічне обслуговування може призвести до серйозних несправностей і навіть простою виробництва.

Обмеження продуктивності

Відцентрові насоси мають чітко окреслений діапазон продуктивності, обумовлений як їхньою конструкцією, так і умовами використання. Ключову роль у цьому відіграють форма та розміри робочого колеса й лопатей. Невідповідність цих параметрів реальним потребам системи різко погіршує ККД.

Ще один важливий чинник — чутливість до змін фізичних властивостей рідини. Перекачування високов'язких або насичених твердими частками середовищ супроводжується падінням ефективності й підвищенням

зношуванням компонентів, що призводить до більших витрат електроенергії та скорочення ресурсу насоса.

Окрім цього, відцентрові насоси розраховані на роботу в певних межах витрати й тиску. Значні коливання цих показників змушують агрегат працювати менш економічно й підвищують навантаження на механічні вузли.

Високі витрати електроенергії

Одним із найбільш істотних недоліків відцентрових насосів залишаються їхні підвищені енерговитрати. Це особливо помітно в промислових масштабах, де обладнання безперервно переміщує великі обсяги рідини. Основна причина — потреба у високих обертах робочого колеса для створення відцентрової сили, що потребує значного споживання електроенергії.

Складність налаштувань та регулювання

Щоб домогтися максимальної ефективності, насос потребує тонкого налаштування. Це стосується вибору відповідного розміру колеса, регулювання числа обертів та врахування фізико-хімічних параметрів рідини. Без можливості змінювати швидкість обертів насоси змушені працювати при фіксованих параметрах навіть тоді, коли навантаження нестабільне. У результаті зростає перевитрата енергії. Розв'язати цю проблему можна шляхом використання частотних перетворювачів або інших систем керування, проте це додає вартості й ускладнює обслуговування.

Альтернативи й компроміси

У ситуаціях, коли відцентрові насоси мають значні обмеження, застосовуються інші типи пристроїв. Наприклад, вібраційні насоси менш

чутливі до забруднень і густини рідини. Але в більшості випадків відцентрові насоси залишаються оптимальним варіантом завдяки простій конструкції, надійності й доступній ціні.

Зважаючи на їхні слабкі сторони, надзвичайно важливо розуміти технічні параметри системи й підбирати насос із урахуванням всіх умов роботи.

Відцентровий насос — невід’ємний компонент багатьох технічних систем, який заслужено набув популярності завдяки своїй довговічності й результативності. Поінформованість про його недоліки — чутливість до умов експлуатації, обмежена здатність до роботи з густими рідинами, потреба в регулярному обслуговуванні — дає змогу запобігти проблемам і розумно спланувати технічні рішення. Ретельний аналіз вимог і правильний добір обладнання забезпечать безперебійну й економічну роботу навіть у найскладніших умовах.

3.1. Підвищення надійності експлуатації насосного обладнання

Надійна та ефективна робота систем підтримання пластового тиску значною мірою залежить від технічного стану та продуктивності насосного обладнання. Оптимізація режимів роботи, вдосконалення конструкцій насосів та їхніх компонентів, використання матеріалів, стійких до агресивних середовищ, а також покращення сервісного обслуговування і ремонтних процесів безпосередньо на об'єкті є основними шляхами підвищення цих характеристик. При цьому зберігається актуальність питання правильного вибору типу насоса та його технічних параметрів. Невідповідність обладнання умовам експлуатації часто призводить до перегріву, прискореного зносу підшипників та ущільнень, появи вібрацій, кавітації, а також перевантаження електродвигуна. Робота відцентрових насосів поза оптимальним режимом негативно впливає на ККД, напір, споживану потужність та кавітаційний запас, що може спричинити нестабільні гідродинамічні процеси у трубопровідній системі.

3.2. Зрівноваження ротора в багатоступінчастих насосах

У рідині, що транспортується насосом, часто присутні агресивні хімічні домішки та тверді частки, які спричиняють інтенсивне зношення проточної частини обладнання та зниження його продуктивності, що нерідко призводить до виходу з ладу.

Однією з конструктивних особливостей відцентрових насосів є виникнення осьової сили, спрямованої у бік вхідного патрубка. Основною причиною її появи є різниця тисків, що діють на передню та задню частини робочого колеса. На розподіл тисків і швидкостей на поверхні диска впливають численні фактори: геометрія пазухи, шорсткість внутрішніх поверхонь, напрямок і інтенсивність радіальних витоків через ущільнення, а також закручування потоку на виході з колеса. Через складність цих процесів, точне

визначення осьової сили є утрудненим, а в багатоступінчастих насосах фактичні значення таких зусиль можуть суттєво перевищувати розрахункові — іноді вдвічі — особливо через знос ущільнень між ступенями.

Оскільки осьова сила зростає пропорційно натиску та кількості ступенів, її врівноваження за допомогою завзятого підшипника у багатьох випадках є економічно недоцільним. Тому у більшості насосних систем використовують спеціальні гідравлічні механізми для розвантаження ротора. Для одноступінчастих насосів ефективним підходом є забезпечення симетрії або регулювання тиску та швидкості в пазухах для створення врівноважених гідравлічних сил. Однак навіть у таких умовах залишкові осьові зусилля все ж сприймаються підшипником. Основним недоліком методів осьового балансування в одноступінчастих насосах є суттєве зниження їх ККД, викликане додатковими втратами на тертя, витік та завихрення рідини.

У багатоступінчастих агрегатах здебільшого застосовують автоматичні гідравлічні розвантажувальні пристрої. Найпростішим варіантом є розвантажувальний поршень, який, однак, ефективний лише в межах заданих режимів, а витік через його ущільнення значно знижує загальний ККД установки. Значно ефективнішим та поширенішим є автоматичний пристрій — гідроп'ята. Вона виконує функцію саморегулювального підшипника з низькими витокami, але водночас має складну конструкцію і є чутливою до пароутворення. Практичний досвід свідчить, що вихід з ладу гідроп'ят є частою причиною відмов насосного обладнання.

На етапі проектування надійність роботи гідроп'яти забезпечується вибором оптимальних геометричних характеристик, які дозволяють мінімізувати зміни торцевого зазору під час коливань осьового навантаження. Це, у свою чергу, знижує об'єм витoku та підвищує загальну ефективність пристрою. Для одноступінчастих насосів з одностороннім всмоктуванням осьове навантаження може бути компенсоване завзятим підшипником — такий підхід є економічно виправданим. В інших випадках потрібне застосування спеціальних методів зменшення осьової сили, хоча це часто призводить до

зниження ККД агрегату. Різні схеми осьового балансування ротора відцентрових насосів наведені у додатку.

3.3. Класифікації методів урівноваження ротора

Одним із конструктивних рішень для зменшення осьових навантажень у насосах типу ЦНС є використання модифікованої схеми зі зустрічним розташуванням ступенів, відомої як компоновка «спина до спини» (див. рис. 3.1). У такій конфігурації робочі колеса з одностороннім всмоктуванням монтуються на вал у дві групи, при цьому напрямок входу першої групи протилежний до напрямку входу другої.

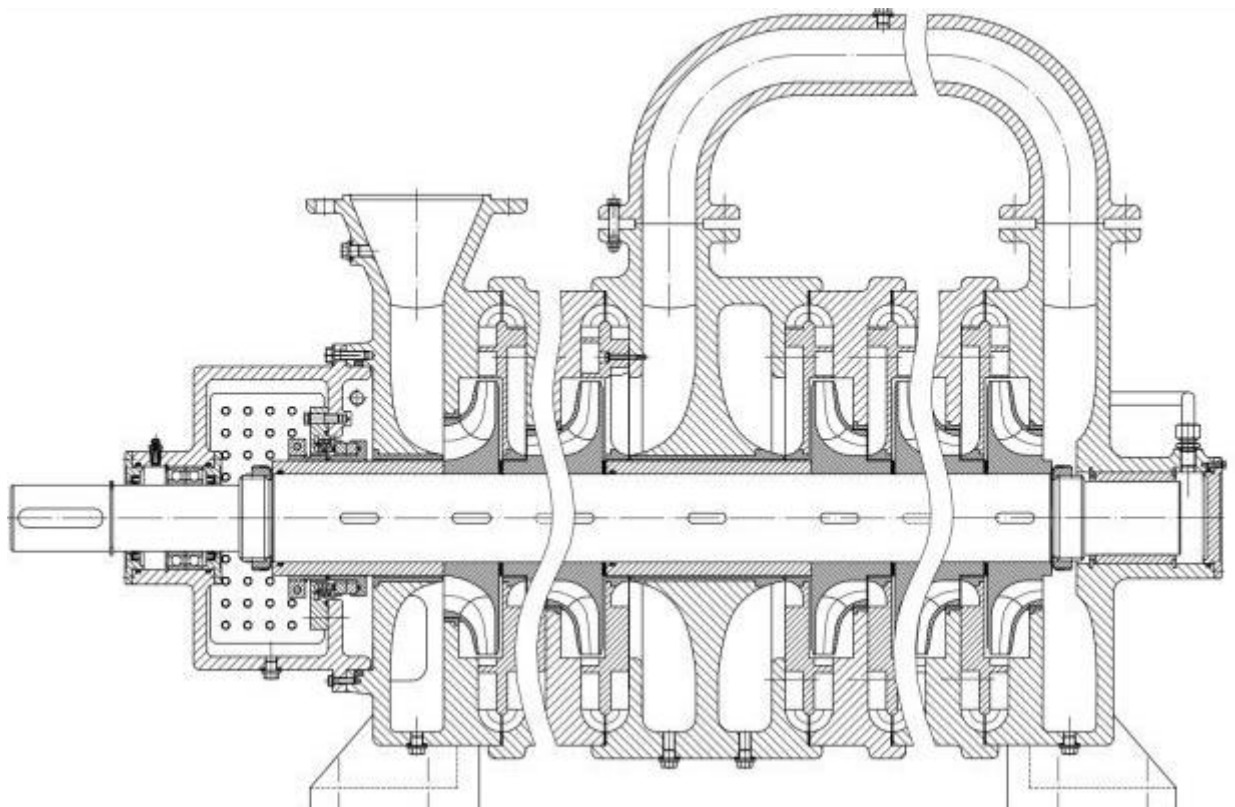


Рисунок 3.1 – Схема насоса типу ЦНС (з опозитним розташуванням робочих коліс)

Це забезпечує взаємне зрівноваження осьових зусиль, що виникають від дії робочих коліс кожної групи. Однак залишкові осьові навантаження, які не компенсуються повністю, сприймаються завзятим підшипником. Останній

проектується з урахуванням сукупного зусилля $\sum T_{ст}$ всіх робочих коліс, вхідні лінії яких зорієнтовані в один бік.

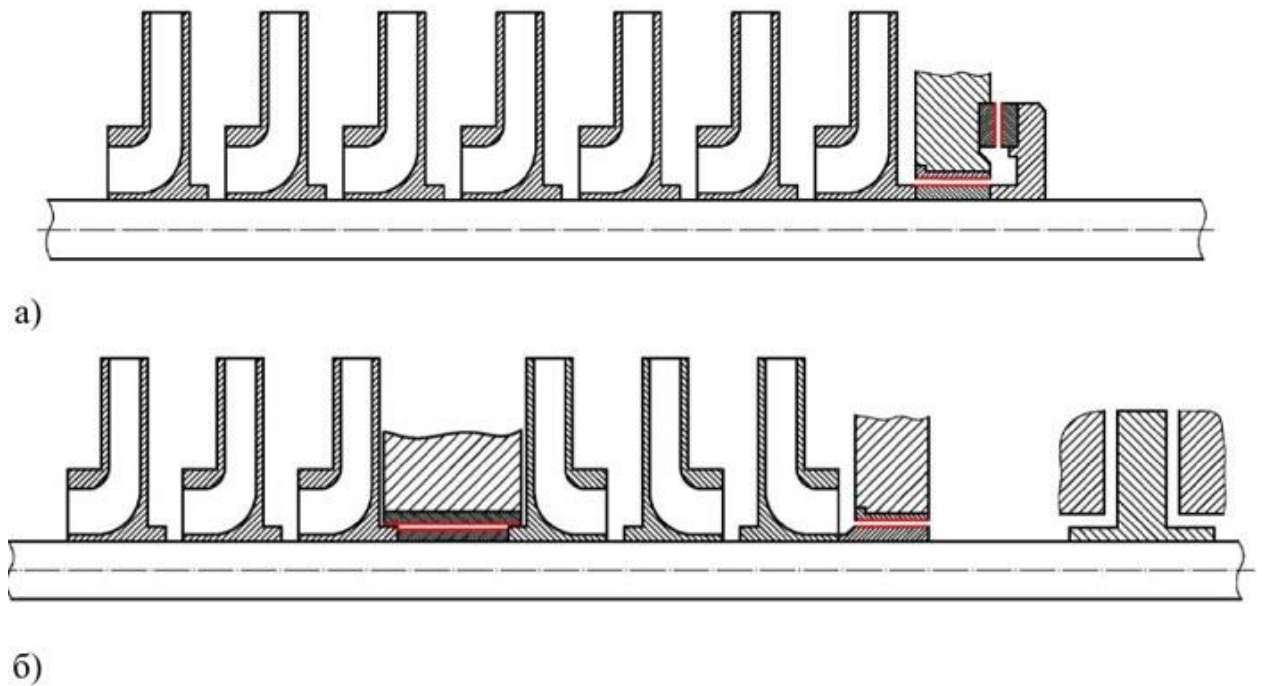


Рис. 3.2. Конструктивні схеми насосів: а) з послідовним розташуванням робочих коліс та гідроп'ятою; б) із зустрічним розташуванням робочих коліс та завзятим підшипником.

Основним недоліком застосування схеми розвантаження з протилежно орієнтованими групами ступенів є збільшення гідравлічних втрат у з'єднувальних каналах, зростання габаритних розмірів і матеріаломісткості конструкції, а також ускладнення процесів лиття та виготовлення елементів насоса.

У переважній більшості конструкцій багатоступінчастих насосів не впроваджуються спеціальні методи для активного зменшення осьового навантаження. Замість цього ротор розвантажується за допомогою спеціальних гідравлічних пристроїв — зокрема, розвантажувального барабана.

Такий барабан (іноді званий думісом) — це масивний циліндр, жорстко змонтований на валу насоса безпосередньо за останнім ступенем. Між його

зовнішньою поверхнею та внутрішньою стінкою корпусу утворюється вузький кільцевий дросельний зазор, зазвичай 0,2–0,4 мм. Камера за барабаном сполучається з вхідним патрубком насоса через обвідну трубу, що дозволяє підтримувати у ній тиск, рівний тиску на вході.

Щоб забезпечити ефективну роботу системи, поперечний переріз обвідної трубки повинен бути не меншим за 4–5 кратну площу зазору в дроселі барабана. За рахунок різниці тисків по обидва боки барабана створюється осьова сила, спрямована в бік нагнітання, яка компенсує зусилля, що виникають від дії робочих коліс.

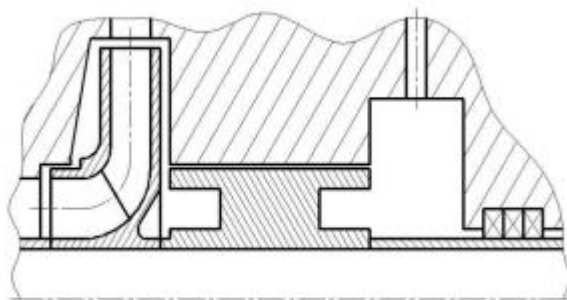


Рис. 3.4. Розвантажувальний барабан

У зв'язку з тим, що осьове навантаження на ротор насоса змінюється залежно від режиму його роботи, для компенсації залишкових зусиль до розвантажувального барабана додається завзятий підшипник. Він розрахований на сприйняття значних осьових навантажень, які залишаються після дії гідравлічного розвантаження. Довжина барабана визначається конструктивно з урахуванням необхідності мінімізації витоків, що дозволяє уникнути істотного зниження ККД насоса.

Розвантажувальний барабан виконує дві ключові функції: компенсацію осьової сили та зниження тиску перед кінцевим ущільненням у зоні нагнітання. Його перевагами є простота конструкції та здатність зберігати працездатність навіть при появі пароутворення в робочій зоні, що особливо важливо для енергетичних насосів.

Автоматичне врівноваження ротора за допомогою гідроп'яти

Одним із найпоширеніших методів осьового балансування в секційних насосах є використання гідроп'яти як автоматичного компенсатора. Її конструкція включає: закріплений на валу розвантажувальний диск (поз. 5), нерухоме опорне кільце (подушку) (поз. 2), послідовно встановлені циліндричний дросель (поз. 1), торцевий дросель (поз. 3) та роздільну камеру (поз. 4), що забезпечує взаємодію між дроселями.

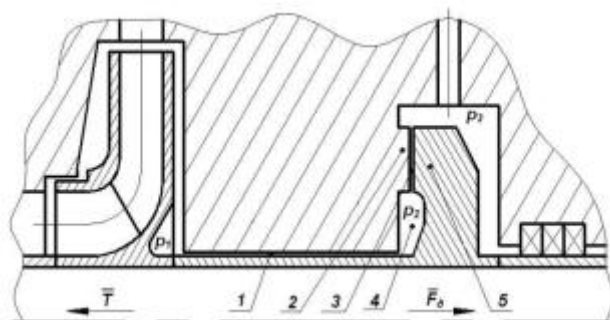


Рисунок 3.5. Гідролічна п'ята

Функціонування гідроп'яти та її особливості

Повна різниця тиску на гідроп'яті визначається як різниця між тиском у нагнітальній частині насоса і тиском у камері за гідроп'ятою, яка зазвичай з'єднується із вхідним патрубком через обвідну лінію. Частина цієї різниці тиску компенсується на торцевому дроселі, пропускна здатність якого змінюється в залежності від осьового положення ротора. Наприклад, при надлишковому осьовому зусиллі ротор зміщується вліво, що зменшує зазор у торцевому дроселі, внаслідок чого зростає тиск у камері гідроп'яти до рівня, достатнього для відновлення балансу.

Окрім функції компенсації осьових зусиль, гідроп'ята також виконує роль елемента розвантаження кінцевого ущільнення з боку нагнітання. Для насосів, що працюють у режимах з частими пусками й зупинками, передбачено віджимні пристрої, які при низьких обертах зміщують ротор у напрямку нагнітання, збільшуючи зазор у торцевому дроселі для запобігання задиру.

Температура рідини в камері гідроп'яти зазвичай перевищує температуру на вході в насос через енергетичні втрати на в'язке тертя. Якщо

тиск у цій камері падає нижче тиску насиченої пари, виникає пароутворення у торцевому дроселі, що погіршує вантажонесучу здатність гідропр'яти та підвищує ризик пошкодження торцевих поверхонь. Щоб уникнути цього, після торцевого дроселя часто встановлюється додатковий циліндричний дросель або змінюється послідовність розташування дроселів.

До основних переваг гідропр'яти належить її здатність до саморегулювання та нижчий рівень витоків у порівнянні з розвантажувальним барабаном. Серед недоліків — висока складність конструкції, технологічні труднощі під час складання та чутливість до умов пароутворення.

Комбіновані схеми осьового розвантаження

У складних насосних установках застосовуються комбіновані системи осьового врівноваження, які поєднують гідропр'яту та розвантажувальний барабан. В окремих випадках також додається двосторонній завзятий підшипник. У такій конфігурації гідропр'ята функціонує з постійним торцевим зазором і бере на себе частину осьового зусилля.

Сучасні тенденції вдосконалення системи осьового розвантаження

У зв'язку зі зростанням вимог до енергоефективності та експлуатаційної надійності насосного обладнання, провідні виробники активно впроваджують нові інженерні рішення, що спрямовані на підвищення ККД та зменшення експлуатаційних витрат. Зокрема, у насосах для систем підтримки пластового тиску (ППТ), що використовуються на нафтових родовищах, електроенергія становить до 85% усіх витрат на експлуатацію. Отже, особливої актуальності набувають технології, які дозволяють досягти енергозбереження з мінімальними інвестиціями.

Типовими для ППТ є багатоступінчасті горизонтальні секційні насоси з послідовно розташованими робочими колесами та гідропр'ятою як основним розвантажувальним елементом. Проте така конструкція часто не забезпечує необхідного рівня надійності та ефективності через чутливість гідропр'яти до зносу. Погіршення стану внутрішніх компонентів і збільшення проміжків у

насосі призводять до значного падіння ККД, що, у свою чергу, викликає підвищене споживання енергії та збільшує експлуатаційні витрати.

3.4. Конструктивне виконання вузла осевого розвантаження з дросельним каналом між задньою порожниною ступеня насоса та розвантажувальною камерою

У цій конструктивній схемі вузла розвантаження додатково впроваджене гідростатичне ущільнення, що являє собою безконтактний торцевий елемент із автоматично регульованим зазором. Існує кілька конструктивних варіантів такого ущільнення. Типи виконання, які є найбільш технологічно придатними для використання в даному типі осевого розвантажувального вузла, подано на рисунку 3.4.

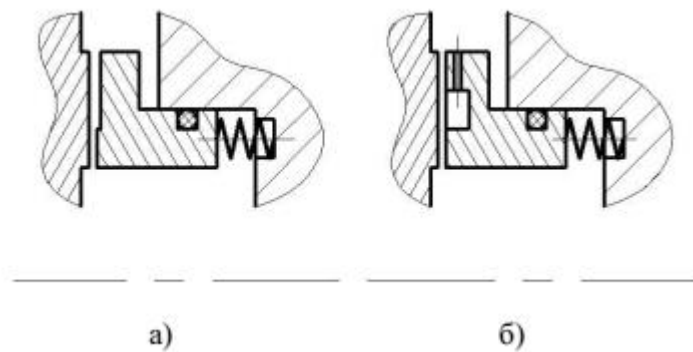


Рис. 3.4. Гідростатичні ущільнення: а) – із ступінчастим зазором; б) – з капілярними дроселями

Принцип дії гідростатичного ущільнення

Робота гідростатичного ущільнення ґрунтується на взаємозв'язку між тисковим зусиллям у торцевому зазорі та його шириною. У конструкції зі ступінчастим зазором (див. рисунок 3.6 а), зменшення ширини щілини спричиняє підвищення гідравлічного опору, що знижує витрату рідини. Це, своєю чергою, зменшує втрати тиску на широкій частині зазору й одночасно збільшує тиск на вузькій ділянці.

У конструкції з капілярними дросельними каналами (рисунок 3.6 б) скорочення витрати внаслідок зменшення зазору призводить до зниження перепаду тиску в капілярі та зростання тиску в ущільнювальній камері, що підвищує силу гідравлічного тиску.

Величина зазору у гідростатичних ущільненнях практично не залежить від рівня ущільнюваного тиску чи швидкості обертання ротора. Завдяки цьому ущільнення можна застосовувати як дросель зі стабільною провідністю, замінюючи традиційне радіальне щілинне ущільнення. У той час як мінімальний зазор у щілинних ущільненнях становить близько 0,2 мм, гідростатичні торцеві ущільнення можуть функціонувати при гарантованому зазорі від 0,005 мм. Це дозволяє значно підвищити гідравлічний опір у каналах пристроїв, що забезпечують осьове врівноваження.

Як видно з наведеного, збільшення опору в дросельному каналі з постійною провідністю підвищує гідростатичну жорсткість балансувального вузла та знижує об'ємні втрати. Крім того, гідростатичне ущільнення має менші розміри по осі порівняно з циліндричним дроселем, що дає змогу створювати більш компактні врівноважувальні пристрої. Завдяки тому, що торцеві поверхні розділені рідинним шаром, знос таких поверхонь практично відсутній, що дозволяє уникнути використання дорогих антифрикційних матеріалів.

Таким чином, застосування гідростатичного ущільнення в осьовій балансувальній системі дозволяє підвищити як надійність, так і економічність роботи пристрою.

Обмеження використання гідростатичних ущільнень

Основним недоліком використання гідростатичного ущільнення як дросельного елемента з постійною провідністю є ймовірність відхилення фактичного зазору від розрахункового у номінальному режимі. Таке відхилення змінює відстань між розвантажувальним диском і підп'ятником. Причинами цього є знос торцевих поверхонь або втрата еластичних властивостей ущільнювального гумового кільця.

На відміну від цього, дросель у формі циліндричного каналу не має таких вад, оскільки його провідність залежить переважно від геометрії поперечного перерізу і може бути точно витримана при виготовленні.

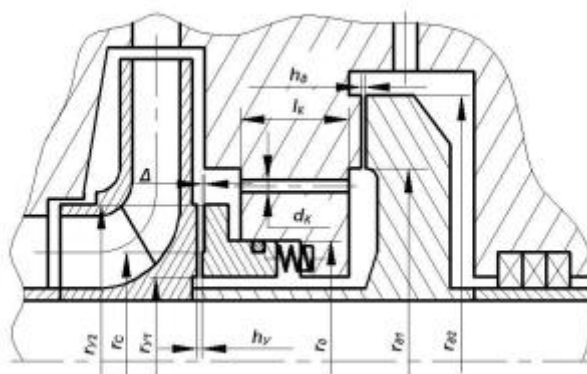


Рис. 3.7. Саморегульований балансувальний пристрій із дросельним каналом

У поданому конструктивному варіанті вузла осьового розвантаження (див. рис. 3.5), торцеве ущільнення виконує роль герметизуючого елемента, що відокремлює задню порожнину ступеня насоса від розвантажувальної камери. Воно проєктується для роботи з мінімальним торцевим зазором, який забезпечує мікропротікання, необхідне для підтримання стабільного режиму гідродинамічного змащення.

Інші способи врівноваження осьових сил

Найбільш природний шлях осьового врівноваження ротора - усунення умов виникнення нерівноважених осьових сил. Однак такий шлях виявляється ефективним лише для насосів із порівняно низькими параметрами. Усунення нерівноважених осьових сил досягається або забезпеченням повної геометричної симетрії, або штучним зміною розподілу швидкостей і тисків в камерах таким чином, щоб результуючі сили тиску на обидві бічні поверхні колеса були рівні.

У насосах з геометричною симетрією ротора щодо серединної площини, перпендикулярної його осі, наприклад, у насосах розхолодження (рис. 3.8,

3.9), залишкові (випадкові) осьові сили сприймаються завзятими шарикопідшипниками або, як у бустерному поживному напір². Недоліками таких схем є додаткові гідравлічні втрати у перекладних каналах, збільшені габарити та металоемність, ускладнення виливків та конструкції загалом.

Насос одноступінчастий (рис. 3.8). Проточна частина його складається з двостороннього підведення 6, робочого колеса 7, посадженого на вал 2 насоса по ковзній посадці, направляючого апарату 8 і корпусу 5 з відводить кільцевою камерою 10. До торцевих поверхонь корпусу шпильками 11 кріпляться кришки 4, в 4 Ущільнення валу - імпульсні торцеві з підведенням чистої холодної замикаючої води від зовнішньої системи. Опори ротора насоса - підшипники кочення 1, що сприймають радіальні та залишкові осьові нерівноважені сили. Мастило підшипників кочення здійснюється за допомогою масляної ванни з кільцем 12. Насос спирається на плиту 9 лапами, розташованими в горизонтальній площині осьової корпусу. Кріплення лап до рухомої плити.

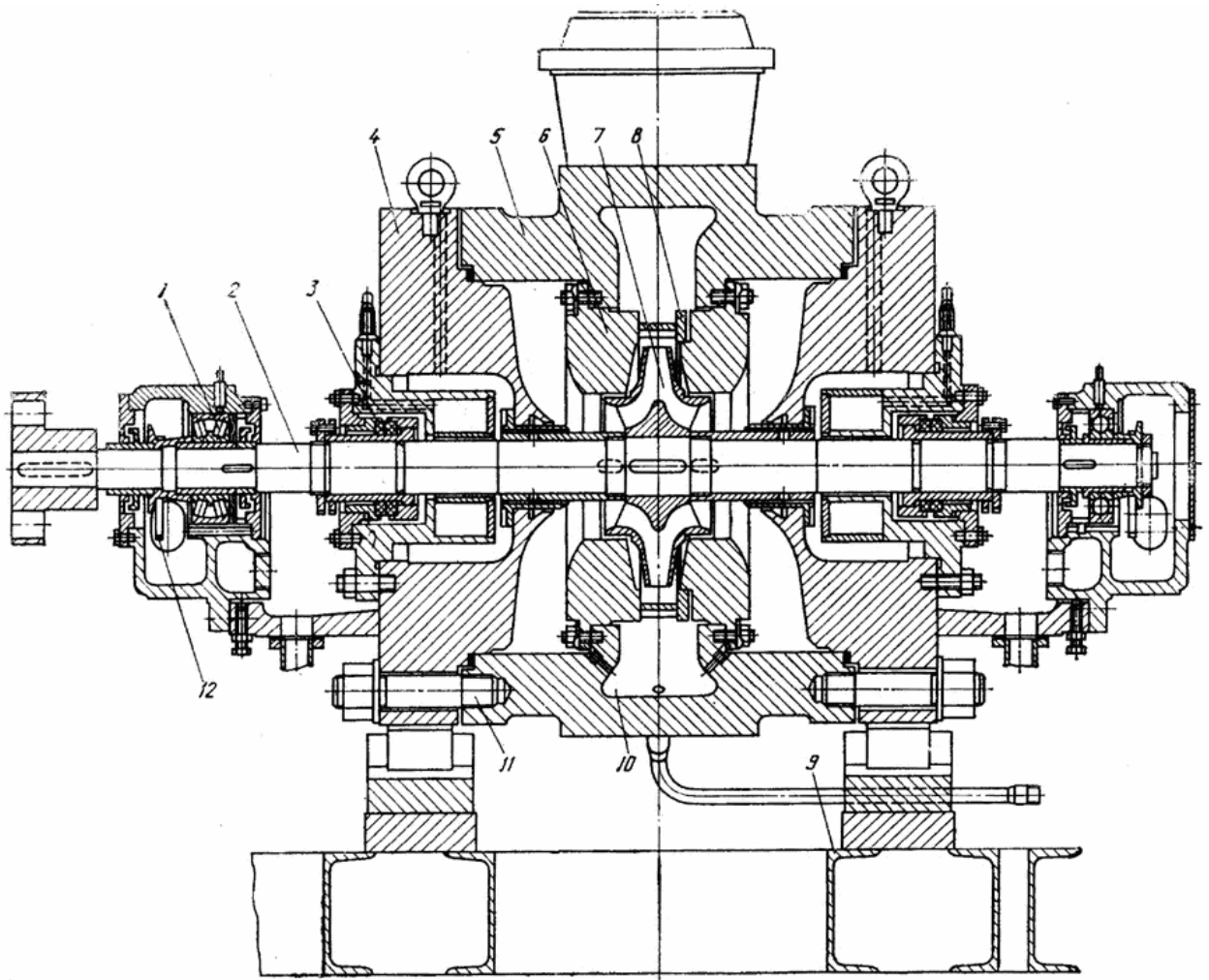


Рисунок 3.8 – Насос розхолодження ЦНР 500-115 АЕС із реактором РБМК-1000

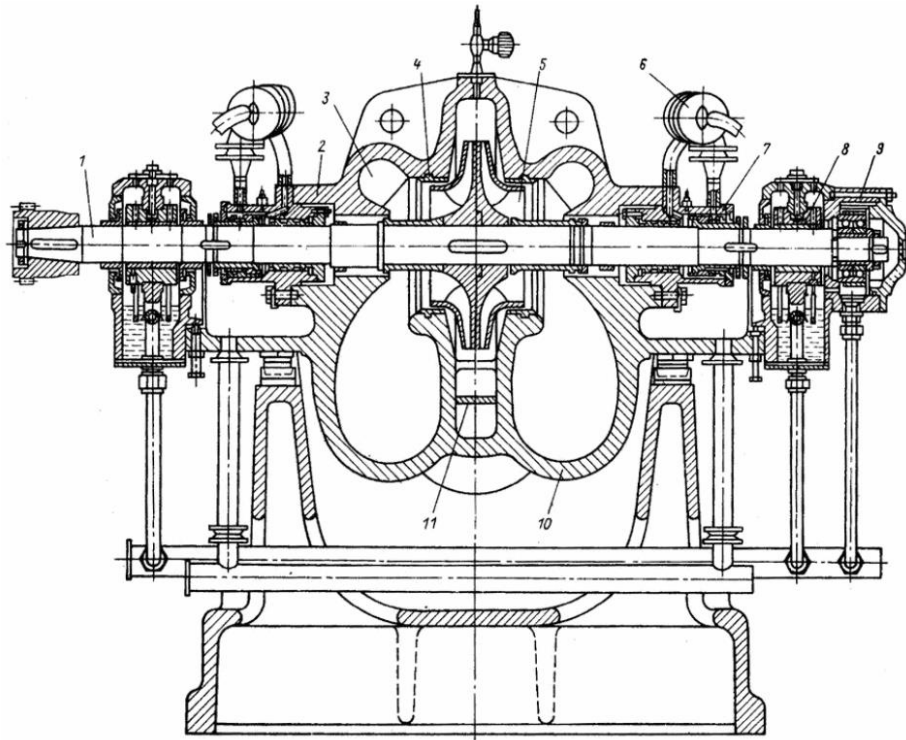


Рис. 2.13. Аварийный насос низкого давления ЦНР 800-230 АЭС с реактором ВВЭР-1000

Рисунок 3.9 – Аварийний насос низького тиску ЦНР 800-230 АЕС

Бустерний насос (рис. 3.10) має колесо 4 з щільним ущільненням 5 двостороннього входу і двозавиткове спіральне відведення 3, розташований в корпусі 9 і кришці 2. Корпус насоса має горизонтальний роз'єм, який ущільнюється паронітової прокладкою. До кінцевих ущільнень 7 щільного типу підводиться і організовано відводиться холодна вода, що замикає, від конденсатних насосів. Радіальні 8 і осьові опори 1 ротора 6 насоса - гідродинамічні підшипники ковзання з примусовим мастилом від загальностанційної системи.

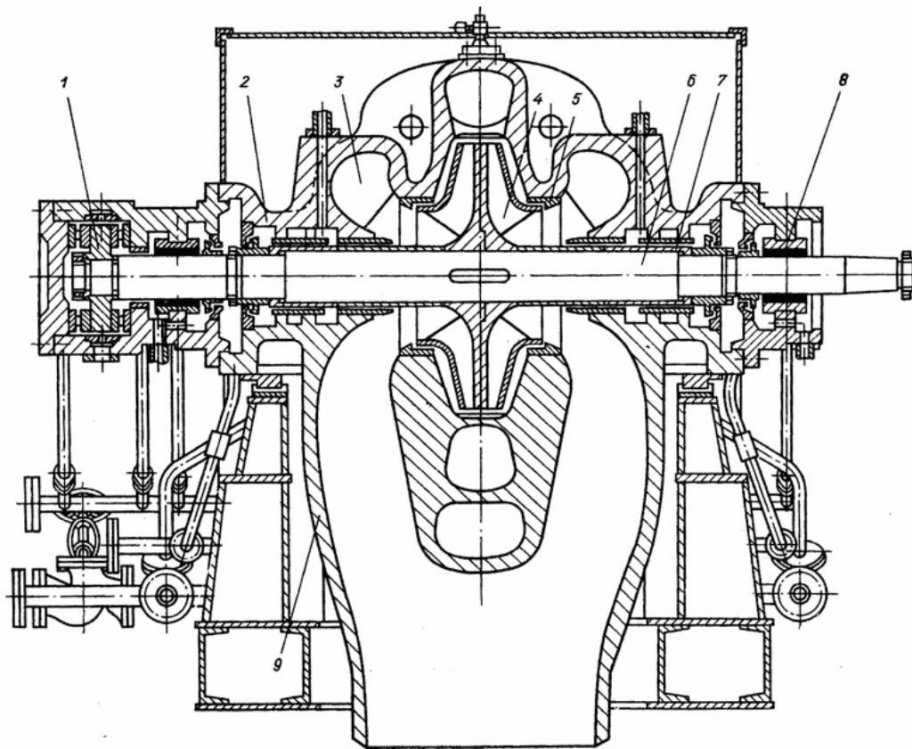
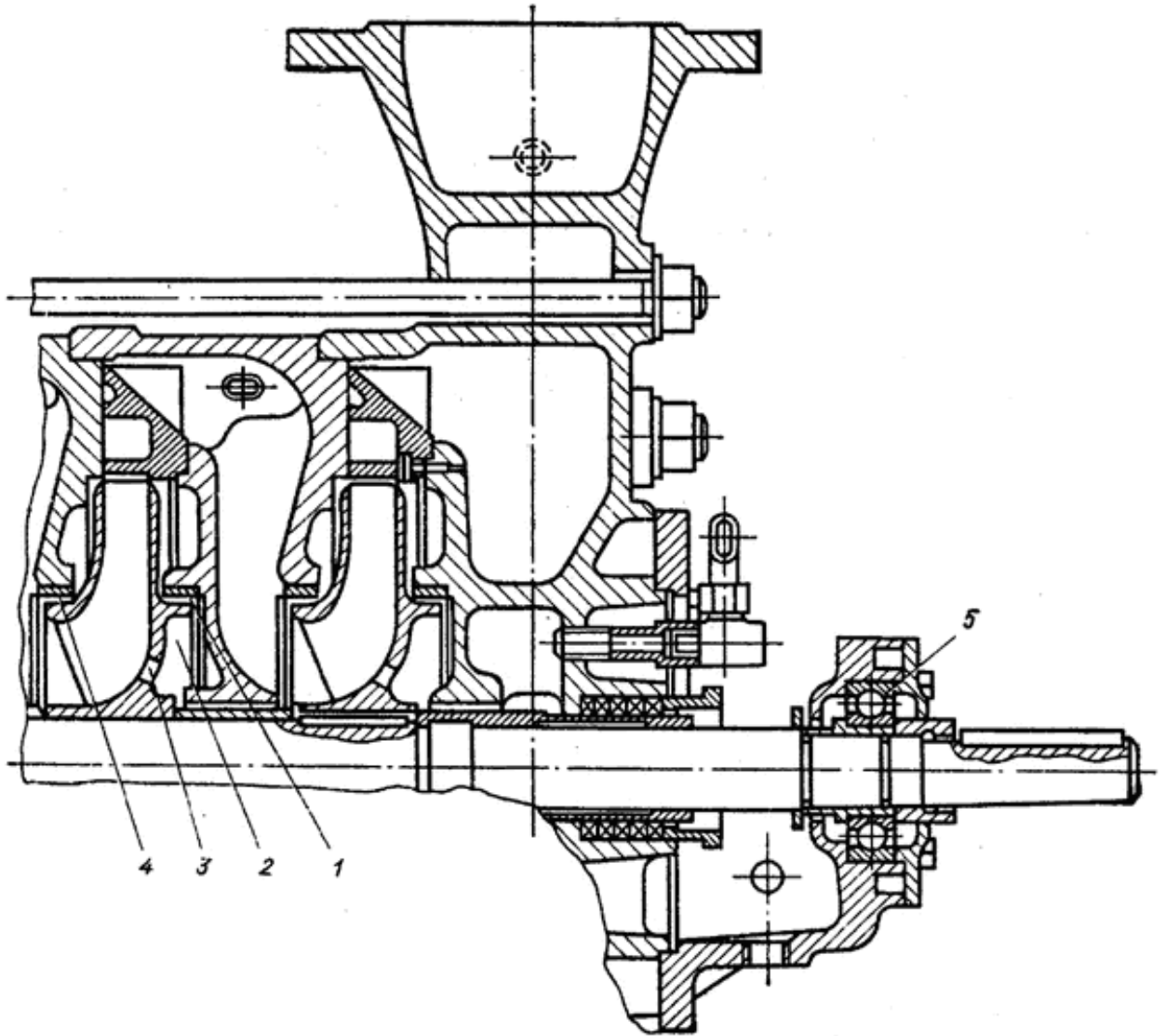


Рисунок 3.10 – Бустерний насос ПТА 3750-75 турбоживильного насосного агрегату

Способи вирівнювання сил тиску на основний диск і покриває більш різноманітні. У багатьох випадках, особливо для одноступінчастих насосів, щільне ущільнення 1 з боку основного диска розташовують на більшому радіусі (рис. 3.11), а камеру 2 під ущільненням з'єднують з входною лійкою отворами 3 в основному диску або в ступиці колеса. Площа отворів 3 рекомендується приймати приблизно в 4 рази більше площі ущільнюючого зазору, щоб зменшити підпір в камері 2. У такій конструкції на передньому 4 і 1 задньому ущільненнях дроселюється приблизно однаковий перепад тиску і об'ємні втрати подвоюються. Залишкова неврівноважена сила сприймається радіально-упорним підшипником 5 [10].

Витрата через отвори в диску, що обертається, і відповідний підпір в розвантажувальній камері можна визначити, користуючись експериментальними значеннями коефіцієнта витрати, наведеними в [11].

З-за дискового тертя рідина в камері 2 обертається, і виникаючий при цьому відцентровий ефект призводить до підвищення тиску вздовж радіуса, що може порушити баланс сил, що діють на колесо. епюри тиску в камері відповідно без лопаток та з лопатками [12].



3.11 – Розташування щілинних ущільнень на одному радіусі.

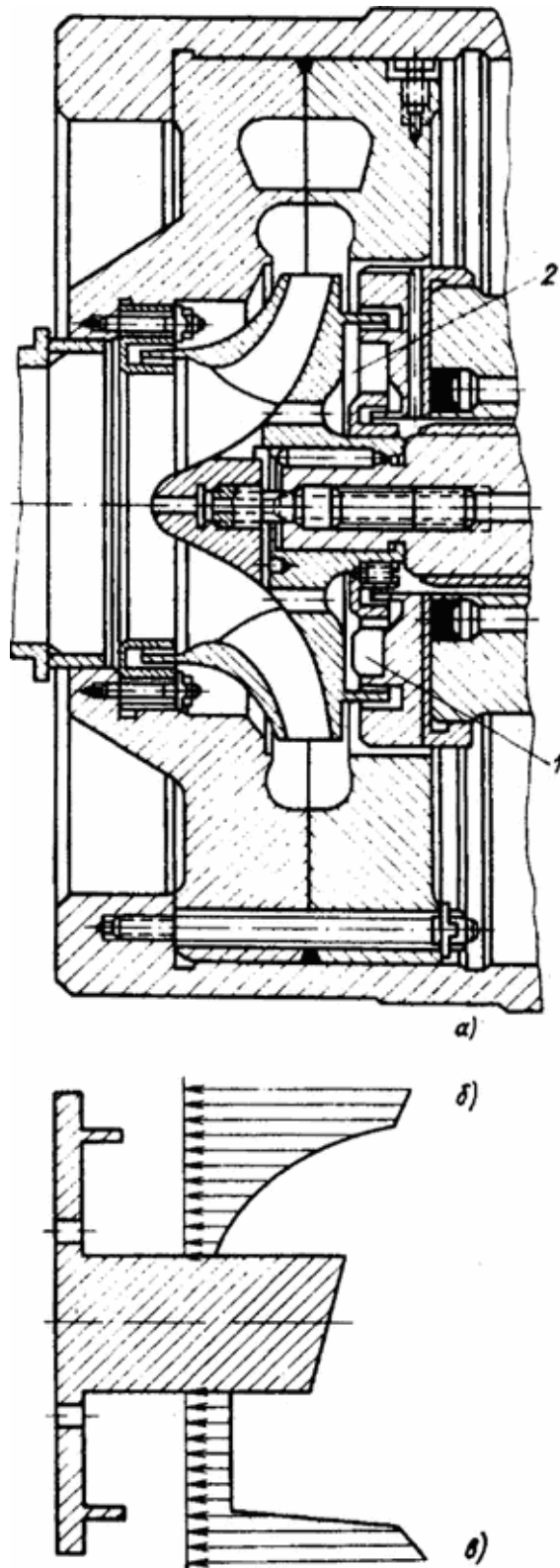


Рисунок 3.12 – Проточна частина насоса ЦЕН-61 (а), епюра тиску в камері без лопаток (б) та з радіальними нерухомими лопатками (в)

Іншим поширеним способом зменшення осьової сили є використання радіальних лопаток 1, розташованих на основному диску робочого колеса 2

(рис. 3.13). Лопатки збільшують середню частоту обертання рідини ω ж і відповідно до формули (3.1) зменшується середній тиск на тильну поверхню робочого колеса. Оброблення коліс призводить до значних втрат потужності, які можна оцінити за такою формулою [11]:

де $C = 0,0054 \div 0,0027$; $\varphi = 0,9$; r і R - внутрішній і зовнішній радіуси лопаток. Повністю врівноважити ротор на всіх режимах роботи не вдається, і залишкова осьова сила сприймається радіально-упорним підшипником.

Останнім часом з'явилося багато конструкцій насосів [10], в яких розподіл тиску в бічних камерах автоматично змінюється так, щоб осьова результуюча сила залишалася рівною нулю. Регулюючим впливом у цих конструкціях зазвичай є осьове усунення робочого колеса, що викликає відповідну зміну геометрії лопаток імпелера. Однак такі конструкції не тільки малоекономічні, а й надмірно складні та ненадійні.

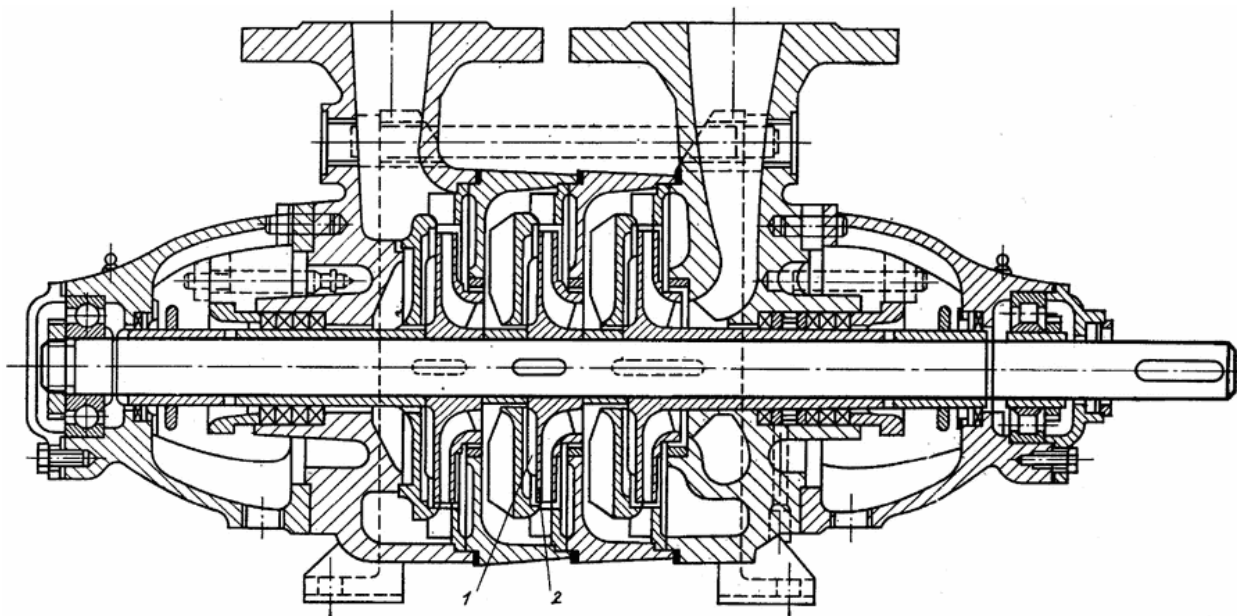


Рисунок 3.13 – Секційний насос із радіальними лопатками на тильній стороні робочих коліс

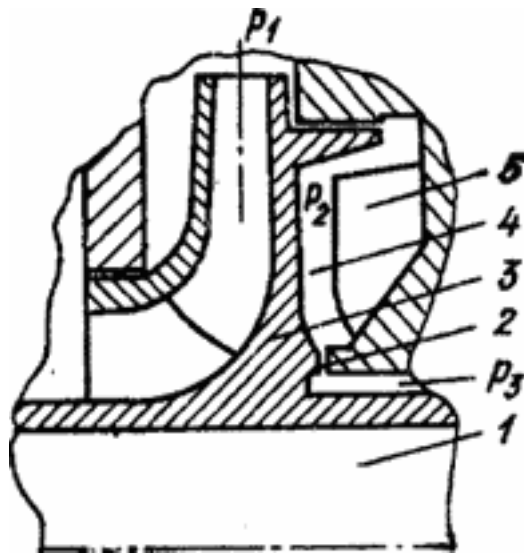


Рисунок 3.14 – Врівноваження осьової сили за допомогою змінного торцевого дроселя.

В одноступінчастих насосах широко застосовується більш економічне автоматичне врівноваження сил тиску на обидві сторони колеса за допомогою змінних дроселів, провідність яких змінюється при осьових зміщеннях ротора (рис. 3.14). Якщо, наприклад, під дією неврівноваженої осьової сили ротор 1 зміститься вправо, то торцевий зазор 2 зменшиться і тиск в камері 4 збільшиться настільки, що сили тиску на обидві сторони колеса 3 порівнюються. Різні модифікації таких способів урівноваження використовуються в конструкціях ГЦН [12], а також у турбонасосних агрегатах двигунів літальних апаратів. Закрутка потоку в камері 4 і витратна течія, спрямована від периферії до центру, можуть зменшити середній тиск; тому в камері розміщують нерухомі радіальні лопатки 5, що гальмують окружний потік і вирівнюють тиск по радіусу.

У деяких конструкціях одноступінчастих насосів робоче колесо кріплять на валу по ходовій посадці, а тильну порожнину з'єднують з вхідною лією дроселем, опір якого залежить від положення колеса. При цьому вал утримується від осьових зсувів завзятим підшипником.

У більшості конструкцій багатоступінчастих насосів особливих заходів щодо зменшення осьових сил не приймають, а сили, що діють на ротор, врівноважують спеціальними розвантажувальними пристроями.

Найбільш простими такими пристроями є розвантажувальні поршні (думміси), що сприймають постійне осьове зусилля; їх роблять циліндричними, ступінчастими та з конічними ділянками (рис. 3.15, а, б, в). Оскільки в процесі роботи насоса осьова сила, що діє на ротор, може змінюватися в широких межах, розвантажувальні поршні доводиться доповнювати упорними підшипниками порівняно великі залишкові осьові навантаження. Для великих насосів це, як правило, двосторонні завзяті підшипники з самовстановлюваними колодками, що є складними і дорогими вузлами. На рис. 3.16 показана багатоступінчаста відцентрова машина, в якій осьове врівноваження ротора здійснюється ступінчастим поршнем 1 з лабіринтними ущільненнями 2 і двостороннім упорним підшипником 3 з сегментними колодками, що самовстановлюються.

В даний час для великих високонапірних багатоступінчастих насосів найефективнішим способом врівноважування осьових сил є використання автоматичних врівноважувальних пристроїв гідроп'ят . Гідроп'ята (рис. 3.17) містить жорстко закріплений на валу розвантажувальний диск 5, нерухоме опорне кільце (подушку) 2, послідовно розташовані циліндричний 1 і торцевий 3 дроселі і 4 камеру, що розділяє ці дроселі. Повний перепад тиску $\Delta p = p_1 - p_3$ на п'яті представляє різницю між тиском нагнітання p_1 і тиском в камері за гідроп'ятою . Найчастіше ця камера з'єднана з вхідним патрубком насоса, тоді p_3 тиск на вході. Частина загального перепаду тиску $p_2 - p_2 - p_3$ дроселюється на торцевому дроселі 3, провідність якого залежить від ширини зазору x , т. е. осьового положення ротора Якщо під дією надмірної осьової сили ротор зміщується вліво, то зазор x зменшується, а тиск збільшується, відновлюючи рівність сили T , що діє на ротор, і сили F , що діє на розвантажувальний диск. Таким чином, гідроп'ята автоматично підтримує осьову рівновагу ротора: $F = T$.

Для нормальної роботи гідроп'ят необхідно, щоб ротор мав свободу осьових переміщень, принаймні в межах можливих змін торцевого зазору; тому по кінцях валу необхідно встановлювати лише радіальні підшипники.

Функції завзятого підшипника виконує сама гідроп'ята. Дуже перспективне використання системи авторозвантаження не тільки як завзятий, але і радіальний гідростатичний підшипник.

Задираки по торцевих контактних поверхнях відбуваються найчастіше на нерозрахункових, перехідних режимах, при розгоні та вибігу, коли гідравлічна врівноважуюча сила F мала. У зв'язку з цим в насосах, для яких за умовами експлуатації потрібні часті пуски і зупинки, встановлюють віджимні пристрої (рис. 4.10, поз. 6), через які осьове зусилля пружин F_p передається на ротор і при малих оборотах зрушує його в бік нагнітання і збільшуючи температуру. задираки. Віджимні пристрої слід рекомендувати також у насосах з турбоприводом, оскільки процес розгону та зупинки приводної турбіни відбувається повільно.

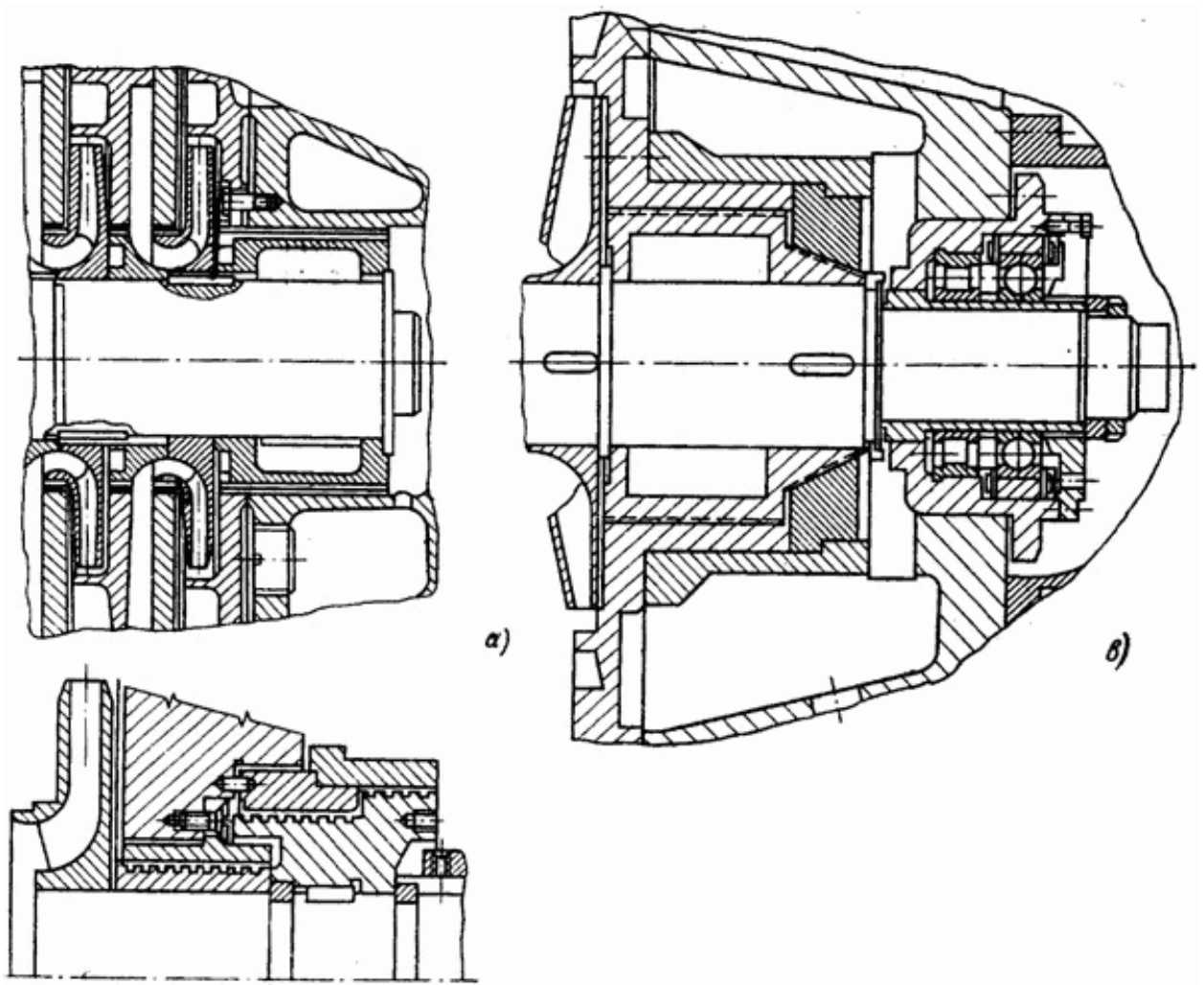


Рисунок 3.15 – Конструкції розвантажувальних поршнів:

а - циліндричний; б - ступінчастий; в - конічний

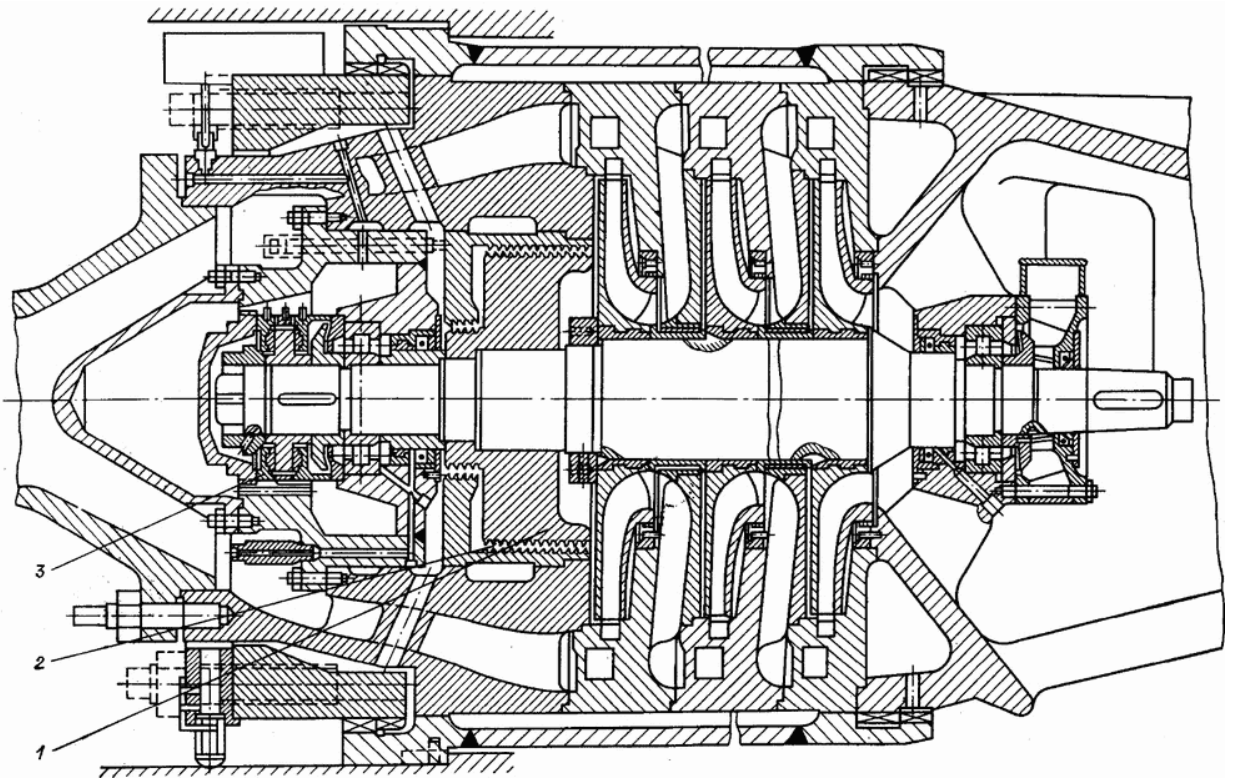


Рисунок 3.16 – Відцентрова машина зі ступінчастим поршнем та двостороннім упорним підшипником

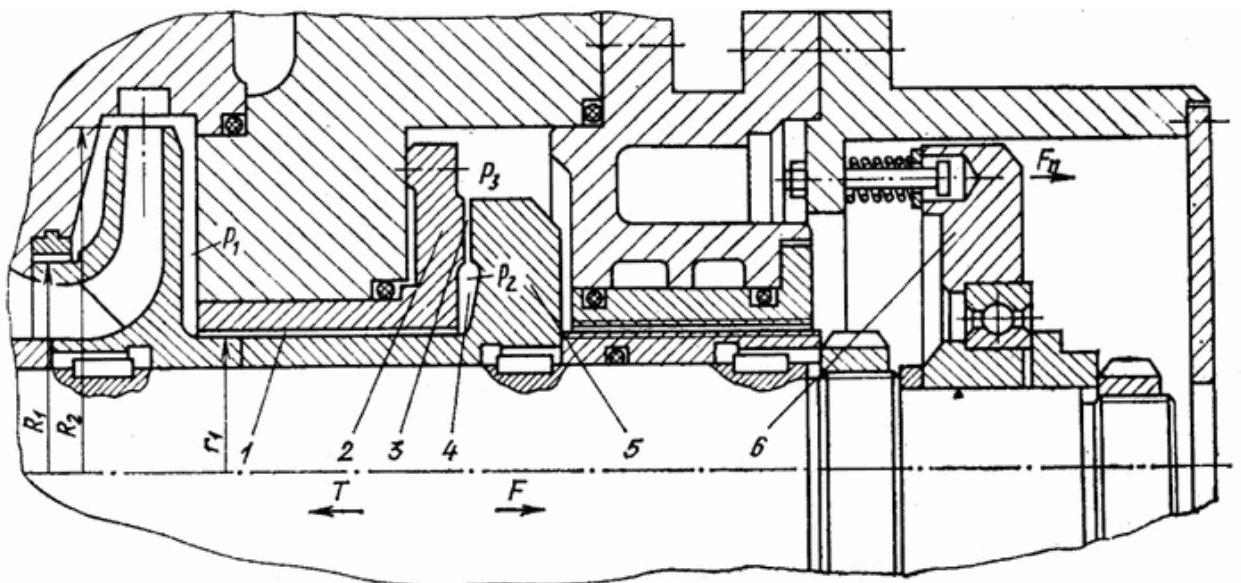


Рисунок 3.17 – Гідроп'ята з віджимним пристроєм

Температура рідини, що перекачується, в камері гідроп'яти підвищується в порівнянні з температурою на вході за рахунок енергії в'язкого тертя в дроселюючих зазорах і гідравлічних втрат в проточній частині насоса. У режимах малих подач, коли значна частина потужності, що споживається

насосом, втрачається на нагрівання рідини, підвищення температури може становити 10-15 °С. У разі високої температури на вході, наприклад у поживних насосах, температура в камері після торцевого зазору може досягти критичного значення, при якому тиск у камері менший за відповідний тиск насиченої пари. В результаті, перш за все в торцевому зазорі п'яти, може відбуватися більш менш інтенсивне пароутворення, що зменшує несучу здатність і збільшує небезпеку виникнення задир в торцевому дроселі.

Щоб запобігти пароутворенню, тиск у камері після торцевого зазору необхідно підтримувати вищим, ніж тиск насиченої пари при максимально можливій температурі і при мінімальному тиску лінії відведення протікання з гідроп'яти . Найбільш простим способом підвищення тиску в камері є використання додаткового циліндричного дроселя між торцевим зазором та лінією відведення протікання (рис. 3.18, а). У деяких випадках гарантований підпір після торцевого зазору створюють, змінюючи послідовність торцевого та циліндричного дроселів (рис. 3.18 б).

На підставі наведеного огляду можна запропонувати укрупнену класифікацію (рис. 4.12) способів зменшення та врівноваження осьових сил, що діють на ротори відцентрових насосів. Найбільш економічними та надійними є системи автоматичного врівноваження, тому нижче наведемо інженерний метод статичного та динамічного розрахунку таких систем.

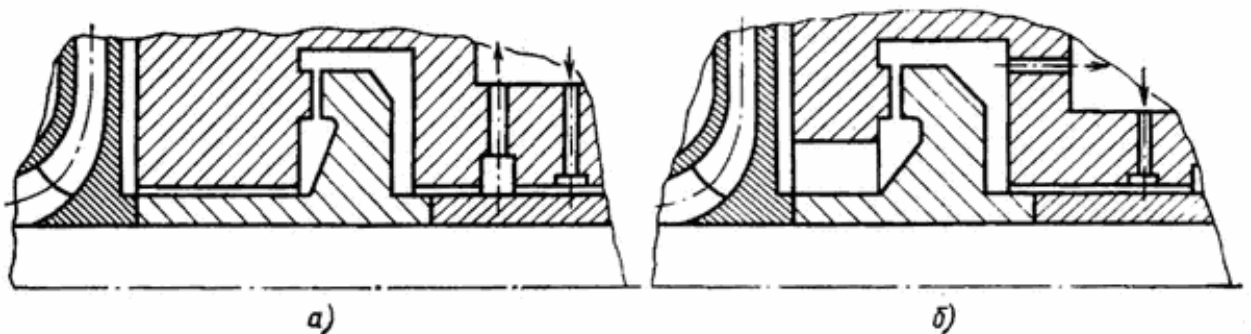


Рисунок 3.18. – Гідроп'яти з додатковим циліндричним дроселем (а) та з внутрішнім розташуванням торцевого дроселя (б)

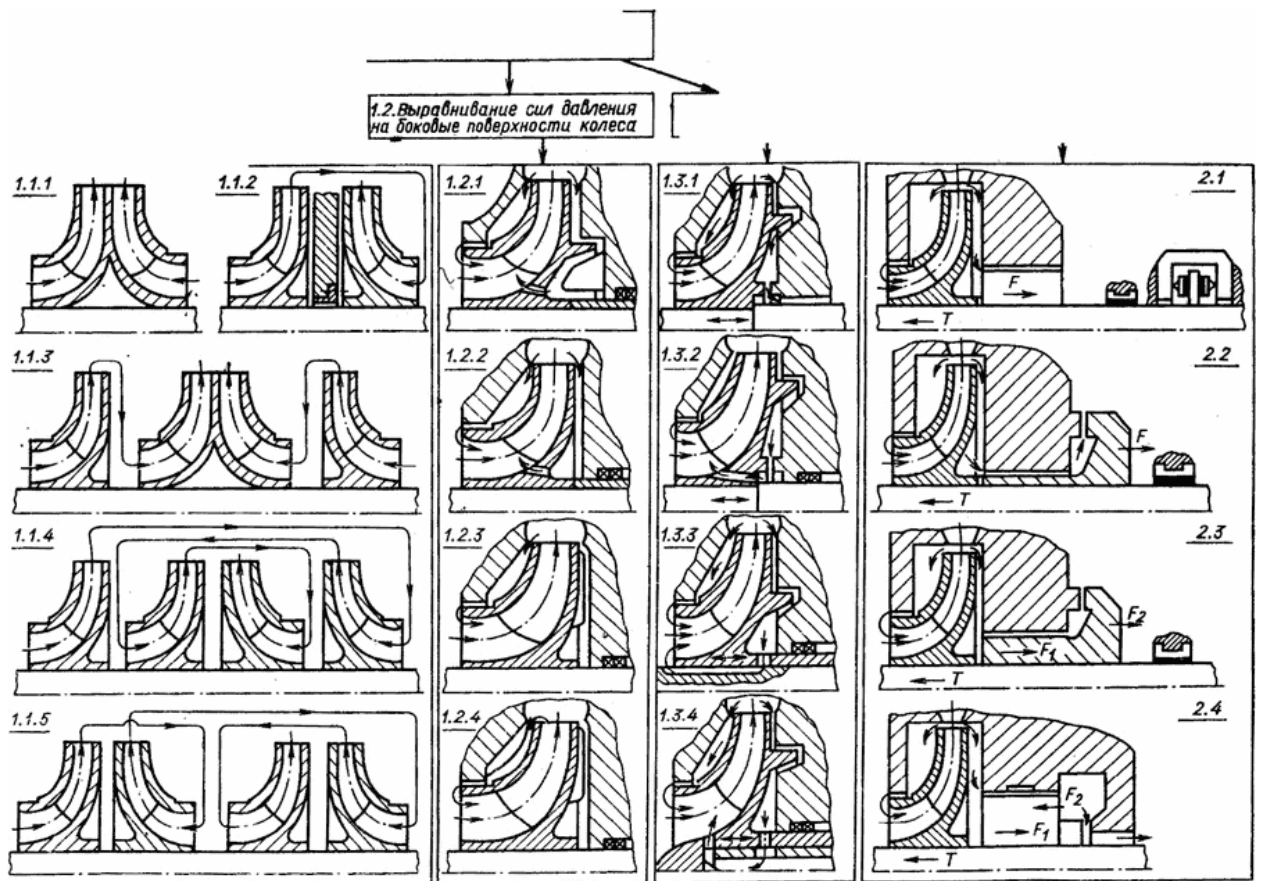


Рисунок 3.18. – Класифікація способів зменшення та зрівноваження осевих

СИЛ

4 ІНЖЕНЕРНІ РОЗРАХУНКИ

4.1 Розрахунок пари тертя торцевого ущільнення

При визначенні силових і гідромеханічних характеристик пари тертя при обертанні враховуємо наступні силові фактори, що діють на кільце пари тертя: середній контактний тиск, сила тертя гумового ущільнення по валу, сила пружності пружини, тиск герметизованого середовища.

Вихідні дані до розрахунку беремо з креслення () конструкції запропонованого торцевого ущільнення та джерела [4].

Контактний тиск, виходячи з рівняння рівноваги, визначаються за формулою:

$$P_k = \frac{F_{np} - F + \pi \cdot P_0 \cdot (D_2^2 + D_1 \cdot D_2 + D_2^2 - 3 \cdot d) / 12}{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) / 4} \quad (4.1)$$

де: F_{np} – сила пружності пружини, Н;

F – сила тертя гумового ущільнюючого кільця по валу, Н;

P – тиск герметизованого середовища, Па;

D_1 – внутрішній діаметр ущільнюючого кільця, м; $D_1 = 0,125$ м

D_2 – зовнішній діаметр ущільнюючого кільця, м;

d – діаметр вала на який посаджено ущільнююче кільце, м; $d = 0,105$

м.

Виходячи з умов роботи насосного агрегату, тиск ущільнюючого середовища повинен бути в межах 0,2 МПа [16].

Приймаємо максимально можливий тиск герметизованого середовища рівний 0,5 МПа. Максимальне збільшення тиску може бути зумовлене змінами в процесі роботи насоса, а також збільшенням зазору в щілинному ущільненні.

Для визначення зовнішнього діаметра ущільнюючого кільця необхідно задатись шириною поверхні тертя. Радіальну ширину поверхні тертя звичайних пар тертя рекомендується приймати в залежності від діаметра вала. Для валів діаметром 80 – 150 мм рекомендована ширина поверхні тертя

складає $b = 4-7$ мм [12].

Приймаємо $b = 5$ мм і обчислюємо зовнішній діаметр ущільнюючого кільця за формулою:

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot b = 0,125 + 2 \cdot 0,005 = 0,135 \text{ м} \quad (4.2)$$

Силу тертя гумового ущільнюючого кільця по валу визначається за формулою:

$$F = S \cdot P_0 \cdot f, \quad (4.3)$$

де: S – площа поверхні тертя, м^2 ;

P_0 – тиск герметизованого середовища, МПа; $P_0 = 0,5$ МПа;

f – коефіцієнт тертя для пари тертя „гума – сталь”, $f = 0,25$.

Площа поверхні тертя визначається як добуток ширини контакту кільця на ширину кола конктку. Ширина кола контакту для гумового кільця даного ущільнення дорівнює 2 мм [16].

Отже:

$$S = \pi \cdot a \cdot b = 3,14 \cdot 0,002 \cdot 0,105 = 0,000569 \text{ м}^2, \quad (4.4)$$

де: a – ширина контакту, м;

b – довжина кола контакту, м.

Отже:

$$F = 0,000569 \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,25 = 84,415 \text{ Н.}$$

Контактний тиск від дії пружини приймаємо рівний 0,05 МПа [20], тоді сила, з якою пружина діє на кільце визначається за формулою:

$$F_{\text{пр}} = p_1 \cdot \pi \cdot \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{4}, \quad (4.5)$$

де: p_1 – контактний тиск від дії пружини, МПа, $p_1 = 0,05$ МПа.

Отже за формулою 4.25 маємо:

$$F_{\text{пр}} = 0,05 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \frac{(0,135^2 - 0,125^2)}{4} = 146,4025 \text{ Н.}$$

Враховуючи попередні обчислення знаходимо контактний тиск в парі тертя, за формулою 4.1.

$$P_k = \frac{146,40 - 84,425 + 3,14 \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot (0,135^2 + 0,135 \cdot 0,125 + 0,125^2) \cdot 12}{3,14 \cdot (0,135^2 - 0,125^2) \cdot 4} = 1141026 \text{ Па}$$

Такий тиск матиме місце за умови, що тиск середовища, яке герметизується, рівний 0,5 МПа. При нормальних умовах роботи насоса, а саме при тиску 0,2 МПа, контактний тиск буде мати менше значення.

Не дивлячись на високу частоту обробки робочих поверхонь пар тертя, вони мають нерівності, які заважають щільному контакту кілець пар тертя. Через утворені мікроскопічні зазори відбуваються втрати герметизації середовища. Втрати рідини також відбуваються в наслідок пошкодження гумових кілець, та великої шорсткості їх робочих поверхонь, проте, вони не значні і в розрахунках витрат рідини через ущільнюючий зазор ними нехтують.

Втрата герметизації середовища через радіальний зазор при ламінарному русі визначається за формулою:

$$Q = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot D_1 \cdot p_0}{6 \cdot \mu (D_2 - D_1)}, \quad (4.6)$$

де: h – усереднений зазор в парі тертя, м, $h = 5 \cdot 10^{-6}$ м;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с; $\mu = 0,001$ Па·с.

Отже за формулою 4.6 маємо:

$$Q = \frac{3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 0,125 \cdot 0,2 \cdot 10^6}{6 \cdot 0,001 \cdot (0,135 - 0,125)} = 4,09 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$$

Для досягнення достатньої ефективності роботи торцевого ущільнення, ковзаючі поверхні контактних ущільнень необхідно притискати з певним зусиллям. Під дією цього осьового зусилля відбувається нагрівання торцевих поверхонь кілець і, відповідно, їх спрацювання. Дане зусилля створює контактний тиск, який визначається як:

$$P_k = P_f + K \cdot P_0 \quad (4.7)$$

де: P_f – середній тиск на поверхні контакту ущільнюючих кілець, який створюється пружиною, Па, $P_f = 0,05 \cdot 10^6$ Па;

P_0 – тиск герметизованого середовища, Па; $P_0 = 0,2 \cdot 10^6$ Па;

K – коефіцієнт гідравлічного навантаження.

Коефіцієнт гідравлічного навантаження визначається за формулою:

$$K = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{0,135^2 - 0,105^2}{0,135^2 - 0,125^2} = 2,7 \quad (4.8)$$

Отже за формулою 4.27

$$P_k = 0,05 \cdot 10^6 + 2,7 \cdot 0,2 \cdot 10^6 = 0,59 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Визначаємо силу тертя торцевих поверхонь за формулою:

$$F_{\text{тр}} = p_k \cdot S \cdot f \quad (4.9)$$

де: S – площа контакту, м^2 ;

f – коефіцієнт пари тертя “графіт по графіту” за умови наявності в зазорі між ущільнюючими кільцями шару рідини, яка перекачується, $f = 0,05$

Площа контакту визначається за формулою:

$$S = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,135^2 - 0,125^2)}{4} = 0,002 \text{ м}^2 \quad (4.10)$$

Отже за формулою 4.9 маємо:

$$F_{\text{тр}} = 0,59 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 0,002 = 60,2 \text{ Н.}$$

Момент тертя визначається за формулою:

$$M_{\text{тр}} = r \cdot F_{\text{тр}} \quad (4.11)$$

де: r – радіус ковзання, м .

Радіус ковзання визначається за формулою:

$$r = \frac{D_1 + D_2}{4} = \frac{0,125 + 0,135}{4} = 0,065 \text{ м.} \quad (4.12)$$

Отже за формулою 4.11:

$$M_{\text{тр}} = 0,065 \cdot 60,2 = 9,516 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Витрати потужності в торцевому ущільненні визначаються за формулою:

$$N_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \cdot \omega, \quad (4.13)$$

де: ω – кутова швидкість, с^{-1} .

Кутова швидкість визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ c}^{-1} \quad (4.14)$$

де: n – частота обертання вала насоса, хв^{-1} ; $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$.

Отже за формулою 4.13:

$$N_{\text{тр}} = 9,516 \cdot 314 = 2988,076 \text{ Вт.}$$

Витрати потужності в торцевому ущільненні з деякими наближеннями можна вважати рівними теплоті, що виділяється на ньому.

4.2 Розрахунок пресової посадки ущільнюючого кільця

Часто ущільнююче кільце встановлюють за допомогою пресової або гарячої посадки. Крім того, застосовують комбінацію пресової та гарячої посадок, а також поєднують її з клейкими засобами, такими як епоксидна смола. Основна проблема при встановленні кільця за допомогою пресової чи гарячої посадок полягає в тому, щоб не піддавати матеріал дії напружень, які перевищують допустиму величину, та забезпечити надійність його експлуатації. У в'язких матеріалів в основу для розрахунку беруть границю текучості, а в крихких – тимчасовий опір розриву [11].

На рис.4.1, де кільце 1 – зовнішнє, а 2 – внутрішнє, показані наступні напруження при натязі $\delta = D - d_1$ [7]:

– напруження розтягу в кільці 1:

$$\sigma_1 = \frac{\delta \cdot E_1}{\left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1 \cdot D}{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}\right) \cdot d_1} \approx \frac{\delta \cdot E_1}{d_1 \cdot \left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1}{e_2 \cdot E_2}\right)}, \quad (4.15)$$

σ_2 – напруження стиску в кільці 2, Па;

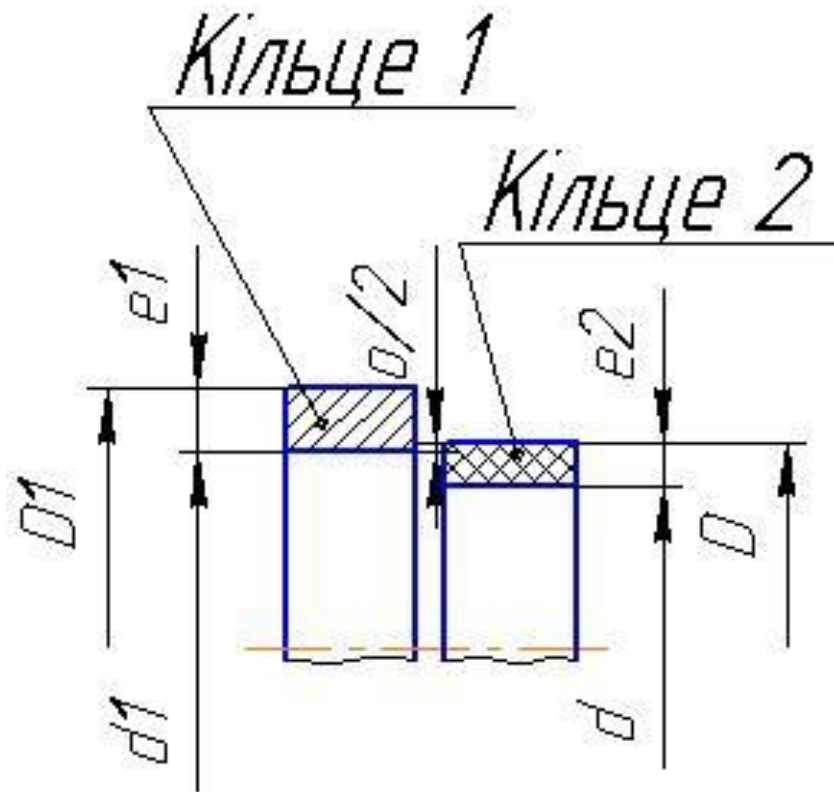


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема пресової посадки

– напруження стиску в кільці 2:

$$\sigma_2 = \frac{\delta \cdot E_2}{\left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}{e_1 \cdot E_1 \cdot D}\right) \cdot D} \approx \frac{\delta \cdot E_2}{D \cdot \left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2}{e_1 \cdot E_1}\right)}, \quad (4.16)$$

де: σ_1 – напруження розтягу в кільці 1, Па;

δ – необхідний натяг, м;

E_1 – модуль пружності для нержавіючої сталі, Па;

E_2 – модуль пружності для графіту, Па;

D, d, e_2 – відповідно зовнішній, внутрішній діаметри графітового кільця та ширина торця, м;

D_1, d_1, e_1 – відповідно зовнішній, внутрішній діаметри сталеві обійми та ширина торця, м;

Отже, необхідно виготовити торцеве ущільнення, в якого графітове кільце ($E_2 = 10000 \text{ МПа}$, $\sigma_D = 140 \text{ МПа}$) буде запресоване в обійму з нержавіючої сталі ($E_1 = 200000 \text{ МПа}$, $\sigma_{0,2} = 200 \text{ МПа}$) [11].

Кільце 1: $D_1 = 153,58 \text{ мм}$, $d_1 = 145,70 \text{ мм}$, $e_1 = 7,88 \text{ мм}$;

Кільце 2: $D = 146 \text{ мм}$, $d = 114,57 \text{ мм}$, $e_2 = 31,43 \text{ мм}$.

Згідно виразів 4.15 та 4.16, визначаємо напруження в кільцях 1 і 2:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\delta \cdot E_1}{\left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1 \cdot D}{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}\right) \cdot d_1} \approx \frac{\delta \cdot E_1}{d_1 \cdot \left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1}{e_2 \cdot E_2}\right)} = \\ &= \frac{(146 - 145,70) \cdot 2 \cdot 10^{11}}{145,70 \cdot \left(1 + \frac{7,88 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{11}}{31,43 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^{-10}}\right)} = 2,928 \cdot 10^6 \text{ Па} \end{aligned}$$

$$\sigma_2 = \frac{\delta \cdot E_2}{\left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}{e_1 \cdot E_1 \cdot D}\right) \cdot D} \approx \frac{\delta \cdot E_2}{D \cdot \left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2}{e_1 \cdot E_1}\right)} =$$

$$= \frac{(146 - 145,70) \cdot 1 \cdot 10^{10}}{146 \cdot \left(1 + \frac{31,43 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^{10}}{7,88 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{11}}\right)} = 0,000169 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Розраховане за формулою (4.15) напруження розтягу в металевому кільці 1 $\sigma_1 = 2,928 \text{ МПа}$; розраховано за формулою (4.16) $\sigma_2 = 0,000169 \text{ МПа}$. Обидва напруження мають достатній запас за допустимими величинами [11].

4.3 Розрахунок вала насоса

Проектування вала починають з визначення діаметра вихідного кінця вала з розрахунку на чисте кручення по пониженому допустимому напруженню без врахування впливу згину [6].

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad (4.17)$$

де T – крутний момент, Н·мм;

$[\tau_k]$ – допустиме напруження на кручення;

Оскільки матеріал валу Сталь 40ХН, приймаємо $[\tau_k] = 15 \dots 20 \text{ МПа}$.

Діаметр валу – 95 мм.

Знаходимо крутний момент T

$$T \geq \frac{d^3 \cdot \pi \cdot [\tau_k]}{16}, \text{ отже } T = \frac{0,095^3 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 10^6}{16} = 3,36 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Довжина вала 2927 мм

Виконуємо уточнений перевірючий розрахунок, який полягає в визначенні коефіцієнтів запасу міцності s в небезпечних перерізах:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}, \quad (4.18)$$

$$s = \frac{0,23 \cdot 0,76}{\sqrt{0,23^2 + 0,76^2}} = 2,45$$

де s_{σ} – коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях.

Розрахункове значення s не повинно бути нижче допустимого $[s]=2,5$.

При умові виконання спеціального розрахунку вала на жорсткість допускається зниження коефіцієнту запасу міцності $[s]$ до 1,7

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (4.19)$$

$$s_{\sigma} = \frac{350}{\frac{2,05}{0,59 \cdot 0,9} \cdot 380 + 0,2 \cdot 285} = 0,23$$

де σ_{-1} – границя витривалості сталі при симетричному циклі згинання;

k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень;

ε_{σ} – масштабний фактор для нормальних напружень; $\sigma_B = 800$ МПа

$\beta = 0,90 \dots 0,97$;

σ_v – амплітуда циклу нормальних напружень, рівна найбільшому напруженню згину σ_n в перерізі, що розглядається;

σ_m – середнє напруження циклу нормальних напружень.

Якщо осьове напруження F_a на вал відсутнє або наскільки мале, що ним можна знехтувати, то приймають $\sigma_m = 0$, в інших випадках:

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}; \quad (4.20)$$

$$\sigma_m = \frac{200 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 0,095^2}{4}} = 285 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт $\Psi_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad (4.21)$

$$\Psi_{\sigma} = \frac{2 \cdot 350 - 550}{550} = 0,27$$

для вуглецевих сталей в яких $\sigma_B = 650 \dots 750$ МПа приймають $\Psi_\sigma = 0.2$, для легованих $\Psi_\sigma = 0.25 - 0.3$; s_τ – коефіцієнт запасу міцності по дотичних напруженнях,

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \tau_v + \Psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (4.22)$$

оскільки $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$, то $\tau_{-1} = 0,58 \cdot 350 = 205$

$$s_\tau = \frac{205}{\frac{1,7}{3,7 \cdot 0,9} 48 + 0,05 \cdot 48} = 0,76$$

де τ_{-1} – границя витривалості сталі при симетричному циклі кручення; для конструкційних сталей приймають $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$.

Матеріал вала сталь 40 ХН. Границя витривалості для такої сталі

$$\tau_v = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max} = \frac{0,5 \cdot T}{W_K}; \quad (4.23)$$

$$\tau_v = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{\max} = \frac{0,5 \cdot 3,36 \cdot 10^3}{17,5} = 48 \text{ МПа}$$

де W_K – момент опору кручення;

T – крутний момент.

Розрахувавши вал, розрахувавши всі необхідні параметри бачимо, що особливих відхилень від допустимих значень немає.

4.4 Перевірка шпонкового з'єднання

Розраховуємо шпонку, що з'єднує робоче колесо з валом насоса на напруження стиску [14].

Вихідні дані:

- діаметр вала $d = 95$ мм;
- ширина шпонки $b = 28$ мм;

- висота шпонки $h = 16$ мм;
- довжина шпонки $l = 175$ мм;
- товщина втулки $t = 8,2$ мм.

Визначаємо довжину втулки з робочими торцями:

$$l_p = l - b \quad (4.24)$$

Підставивши числові значення вихідних величин, отримаємо:

$$l_p = 175 - 28 = 147 \text{ мм.}$$

Крутний момент, що передається на вал, приймаємо [14]:

$$M_z = 4075 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Допустимі напруження стиску [13]:

$$[\sigma_{ct}] = 120 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Перевірку шпонки на стиск проводимо за формулою:

$$\sigma_{ct} = \frac{2M_z}{d(h-t) \cdot l_p} \quad (4.25)$$

При відповідних числових значеннях величин, значення напружень стиску в матеріалі шпонки:

$$\sigma_{ct} = \frac{2 \cdot 4075}{95(16 - 8,5) \cdot 147 \cdot 10^{-6}} = 71 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Порівняємо отримане значення напружень стиску з допустимим значенням, бачимо, що умова міцності виконується.

$$\sigma_{ct} < [\sigma_{ct}] = 120 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Коефіцієнт запасу міцності матеріалу шпонки на стиск:

$$n = \frac{[\sigma_{ct}]}{\sigma_{ct}} \quad (4.26)$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$n = \frac{120 \cdot 10^6}{71 \cdot 10^6} = 1,7.$$

Обчислений коефіцієнт запасу міцності матеріалу шпонки є достатнім для роботи під навантаженнями, які мають місце в насосі [11].

ВИСНОВКИ

У результаті виконаної роботи проведено комплексне дослідження конструкцій багатоступінчастих відцентрових насосів типу ЦНС, що дозволило виявити основні напрями вдосконалення з метою підвищення їхньої надійності, довговічності та експлуатаційної ефективності. Проаналізовано принцип дії, технічні характеристики й типові особливості конструкції насосів ЦНС, визначено критичні елементи, які зазнають інтенсивного зношування в процесі експлуатації.

Особливу увагу приділено ущільнюючим вузлам, оскільки саме вони є одними з найбільш вразливих і потребують модернізації. Обґрунтовано доцільність конструктивного вдосконалення ущільнень з урахуванням вимог до герметичності та мінімізації втрат робочої рідини. Для перевірки ефективності запропонованих рішень передбачено створення випробувального стенда.

У межах дослідження розглянуто види відцентрових насосів, їхні галузі застосування та ключові переваги, що підтверджує актуальність вдосконалення існуючих моделей. Розроблено рекомендації щодо підвищення експлуатаційної надійності насосного обладнання шляхом впровадження методів зрівноваження ротора, що дозволяє зменшити осьові навантаження, вібрації та продовжити ресурс вузлів.

Розглянуто різновиди конструктивних схем осьового розвантаження, зокрема із застосуванням дросельного каналу, а також альтернативні способи урівноваження осьових сил. Проведено необхідні інженерні розрахунки ключових елементів: пари тертя торцевого ущільнення, пресової посадки ущільнюючого кільця, вала насоса та шпонкового з'єднання. Це дало змогу оцінити міцність, зносостійкість і відповідність запропонованих конструкцій експлуатаційним умовам.

Загалом, результати роботи свідчать про високу ефективність запропонованих змін у конструкції відцентрового насоса. Вдосконалення

основних вузлів сприятиме підвищенню надійності насосного обладнання, зменшенню витрат на ремонт і технічне обслуговування, а також забезпечить стабільну роботу систем у різних галузях промисловості.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

- 1 Довідник з нафтогазової справи /за заг. ред. д.т. н., В.С. Бойко, Р.-М. Кондрата, Р.С. Яремчука.-К.: Львів, 1996.- 620с.
- 2 Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: Підручник. Київ: ІНК ОС, центр навчальної літератури. 2006. 616 с.
- 3 Заміховський Л.М., Паньків Ю.В. Контроль технічного стану відцентрових насосних агрегатів систем підтримання пластового тиску. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2012. № 2(43) С.120-133.
4. Паспорт насосів ЦНС 45, 63, 90. Суми, 1998р., 58с.
- 5 Методичні вказівки для проведення лабораторних занять з дисципліни “Експлуатація і ремонт машин та обладнання”.- Ів.-Фр.:Факел, 1997, 52с.
- 6 Заміховський Л.М. Логічна діагностична модель відцентрового насосного агрегату для систем підтримання пластового тиску / Л.М. Заміховський, Ю.В. Паньків // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2008. №71. С. 87-91.
- 7 Майер Ерхард, Торцеві ущільнення: Довідник. Переклад з німецької Б.А, Вольбрама. - М.: Машинобудування, 1978, 287с.
- 8 Гордієв В. В. та інші. Конструктивні елементи торцевих ущільнень відцентрових насосів. - М.: Машинобудування, 1976.- 169с.
- 9 Паньків Ю.В. Особливості насосного агрегата ЦНС-180-1900 як об'єкта діагностування при роботі в системі підтримання пластового тиску / Ю.В. Паньків // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. - 2006. - №1(95). - С. 161-168.
- 10 Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій: конспект лекцій / укладачі: В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Суми: Сумський державний університет, 2020. – 264 с.

11 Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка. - 2-ге вид., допов. і переробл. - К.: Вища шк., 2004

12 Копей Б.В. Рорахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для вищих навчальних закладів.-Івано-Франківськ ІФДТУНГ: Факел,-2001.-446с.

13 Башта Т.М. й др. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. - М.: Машиностроение, 1988,-316с.

14 Світлицький В. М., Кривуля С. В., Матвієнко А. М., Коцаба В. І. Машины та обладнання для видобування нафти і газу: Довідковий посібник. — Харків «КП Міська друкарня», 2014. — 352 с.

15 Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 151 с.

16 Бухаленко Е.И. Справочник по нефтепромышленному оборудованию. - М.: Недра, 1983.

17 Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора. Справочник. - М.: Машиностроение, 1983.-464с.