

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет



В. О. Панченко, В. Ф. Герман

ПІДКОНТРОЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

Конспект лекцій

Суми
Сумський державний університет
2020

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

ПІДКОНТРОЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

Конспект лекцій

для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика»)

Затверджено
на засіданні кафедри прикладної
гідроаеромеханіки як конспект лекцій
з дисципліни «Підконтрольна
експлуатація обладнання насосних
станцій».
Протокол № 1 від 27.08.2020.

Суми
Сумський державний університет
2020

Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій :
конспект лекцій / укладачі: В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Суми :
Сумський державний університет, 2020. – 264 с.

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Зміст

	С.
Тема 1 Загальні відомості про насосні станції.....	4
Тема 2 Водопровідні насосні станції та насосні установки.....	8
Тема 3 Каналізаційні насосні станції.....	41
Тема 4 Насосні станції сільськогосподарського призначення ...	51
Тема 5 Насосні станції осушувальних систем	64
Тема 6 Насосні установки теплових та атомних електростанцій	84
Тема 7 Насосні станції магістральних нафтопроводів.....	93
Тема 8 Експлуатація обладнання насосних станцій.....	112
Тема 9 Вібрація гідромашин.....	188
Тема 10 Розрахунок режимів роботи лопатевих насосів	208
Тема 11 Розрахунок основних параметрів насосних станцій...	248
Список літератури	261

Тема 1

Загальні відомості про насосні станції

Насосна станція – це комплекс гідротехнічних споруд та обладнання, що забезпечує забір води з джерел і транспортування її за допомогою насосних агрегатів до напірного басейну або місця використання. В насосній станції зазвичай розміщено декілька насосних агрегатів, кожний з яких можна вмикати та вимикати залежно від необхідної витрати води. Насосною станцією називають також одиничну насосну установку, що розміщена на пересувній платформі або плавучому понтоні та має додаткові пристрої для пуску і регулювання режиму її роботи.

Насосною установкою називають комплекс пристроїв, що забезпечують подавання води з джерела до напірного трубопроводу за допомогою насосного агрегата. Крім насосного агрегата до її складу входять приєднані до нього всмоктувальний і напірний трубопроводи з арматурою та вимірювальні засоби.

Насосний агрегат – це складений в єдиний вузол насос, двигун і пристрій для передавання потужності від двигуна до насоса.

Тип і кількість основних та допоміжних насосів, склад приміщень і набір допоміжного обладнання, конструктивні особливості й висунуті до насосної станції технологічні вимоги залежать від її призначення.

До складу споруд насосної станції в загальному випадку входять:

- водозабірні споруди, призначені для забору води з поверхневого або підземного джерела;
- водопідвідні канали або трубопроводи, що транспортують воду від водозабору до аванкамери насосної станції;
- аванкамера, що з'єднує водопідвідну споруду з водоприймальними камерами, з яких вода надходить до всмоктувальних трубопроводів;

- всмоктувальні трубопроводи, якими воду подають до всмоктувальних патрубків насосів;
- будівля насосної станції, в якій розміщене все необхідне гідромеханічне, енергетичне та інше обладнання, що забезпечує подавання води в напірні трубопроводи;
- напірні трубопроводи, якими вода транспортується до водовипускної споруди насосної станції;
- водовипускна споруда, що забезпечує плавне випускання води з напірного трубопроводу в напірний басейн або відвідний канал і запобігає зворотній течії води після припинення її подавання.

Водопровідні насосні станції за призначенням та розміщенням у загальній схемі водопостачання поділяють на станції I підйому, II і наступних підйомів, підвищувальні й циркуляційні (рис. 1.1 а, б, в, г).

Насосні станції I підйому забирають воду з джерела і подають її на очисні споруди або, якщо очищення води не є необхідним, у накопичувальні ємності (резервуари чистої води, водонапірні башти, гідропневматичні баки), а в деяких випадках безпосередньо в мережу. Характерною особливістю насосних станцій I підйому є більш або менш рівномірне подавання впродовж 1 доби.

Насосні станції II підйому подають воду споживачам із резервуарів чистої води, що дозволяють регулювати подачу. Подача насосних станцій II підйому впродовж 1 доби нерівномірною. Її за можливості наближають до графіка водоспоживання.

Підвищувальні насосні станції (станції підкачування) призначені для підвищення напору на ділянці мережі або у водоводі. Вони забирають воду не з резервуара, а з трубопроводів і тому не можуть самостійно регулювати подачу.

Циркуляційні насосні станції входять до складу замкнених систем технічного водопостачання промислових підприємств і теплових електростанцій. На цих станціях є можливим установаження декількох груп насосів: одна – для подавання відпрацьованої води на охолоджувальні пристрої,

інша – на очисні, ще одна – для повернення підготовленої води до промислових установок.

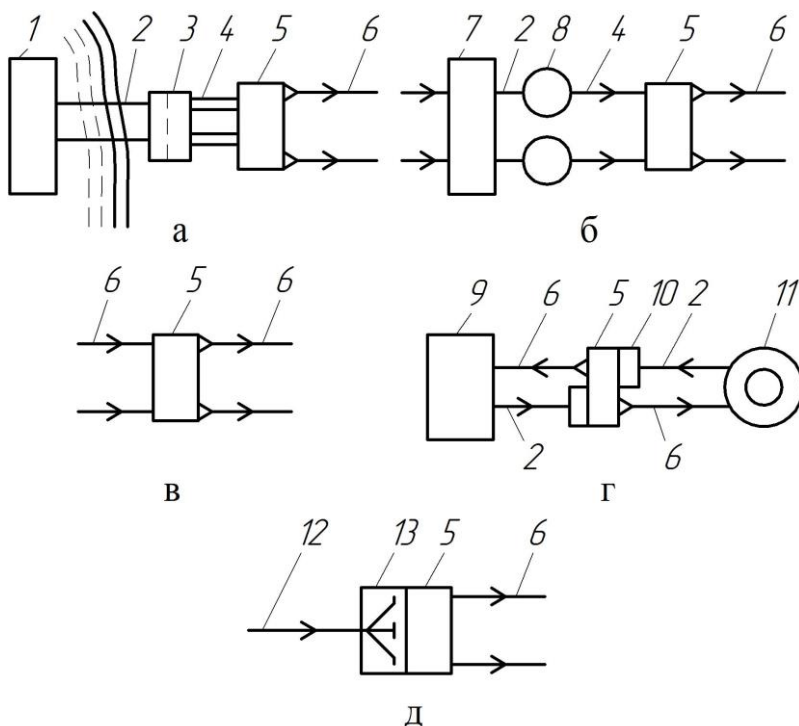


Рисунок 1.1 – Принципові схеми компоновання насосних станцій різного призначення:

- a – I підйому з відкритого джерела; б – II підйому;
 в – підвищувальної; г – циркуляційної; д – водовідведення;
 1 – водозабір; 2 – самопливні водоводи; 3 – приймальний колодязь із сіткою; 4 – всмоктувальні труби; 5 – насосна станція;
 6 – напірні водоводи; 7 – очисні споруди; 8 – резервуари чистої води; 9 – споживачі технічної води; 10 – приймальні камери;
 11 – охолоджувальні або очисні споруди; 12 – самопливний колектор; 13 – приміщення з решітками*

Насосні станції систем водовідведення (каналізаційні насосні станції) (рис. 1.1 д) призначені для подавання стічних вод на очисні споруди, якщо рельєф місцевості не дозволяє

подавати ці води самопливом. За розміщенням у загальній схемі каналізації насосні станції поділяють на основні, що служать для перекачування стічних вод з усієї території населеного пункту або промислового підприємства, та районні, призначені для перекачування стічних вод лише з частини території населеного пункту або промислового підприємства. Районні насосні станції перекачують воду або безпосередньо на очисні споруди або в найближчий колектор.

У сільському господарстві насосні станції застосовують для зрошення та поливання полів (меліоративні), для відкачування стічних або зниження ґрунтових вод, для господарсько-питних потреб (водопровідні) тощо.

Насосні станції осушувальних та польдерних систем відрізняються від інших насосних станцій такими особливостями:

– перекачуванням води, значною мірою забрудненої водоростями, сухою травою, плаваючими та іншими предметами, що випадково потрапили, з необхідністю її ретельного очищення перед подаванням у насоси;

– різницею в необхідних об'ємах відкачування в певні періоди, що впливає на доцільність використання обладнання з різними подачами або встановлення великих ємностей. Подачі насосів, установлених на насосних станціях осушувальних систем, для умов України можуть коливатися в межах від 0,1–0,15 м³/с до 3,0–5,0 м³/с кожного агрегата;

– малими необхідними напорами – від 1,0–1,5 м до 5,0–7,0 м і лише в окремих випадках – до 10,0–12,0 м. Ці напори визначають застосування низьконапірних горизонтальних відцентрових і вертикальних осьових насосів, а також занурювальних електронасосів.

Нафтоперекачувальні насосні станції поділяють на основні та проміжні. Основні станції розміщують на початку трубопроводу, а також на початку експлуатаційних ділянок (довжина ділянки приблизно 400 км).

Тема 2

Водопровідні насосні станції та насосні установки

- 2.1 Принципові схеми насосних станцій
- 2.2 Основне та допоміжне обладнання насосних станцій
- 2.3 Схеми розміщення насосних агрегатів у спорудах насосних станцій
- 2.4 Всмоктувальні й напірні трубопроводи. Схеми переключень і конструкції
- 2.5 Арматура та контрольно-вимірювальні прилади
- 2.6 Приклади компонувань водопровідних насосних станцій

2.1 Принципові схеми насосних станцій

Водопровідні насосні станції. Для водопостачання використовують, як відомо, підземні води (артезіанські, ґрунтові, джерельні), підрусліві води і поверхневі води річок, каналів, озер і водосховищ. В окремих випадках для промислового водопостачання використовують морську воду, що вимагає побудови особливих насосних станцій морського типу. У кожному випадку склад споруд насосної станції, їх тип і компонування будуть визначатися не лише видом джерела водопостачання, а й його особливостями.

До складу насосних станцій I підйому, що забирають воду з відкритого джерела (рис. 2.1), входять:

- водозабірні споруди, призначена для забору необхідного об'єму води з джерела і попереднього її очищення;
- споруди, що транспортують воду від водозабірної до водоприймальної споруди насосної станції;
- водоприймальна споруда, призначена для підведення води до всмоктувальних труб насоса;
- всмоктувальні труби;

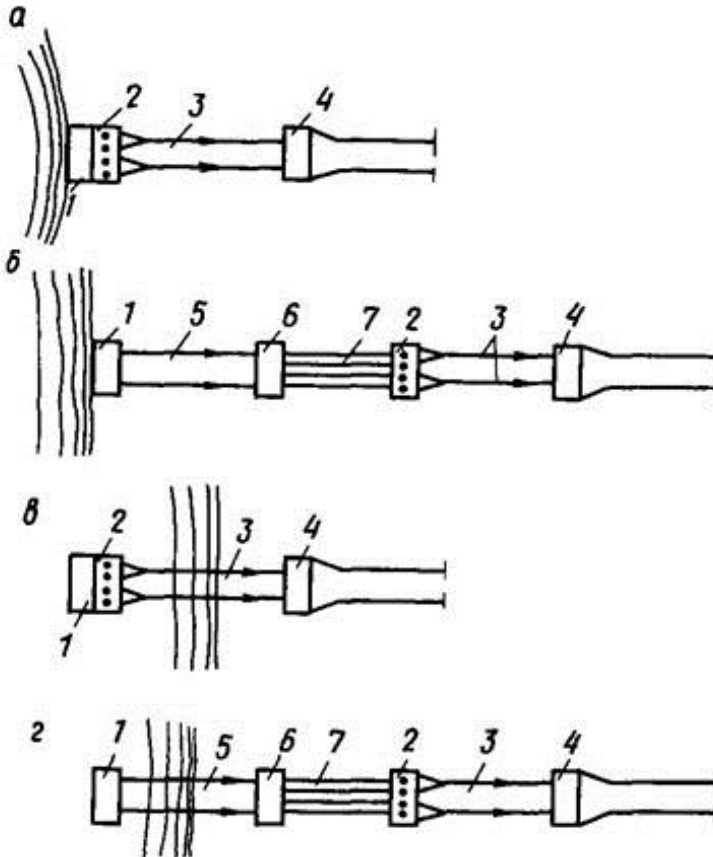


Рисунок 2.1 – Принципові схеми компонування насосних станцій I підйому, що використовують відкрите джерело:
*а – берегова суміщеного типу; б – берегова роздільного типу;
 в – руслова суміщеного типу; г – руслова роздільного типу;
 1 – водозабірна споруда; 2 – будівля станції; 3 – напірні трубопроводи; 4 – водовипуск; 5 – водоводи;
 б – водоприймач; 7 – усмоктувальні труби*

- будівля насосної станції з усім необхідним гідромеханічним, енергетичним і допоміжним обладнанням;
- напірні трубопроводи;

– водовипускна споруда, призначена для спокійного випускання води з напірного трубопроводу у відвідний канал, на очисні або технологічні споруди.

Залежно від природних, експлуатаційних та виробничих умов деякі споруди можуть бути відсутніми або поєднаними з іншими. Основним фактором, що визначає загальну схему компонування і конструктивні рішення окремих споруд, є розміщення водозабірної споруди стосовно джерела (берегове або руслове) та до будівлі насосної станції (суміщене або роздільне).

За наявності біля берегу річки або водосховища глибин, що забезпечують нормальні умови для забору води, за відносно невеликих коливань горизонтів води (до 5–8 м) зазвичай установлюють **берегові насосні станції суміщеного типу** (рис. 2.1 а). Залежно від форми берегів і геологічних умов будівля станції може бути розміщена безпосередньо на березі або на деякій відстані від нього.

Берегові насосні станції роздільного типу (рис. 2.1 б) застосовують у разі, якщо річка має широку затоплювану заплаву. Водозабірні споруди розміщують біля максимального горизонту води, а споруду станції – вище. Між водозабірною спорудою і будівлею насосної станції укладають самопливні труби.

За значних коливань горизонтів води (12–20 м) будівлю станції для забезпечення її стійкості виносять у русло річки, тобто застосовують **руслові суміщені насосні станції** (рис. 2.1 в).

В умовах пологого русла річки й малих глибин рекомендовано застосовувати **руслові насосні станції роздільного типу**, в яких вода з водозабірної споруди, розміщеної в руслі річки, надходить до водоприймача станції, розміщеного на березі, самопливними водоводами (рис. 2.1 г).

До складу водозаборів підземних вод зазвичай входять приймальні пристрої (свердловини, шахтні колодязі, каптажі джерел тощо), насоси і трубопроводи, що пов'язують окремі приймальні пристрої з насосною станцією або водоводами.

Залежно від сумарної подачі насосної станції, потужності водоносного шару і глибини його залягання можливі схеми індивідуального або групового водозабору. У першому випадку кожна свердловина обладнана своїм власним насосом, як це показано на рис. 2.2 а. Вода насосом подається в збірний колектор або безпосередньо у водонапірну башту, а звідти – в мережу.

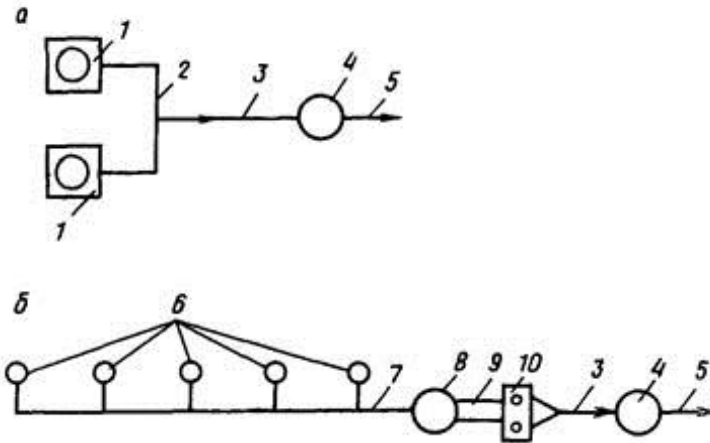


Рисунок 2.2 – Схеми насосних станцій, що живляться від підземних вод:

- а* – з індивідуальними насосними установками; *б* – з груповим водозабором; 1 – свердловини з установленими в них насосами; 2 – збірний колектор; 3 – напірний трубопровід; 4 – водонапірна башта; 5 – розвідна мережа трубопроводу; 6 – свердловини без насосів; 7 – самопливний трубопровід; 8 – збірний колодезь; 9 – усмоктувальні труби; 10 – насосна станція I підйому

Використання бурових свердловин для водозабезпечення можливе й без установлення в кожній із них вартісних артезіанських і занурюваних насосів. Водозабірний пристрій у цьому разі є рядом свердловин, під'єднаних до загального водоводу, що закінчується у водозбірному колодезні загальної для всіх свердловин насосної станції (рис. 2.2 б). Водозабірні

свердловини розміщують на деякій відстані одна від одної залежно від гідрогеологічних умов. Над свердловинами облаштовують колодязі, в яких установлюють засувки для відключення свердловини від загальної лінії та необхідну контрольно-вимірвальну апаратуру.

На рисунку 2.3 *а* показана схема розміщення основних споруд комплексу з **насосною станцією II підйому**. Вода напірними трубопроводами насосної станції I підйому подається на очисні споруди. Після цього відфільтрована і хлорована надходить до резервуара чистої води, з якого вона відводиться всмоктувальними трубопроводами насосів станції II підйому і під напором подається в мережу. На рисунку 2.3 *б* показана схема, характерна для умов, за яких очисні споруди розміщені близько від станції I підйому. Тут насоси I і II підйомів для зручності експлуатації об'єднані в одній будівлі.

Принципові схеми компонування споруд **підвищувальних насосних станцій** визначаються типом водоводу, по якому передається вода, і витратою. Схеми основних насосних станцій практично не відрізняються від насосних станцій I підйому.

Схеми проміжної підкачувальної станції зображені на рисунку 2.4. Насосна станція, суміщена з водоприймачем, забирає воду з аванкамери, що є розширеною ділянкою каналу (рис. 2.4 *а*). Вода по відносно коротких трубопроводах подається у водовипускную споруду, з якої надходить у напірний басейн і потім – у наступну ділянку каналу.

Використання для передавання води на великі відстані напірних трубопроводів приводить до необхідності створення у початковій точці водоводу великого напору для подолання гідравлічних опорів. Для зниження тиску в трубах довгий напірний трубопровід розбивають на декілька послідовних ділянок та розміщують у початковій точці кожної ділянки підвищувальну насосну станцію, що забирає воду з безнапірного резервуару (рис. 2.4 *б*). Резервуари, які є акумулювальними ємностями, виключають можливість створення вакууму у водоводі при підході до насоса і знижують величину можливих гідравлічних ударів.

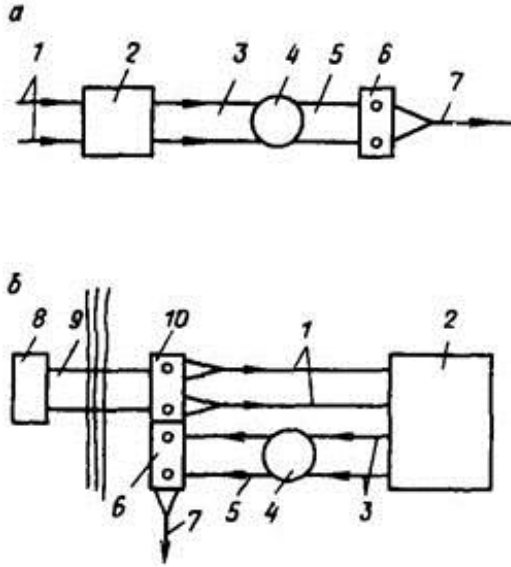


Рисунок 2.3 – Принципові схеми насосних станцій II підйому:

- a – роздільне розміщення; б – об'єднане розміщення;*
 1 – напірні трубопроводи насосів I підйому; 2 – очисні споруди;
 3 – трубопроводи від очисних споруд до резервуара чистої води;
 4 – резервуар чистої води; 5 – усмоктувальні трубопроводи насосів II підйому; 6 – насосна станція II підйому; 7 – напірні трубопроводи насосів II підйому; 8 – водозабірна споруда;
 9 – самопливні водоводи; 10 – насосна станція I підйому

Залежно від типу насосного обладнання розрізняють насосні станції:

- з відцентровими горизонтальними або вертикальними насосами;
- з осьовими і діагональними горизонтальними, нахиленими або вертикальними насосами;
- з об'ємними насосами;
- з водопідійомниками різних типів.

За місцем розміщення насосів щодо рівня води у водоймі, приймальному резервуарі або резервуарі чистої води розрізняють станції:

- з насосами, встановленими з додатною висотою всмоктування;
- з насосами, встановленими з підпором (під заливом).

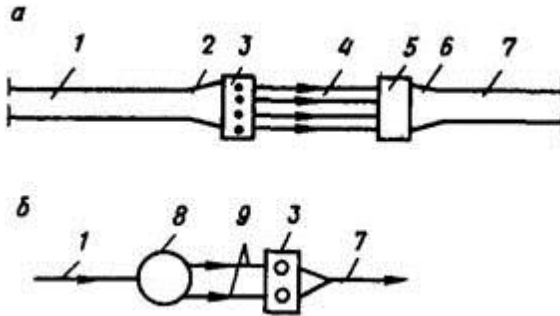


Рисунок 2.4 – Схеми проміжних станцій підкачування:

- а* – на відкритому каналі; *б* – на напірному трубопроводі;
1 – підвідна ділянка; 2 – аванкамера; 3 – будівля насосної станції;
4 – напірні трубопроводи; 5 – водовипуск; 6 – напірний басейн;
7 – відвідна ділянка; 8 – резервуар; 9 – усмоктувальні лінії насоса

За розміщенням машинної зали щодо поверхні землі насосні станції бувають:

- наземні;
- частково заглиблені;
- заглиблені;
- підземні.

За характером підземної частини в плані насосні станції можуть бути:

- прямокутними;
- круглими;
- еліптичними;
- складної конфігурації.

Прямокутна форма забезпечує кращі умови для будівництва як підземної, так і надземної частини з уніфікованих деталей. Кругла та еліптична форми дозволяють легше сприймати гідростатичний тиск і тиск ґрунту бетонними й залізобетонними конструкціями підземної частини.

За ступенем забезпечування подавання води насосні станції поділяють на три категорії:

– *I категорія* – допускає перерву щодо подавання води лише на час (не більше ніж на 10 хвилин), необхідний для вимкнення пошкоджених та включення резервних елементів (обладнання, арматури, трубопроводів), і зниження подачі не більше ніж на 30 % та тривалості зниження до 3 діб;

– *II категорія* – допускає перерву щодо подавання води для проведення ремонту не більше ніж на 6 годин і відповідне зниження подачі не більше ніж на 10 діб;

– *III категорія* – допускає перерву щодо подавання води не більше ніж на 24 години і відповідне зниження подачі не більше ніж на 15 діб.

Від категорії насосної станції залежать кількість резервних агрегатів (табл. 2.1), кількість усмоктувальних і напірних ліній та розрахункові витрати для них, кількість і розміщення запірної арматури на внутрішньостанційних комунікаціях.

Таблиця 2.1 – Кількість резервних агрегатів водопровідних насосних станцій

Кількість робочих агрегатів однієї групи насосів	Кількість резервних агрегатів на насосних станціях		
	I категорії	II категорії	III категорії
До 6	2	1	1
6–9	2	1	–
Понад 9	2	2	–

2.2 Основне та допоміжне обладнання насосних станцій

Склад і призначення обладнання

Для виконання основної функції насосної станції – подавання води – призначене різне обладнання, від якого залежать ефективність і надійність експлуатації станції.

Номенклатуру та взаємозв'язки обладнання наглядно можна зобразити за допомогою технологічної блок-схеми (рис. 2.5).

Обладнання і системи насосної станції зазвичай поділяють на такі групи.

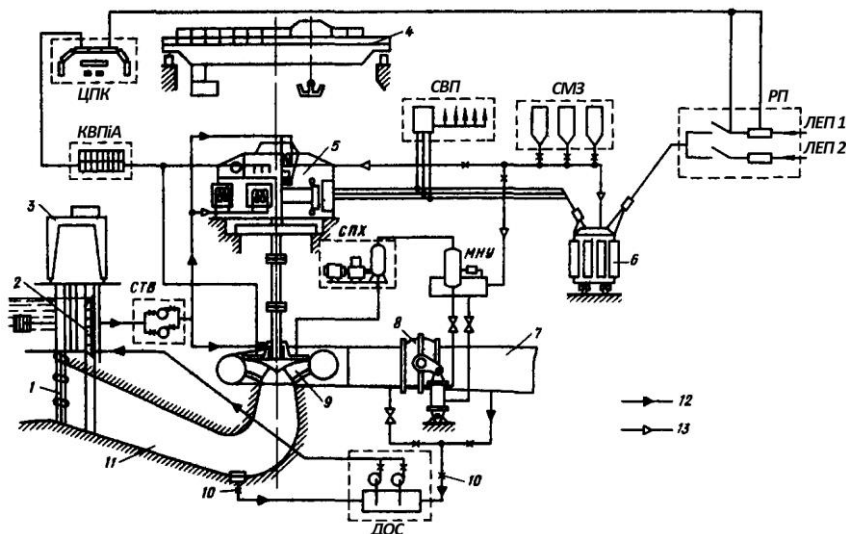


Рисунок 2.5 – Технологічна блок-схема насосної станції:
 1 – решітка для утримування сміття; 2 – плоский затвор;
 3 – козловий кран; 4 – мостовий кран; 5 – приводний електродвигун; 6 – силовий трансформатор; 7 – напірний трубопровід; 8 – дисковий затвор; 9 – насос; 10 – засувки; 11 – усмоктувальна труба; 12, 13 – напрям руху відповідно води та масла

Основне енергетичне обладнання – насоси й приводні двигуни. Залежно від необхідного напору на станції встановлюють осьові, діагональні, відцентрові насоси. Привод насосів зазвичай здійснюється за допомогою електродвигунів, рідше – двигунів внутрішнього згоряння, ще рідше – парових турбін. Комплекс, що складається з насоса і приводного двигуна, називають гідроагрегатом або просто агрегатом насосної станції. Кількість агрегатів насосної станції може бути різною і залежить від розрахункової (максимальної) подачі станції та потужності агрегата.

Механічне обладнання – пристрої для утримання сміття, затвори та підйомно-транспортні механізми.

Пристрої для утримання сміття необхідні для захисту насосів від потрапляння до них сміття і плавучих тіл, здатних порушити нормальну експлуатацію агрегата, а також для попереднього очищення води відповідно до вимог споживача.

Затвори забезпечують зміну режиму роботи насосної станції, а також періодичні огляди й ремонти її агрегатів та окремих споруд.

Підйомно-транспортні механізми служать для монтажу та демонтажу обладнання, трубопроводів і фасонних частин, а також для виконання ремонтних робіт.

Допоміжне обладнання складається з системи технічного водозабезпечення, дренажно-осушувальної, масляного і пневматичного господарства, вакуум-системи.

Система технічного водозабезпечення (комплекс СТВ, див. рис. 2.5) призначена для подавання технічно чистої води до пристроїв для водяного змащування підшипників і сальникових ущільнень насоса, а також до теплообмінників допоміжного обладнання (компресорів, великих електродвигунів, маслонапірних установок тощо).

Дренажно-осушувальна система (комплекс ДОС, див. рис. 2.5) призначена для відкачування води з камер, усмоктувальних труб насосів, розміщених нижче від максимального рівня води в нижньому б'єфі, спорожнення напірних трубопроводів, а також видалення дренажної води з підземних споруд.

Система маслозабезпечення (комплекс СМЗ, див. рис. 2.5) служить для забезпечення маслами відповідних марок масляних ван і підшипників електродвигунів, механізмів системи регулювання, сервомоторів і гідропідйомників затворів, силових трансформаторів і маслозаповнених електричних апаратів розподільних пристроїв. Ця система складається з ємності для зберігання оперативних запасів чистого масла і зливання відпрацьованого масла, комунікаційних трубопроводів,

маслонапірних установок (МНУ), маслонасосних агрегатів та апаратури для очищення масла.

Система пневматичного забезпечення (комплекс СПХ, див. рис. 2.5) необхідна для живлення стиснутим повітрям пристроїв для заряджання котлів МНУ, гальмування агрегатів і витискування води з камер робочих коліс насосів для роботи агрегатів у режимі синхронного компенсатора, апаратури контролю, пневмоприводів затворів, масляних і повітряних вимикачів, а також технічних потреб станції (роботи пневмоінструменту тощо). Система складається з компенсаторів, ресиверів і трубопроводів відповідного тиску.

Вакуум-система призначена для заливання водою насосів, установлених вище від рівня води в нижньому б'єфі.

Система контрольно-вимірювальних приладів і автоматики (комплекс КВПіА, див. рис. 2.5) складається з пристроїв контролю за станом основних агрегатів та іншого обладнання (вимірювання потужності, тиску, витрати, температури, подавання змащування, охолоджувальної води тощо), зосереджених у спеціальних щитах. До системи КВПіА також входять органи керування.

До допоміжного обладнання насосних станцій відносять також *труби й фасонні частини*, що забезпечують приєднання насосів до всмоктувальних і напірних трубопроводів.

Електричні пристрої насосної станції (див. рис. 2.5) – силові трансформатори, виводи низької й високої напруги, розподільний пристрій (РП), струмопроводи до електродвигунів, системи контролю і власних потреб (СВП).

Система власних потреб забезпечує електрозабезпечення електродвигунів МНУ, системи технічного водопостачання і дренажу, освітлення, пристроїв автоматики і захисту та інших споживачів електроенергії.

Противожежні та санітарно-технічні пристрої. У будівлі насосної станції розміщені установки і пристрої, що мають підвищену вибухо- і пожежонебезпеку. До них належать електродвигуни, силові трансформатори, кабелі, масляне забезпечення, акумулятори тощо. У зв'язку з цим під час

проектування насосних станцій необхідно передбачати відповідні заходи з виявлення та автоматичного гасіння пожежі за допомогою стаціонарних водяних або пінних установок.

Для нормальних умов експлуатації будівля насосної станції повинна бути обладнаною системами опалення, забезпечення питною водою, вентиляції і кондиціонування та іншими санітарно-технічними пристроями.

2.3 Схеми розміщення насосних агрегатів у спорудах насосних станцій

Насоси і трубопроводи в насосній станції необхідно розміщувати таким чином, щоб були забезпечені надійність функціонування станції, простота і безпека обслуговування агрегатів, простота вузлів комунікації трубопроводів, а також передбачена можливість розширення станції з мінімальними витратами.

Найпоширенішими є такі схеми розміщення агрегатів у спорудах насосних станцій:

- однорядне, перпендикулярно до поздовжньої осі будівлі;
- однорядне, паралельно поздовжній осі будівлі;
- дворядне;
- трирядне, в шаховому порядку;
- концентричне (в будівлі круглої форми).

Однорядне розміщення агрегатів (рис. 2.6 а) забезпечує компактність розміщення обладнання за невеликої ширини будівлі. Особливо зручною така схема є при встановленні насосів консольного типу. За такою схемою компонують переважно великі агрегати.

Друга схема однорядного розміщення насосних агрегатів (рис. 2.6 б) також забезпечує компактність розміщення обладнання і, крім того, будівля насосної станції в цьому разі є більш вузькою, ніж у разі розміщення агрегатів за першою схемою, а компонування системи трубопроводів забезпечує найменші втрати напору.

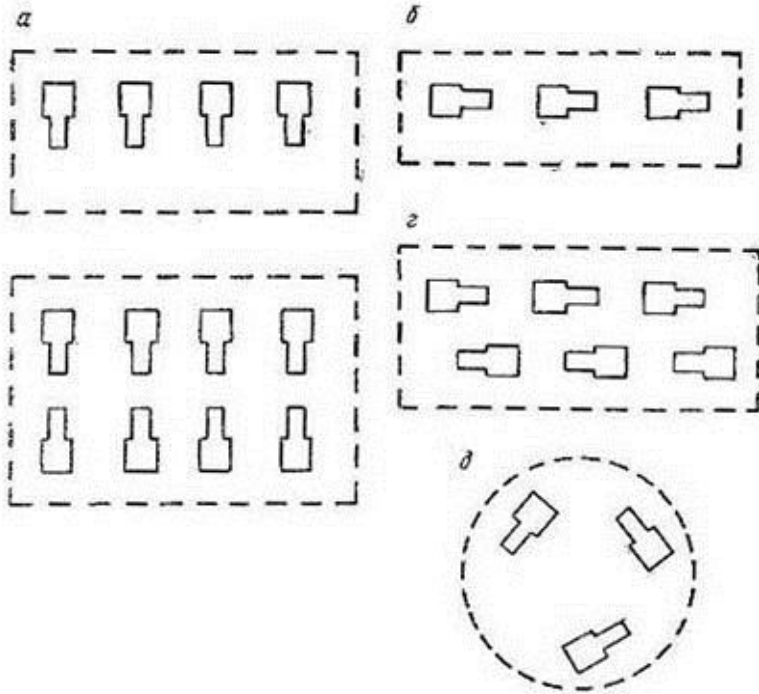


Рисунок 2.6 – Схеми розміщення насосних агрегатів

Недоліком такої схеми розміщення агрегатів є значне збільшення довжини насосної станції. Тому її застосовують для компонування станцій із невеликою кількістю агрегатів.

За великої кількості агрегатів різного призначення (виробничі, протипожежні, для подавання питної води тощо) застосовують дворядне розміщення агрегатів (рис. 2.6 б). Таке розміщення вимагає збільшення ширини будівлі, а схема комунікації трубопроводів у цьому разі ускладнюється.

Розмістивши насоси двома рядами, але в шаховому порядку (рис. 2.6 в), вдається скоротити ширину будівлі та спростити комунікації трубопроводів. Насосна станція стає більш компактною, коли двигуни в одному ряді розміщені напроти насосів у другому, але в такому разі доводиться застосовувати

насосні агрегати правого і лівого обертання, що не завжди є можливим.

У будівлях круглої форми насоси розміщують концентрично (рис. 2.6 д). Найзручніше в таких будівлях розміщувати насоси з вертикальною віссю.

Для забезпечення безпеки обслуговування та зручності монтажу й демонтажу агрегатів останні повинні мати вільний доступ з усіх боків.

У насосних станціях зазвичай усередині будівлі, облаштовують майданчики для монтажу та ремонту агрегатів (монтажні майданчики).

Допоміжне обладнання (дренажні насоси, вакуум-насоси тощо) розміщують таким чином, щоб не збільшувати розмірів будівлі, тобто у вільних місцях машинної зали.

2.4 Всмоктувальні й напірні трубопроводи.

Схеми переключень і конструкції

Надійність роботи насосної станції і зручність її обслуговування багато в чому залежать від обраної схеми комунікацій трубопроводів, їх перемикань і взаємного розміщення.

Деякі схеми розміщення трубопроводів у насосних станціях першого підйому наведені на рисунку 2.7, а в насосних станціях другого підйому – на рисунку 2.8.

Всмоктувальні трубопроводи за невеликої кількості насосів і значної висоти всмоктування, а також у більшості станцій першого підйому необхідно прокладати окремо для кожного насоса (див. рис. 2.7 і 2.8 а, б). За великої кількості насосів (зокрема, й резервних) облаштовують колектор, що об'єднує всмоктувальні патрубки насосів. Кількість усмоктувальних ліній (від джерела або резервуара до колектора) вибирають зазвичай такою, що дорівнює кількості насосів, які працюють (див. рис. 2.8 в, г). Колектори облаштовують і на напірних трубопроводах.

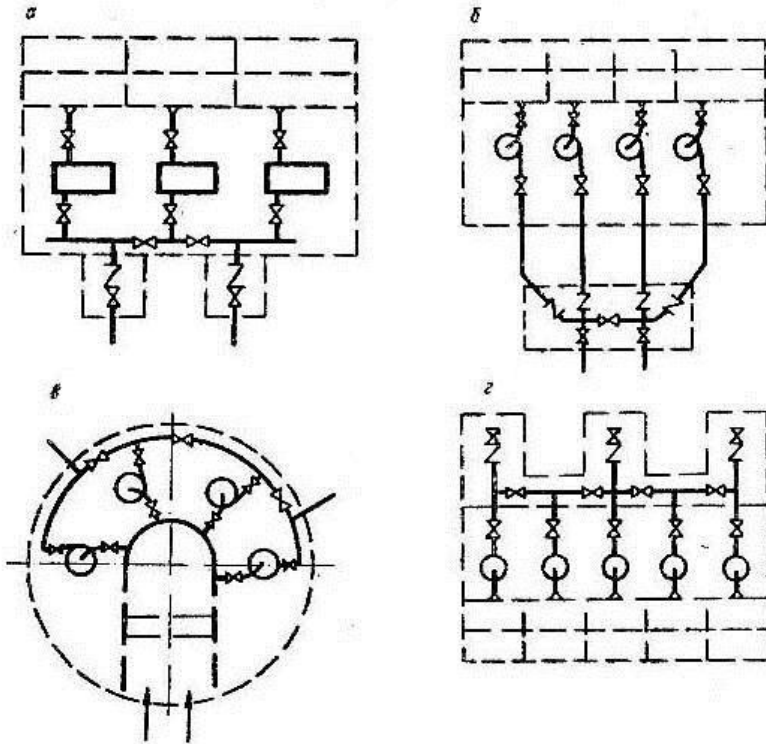


Рисунок 2.7 – Схеми трубопроводів насосних станцій першого підйому

Напірні трубопроводи, колектори, а іноді й усмоктувальні лінії обладнані засувками, що забезпечують можливість відключення того чи іншого насоса, певних ділянок трубопроводу або колектора як під час нормальної роботи станції, так і у випадку аварійної ситуації на станції або у водоводах.

Розміщення і кількість засувок на напірних і всмоктувальних лініях беруть виходячи з кількості робочих та резервних агрегатів. Типові схеми компонування трубопроводів і розміщення засувок для насосних станцій із двома робочими та одним резервним агрегатами наведені на рисунку 2.8 а, б. У цих

випадках засувки дозволяють виводити в резерв будь-який з агрегатів без зменшення подачі води у водоводи.

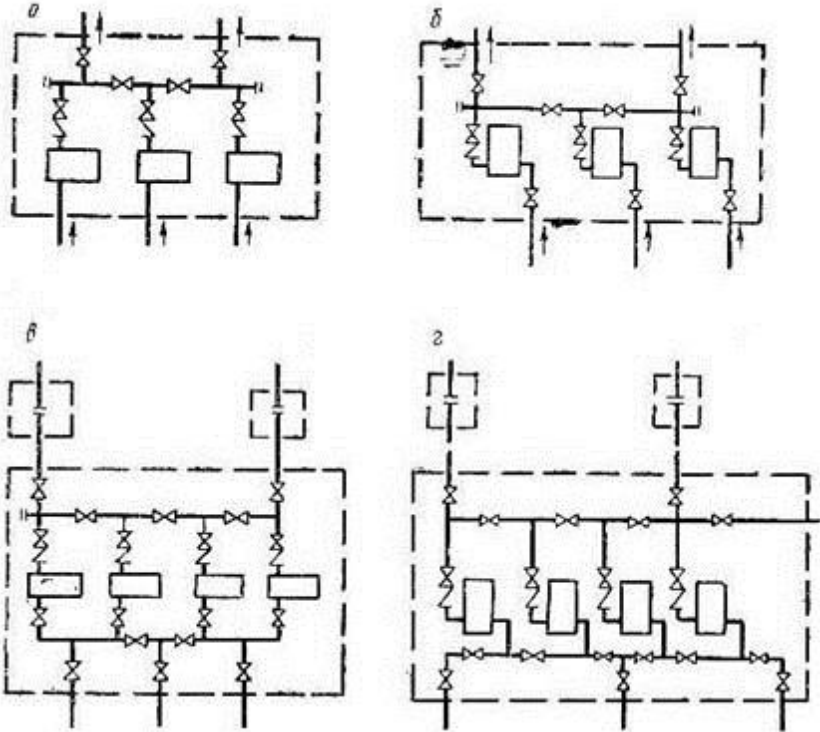


Рисунок 2.8 – Схеми трубопроводів насосних станцій другого підйому

На схемі, зображеній на рисунку 2.8 в, показано розміщення засувок при трьох робочих і одному резервному агрегатах.

Для зменшення розмірів будівлі великих насосних станцій колектори іноді розміщують в окремих камерах, що прилягають до будівлі станції (рис. 2.7 з). В окремих камерах (колодязях) розміщують і звужувальні пристрої витратомірів (рис. 2.8 г), що дозволяє зберегти прямі ділянки перед звужувальним пристроєм.

Під час проектування і монтажу всмоктувальних і напірних трубопроводів насосних станцій необхідно додержуватися отриманих із практики прийомів та способів, що

забезпечують надійність роботи трубопроводів, зручність монтажу та обслуговування.

Всмоктувальні трубопроводи бажано облаштовувати невеликої довжини з мінімальною кількістю фасонних частин та арматури. Всмоктувальні труби по всій довжині повинні мати підйом до насоса (уклон не менше 1:100), щоб повітря, яке виділяється з води, могло вільно рухатися вздовж течії і видалятися насосом. Утворення повітряних мішків в усмоктувальних трубах є неприпустимим. Приклади правильного та неправильного облаштування всмоктувальних трубопроводів і приєднання їх до насоса наведені на рисунку 2.9.

Для монтажу всмоктувальних трубопроводів застосовують зазвичай сталеві труби зі зварними або фланцевими з'єднаннями (в місцях приєднання до арматури або насоса).

Діаметри всмоктувальних труб необхідно призначати такими, щоб швидкість руху води в них не перевищувала 0,7–1 м/с за діаметра до 250 мм, 1–1,5 м/с – за діаметра від 300 мм до 800 мм, та 1,5–2 м/с – за діаметра понад 800 мм.

Для того щоб у вхідний отвір усмоктувальної труби 1 не потрапляло повітря в разі утворення вихрових вирв у приймальній камері або колодязі, вхідна частина 2 приймальної лійки повинна бути заглибленою нижче від поверхні мінімального рівня в камері (або колодязі) не менше ніж на 1,5 діаметра вхідного отвору (рис. 2.10 а). Якщо з конструктивних причин виконати таку вимогу неможливо, то для скорочення відстані від поверхні води до низу приймальної лійки можна застосовувати екран 3 зі сталевого листа діаметром, удвічі більшим за діаметр лійки (рис. 2.10 б).

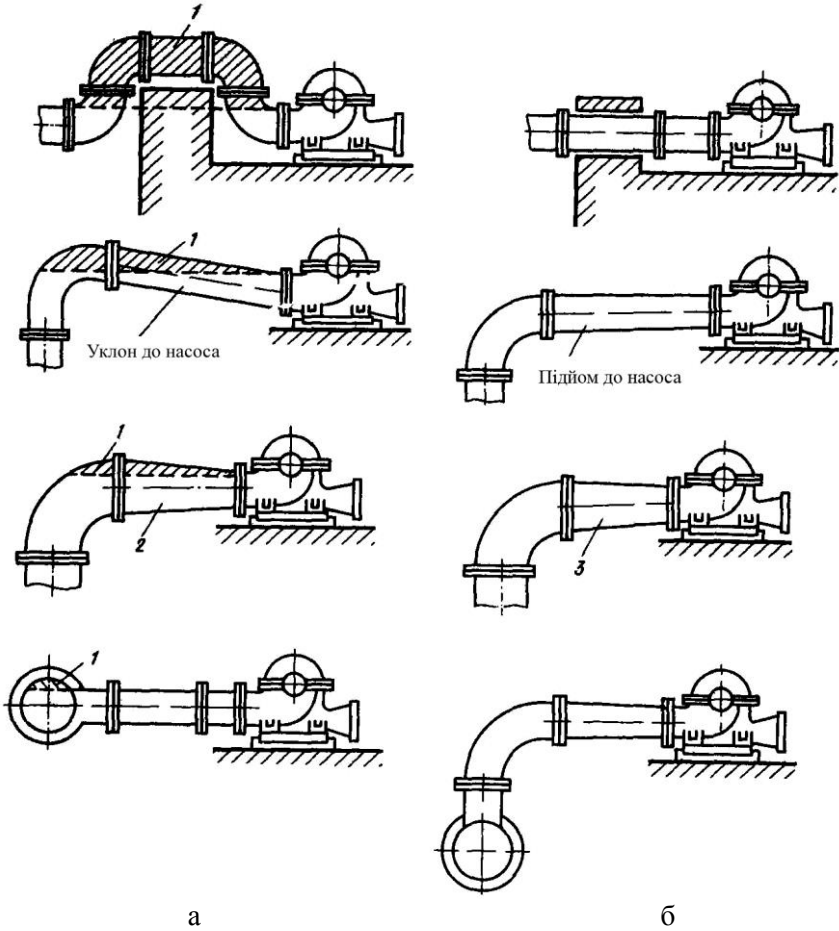


Рисунок 2.9 – Неправильне (а) і правильне (б) розміщення всмоктувальних труб:
 1 – повітряний мішок; 2 – прямий перехід; 3 – косий перехід

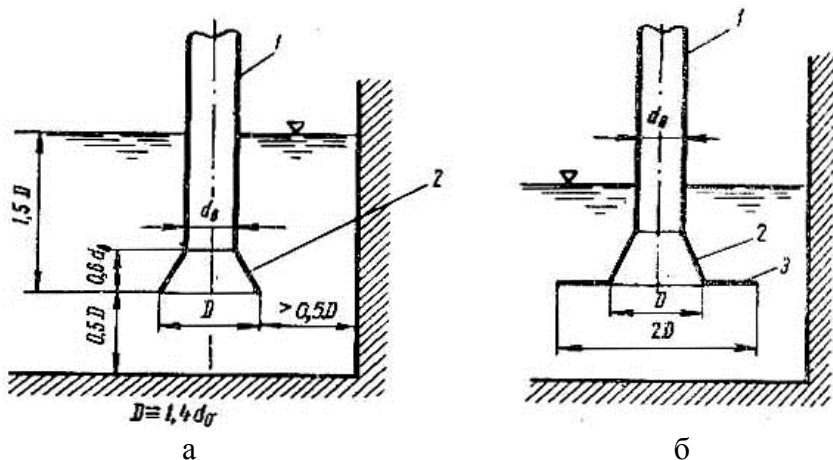


Рисунок 2.10 – Схеми розміщення лійок усмоктувальних труб

Напірні трубопроводи транспортують воду під тиском від насосів до очисних споруд, технологічних установок або безпосередньо до споживача. Схема компонування, конструктивне рішення і матеріали напірних трубопроводів, крім їх призначення, розмірів і довжини, залежать від розміщення: всередині або ззовні будівлі насосної станції.

Внутрішньостанційні напірні трубопроводи зазвичай обладнані зворотним клапаном, засувкою і витратоміром, призначені для подавання води від насосів до зовнішніх напірних трубопроводів.

У системах водозабезпечення встановлюють два напірні трубопроводи і лише в окремих випадках – три й більше. Кількість встановлених на станції насосів, таким чином, перевищує кількість ниток трубопроводів, і тому виникає необхідність в облаштуванні збірного колектора. Розміщення засувок на колекторі та напірних трубопроводах (внутрішньостанційних і зовнішніх) повинно забезпечувати можливість заміни або ремонту будь-якого з насосів, зовнішнього напірного трубопроводу, зворотних клапанів і засувок за безперервного подавання води об'ємами, передбаченими класом надійності насосної станції.

На практиці застосовують багато різних способів колекторного перемикання напірних трубопроводів усередині великих водопровідних станцій. Так, схеми комунікацій, показані на рисунку 2.11, забезпечують постійну роботу двох (рис. 2.11 *a*) і чотирьох (рис. 2.11 *б*) насосів відповідно з чотирьох і шести, встановлених на станції.

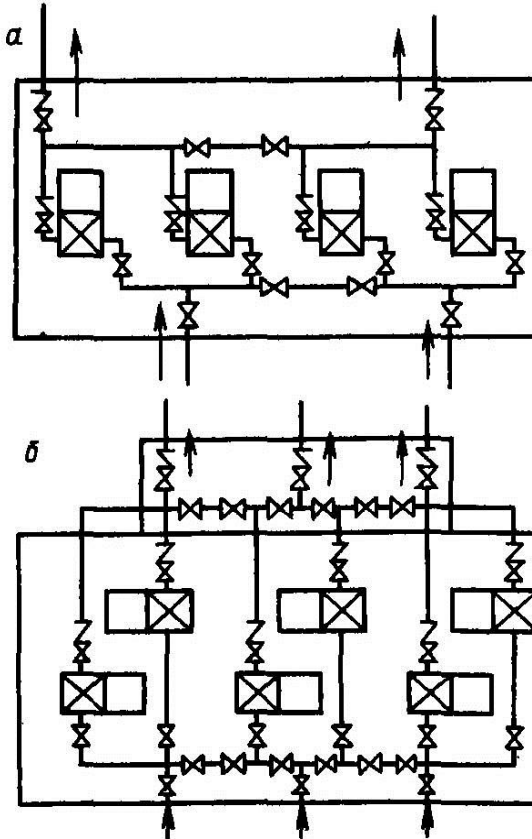


Рисунок 2.11 – Колекторне перемикання на всмоктувальних і напірних трубопроводах

Практично повної безперебійності щодо подавання води можна досягти встановленням двох колекторів або застосуванням кільцевої системи з'єднання насосів (рис. 2.12). У системах, показаних на схемах *a* і *б*, можна ремонтувати будь-яку

із засувок у разі вимкнення усього лише одного насоса незалежно від їх загальної кількості. Ще більшу безперебійність у роботі насосної станції забезпечує схема в.

Розглянуті схеми внутрішньостанційних комунікацій напірних трубопроводів із колекторами з великою кількістю засувок потребують значного збільшення розмірів будівлі насосної станції. Істотного зменшення ширини будівлі можна досягти розміщенням арматури насоса на вертикальній ділянці напірного трубопроводу, в результаті цього збірний колектор розміщується значно вище від насосів (рис. 2.13). Збільшення висоти, що відбувається у цьому разі, дозволяє застосовувати це компонування лише для заглиблених насосних станцій.

Швидкість руху води в напірних внутрішньостанційних трубопроводах беруть такою: 1–1,5 м/с за діаметра до 250 мм, 1,2–2 м/с за діаметра від 300 мм до 800 мм і 1,8–3 м/с за діаметра понад 800 мм.

Трубопроводи всередині будівлі прокладають зі стандартних сталевих труб із навареними фланцями для з'єднання з фасонними частинами та арматурою. Зовнішню поверхню труб після відповідного підготовлення фарбують. Колір фарби для напірних і всмоктувальних труб повинен бути різним.

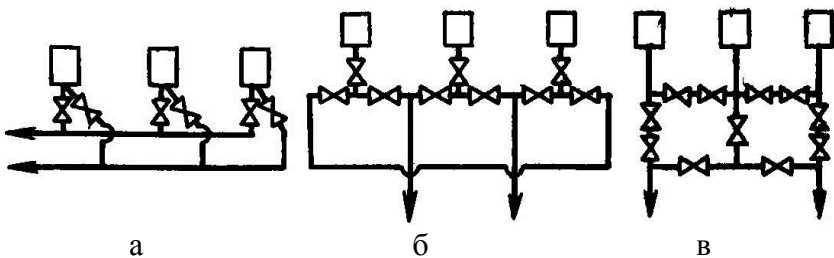


Рисунок 2.12 – Внутрішньостанційні комунікації напірних трубопроводів

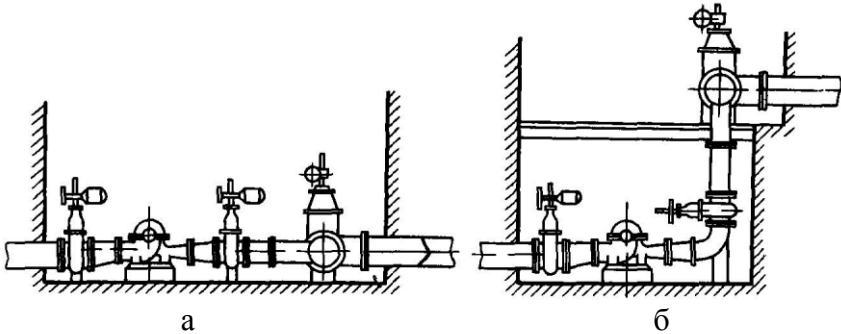


Рисунок 2.13 – Горизонтальне (а) і вертикальне (б) комплектування напірних внутрішньостанційних трубопроводів

2.5 Арматура та контрольно-вимірювальні прилади

Для забезпечення нормальної експлуатації водопровідної мережі в ній передбачають установлення арматури, яку можна поділити на групи:

- запірно-регулювальна (засувки, вентиля, крани);
- водорозбірна (колонки, гідранти);
- запобіжна (приймальні, зворотні й запобіжні клапани, повітряні вантузи тощо).

Приймальні клапани встановлюють на кінцях підвідних труб для утримання води в насосі (забезпечення заливання) перед пуском. Чавунний корпус 1 клапана (рис. 2.14) фланцями кріпиться до підвідного трубопроводу. До корпусу кріпиться лита деталь 4 з пазами, яка служить грубою захисною сіткою. Якщо насос не працює, то клапан 2 під дією стовпа рідини в трубі притискається до ущільнювальної прокладки 3 і запобігає витіканню води. Під час роботи насоса під дією вакууму клапан підіймається і вода надходить до трубопроводу.

Якщо заливання насоса виконують під дією вакуум-насоса, то на кінці підвідного трубопроводу встановлюють приймальну лійку (рис. 2.15). За необхідності лійку закривають захисною сіткою.

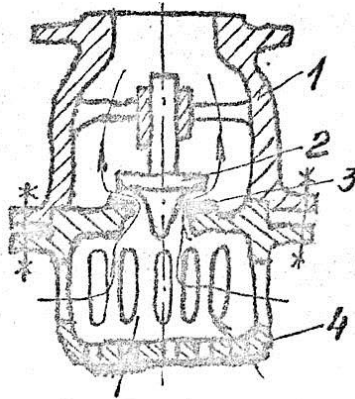


Рисунок 2.14 – Литий чавунний приймальний клапан

Під час установаження приймальних клапанів або лійок необхідно забезпечити можливість швидкого очищення захисних сіток від сміття.

Зворотні клапани служать для захисту насоса від гідравлічного удару, запобігання зворотному руху води в насос. Установлюють зворотний клапан зазвичай на напірному патрубку насоса або поряд із ним перед регулювальною засувкою. Існує велика кількість конструктивних різновидів зворотних клапанів. Для водопровідних систем найчастіше застосовують зворотні клапани типу «захлопка» (рис. 2.16).

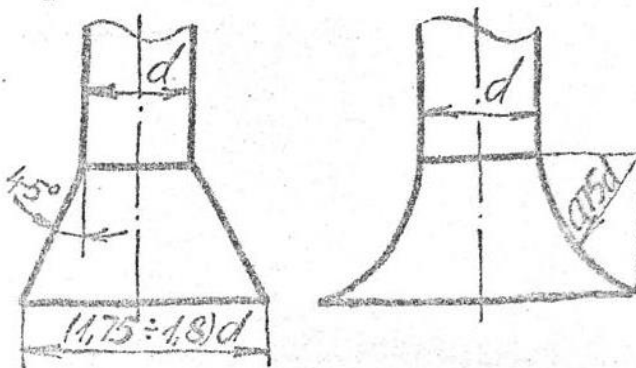


Рисунок 2.15 – Схеми приймальної лійки

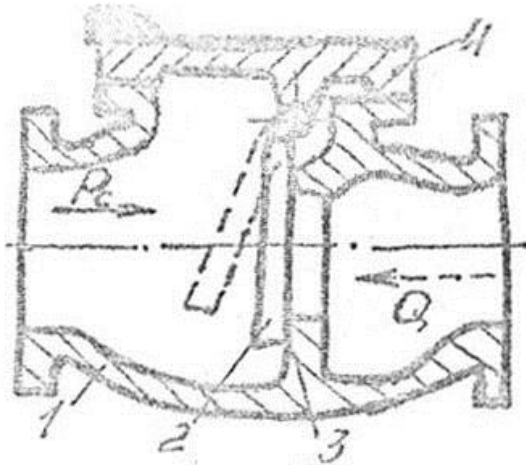


Рисунок 2.16 – Зворотний клапан «захлопка»

Корпус клапана 1 фланцями кріпиться до трубопроводу або напірного патрубку насоса. У корпусі виконаний люк, закритий кришкою 4 із захлопкою 2, що має можливість обертатися навколо осі. Якщо насос не працює, під дією тиску мережі захлопка притискається до ущільнювального пояса 3 і запобігає зворотному руху води. Під час роботи насоса під дією потоку захлопка відкривається.

Перевагами такої конструкції клапана є його простота і висока надійність. Недолік – можливість ударної роботи за зміни режиму роботи насоса. Для підвищення плавності роботи клапана захлопку можна приєднати до масляного амортизатора, розміщеного ззовні корпусу.

Засувки призначені для регулювання витрати в системі, вимикання окремих ділянок трубопроводів. Для водопровідних систем найчастіше використовують засувки двох типів: паралельні та клинові (рис. 2.17). Параметри засувки визначають умовним тиском p_y та умовним діаметром проходу D_y . Засувки можуть бути з висувним і невисувним шпинделем.

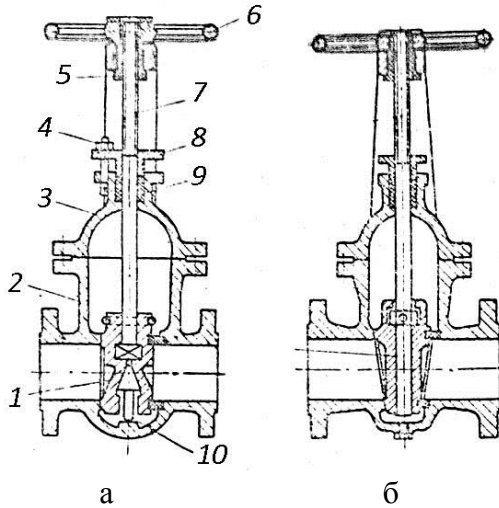


Рисунок 2.17 – Засувки:

*а – паралельна з висувним шпинделем;
б – клинова з нерухомим шпинделем*

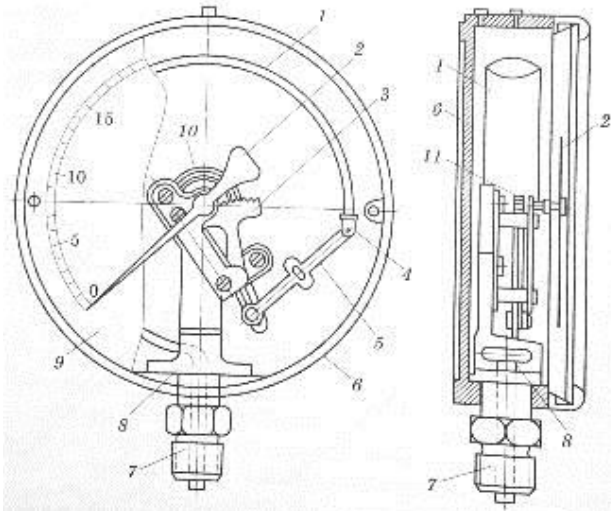


Рисунок 2.18 – Пружинний манометр:

*1 – трубчаста пружина; 2 – стрілка; 3 – зубчастий сектор;
4 – пробка; 5 – поводок; 6 – корпус; 7 – итуццер; 8 – тримач;
9 – шкала; 10 – спіральна пружина; 11 – шестірня*

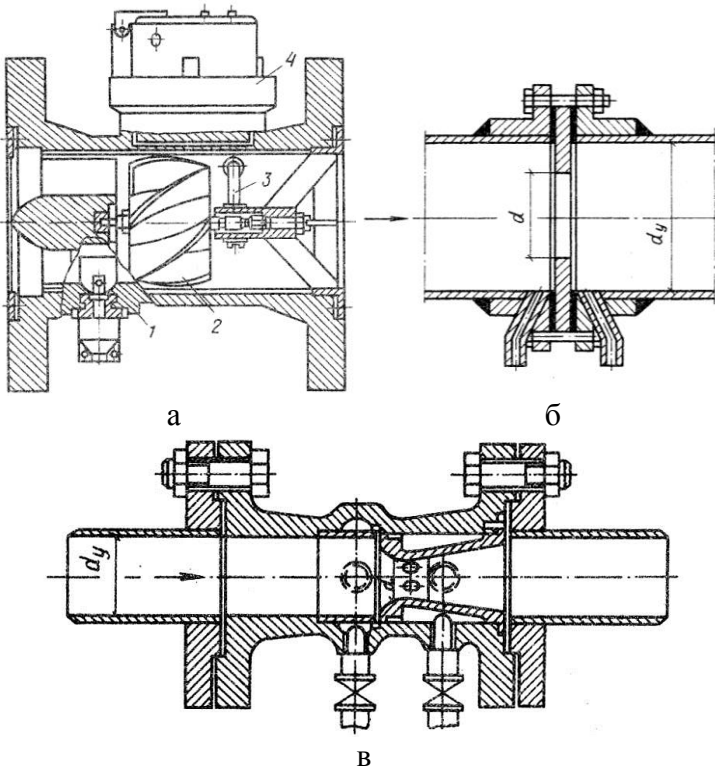


Рисунок 2.19 – Прилади для вимірювання витрати води:
 а – водомір; б – діафрагма; в – сопло Вентури

Запірний пристрій паралельної засувки складається з двох дисків 1 і клинів між ними. Під час обертання маховика $б$ і шпинделя 7 диски можуть підійматись або опускатися, змінюючи величину прохідного перерізу засувки. Під час опускання дисків (закриття засувки) клини розсуваються і притискають диски до ущільнювальних поясків.

У клиновій засувці запірний пристрій складається з клиноподібного диска, що переміщується між нахиленими ущільнювальними кільцями.

Засувки великого діаметра оснащують електро- або гідроприводом, що дозволяє різко скоротити час відкривання й автоматизувати керування засувками.

Контрольно-вимірювальні прилади (КВП) забезпечують правильну експлуатацію обладнання насосної станції.

Для вимірювання тиску застосовують пружинні технічні манометри (рис. 2.18) і вакуумметри класу 2,5.

Витрату води зазвичай визначають за допомогою водяних лічильників і витратомірів (діафрагма, сопло Вентурі) (рис. 2.19).

2.6 Приклади компонувань водопровідних насосних станцій

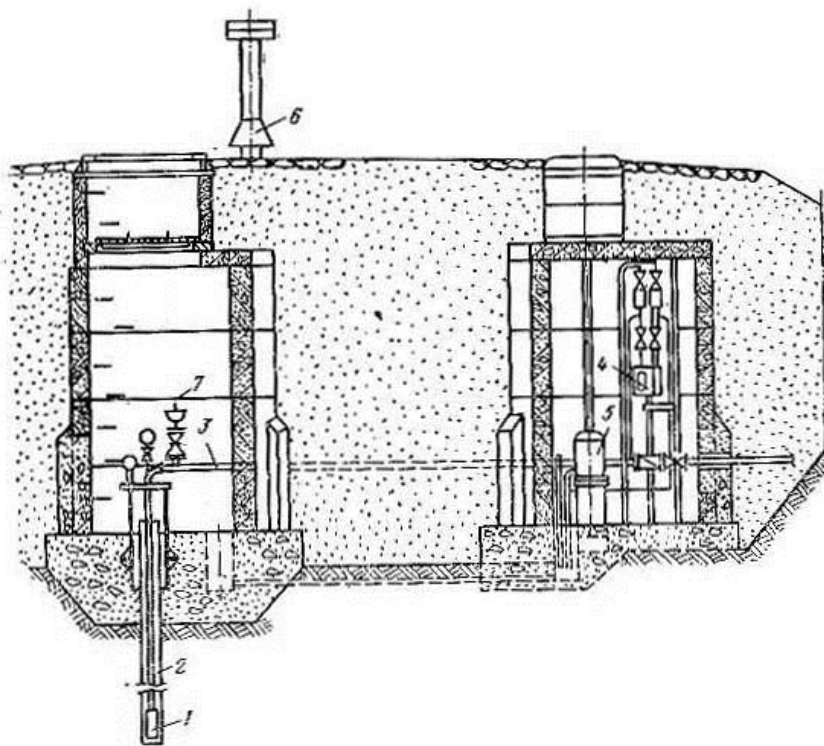
Заглиблена насосна станція із занурюваним свердловинним агрегатом

Насосна станція (рис. 2.20) складається з двох круглих водопровідних камер, складених зі стандартних елементів. У одній камері розміщені устя свердловини і вантуз на водопідйомній трубі, а в іншій – зворотний клапан, засувка, витратомір і дренажний насос для видалення води з обох камер. Пускова апаратура і прилади автоматики розміщені в спеціальній шафі на поверхні землі. Для демонтажу насосного обладнання застосовують автокран. Обладнання демонтують через люк камери.

На рисунку 2.21 наведено інший типовий проект насосної станції із занурюваним насосним агрегатом. У цьому проекті передбачений наземний павільйон над устям свердловини, в якому розміщені контрольно-вимірювальні прилади, щити з пусковою апаратурою та апаратурою автоматичного керування насосним агрегатом. Насосне обладнання демонтують також автокраном через люк у перекритті павільйону.

Якщо джерелом водопостачання є відкрита водойма (річка, озеро тощо), то насосну станцію першого підйому часто суміщають із водоприймальною спорудою – береговим колодязем. Такі споруди називають водоприймачами. Зазвичай їх

облаштовують для водозабезпечення великих міст і промислових підприємств.



**Рисунок 2.20 – Заглиблена насосна станція
із занурюваним насосним агрегатом:**

- 1 – занурюваний насос; 2 – обсадна труба; 3 – водопідйомна труба; 4 – витратомір; 5 – дренажний насос; 6 – вентиляційна труба; 7 – вантуз*

Насосна станція першого підйому, суміщена з водоприймачем, показана на рисунку 2.22. Підземна частина будівлі залізобетонна. П-подібною перегородкою будівля розділена на машинну залу і водоприймальну частину. В ній установлені механічні сітки для грубого очищення води, а в машинній залі – три вертикальних відцентрових насоси. У машинній залі, крім того, встановлені насоси для видалення осаду та бруду з водоприймальної частини та дренажний насос

для видалення води, що просочилася в залу. У приміщенні машинної зали передбачене місце для встановлення додаткового (четвертого) насоса на випадок розширення водоводу та збільшення загальної подачі води.

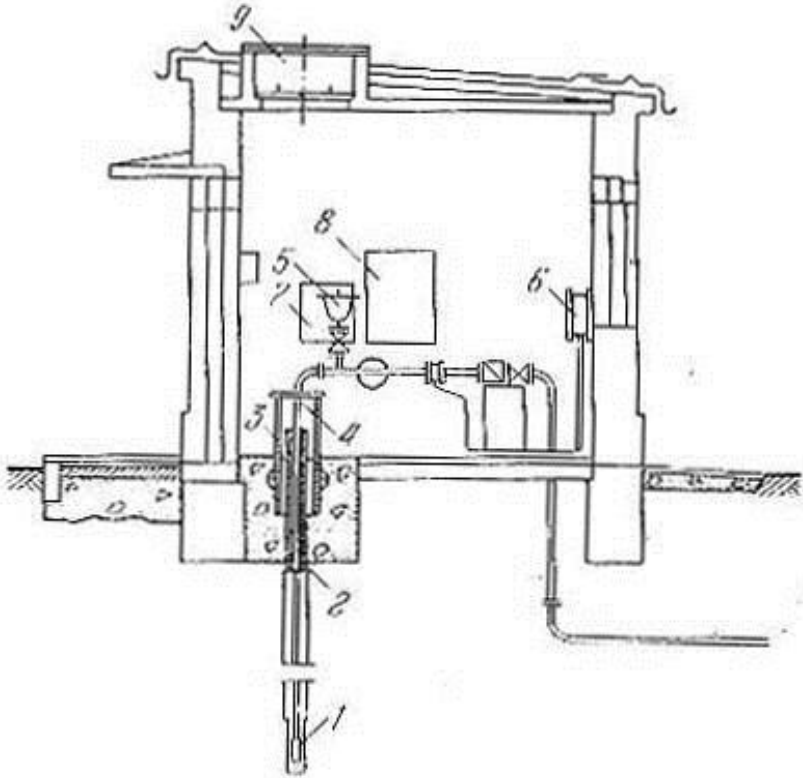


Рисунок 2.21 – Павільйон над свердловиною, обладнаною занурюваним насосним агрегатом:

- 1 – занурюваний насосний агрегат; 2 – обсадна труба; 3 – устя;
4 – водопідйомна труба; 5 – вантуз; 6 – витратомір;
7 – електроцит; 8 – щит автоматичного керування насосним агрегатом; 9 – люк для демонтажу насосного агрегата

У надземній частині будівлі встановлені електродвигуни, щити керування і контрольно-вимірювальні прилади. Камери перемикання водоводів і звужувальні пристрої витратомірів

розміщені у виносних камерах (за межами будівлі насосної станції).

На рисунку 2.23 наведено приклад проектного рішення будівель для декількох типів насосів. Таке компоновання дозволяє вписати в ті самі габарити різні поєднання груп насосів і різноманітні комунікації трубопроводів. На насосній станції можна встановити одну з груп насосів: 8НДс-60, 12НДс-60 або 14Д-6м. У кожній групі – два насоси робочих і один резервний. Для заливання насосів перед пуском передбачені вакуум-насоси з циркуляційним бачком. Для видалення дренажних вод у будівлі насосної станції встановлені дренажні насоси, що вмикаються автоматично в разі підвищення рівня води в дренажному напрямку. Заглиблення станції може дорівнювати 6 і 7,2 м.

На рисунку 2.24 показано типову насосну станцію другого підйому. Станція обладнана шістьма насосами. Два з цих насосів є резервними. Але в цій самій будівлі можна встановити і дві групи насосів по три насоси в кожній. Водночас відповідно зміняться комунікації трубопроводів.

Будівля насосної станції напівзаглибленого типу. Заглиблення підлоги будівлі становить лише 2,4 м, але дозволяє працювати насосам під заливом і, крім того, забезпечує простоту та компактність комунікації трубопроводів.

Перемикання всмоктувальних трубопроводів передбачене в будівлі кожної станції. Напірний колектор із засувками так само, як і всмоктувальний, розміщений у будівлі насосної станції.

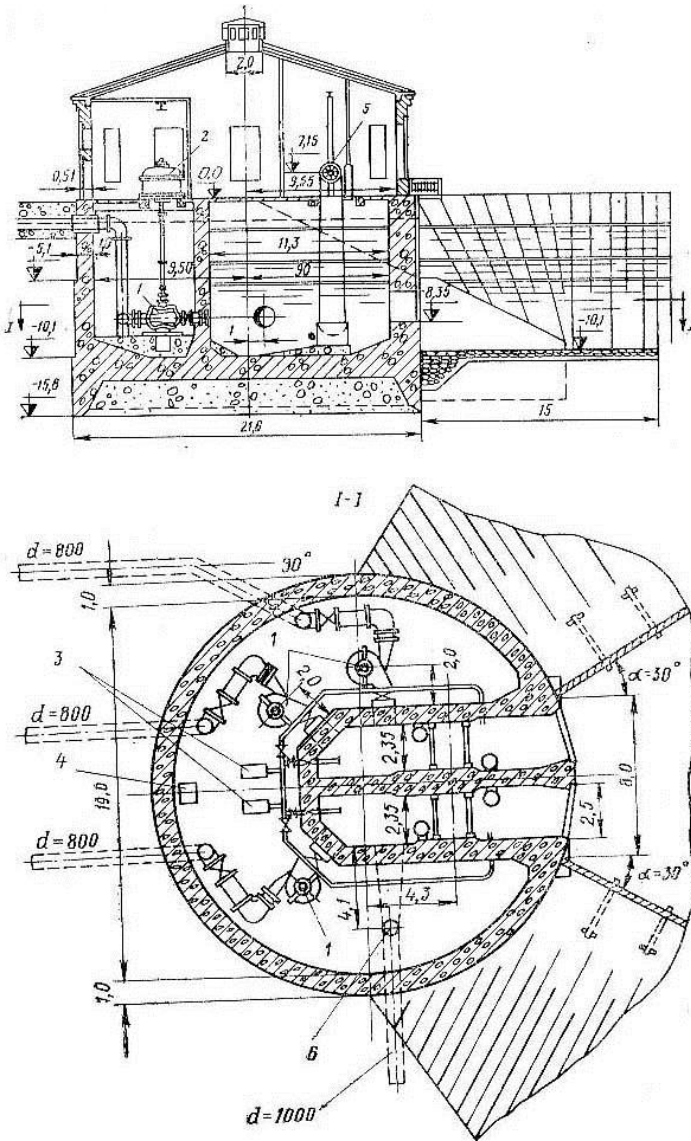


Рисунок 2.22 – Насосна станція першого підйому, суміщена з водоприймачем:

- 1 – вертикальний відцентровий насос; 2 – електродвигун;
 3 – насосні агрегати для видалення осаду; 4 – дренажний насос;
 5 – механічні сітки; 6 – місце для резервного насосного агрегата

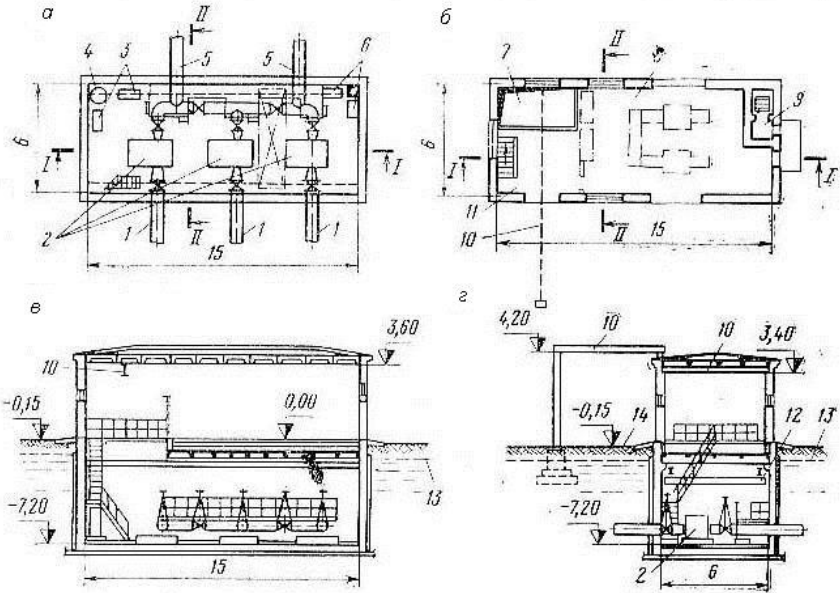


Рисунок 2.23 – Заглиблена насосна станція з трьома насосними агрегатами:

*а – план підземної частини; б – план на відмітці «0»;
в – розріз по I-I; г – розріз по II-II;*

*1 – усмоктувальні трубопроводи; 2 – насосні агрегати; 3 – вакуум-насоси; 4 – водовіддільник; 5 – напірні трубопроводи;
б – дренажні насоси; 7 – монтажний провіт; 8 – електроцитове приміщення; 9 – повітрязабірна шахта; 10 – монорейка;
11 – монтажний майданчик; 12 – кран-балка; 13 – розрахунковий рівень ґрунтових вод; 14 – майданчик для розвантаження обладнання*

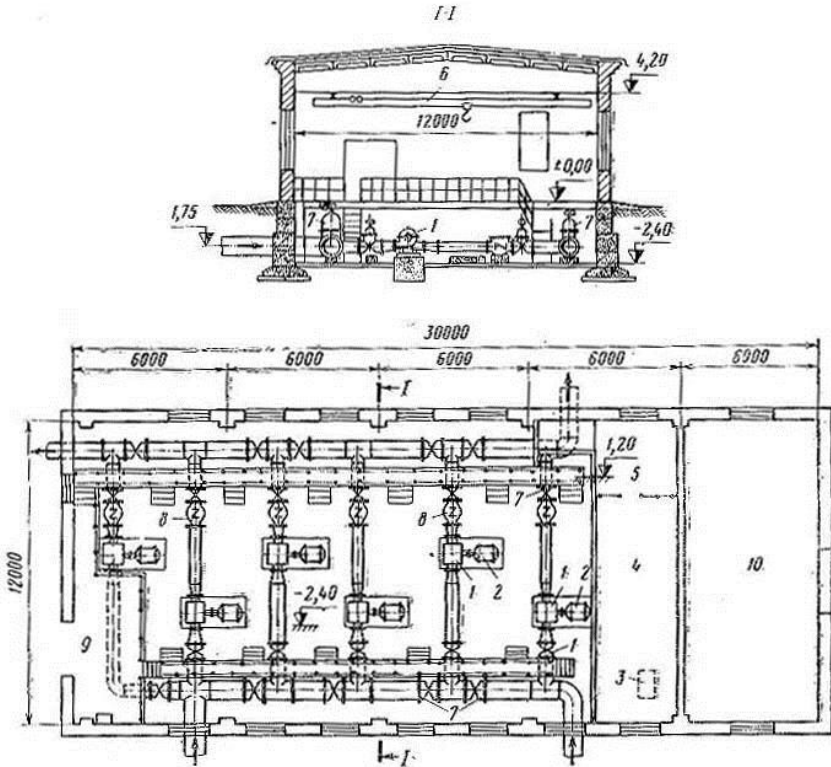


Рисунок 2.24 – Насосна станція другого підйому з шістьма насосними агрегатами:

- 1 – насос відцентровий; 2 – електродвигун; 3 – дренажний насос з електродвигуном; 4 – щит силових установок; 5 – щит КВП;
6 – кран-балка ручна; 7 – засувка; 8 – зворотний клапан;
9 – монтажний майданчик; 10 – електророзподільвальні пристрої

Тема 3

Каналізаційні насосні станції

- 3.1 Загальні положення
- 3.2 Класифікація каналізаційних насосних станцій
- 3.3 Будівлі каналізаційних насосних станцій
- 3.4 Очисні споруди

3.1 Загальні положення

Воду, що була використана для різних потреб і є непридатною для повторного використання без додаткового оброблення, називають стічною рідиною.

Залежно від походження стічні води поділяють на:

- побутові, які поділяють на фекальні (забруднені фізіологічними відходами) і господарські (з умивальників, душів тощо);
- виробничі (розрізняють забруднені та умовно чисті);
- атмосферні, які поділяють на дощові й талі. Секундні витрати атмосферних вод можуть у 50–100 разів перевищувати витрати побутових.

Каналізація – це комплекс інженерних споруд, призначених для:

- збирання стічних вод і транспортування їх до очисних споруд;
- очищення та знезараження стічних вод;
- перероблення води й осаду та утилізації корисних речовин;
- випускання очищених вод.

Найбільш поширеним є сплавний вид каналізації, коли стічні води підземними трубопроводами транспортують до очисних споруд. Часто одночасно транспортують і попередньо подрібнені відходи. Транспортування стічних вод здійснюють каналізаційні насосні станції.

По трубах внутрішньої каналізаційної системи стоки подають у колектори, а по них – до насосної станції. Переміщення стоків до насосної станції часто здійснюється самопливом.

Системи каналізації бувають:

- загальносплавними – всі види стічних вод транспортують однією системою;
- роздільними – для кожного виду стічних вод виконують свою систему. Такий вид є найбільш поширеним на практиці.

Принципова схема компонування споруд **каналізаційної насосної станції**, що подає стічні води на очисні споруди, наведена на рисунку 3.1. Характерною особливістю будь-якої схеми компонування є наявність регульовального приймального резервуара, який згладжує нерівномірність надходження води до насосів. Крім того, для захисту насосів від засмічення і поломок стічні води перед надходженням до насосів пропускають через пристрої механічного очищення, встановлені поряд із приймальними резервуарами.

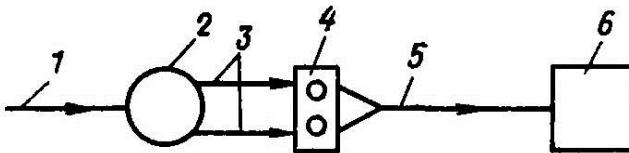


Рисунок 3.1 – Схеми подавання стічних вод на очисні споруди:
1 – самопливний магістральний колектор; 2 – приймальний резервуар; 3 – всмоктувальні труби насосів; 4 – приміщення насосної станції; 5 – напірний трубопровід; 6 – очисні споруди

3.2 Класифікація каналізаційних насосних станцій

За видом перекачуваної рідини насосні станції поділяють на чотири групи:

- для перекачування побутових стічних вод;
- для перекачування виробничих стічних вод;
- для перекачування атмосферних вод;

- для перекачування осадів.

Насосні станції першої групи входять до складу каналізаційної мережі. Залежно від місця розміщення в загальній схемі каналізації міста і виконуваних функцій станції можуть бути:

- районними, що перекачують стічні води від окремих районів із колекторів, розміщених нижче, в колектори, розміщені вище;
- головними, що перекачують стічні води з усієї території на очисні споруди.

До насосних станцій другої групи висувають ряд специфічних вимог залежно від характеру перекачуваної рідини. Наприклад, агресивність стічної води щодо бетону, чавуну, сталі вимагає захисту резервуарів від руйнування, застосування спеціальних насосів і пристроїв для періодичного промивання установок чистою водою.

Станції третьої групи споруджують на мережі дощової каналізації в тих випадках, якщо неможливо відвести атмосферні води самопливом до місця скидання.

Насосні станції четвертої групи входять до складу споруд очищення стічної рідини та оброблення осаду. Такі станції служать для перекачування осаду з первинних відстійників у метантенки, зброженого осаду з метантенків на споруди з перероблення осаду, ущільненого активного мулу в метантенки, активного мулу з вторинних відстійників у регенератор активного мулу або в аеротенки, піску з пісковловлювачів.

Технологічний процес перекачування стічної рідини складається з двох послідовних операцій: звільнення стічної рідини від сміття, що може призвести до забивання насосів, і перекачування. Відповідно технологічний процес вимагає будівництва двох приміщень: приміщення приймального резервуара з решітками і насосної зали.

Насосні станції класифікують таким чином:

- за розміщенням приймального резервуара і приміщення решіток відносно машинної зали – станції з роздільним розміщенням резервуара (рис. 3.2 а) і суміщені (рис. 3.2 б, в);

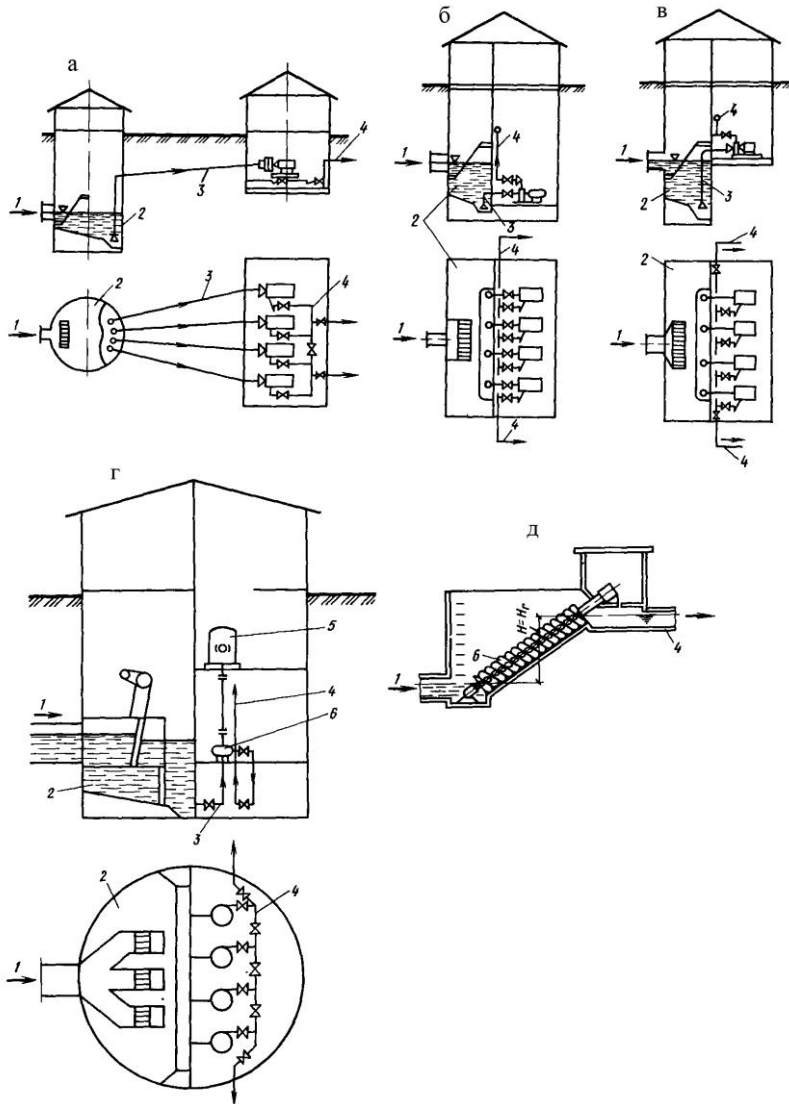


Рисунок 3.2 – Схеми каналізаційних насосних станцій:
 а – роздільна; б – суміщена; в – суміщена на скельних ґрунтах;
 г – шахтна; д – зі шнековими підйомниками;
 1 – підвідний колектор; 2 – приймальний резервуар;
 3 – всмоктувальні трубопроводи; 4 – напірні трубопроводи;
 5 – електродвигун; 6 – насос

- за розміщенням насосних агрегатів відносно поверхні землі – станції незаглиблені (до 4 м), напівзаглиблені (до 7 м) і шахтного типу (понад 8 м) (рис. 3.2 з);
- залежно від типів установлених агрегатів – станції з горизонтальними, вертикальними або осьовими насосами;
- за системою керування агрегатами – станції з ручним керуванням, напівавтоматизовані, автоматизовані.

3.3 Будівлі каналізаційних насосних станцій

Будівлю станції виконують зазвичай прямокутної форми, що дозволяє найбільш зручно розмістити насосні агрегати та сприяє кращому компоюванню допоміжних виробничих і побутових приміщень. Для заглиблених і шахтних насосних станцій найбільш оптимальною є кругла форма будівлі в плані.

Для великих шахтних станцій можна застосовувати схему з розміщенням машинної зали в середині приймального резервуара (рис. 3.3). Встановлення насосних агрегатів уздовж концентричної кривої дозволяє збільшити кількість встановлених насосів за того самого діаметра насосної станції.

До приймального резервуара стічні води підводяться самопливним колектором, виконаним у вигляді залізобетонної або азбестоцементної труби круглого чи овального перерізу. Мінімальні швидкості в самопливних колекторах вибирають не меншими, ніж швидкості самоочищення, величина яких залежить від внутрішнього діаметра труби:

D, мм	150–250	300–400	450–500	600–800	900–1200
V, м/с	0,7	0,8	0,9	1,0	1,15

Максимальну величину швидкості в трубопроводах обмежують з умови недопущення ерозійного руйнування стінок трубопроводу: металеві трубопроводи – до 8 м/с, неметалеві – до 4 м/с.

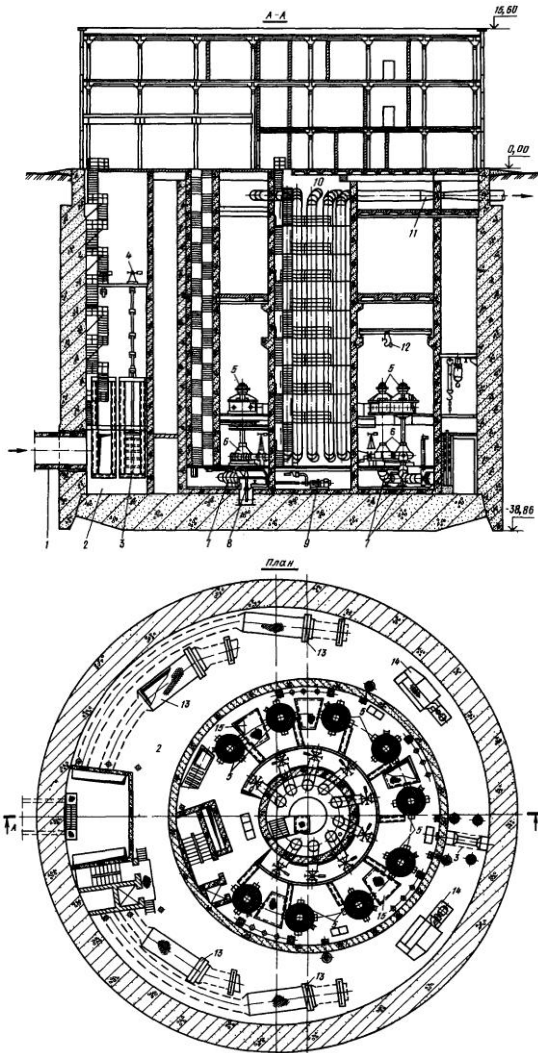


Рисунок 3.3 – Шахтна каналізаційна насосна станція:
1 – підвідний колектор; 2 – приймальний резервуар;
3 – шибер; 4 – електропривод шибера; 5 – електродвигуни;
6 – насоси; 7 – усмоктувальні трубопроводи; 8 – дренажний насос;
9 – аварійний насос; 10 – напірні трубопроводи; 11 – витратомір;
12 – кільцевий мостовий кран; 13 – решітка; 14 – дробарки;
15 – монтажний люк

Приймальні резервуари поділяють за висотою на дві частини: нижню (робочу), куди надходить стічна рідина з колектора; верхню – відгороджену від нижньої перегородкою, де розміщують механічне обладнання дробарок, привода решіток тощо.

Дно приймального резервуара має нахил у бік приймального клапана насоса. До робочої частини підводять трубопроводи від напірної лінії насосів для розмивання осаду технічної води для очищення стінок.

На вході в приймальний резервуар встановлюють решітки з ручним або механічним очищенням. Ширина решітки залежить від типорозміру насоса. Для подрібнення твердих домішок застосовують дробарки.

Для перекачування побутових стічних вод застосовують спеціальні фекальні та стічно-масні (рис. 3.4) насоси, які не повинні забиватися відходами і мати люки для швидкого очищення проточної частини.

Промислові стічні води, що не містять твердих домішок, перекачують насосами загального призначення. За наявності хімічної активності перекачуваного середовища застосовують спеціальні хімічні насоси.

Діаметри трубопроводів у межах станції вибирають з умови забезпечення заданої швидкості: для всмоктувальних – 1–2 м/с, для напірних – 1,5–2,5 м/с. Під час перекачування стічних вод зворотні клапани на напірних трубопроводах зазвичай не встановлюють.

Для контролю за роботою обладнання каналізаційних насосних станцій застосовують обладнання, аналогічне водопровідним насосним станціям.

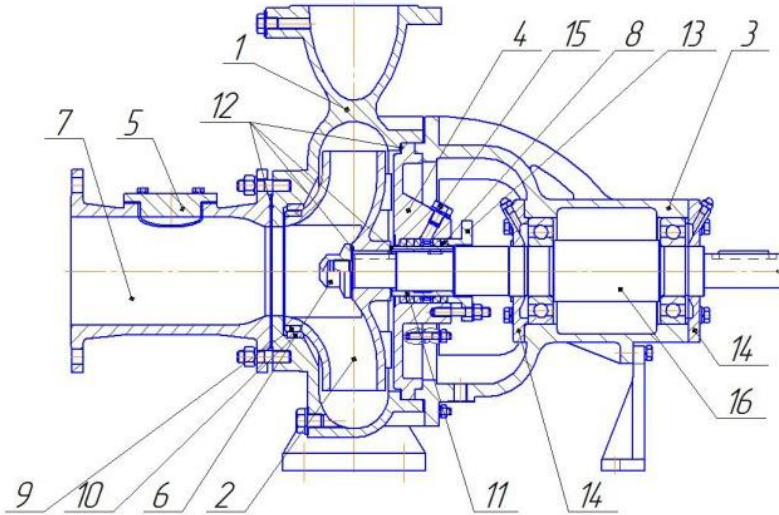


Рисунок 3.4 – Насос типу СМ (стічно-масний):

1 – корпус насоса; 2 – колесо робоче; 3 – кронштейн; 4 – кришка корпусу; 5 – кришка патрубку; 6 – гайка робочого колеса; 7 – патрубок; 8 – набивка сальникова; 9 і 10 – кільця ущільнювальні; 11 – втулка захисна; 12 – прокладки; 13 – фланець сальника; 14 – кришка підшипника; 15 – пробка; 16 – вал

3.4 Очисні споруди

Для оброблення стічних вод застосовують такі види очищення:

- механічне – для видалення нерозчинних та частково колоїдних забруднень;
- фізико-хімічне – в основному для очищення промислових стічних вод;
- біологічне – для окиснення органічних речовин мікроорганізмами;

– дезінфекція – для знищення хвороботворних бактерій у стічній воді.

На рисунку 3.5 наведено одну з найпростіших схем очищення.

Пісковловлювачі за конструкцією є подібними до відстійників дериваційних ГЕС.

Піщані майданчики – це земельні ділянки, розділені валами на ємності, які заповнюють пульпою. Підсушений пісок вивозять транспортними засобами.

Відстійники застосовують для попереднього очищення стічних вод перед біологічним очищенням.

Осад, видалений із відстійника, обробляють у спеціальних спорудах бродінням. На мулових майданчиках зброжений осад підсушують і транспортують на добрива. На великих станціях застосовують термічне сушіння осаду.

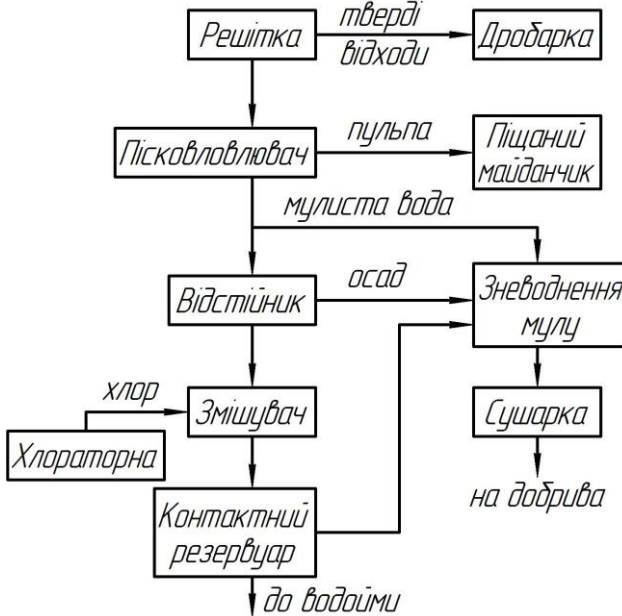


Рисунок 3.5 – Схема очисних споруд

Для біологічного очищення застосовують поля зрошення (ділянка для очищення стічних вод і вирощування сільськогосподарських культур), поля фільтрації (ділянка для очищення стічних вод), біологічні стави, біофільтри.

Дезінфекцію здійснюють шляхом змішування води з рідким хлором у змішувачах і 30-хвилинним витриманням у контактних резервуарах.

Тема 4

Насосні станції сільськогосподарського призначення

4.1 Загальні відомості

4.2 Меліоративні насосні станції

4.3 Водопровідні насосні станції

4.1 Загальні відомості

За призначенням насосні станції сільськогосподарського призначення можна поділити на три групи:

- насосні станції, що забирають воду від джерела водопостачання й подають її до каналів або резервуарів;
- насосні станції (установки), які подають воду безпосередньо до споживачів (ферми, дощувальні установки);
- водопровідні насосні станції та установки.

Подачу меліоративної насосної станції та кількість агрегатів визначають за сезонним графіком водопостачання (рис. 4.1).

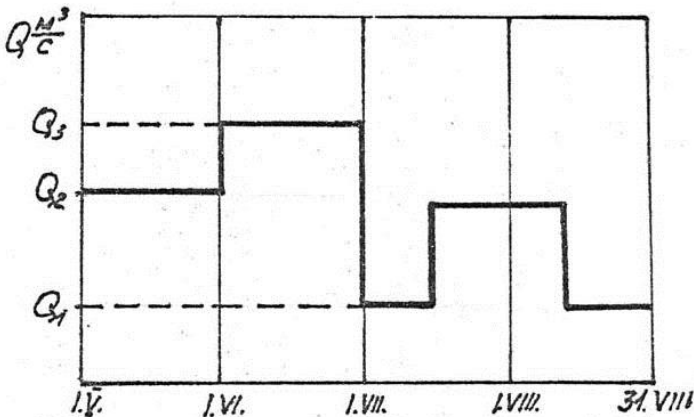


Рисунок 4.1 – Графік водоспоживання зрошуваних земель

Найкращі умови для роботи насосної станції можуть бути забезпечені, якщо витрати Q_1 , Q_2 і Q_3 належать одне одному як цілі числа. У цьому разі подачу насосного агрегата можна взяти такою, що дорівнює Q_1 або $\frac{Q_1}{2}$. На станції передбачене встановлення резервних насосних агрегатів. Тому в деяких випадках кількість основних насосних агрегатів вибирають за подачею Q_2 , а підвищену витрату Q_3 забезпечують або за рахунок резервного агрегата, або за рахунок регулювання подачі насоса. Другий спосіб широко використовують під час встановлення на станції осьових насосів із поворотними лопатями.

Розрахунковий напір насоса H_p меліоративної станції визначають як суму середньозважених геодезичної висоти підйому $H_{Гср}$ та гідравлічних втрат напору Δh на шляху від джерела до водоприймача:

$$H_p = H_{Гср} + \Sigma \Delta h. \quad (4.1)$$

Середньозважений геодезичний напір визначають з умови рівності роботи, витраченої на підйом води за постійного напору, і роботи, необхідної для підйому води за змінних рівнів у нижньому і верхньому б'єфах насосної станції:

$$H_{pср} = \frac{\Sigma(Q \cdot H_{Г} \cdot t)}{\Sigma(Q \cdot t)}, \quad (4.2)$$

де Q і $H_{Г}$ – параметри насосної станції в періоди часу t згідно з графіком водопостачання.

Напір насосних станцій (установок) другого типу визначають як суму геодезичних висот від джерела до споживача, гідравлічних втрат у системі та величини вільного напору, необхідного для роботи установки (наприклад, розбризкувача дощувальної установки):

$$H = H_{Г} + \Sigma \Delta h + H_{вільн}. \quad (4.3)$$

Параметри насосних станцій сільськогосподарських водопровідних систем визначають аналогічно водопровідним насосним станціям.

4.2 Меліоративні насосні станції

Меліоративні насосні станції першої групи за складом споруд багато в чому подібні до ГЕС.

Водозабірні пристрої зрошувальних насосних станцій виконують поверхневого типу. Конструктивно водозабірні пристрої мають багато спільного з аналогічними спорудами дериваційних ГЕС. Зазвичай воду забирають із русла річки. Водозабір не повинен стискувати основне русло річки більше ніж на 25 %. Кількість води, яку забирають, не повинна перевищувати 20–25 % від середньої витрати.

Водозабірні пристрої на каналах бувають трьох типів:

– прямий водозабір, розміщений нормально до осі каналу;

– бічний водозабір, розміщений уздовж каналу;

– косий водозабір, розміщений під кутом до осі каналу.

Водозабірні пристрої можуть бути:

– прямотечійного типу, що підводять воду безпосередньо до камери насосної станції;

– з обмежувальною стінкою, через яку вода подається по трубах;

– об'єднані, не відділені один від одного.

На водозаборах передбачають брудотримувальні решітки, пристрої для захисту від льоду, рибозагороджувачі.

У разі роздільного розміщення насосної станції і водозабору вони з'єднуються між собою водоводами.

Як водоводи застосовують трубопроводи безнапірні, напірні, сифонні. Підвідні трубопроводи прокладають із нахилом у бік насосної станції.

Відкриті підвідні канали застосовують як водоводи за таких умов:

- наявності необхідних геологічних умов для спорудження каналу мінімальної довжини;
- наявності відносної освітленості води в джерелі;
- стійкості берегів джерел, безперебійності водозабору за незначних коливань рівня.

Підвідні канали можуть бути саморегульовальні та несаморегульовальні. У саморегульовальному каналі за нульової витрати залишається об'єм води, рівень якої збігається з рівнем у джерелі.

При суміщенні водозабірною пристрою з насосною станцією експлуатація споруди значно спрощується, проте застосування такого типу не завжди є економічно виправданим унаслідок значних будівельних витрат за несприятливих геологічних і топографічних умов у місці водозабору.

Аванкамера є лійкоподібним розширенням каналу перед спорудою насосної станції. Основне її призначення – забезпечення рівномірного підведення води до всіх усмоктувальних труб насосних агрегатів. Стінки і дно аванкамери виконують з облицюванням.

Будівлі насосних станцій. Меліоративні насосні станції залежно від їх подачі поділяють на наступні типи:

- великої продуктивності (понад 10 м³/с);
- середньої продуктивності (1–10 м³/с);
- малої продуктивності (до 1 м³/с).

Насоси з подачею понад 3 м³/с зазвичай виконують вертикальними. З точки зору зручності компонування будівлі насосної станції вертикальні насосні агрегати забезпечують такі переваги:

- зменшення площі та розмірів будівлі;
- насос без особливих ускладнень може бути встановлений нижче від максимального рівня в джерелі (постійно працювати з підпором);
- електродвигуни можна встановлювати в приміщенні, що постійно знаходиться вище від максимального рівня в джерелі;

– під час аварій зменшується небезпека zalивання водою силового обладнання.

У сільськогосподарському водопостачанні найбільш часто трапляються такі типи будівель насосних станцій:

– **блочного типу** (рис. 4.2 а) – для насосів із вертикальним валом за незначних коливань рівня води. Всмоктувальну трубу виконують зазвичай у бетоні. У бетоні передбачають дренажні галереї для витоків;

– **шахтно-блочного типу** (рис. 4.2 б) – за значних коливань рівня, що перевищують розміри будівлі блочного типу, між насосом і двигуном установлюють проміжний вал, що одночасно збільшує вертикальні розміри будівлі;

– **камерного типу із сухою камерою** (рис. 4.2 в) – для насосів будь-якого типу за нульової, від'ємної та додатної висот усмоктування. Потраплення води в камеру виключається за рахунок ущільнення в місцях проходження трубопроводу через стінку камери. За значних коливань рівня і вертикальних насосних агрегатів отримуємо будівлю шахтно-камерного типу;

– **камерного типу з мокрою камерою і сухим насосним приміщенням** (рис. 4.2 г) – для насосів будь-якого типу. Коливання рівнів можуть бути значними;

– **з мокрою камерою і зануреним насосом** (рис. 4.2 г) – для вертикальних насосів за значних коливань рівнів. Максимальний рівень води в камері не повинен доходити до верхнього підшипника;

– **плавучі** (рис. 4.2 д) – за класифікацією належать до будівель із сухою камерою, основою яких є вода. Корпус станції виготовляють із листової сталі або залізобетону.

Крім розглянутих типів, для насосних станцій малої продуктивності застосовують також звичайні незаглиблені будівлі.

Меліоративні насосні станції призначені зазвичай для сезонної роботи. Вони допускають тимчасове зменшення подачі або короткочасне зупинення в роботі.

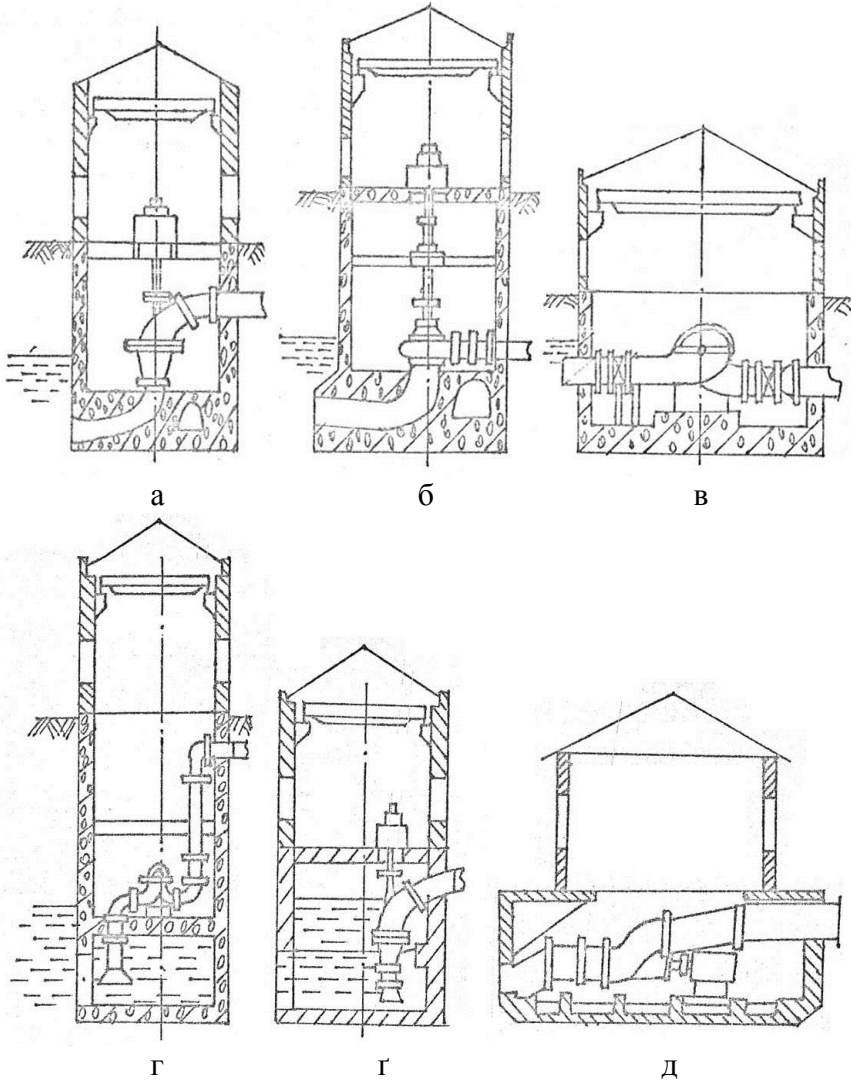


Рисунок 4.2 – Конструктивні схеми будівель меліоративних насосних станцій

Допоміжне обладнання насосної станції. Крім основного насосного обладнання, на насосних станціях

використовують допоміжні насосні установки з трубопроводами та арматурою, призначені для:

- заливання перед пуском основних насосів, що працюють із додатною висотою всмоктування (вакуум-насоси);
- відкачування води з трубопроводів і камер під час ремонту (осушувальні насоси);
- відкачування бруду та осаду з камер;
- господарсько-технічного водопостачання;
- роботи маслосистем (масляні насоси);
- роботи протипожежного обладнання.

Продуктивність вакуум-насоса визначають за розмірами насосів, що заповнюються, трубопроводів та часу заповнення, який беруть таким, що дорівнює 3–5 хв. Величину розрідження вибирають за висотою всмоктування та величиною втрат, які становлять 10–15 % від висоти всмоктування. Найчастіше для заливання використовують рідинно-кільцеві вакуум-насоси.

Вода для господарсько-технічних потреб (охолодження обладнання, змащування підшипників) повинна мати температуру в межах 15–25 °С. Параметри насосної установки вибирають за паспортними даними обладнання, що охолоджується. За значних напорів основних насосів її можна відбирати з основного трубопроводу.

Продуктивність дренажних насосних установок орієнтовно визначають залежно від продуктивності насосної станції: станції малої та середньої продуктивності – 3–5 л/с; станції великої продуктивності – 8–10 л/с. Витоки збирають у дренажний колодязь з об'ємом, що дорівнює 10–15 хвилинній продуктивності дренажного насоса. Для дренажу використовують самовсмоктувальні насоси. Напір насоса вибирають з урахуванням мінімального рівня в дренажному колодязі. Дренажний насос повинен працювати в автоматичному режимі.

Продуктивність осушувальних насосів $Q_{ос}$ визначають за величиною об'єму відкачування W впродовж часу t і витоками через нещільності затворів q :

$$Q_{oc.} = \frac{W}{t} + q. \quad (4.4)$$

Зазвичай установлюють два осушувальні насоси без резерву, оскільки вони працюють періодично. Найчастіше застосовують вихрові та занурювані відцентрові насоси.

Осад із камер видаляють водострумними або відцентровими фекальними насосами.

Маслоустановки бувають загальними для всієї станції або автономними для кожного окремого агрегата.

Для пожежогасіння використовують самовсмоктувальні або консольні насоси, встановлені під заливом.

Аналогічне допоміжне обладнання може бути встановлене на водопровідних та інших насосних станціях.

Прилади технічного контролю забезпечують контроль за роботою всієї насосної станції та окремих агрегатів і систем.

З витратомірів найбільш поширеними є сопла Вентурі та вимірювальні діафрагми. Часто їх установлюють поза межами будівлі для забезпечення необхідних прямих ділянок трубопроводу до та після вимірювального приладу.

Напір вимірюють за допомогою манометрів. Для контролю рівнів у верхньому і нижньому б'єфах використовують різного роду диференціальні манометри.

Установки стиснутого повітря на насосних станціях використовують для:

- очищення сміттєутримувальних решіток;
- прочищення фільтрів, продування обмоток електродвигунів;
- живлення пневматичного інструменту;
- живлення систем регулювання;
- гальмування великих електродвигунів.

Пересувні насосні станції застосовують для різних цілей, зокрема для зрошення невеликих ділянок (30–100 га).

Переваги пересувних насосних станцій:

- швидко змінюють місце встановлення залежно від умов водозабору або водоспоживання;

– відсутність необхідності перемонтажу насосних агрегатів.

Пересувні насосні станції виготовляють серійно. Для їх привода використовують електродвигуни та двигуни внутрішнього згоряння. Станції комплектують гнучкими всмоктувальними та напірними трубопроводами.

Розрізняють такі типи пересувних насосних станцій:

- сухопутні причіпні (на санчатах або візках);
- сухопутні самохідні (на базі колісної або гусеничної техніки);
- плавучі (самохідні, понтонні);
- сухопутні навісні (на тракторі).

Пересувні насосні станції, крім меліорації, мають широкий спектр використання.

Напірні трубопроводи насосних станцій малої та середньої продуктивностей багато в чому нагадують напірні трубопроводи водопровідних станцій.

На станціях великої продуктивності напірні трубопроводи мають діаметр понад 500 мм.

Матеріал, діаметр і кількість ниток напірного трубопроводу вибирають залежно від місцевих умов аналогічно водопровідним насосним станціям.

За довжині траси до 100 м кількість ниток напірного трубопроводу зазвичай беруть таким, що дорівнює кількості агрегатів. За більшої довжини трас кількість ниток визначають за техніко-економічним розрахунком. На меліоративних станціях перемикання насосних агрегатів на різні нитки не передбачають. Трубопроводи виконують поверхневими та засипаними.

Поряд із сальниковими компенсаторами (рис. 4.3 а) на напірних трубопроводах застосовують тарілчасті (рис. 4.3 б) або лінзові (рис. 4.3 в) компенсатори, які сприймають поздовжні й поперечні переміщення трубопроводів. Такі компенсатори застосовують за малих напорів.

У деяких випадках ділянки трубопроводів з'єднують за допомогою шарнірних з'єднань (рис. 4.4). Максимально припустимий кут повороту 36°.

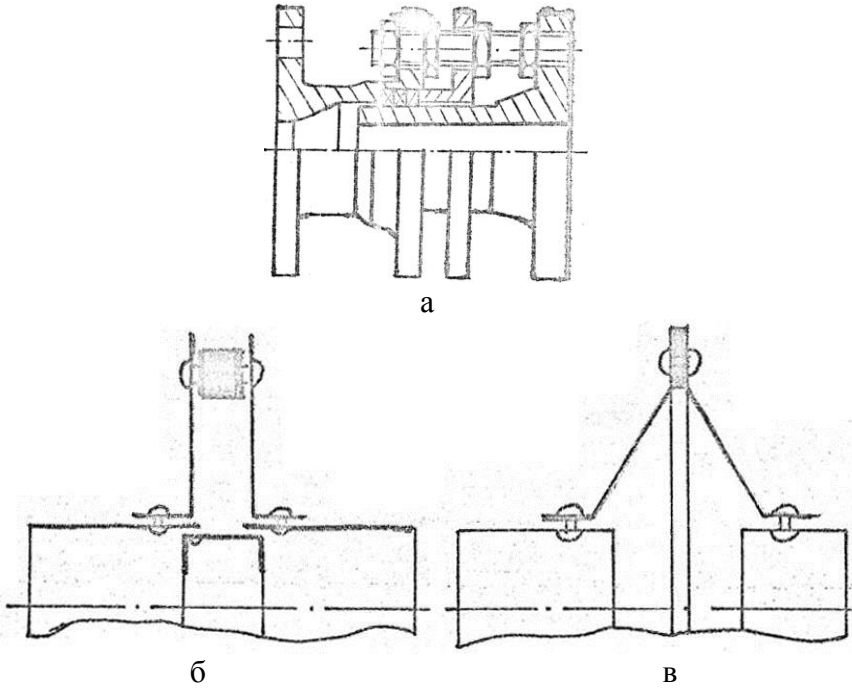


Рисунок 4.3 – Компенсатори напірних трубопроводів:
а – сальниковий; б – тарілочастий; в – лінзовий

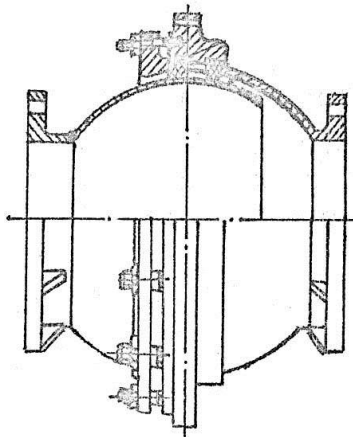


Рисунок 4.4 – Кульовий шарнір трубопроводу

З метою запобігання утворенню вакууму при спорожненні напірного трубопроводу у верхній його частині (у водовипускних спорудах) передбачають отвір для впускання повітря.

Напірний трубопровід розраховують на можливе підвищення тиску внаслідок гідравлічного удару. На ньому передбачають спеціальні пристрої для запобігання або зниження дії гідравлічного удару.

Водовипускні споруди розміщують у кінці напірних трубопроводів. Вони призначені для:

- плавного сполучення потоку, що виходить із трубопроводів, з потоком у каналі;
- відключення напірних трубопроводів і запобігання зворотній течії води;
- впускання повітря в трубопровід у разі його спорожнення.

Одна з можливих схем водовипускної споруди (напірного басейну) для зрошувального каналу наведена на рисунку 4.5. Водовипуск є бетонним резервуаром, що сполучений із напірними трубопроводами і каналом.

На виході трубопроводу передбачені швидкопадаючі затвори або зворотні клапани (зазвичай захлопки). Робота цих пристроїв автоматично пов'язана з клапаном зриву вакууму, встановленим на напірному трубопроводі.

Обтічники *a* істотно зменшують зони вихороутворення під час виходу потоку з труби.

Іноді спорудження напірного трубопроводу здійснюють за допомогою сифонного трубопроводу (рис. 4.6).

У цьому разі під час зупинення насоса зворотної течії води не виникає, оскільки поріг сифона розміщений вище від рівня води у водовипускному пристрої. Клапан зриву вакууму *a* запобігає утворенню вакууму в напірному трубопроводі й виникненню зворотного гідравлічного удару під час раптового зупинення насоса.

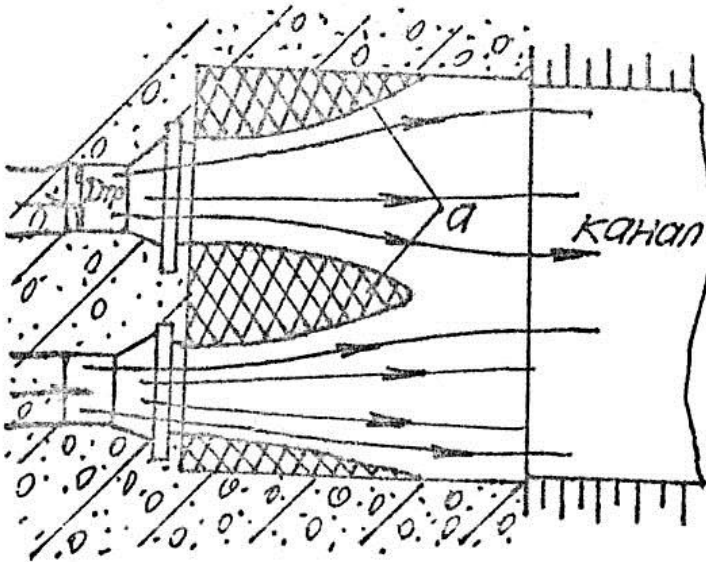


Рисунок 4.5 – Схема в плані видовипусної споруди для зрошувального каналу

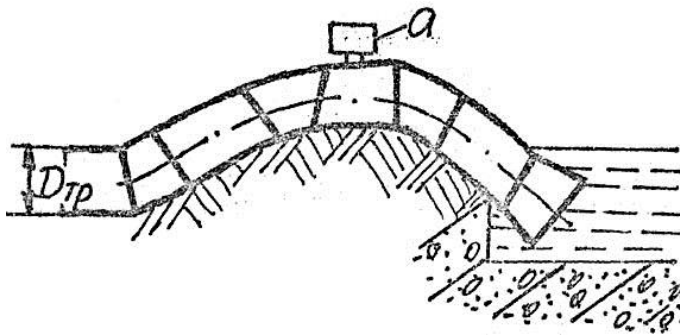


Рисунок 4.6 – Сифонний водовипуск

4.3 Водопровідні насосні станції

Насосні станції для господарсько-питних потреб за конструкцією та умовами роботи повністю відповідають

водопровідним насосним станціям. Основна відмінність полягає в менших їх розмірах, унаслідок цього водопровідні системи виконують за спрощеною схемою.

Найбільш широко для водопостачання використовують ґрунтові води, що визначає застосування заглиблених будівель насосних станцій зі свердловинними насосами.

Тема 5

Насосні станції осушувальних систем

- 5.1 Споруди осушувальних станцій
- 5.2 Водозабірні комунікації
- 5.3 Водовипускні споруди
- 5.4 Насосне обладнання осушувальних станцій
- 5.5 Компонування обладнання

5.1 Споруди осушувальних станцій

Кожна насосна станція сучасної осушувальної системи є гідроенергетичним вузлом, що складається з гідротехнічних, енергетичних та будівельних елементів, гідромеханічного й енергетичного обладнання. Кожний елемент вузла насосної станції забезпечує стійку та надійну роботу її обладнання. Елементи, що входять до складу кожного гідровузла, визначаються місцевими умовами розміщення насосної станції і запланованим режимом її роботи.

У загальному випадку кожний гідроенергетичний вузол насосної станції для відкачування води з осушуваної території складається з багатьох елементів і споруд (рис. 5.1):

- одного або декількох підвідних каналів, якими вода з осушуваних територій підводиться до насосної станції;
- пристанційної водойми, регульовальної ємності або аванкамери перед насосною станцією, призначених для створення перед нею об'єму води, який визначає тривалість і режим роботи обладнання, а також сполучення підвідного каналу з водозабірною спорудою;
- пристрою для утримання плаваючого сміття та інших предметів, які разом із водою можуть потрапляти з осушуваних територій до водозабору насосної станції;
- розміщеної окремо або суміщеної з підземною частиною будівлі насосної станції водозабірної споруди, що повинна забезпечувати надходження води до вхідних перерізів

усмоктувальних труб або всмоктувальних патрубків насосів. При використанні осьових занурюваних електронасосів водозабірні споруди не виконуються, оскільки їх роль відіграють усмоктувальні раструби насосів;

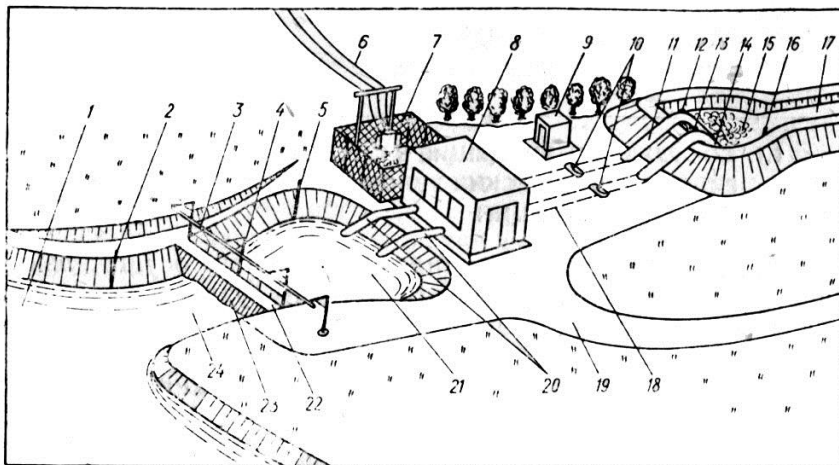


Рисунок 5.1 – Двагратна насосна станція осушувальної системи:

1 – джерело води; 2 – вимірник рівня, встановлений до сміттеутримувальних решіток; 3 – монорейка для талля, яка підіймає сміттеутримувальні решітки; 4 – стояки – опори монорейки; 5 – вимірник рівня після сміттеутримувальних решіток; 6 – лінія електропередачі; 7 – трансформаторна підстанція; 8 – насосна станція; 9 – туалет; 10 – люки колодязів для встановлення витратомірів; 11 – висхідні гілки сифонів; 12, 13 – клапани зриву вакууму; 14 – низхідні гілки сифонів; 15 – водовипускна споруда; 16 – рівнемір верхнього б'єфа; 17 – відвідний канал; 18 – підземні напірні трубопроводи; 19 – під'їзна дорога; 20 – усмоктувальні труби; 21 – аванкамера; 22 – службовий місток; 23 – сміттеутримувальна решітка; 24 – підвідний канал

– будівлі насосної станції, в якій установлюють основні та допоміжні насоси, їх приводні електродвигуни, запірну арматуру, щити або шафи керування двигунами, апаратуру і прилади автоматики. У будівлях постійно знаходиться оперативний експлуатаційний персонал;

– пристанційних комунікацій, до яких відносять усмоктувальні та напірні трубопроводи з установленою на них запірною і регулювальною арматурою, а також приладами для вимірювання подачі насосів;

– водовипускної споруди, призначеної для сполучення напірних трубопроводів із відвідними каналами або іншими водоймами, в які виконується скидання води, відкачуваної з осушуваної території. Водовипускна споруда не повинна допускати можливості потрапляння води в напірні трубопроводи з відвідних каналів або водойм, у які виконується скидання води під час зупинення насосів;

– лінії електропередачі й трансформаторного пункту (підстанції), які подають електроенергію до приводних електродвигунів насосів та запірної арматури;

– під'їзної дороги, що забезпечує під'їзд автотранспорту до насосної станції;

– телефонного та радіозв'язку насосної станції з диспетчером керування експлуатацією осушувальної системи;

– майданчика насосної станції, на якому розміщені її будівлі, всмоктувальні та напірні трубопроводи, трансформаторний пункт (підстанція), санвузол, озеленення тощо.

На насосних станціях осушувальних систем залежно від їх подачі й встановленого обладнання можуть застосовуватися всі наведені елементи та споруди або деякі з них. Зокрема, залежно від запланованого до використання обладнання в значному ступені можуть змінюватися водозабірні споруди. У разі встановлення осьових занурюваних електронасосів водозабірні споруди як самостійні елементи гідровузла не застосовують, а при розміщенні в будівлі насосної станції вертикальних осьових насосів водозабірні споруди є єдиним цілим з її підземною частиною, оскільки в останній розміщують короткі прямокутні або конічні вигнуті всмоктувальні труби, по яких вода подається до насосів. У цих випадках для стабілізації потоку, який входить у всмоктувальні труби (з метою недопущення біля водозаборів

закручення потоку та утворення вихрових вирв), доцільно передбачати спеціальні пристрої.

Подачу осушувальних станцій визначають на основі спільного аналізу інтегральних кривих стоку, необхідних значень забезпечуваності відкачування, наявності регулювальних ємностей тощо. Напір визначають за виразом (4.1).

5.2 Водозабірні комунікації

Підвідні канали

Зі зрошуваних територій вода до насосних станцій надходить каналами. Поблизу кожної насосної станції осушувальні канали можуть бути об'єднані в один загальний підвідний канал, що закінчується біля водозабору аванкамерою, або впадати в регулювальну водойму, з якої, як і з аванкамери, насосна станція здійснює відкачування води.

Кожний підвідний канал до насосної станції повинен відповідати таким вимогам:

- забезпечувати пропускання витрати, що відповідає максимальній подачі насосної станції;
- за максимальної витрати швидкість води в каналі не повинна розмивати його;
- інженерно-технічні умови по трасі каналу не повинні порушувати його стійкої роботи.

Аванкамери

Підвідні канали, якими вода надходить до насосних станцій, поблизу їх водозабірних споруд для поєднання з ними розширюються, утворюючи аванкамери.

В аванкамеру вода надходить каналом, структура потоку в якому впливає на її роботу. Дно і укоси підвідного каналу, яким вода надходить до аванкамери, повинні бути очищені від рослинності, що сприяє рівномірному розподіленню швидкості в потоці і покращує умови її входження в аванкамеру та подальший рух у бік водозабору.

Перед початком аванкамери канал повинний мати пряму ділянку, на якій не повинно бути місцевих опорів, що можуть

порушувати структуру і швидкість потоку та спричиняти підвищену його турбулентність.

Кожна аванкамера під час роботи насосної станції всіма встановленими насосними агрегатами повинна забезпечувати безвідривне розтікання турбулентного потоку, який надходить із каналу, і рівномірне розподілення швидкостей при підході води до водозабору. У цьому разі досить істотним є центральний кут розкриття аванкамери, який беруть у межах $30\text{--}35^\circ$, але не більше ніж 45° .

При значному куті розкриття і великій швидкості води при її входженні в аванкамеру біля бічних відкосів можуть виникати вторинні течії (рис. 5.2). Швидкість вторинних бічних течій може досягати $30\text{--}35\%$ від швидкості основного потоку.

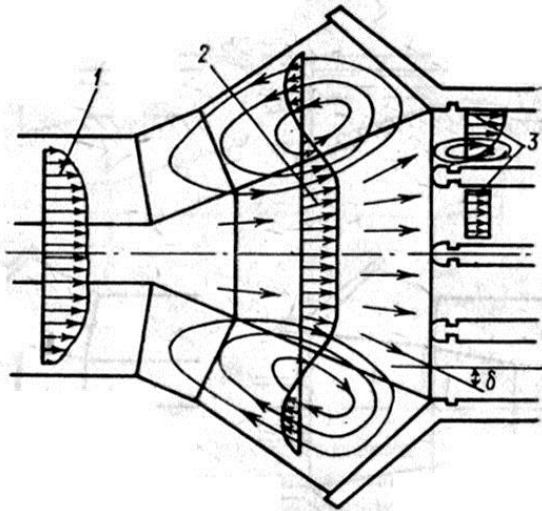


Рисунок 5.2 – Характер течії в аванкамері з прямим ухилом дна під час роботи всіх агрегатів насосної станції:

1 – етюра швидкостей у підвідному каналі; 2 – етюра швидкостей в аванкамері; 3 – етюри швидкостей у водоприймальних камерах

Створити рівномірні швидкості руху води в межах аванкамери та уникнути виникнення в ній вторинних течій при

прийнятому центральному куті розкриття аванкамери можна декількома способами:

– створенням ділянки в межах аванкамери зі зворотним ухилом її дна;

– при збереженні прийнятого прямого ухилу дна аванкамери на певній відстані від її початку встановлюють поперечну стінку (рис. 5.3).

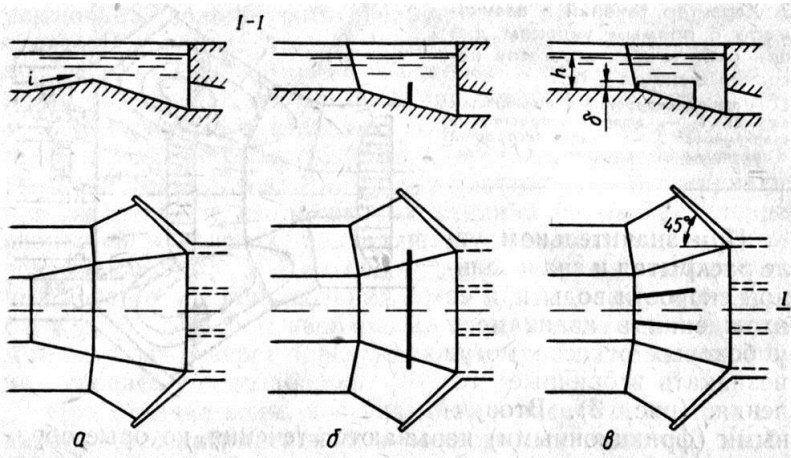


Рисунок 5.3 – Конструкції, що дозволяють створити рівномірний розподіл швидкостей руху води в аванкамерах насосних станцій:

а – аванкамера зі зворотним ухилом дна на входній ділянці;

б – аванкамера з порогом; в – аванкамера з позовжніми напрямними стінками

З метою уникання потрапляння плаваючих предметів та для грубого очищення води, що надходить до осьових занурювальних насосів, усмоктувальних труб вертикальних осьових насосів і всмоктувальних труб горизонтальних відцентрових насосів, застосовують сміттеутримувальні решітки. Їх встановлюють на входах в усмоктувальні труби вертикальних осьових насосів, на входах у водозабірні колодязі, в яких розміщені всмоктувальні труби горизонтальних відцентрових насосів, а також в аванкамерах (рис. 5.4).

У разі розміщення осьових занурюваних електронасосів або всмоктувальних труб горизонтальних відцентрових насосів в аванкамерах або водоймах сміттеутримувальні решітки встановлюють в аванкамерах на деяких відстанях від водозабірних пристроїв. Місце встановлення сміттеутримувальних решіток визначають площею решітки, через яку потік повинен проходити зі швидкістю не більше ніж 0,7–0,8 м/с.

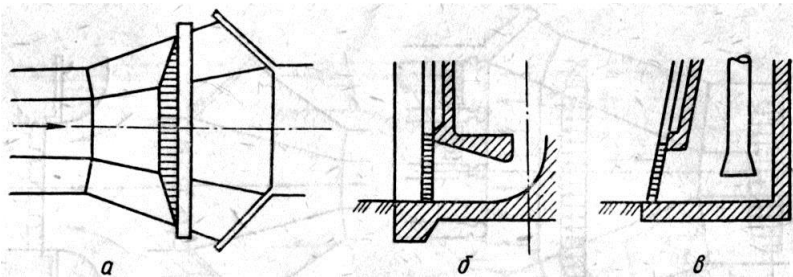


Рисунок 5.4 – Розміщення сміттеутримувальних решіток:
а – в аванкамерах; б – на входах у вигнуті всмоктувальні труби;
в – на входах у водозабірні колодязі

Сміттеутримувальні решітки, встановлені в аванкамерах, вхідних отворах усмоктувальних труб або водозабірних колодязів, мають вигляд рам із металевих кутників, у яких закріплені вертикально встановлені металеві полоси. Під час експлуатації їх необхідно регулярно очищувати. Для полегшення підняття сміттеутримувальних решіток, їх транспортування, а також транспортування сміття, видаленого під час очищення, передбачають підйомно-транспортні механізми. На великих насосних станціях є можливим установа сміттеутримувальних решіток із механічним очищенням.

У разі встановлення на насосних станціях осушувальних систем вертикальних осьових насосів їх усмоктувальні труби зазвичай виконують у блоках із підземними частинами будівель. Для вертикальних осьових насосів із діаметром робочих коліс до

870 мм можуть бути використані два види всмоктувальних труб: вигнуті конічні та прямокутні (рис. 5.5).

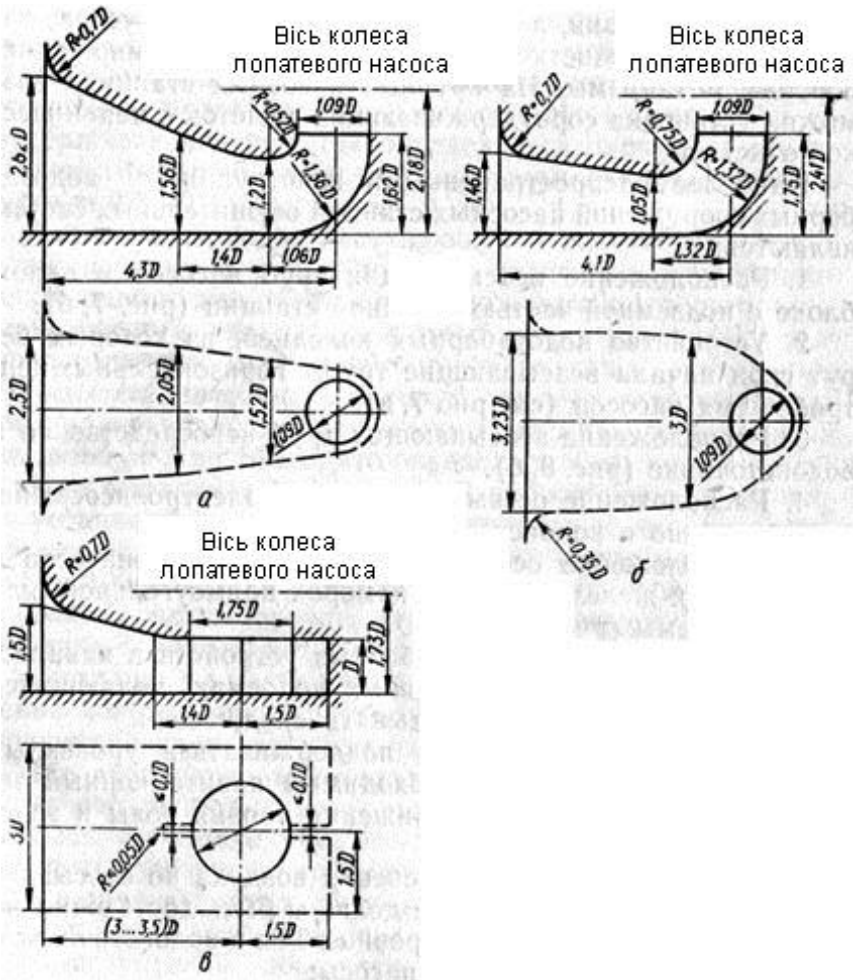


Рисунок 5.5 – Форми і розміри всмоктувальних труб у разі встановлення вертикальних осьових насосів:
 а – звичайна; б – розширена; в – камерний підвід

За зміни форми або розмірів усмоктувальної труби є можливим відтискування потоку на вході в насос, що може спричиняти нерівномірне надходження води на робоче колесо і в

результаті – виникнення радіального зусилля (рис. 5.6). Це зусилля (залежно від його величини) викликає можливість однобічного навантаження в напрямному підшипнику, посилене його зношування і можливість зміщення вала з робочим колесом у напрямку дії зусилля. Водночас можуть відбуватися посилене стирання зовнішніх кромки лопатей робочого колеса та зношування внутрішньої поверхні робочої камери насоса в напрямку дії зусилля. У бік, протилежний напрямку дії радіального зусилля, збільшується зазор між зовнішніми кромками лопатей робочого колеса і внутрішньою стінкою робочої камери. Це спричиняє витікання перекачуваної води, що знижує к. к. д. насоса, а також сприяє виникненню щільної кавітації, яка руйнує в цьому місці внутрішню поверхню робочої камери і зовнішні кромки лопатей робочого колеса.

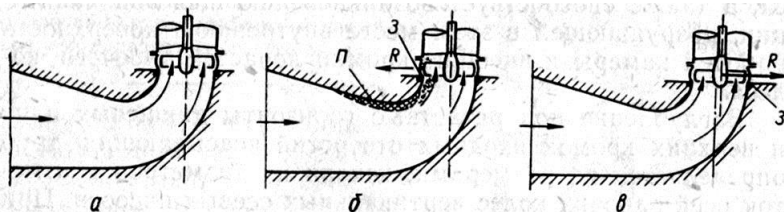


Рисунок 5.6 – Вплив нерівномірного надходження води на робоче колесо осьового насоса:

- а – рівномірне надходження води на робоче колесо;
 б – у результаті припливу П виникають відтискування потоку в зоні З, нерівномірне надходження води на лопаті робочого колеса і радіальне зусилля; в – незбіг вертикальних осей насоса і всмоктувальної труби викликає вихороутворення в зоні З і нерівномірне надходження води на лопаті робочого колеса, що спричиняє радіальне зусилля*

Для спрощення конструкцій водозаборів та зниження вартості їх будівництва іноді на малих та середніх насосних станціях із горизонтальними відцентровими насосами всмоктувальні труби розміщують безпосередньо в аванкамері (рис. 5.7).

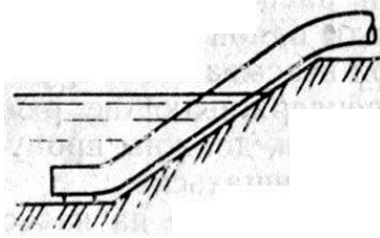


Рисунок 5.7 – Розміщення всмоктувальних труб відцентрових насосів у аванкамерах

На насосних станціях осушувальних систем широко використовують осьові занурювальні електронасоси 1ОПВ2500-4,2, установлені на напрямних, розмічених під кутом $30\text{--}45^\circ$ на укосі вододжерела, які виймають на період проведення ремонтів, або на спеціальному шарнірі, що дозволяє повертати насос угору для розміщення агрегата вище від рівня води (рис. 5.8).

Іноді для можливості виконання ремонтних робіт без переміщення з місця встановлення осьові занурювальні електронасоси розміщують у спеціальних залізобетонних колодязях (рис. 5.9) з облаштуванням їх необхідним підйомно-транспортним обладнанням, а вхідних отворів – сміттеутримувальними решітками.

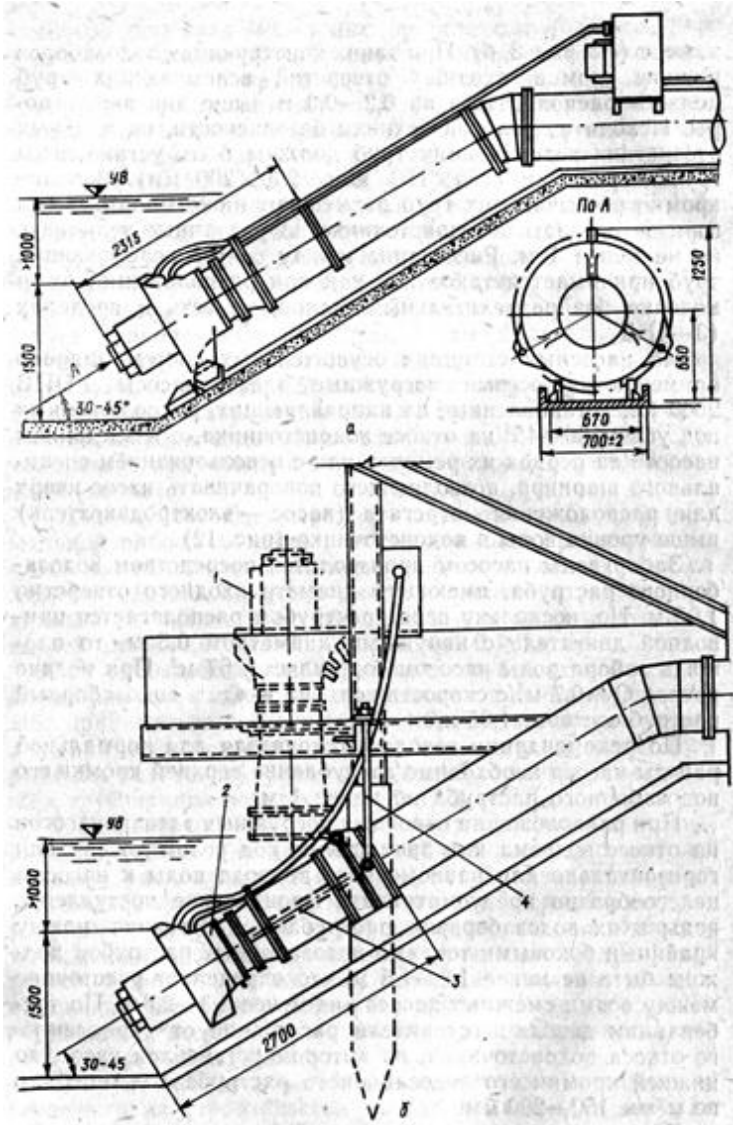


Рисунок 5.8 – Варіанти встановлення насосів ІОПВ2500-4,2 для заборів води з відкритих водойм:
а – на санчатах; б – на шарнірі; 1 – положення насоса під час ремонту; 2 – те саме під час роботи; 3 – положення тяги під час транспортування; 4 – те саме під час роботи

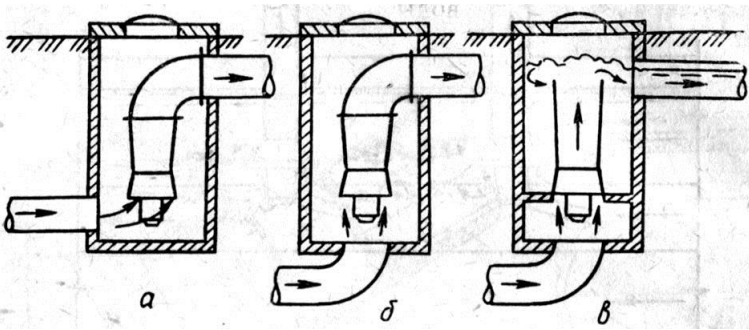


Рисунок 5.9 – Розміщення занурюваних осьових електронасосів у вертикальних камерах:

а – в прямокутній камері; б – у круглій камері з подаванням води в напірний трубопровід; в – у круглій камері з відведенням води по самопливній трубі

5.3 Водовипускні споруди

Водовипускні споруди сполучають напірні трубопроводи насосних станцій із відповідними каналами або іншими водоприймачами та забезпечують:

- недопущення підняття води насосами вище від розрахункових рівнів у відповідних каналах чи інших водоприймачах;

- сполучення напірних трубопроводів із відповідними каналами чи іншими водоприймачами з мінімальними гідравлічними опорами;

- гасіння енергії води під час її зливання з напірних трубопроводів, вирівнювання течії на початкових ділянках відповідних каналів;

- запобігання потраплянню води з відповідних каналів чи інших водоприймачів у напірні трубопроводи й далі в насоси під час їх зупинки;

- впускання необхідної кількості повітря в напірні трубопроводи для недопущення утворення вакууму під час зливання з них води.

Кожна водовипускна споруда складається з двох елементів: кінцевих ділянок напірних трубопроводів та водобійної частини (рис. 5.10).

Для запобігання потраплянню води з відповідних каналів у напірні трубопроводи під час зупинення насосів у кінцевих перерізах дифузорів установлюють зворотні клапани-хлопавки. Під час роботи насоса потік, що рухається в трубопроводі, підтримує зворотний клапан-хлопавку, встановлений у кінцевому перерізі дифузора, у відкритому положенні. Але оскільки зворотний клапан-хлопавка є гідравлічним опором, то на його подолання витрачається певна енергія. Під час зупинення насоса рух води в трубопроводі припиняється і під дією власної ваги хлопавка опускається й перекриває вихідний переріз дифузора.

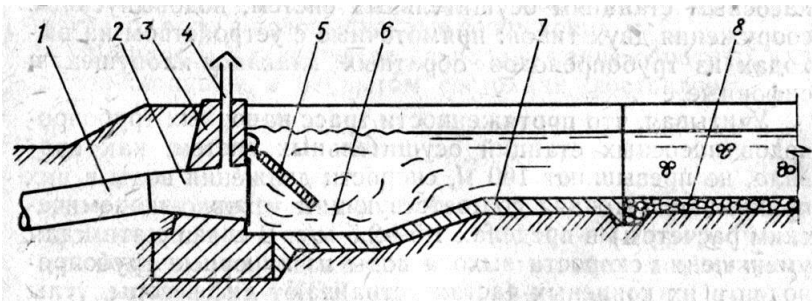


Рисунок 5.10 – Водовипускна споруда проточного типу зі зворотним клапаном-хлопавкою:

- 1 – напірний трубопровід; 2 – дифузор; 3 – підпірна стінка;
4 – повітряна трубка; 5 – зворотний клапан-хлопавка;
6 – водобійна частина споруди; 7, 8 – ділянки відповідного каналу

Іншим типом водовипускних споруд, що найбільш часто застосовуються на насосних станціях осушувальних систем, є водовипускні споруди сифонного типу (рис. 5.11).

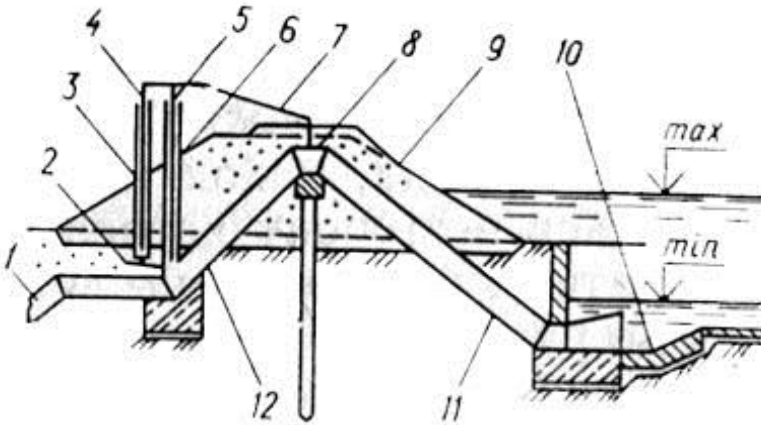


Рисунок 5.11 – Сифон із клапаном зриву вакууму:

- 1 – напірний трубопровід; 2 – з'єднувальна трубка; 3 – стакан;
 4 – додаткова повітряна трубка; 5 – повітряна трубка;
 6 – стояк; 7 – повітропровід; 8 – горловина сифона; 9 – дамба;
 10 – водобійний колодязь; 11 – низхідна гілка сифона;
 12 – висхідна гілка сифона

Істотна відмінність водовипускних споруд сифонних від прямотечійних полягає в тому, що лише при зарядженні сифона, коли в його горловині міститься повітря, насос подає воду з дещо підвищеним напором. Після того як потоком води повітря, що знаходилося в горловині сифона, буде винесене, сифон вважається зарядженим, і насос подає воду на відмітки рівнів у відвідному каналі. У цьому разі до загальних втрат напору в трубопроводі додаються втрати напору в сифоні, які є незначними.

Під час зупинення насоса рух води в трубопроводі припиняється, а якщо зупинення виконане при відкритій напірній засувці та відсутності зворотного клапана в насосі, то вода, що знаходиться в трубопроводі, починає рухатися в бік насоса і обертати його робоче колесо в зворотному напрямку.

Для запобігання потраплянню води з відвідних каналів у напірні трубопроводи й далі у насоси сифони обладнують клапанами зриву вакууму, які під час руху води в трубопроводі

від насоса до водовипускної споруди перебувають у закритому стані, а під час зупинення насоса, коли швидкість води в трубопроводі близька до нульової, відкриваються і випускають повітря у верхні частини сифонів, цим розривають потік. Водночас через насос тече вода, що знаходилася в трубопроводі та висхідній гілці сифона, а вода, що містилася у низхідній гілці сифона, тече у відповідний канал.

5.4 Насосне обладнання осушувальних станцій

На осушувальних насосних станціях застосовують таке насосне обладнання:

- горизонтальні консольні відцентрові насоси;
- горизонтальні відцентрові насоси з двобічним входом;
- вертикальні осьові насоси типів ОВ та ОПВ.

Електронасос осьовий занурювальний 1ОПВ2500-4,2 (рис. 5.12) є моноблочним агрегатом з убудованим електродвигуном.

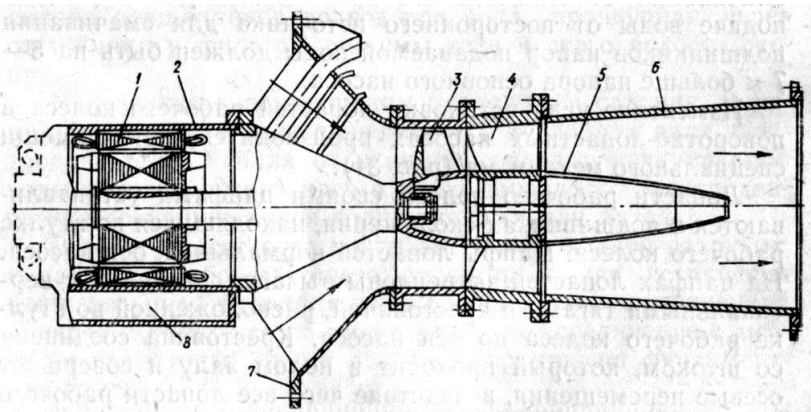


Рисунок 5.12 – Схема осьового занурювального електронасоса 1ОПВ25-4,2:

- 1 – герметична капсула електродвигуна; 2 – електродвигун;
 3 – робоче колесо насоса; 4 – випрямний апарат; 5 – обтічник;
 6 – напірний патрубок; 7 – усмоктувальний патрубок;
 8 – збірник витоків

Статор електродвигуна розміщений у герметичному корпусі з боку всмоктувальної частини електронасоса. У порожнину електродвигуна подається постійний надлишковий тиск повітря. У нижній частині електродвигуна розміщений збірник витоків через ущільнення вала і конденсату, що утворюється на внутрішніх поверхнях капсули двигуна. Вода, яка надходить у збірник, видаляється надлишковим тиском усередині капсули по рукаву, з'єднаному з атмосферою. Електроенергія до двигуна подається по гнучкому силовому кабелю.

Ротор електронасоса має загальний вал, на якому насаджені ротор електродвигуна і консольне робоче колесо насоса. Ротор обертається у двох радіальних шарикових підшипниках, один з яких самоустановлюваний, що компенсує температурні розширення деталей ротора і корпусу. Осьове зусилля, що виникає на робочому колесі насоса, і маса ротора сприймаються упорним шариковим підшипником.

Робоче колесо насоса з жорстко закріпленими лопатями або суцільновідлите. Ущільнення виходу вала з електронасоса складається з чотирьох армованих манжет. У зоні манжет вал захищений втулкою з нержавіючої сталі.

Електронасоси виготовляють двома варіантами залежно від установлення на робочому місці: на санчатах (див. рис. 5.8 а) або на шарнірі (див. рис. 5.8 б).

5.5 Компонування обладнання

У насосних станціях осушувальних систем зазвичай застосовують низьконапірні горизонтальні відцентрові, вертикальні осьові насоси, а також занурювальні електронасоси. Ці насоси досить чутливі до розподілення швидкостей води на вході в насос і на виході з нього. У зв'язку з цим під час обґрунтування розміщення насосів необхідно забезпечувати сприятливі умови підведення води до насосів та її відведення на виході з них. Наведені вимоги забезпечуються відповідним розміщенням усмоктувальних та напірних трубопроводів під час комплектування основного обладнання, яке повинно передбачати:

– розміщення агрегатів у плані та за висотою, що забезпечує надійність їх роботи з високим к. к. д.;

– раціональне прокладення і приєднання до насосів усмоктувальних і напірних трубопроводів за умови мінімальних гідравлічних опорів та простоти вузлів комунікації;

– безпечність, зручність і простоту технічного обслуговування насосних агрегатів та арматури, виконання ремонтних робіт;

– можливість установаження додаткових або допоміжних агрегатів і механізмів, а також розширення насосної станції.

Насосні агрегати як у будівлях осушувальних насосних станцій, так і на їх майданчиках в основному розміщують за трьома схемами:

– однорядне розміщення горизонтальних відцентрових насосів, за якого їх поздовжні осі паралельні одна одній;

– однорядне розміщення цих самих агрегатів, але при положенні їх осей на одній прямій;

– розміщення вертикальних осьових насосів (або занурювальних електронасосів у будь-якому положенні) за умови, що їх вертикальні осі знаходяться в одній площині, а горизонтальні осі всмоктувальних і напірних трубопроводів розміщені паралельно одна одній.

Однорядне розміщення агрегатів, за якого їх осі паралельні одна одній (рис. 5.13), використовують в основному для консольних насосів з урахуванням того, що всмоктувальні труби, які йдуть від водозабору, без особливих вигинів приєднують до всмоктувальних патрубків насосів, що забезпечує сприятливі умови підводів води до робочих коліс насосів.

Напірні лінії від насосів типу К можуть бути спрямовані у боки під кутами, кратними 90° , але в усіх випадках виникає необхідність встановлення відводів або колін для спрямування в бік, протилежний водозабору, – до водовипускної споруди. Таке прокладання напірної лінії спричиняє деяке збільшення гідравлічних опорів і відповідно збільшення споживання електроенергії.

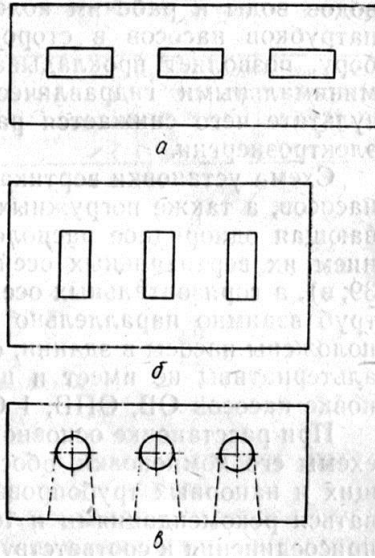


Рисунок 5.13 – Розміщення насосів у будівлях насосних станцій:
а – послідовне розміщення горизонтальних відцентрових насосних агрегатів; б – паралельне розміщення горизонтальних відцентрових насосних агрегатів; в – розміщення вертикальних осьових насосних агрегатів

Схема розміщення обладнання, що передбачає однорядне розміщення агрегатів при положенні їх осей на одній прямій (рис. 5.13 а), використовується при застосуванні насосів типу Д. Така схема дозволяє розмістити насоси таким чином, щоб їх усмоктувальні патрубки були спрямовані в бік водозабору. Це дозволяє прокладати всмоктувальні труби від джерел води до насосів без особливих згинів та зламів, що забезпечує сприятливі умови підведення води до робочих коліс. Розміщення напірних патрубків насосів у бік, протилежний водозабору, дозволяє прокладати напірні трубопроводи з мінімальними гідравлічними опорами, в результаті цього знижується витрата споживаної агрегатом електроенергії.

Схема встановлення вертикальних відцентрових і осьових насосів, а також занурювальних електронасосів, що передбачає

однорядне розміщення агрегатів із проходженням їх вертикальних осей в одній площині (рис. 5.13 в), а горизонтальних осей їх усмоктувальних і напірних труб – взаємно паралельно незалежно від того, розміщені насоси в будівлях, окремих блоках або трубах.

Під час розміщення основного обладнання після вибору схеми його компоновання, обґрунтовуючи прокладання всмоктувальних і напірних трубопроводів, необхідно керуватися рекомендаціями й технічними вимогами їх приєднання до відповідних фланців насоса, а також вимогами нормативних документів щодо розміщення запірної арматури і фасонних частин, за якого були б витримані сприятливі гідравлічні умови протікання води, а також його зручне технічне обслуговування (рис. 5.14).

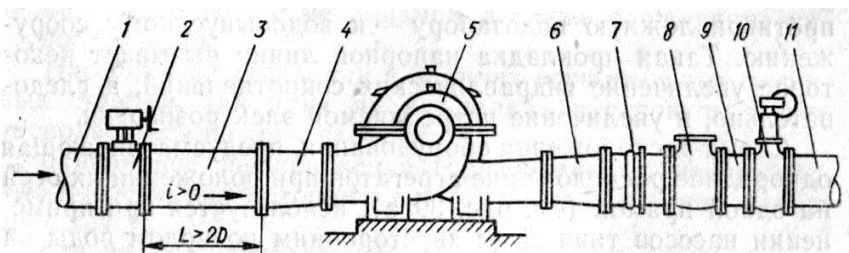


Рисунок 5.14 – Розміщення запірної арматури при встановленні горизонтального відцентрового насоса:

- 1 – усмоктувальна труба; 2 – поворотний дисковий затвор із ручним приводом; 3 – прямий патрубок довжиною не менше ніж два діаметри; 4 – косий однобічний перехід; 5 – насос; 6 – рівнобічний перехід; 7 – компенсатор; 8 – зворотний клапан; 9 – патрубок; 10 – засувка з електроприводом; 11 – напірна труба

Компоновання насосно-силового обладнання в будівлях насосних станцій осушувальних систем повинне бути таким, за якого всмоктувальні й напірні трубопроводи проходили б через стіни будівель без відводів і вигинів, тобто щоб осі трубопроводів не збігалися з осями колон або не потрапляли б у ребра залізобетонних панелей будівель насосних станцій.

Зусилля, що виникають у трубопроводах: вертикальні – від лінійного розширення труб за зміни температури перекачуваної води не повинні передаватися на насос, оскільки його опорні частини розраховані лише на сприйняття зусиль від реакції перекачуваної води. Для недопущення передавання зусилля від лінійних розширень напірних трубопроводів між напірними патрубками насосів і напірними засувками, перед якими встановлюються зворотні клапани, передбачають розміщення сальникових компенсаторів. Зусилля, що виникають у трубопроводах, повинні сприйматися відповідними опорами або упорами, зв'язаними з основними конструкціями будівель станції. Горизонтальні зусилля, що сприймаються опорами, повинні передаватися на ребро залізобетонних панелей.

Під час компонування обладнання насосних станцій і комунікацій у них необхідно враховувати зручність експлуатації.

Тема 6

Насосні установки теплових та атомних електростанцій

- 6.1 Загальні відомості
- 6.2 Циркуляційні насосні станції
- 6.3 Енергетичні насосні установки

6.1 Загальні відомості

Циркуляційні насосні станції є одними з основних вузлів теплових електростанцій (ТЕС), що забезпечують подавання води на охолодження обладнання чи інші технологічні цілі.

У тепловій схемі енергетичної установки працює ряд насосних агрегатів, які відносять до основного енергетичного обладнання теплових електростанцій.

Як джерела водопостачання ТЕС використовують річки, природні або штучні водойми, підземні джерела.

На теплових та атомних електростанціях застосовують такі системи водопостачання: пряموструминну, зворотну, змішану.

Прямоструминна схема – всю воду забирають із джерела і скидають у відвідну мережу (рис. 6.1).

Існують такі види прямоструминних систем:

- із береговою насосною станцією;
- з двоступеневим перекачуванням (станції I і II підйомів);
- із рекуперацією теплової енергії теплої води, що скидається після конденсатора;
- з циркуляційними насосами в будівлі ТЕС;
- без циркуляційних насосів за наявності природного перевищення джерела над будівлею ТЕС.

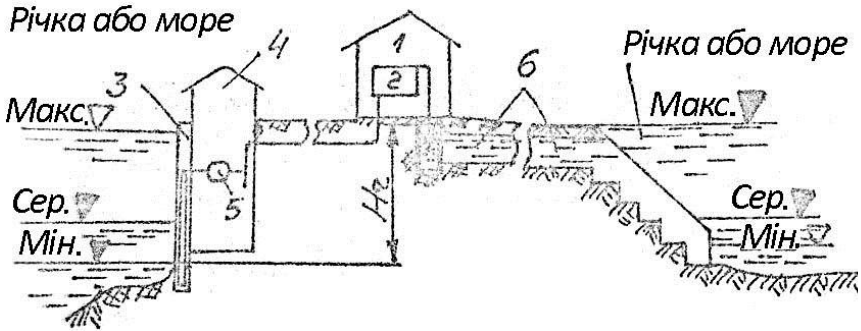


Рисунок 6.1 – Прямоструминна схема водопостачання ТЕС:

- 1 – будівля ТЕС; 2 – обладнання, яке охолоджують;
- 3 – водоприймач; 4 – насосна станція; 5 – насоси;
- 6 – відвідний канал

Зворотна схема – застосовують у разі недостатньої потужності джерела води або значного віддалення ТЕС від джерела.

Існують такі види зворотних схем водопостачання:

- із ставками-охолоджувачами. Як охолоджувальний пристрій використовують поверхню природної або штучної водойми. Місця забору та скидання води розміщують на максимально можливій відстані одне від одного;

- з градирнями. Для охолодження води споруджують порожнисті баштоподібні споруди – градирні. Градирні бувають відкриті, що охолоджуються вітром та природною циркуляцією повітря, і з убудованою баштою, циркуляцію повітря в яких забезпечують вентилятори. Теплу воду насосами подають у верхню частину градирні. Стікаючи донизу, вода охолоджується. Охолоджена вода збирається в басейні під градирнею, а з нього циркуляційними насосами подається на охолоджувальне обладнання;

- з розбризкувальними басейнами. На відкритому повітрі споруджується басейн із соплами-розбризкувачами. Тепла вода насосами подається на сопла, охолоджується в атмосфері й охолоджена збирається в басейні, звідси циркуляційними насосами подається на охолоджувальне обладнання.

Змішана (комбінована) схема – за наявності достатньої кількості води у водоприймачі система працює як пряموструминна, у випадку нестачі – як зворотна.

6.2 Циркуляційні насосні станції

Циркуляційні насосні станції вирізняються великою різноманітністю залежно від схеми водопостачання, компонування ТЕС тощо. Найчастіше насосні станції розміщують на березі водойми або річки і називають береговими насосними станціями.

Принципові схеми компонування **циркуляційних насосних станцій** систем забезпечення ТЕС використовують дві основні системи водопостачання: прямоструминну і оборотну з водоймами-охолоджувачами і градирнями. При прямотечійній системі водопостачання розрізняють централізовану й блочну схеми циркуляційних насосних станцій. При централізованій схемі (рис. 6.2 а) споруджують одну або дві насосні станції і воду подають зазвичай по двох магістральних трубопроводах, з яких її відводять до конденсаторів. При блочній схемі (рис. 6.2 б) магістральні трубопроводи відсутні, і кожний насос циркуляційної станції подає воду безпосередньо в один із конденсаторів. При оборотній системі водозабезпечення основна маса води, що пройшла через конденсатори, надходить до охолоджувачів і потім знову використовується для охолодження конденсаторів та інших теплообмінників.

Параметри циркуляційних насосних станцій визначаються характеристиками обладнання ТЕС з урахуванням можливого розширення. Подачу насосних агрегатів визначають з урахуванням роботи їх у системі (паралельна, індивідуальна). Резервні насоси зазвичай не встановлюють. Зазвичай на станціях установлюють не менше ніж чотири циркуляційні насоси для того, щоб у разі виходу з ладу одного з них була забезпечена подача не менше ніж 75 % розрахункової максимальної витрати води.

Напір насосних агрегатів залежить від схеми водопостачання.

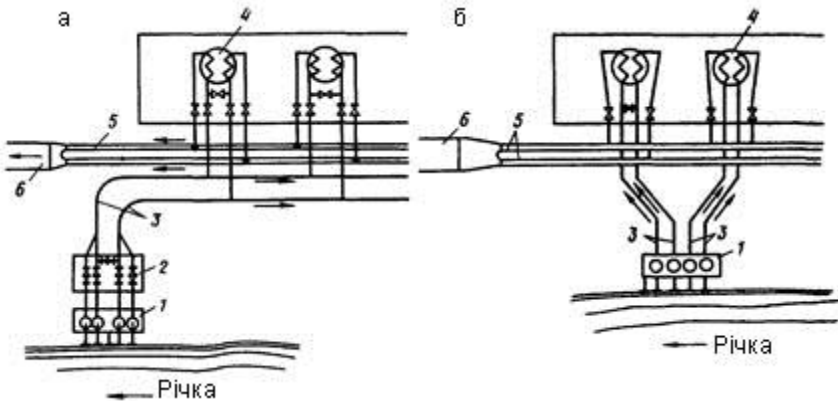


Рисунок 6.2 – Схеми циркуляційних насосних станцій пряموструминної системи водозабезпечення ТЕС:
а – централізована; б – блочна; 1 – будівля насосної станції; 2 – приміщення зворотних клапанів і засувок; 3 – напірні трубопроводи; 4 – конденсатори парових турбін; 5 – закриті самопливні відвідні канали; 6 – відкритий відвідний канал

Для прямоструминної і зворотної систем із градирнею необхідний напір визначають за виразом

$$H = H_{\Gamma} + \Sigma\Delta h, \quad (6.1)$$

де H_{Γ} – максимальна різниця відміток рівнів у приймальному і випускному резервуарах;

$\Sigma\Delta h$ – сумарні максимальні гідравлічні втрати на найбільш навантаженій ділянці мережі від приймального до випускного резервуарів.

Для систем із розбризкувальними басейнами необхідний напір дорівнює

$$H = H_{\Gamma} + \Sigma\Delta h + H_{\text{вітрян}}, \quad (6.2)$$

де H_{Γ} – різниця висот між соплом і рівнем у приймальному резервуарі;

$\Sigma\Delta h$ – сумарні гідравлічні втрати в трубопроводах, обладнанні, розбризкувачах;

$H_{\text{вільн}}$ – вільний напір у соплі ($H_{\text{вільн}} = 4,5 - 5 \text{ м}$).

У циркуляційних насосних станціях застосовують великогабаритні насосні агрегати. За умовами роботи для берегових насосних станцій найкраще підходять осьові, діагональні та відцентрові насоси вертикального виконання. Великі насоси мають малу частоту обертання, що призводить до збільшення габаритів як самого насоса, так і приводного електродвигуна. Для великих насосів із вертикальним електродвигуном доцільно застосовувати високообертові двигуни зі знижувальним редуктором (зменшення маси двигуна та об'єму будівельних робіт).

Берегові циркуляційні насосні станції (рис. 6.3) за

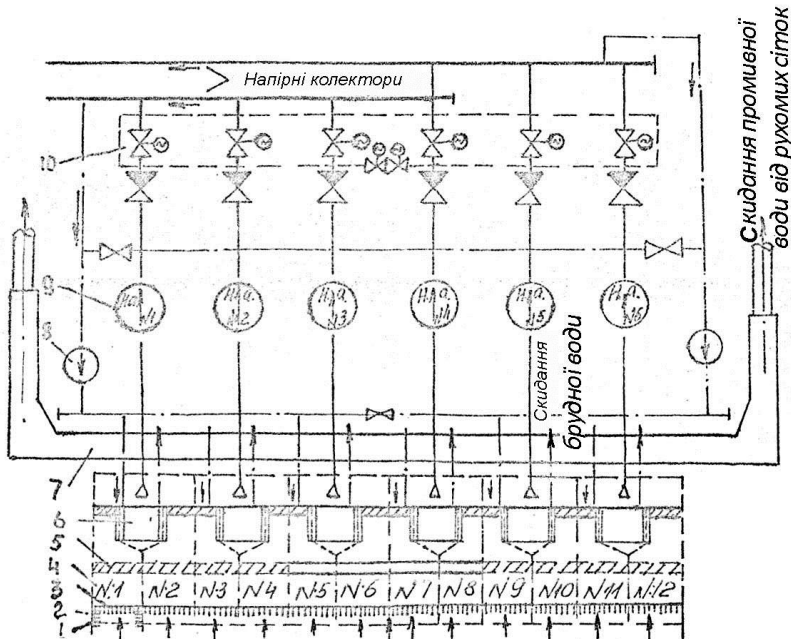


Рисунок 6.3 – Схема берегової циркуляційної насосної станції:

- 1 – ремонтний затвор; 2 – сміттєочисна машина для решіток;
- 3 – груба решітка; 4 – камера водоприймача; 5 – затвори з притисним підвісом; 6 – рухома захисна сітка; 7 – відповідна течія; 8 – промивні насоси; 9 – циркуляційні насосні агрегати;
- 10 – камера перемикавання насосів

конструкцією і складом багато в чому подібні до меліоративних насосних станцій.

Водоприймач може бути виконаний роздільним або суміщеним із будівлею насосної станції. По напірних трубопроводах (колекторах) вода подається до охолоджуваного обладнання. Відпрацьована вода самопливно по каналу або закритому водоводу скидається в резервуар.

Для підвищення надійності на кожний агрегат передбачено по дві камери водоприймача. Агрегати згруповано на два колектори, причому передбачена можливість перемикання одного з насосів групи на інший колектор.

Камера перемикання, де встановлені пристрої для керування засувками, може бути розміщена в окремій будівлі на відстані від насосної станції.

Будівлю насосної станції зазвичай виконують наземного або заглибленого типу за типовими проектами.

6.3 Енергетичні насосні установки

Енергетичні насосні установки безпосередньо під'єднані до теплової схеми електростанції і забезпечують циркуляцію живильної води в системі (рис. 6.4).

Конденсатні насосні агрегати забезпечують відкачування конденсату з конденсатора турбіни і подавання його в деаератор. Особливістю роботи конденсатних насосів є вимога забезпечення подавання за наявності пароутворення на вході в насос. Конденсатні насоси можуть працювати в режимі саморегулювання. Їх установлюють на подачу, що забезпечує повну або половинну потужність насоса. На рисунку 6.4 показані два робочих та один резервний конденсатний насос на 50 % продуктивності котла. Конденсатні насоси повинні мати стабільну напірну характеристику, що забезпечує надійну паралельну роботу на спільну систему.

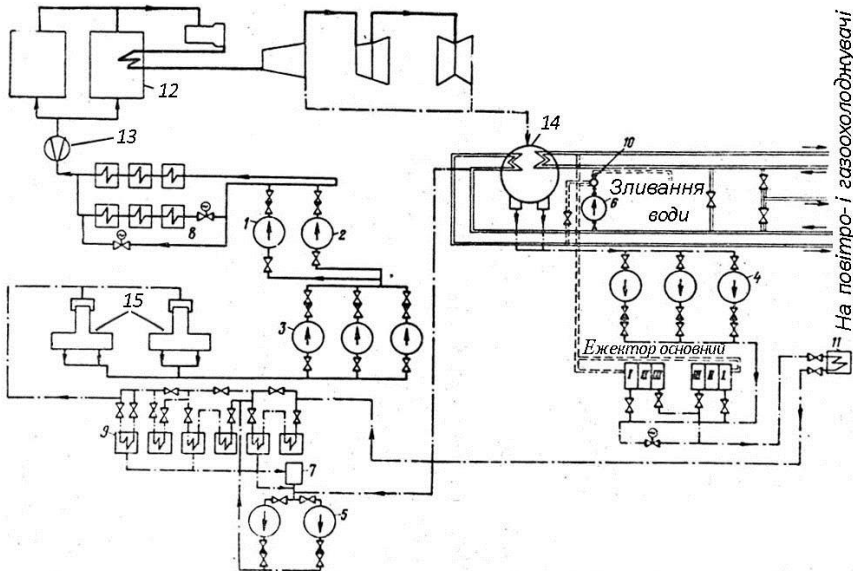


Рисунок 6.4 – Принципова схема турбоблока 300 МВт:

- 1 – турбоживильний насос; 2 – пускорезервний живильний насос;
 3 – передувімкненні насоси; 4 – конденсатні насоси; 5 – дренажні насоси;
 6 – циркуляційні насоси; 7 – розширювальний бак;
 8 – підігрівач високого тиску; 9 – підігрівач низького тиску;
 10 – ежектор пусковий; 11 – охолоджувач; 12 – котел двокорпусний;
 13 – вимірювальна діафрагма; 14 – конденсатор;
 15 – деаератор

Живильні насосні агрегати призначені для подавання живильної води в парогенератори електростанцій. Подачу живильних насосів також вибирають з умови забезпечення 50 % або повної продуктивності котла. Резервні насосні агрегати зазвичай вибирають з умови забезпечення 50 % продуктивності котла. Для особливо потужних турбоагрегатів у деяких випадках установлення живильних насосів здійснюють без резерву.

Відповідно до призначення живильні насосні агрегати повинні задовольняти такі основні вимоги:

– показники надійності їх роботи повинні бути не нижчими від показників надійності турбоагрегата;

– повинна бути забезпечена надійна паралельна робота насосних агрегатів, для цього вони повинні мати стабільну напірну характеристику;

– агрегати повинні забезпечувати зміну параметрів у визначених межах за зміни режиму роботи турбоагрегата.

Для потужних головних живильних насосів (на 100 % продуктивності котла) як привод часто використовують парову турбіну. Пускорезервні живильні насосні агрегати у своєму складі мають гідромуфту для безступінчастого регулювання подачі.

На рисунку 6.5 наведені найбільш поширені схеми ввімкнення живильних і конденсатних насосних агрегатів у теплову схему ТЕС без урахування кількості агрегатів і типу привода.

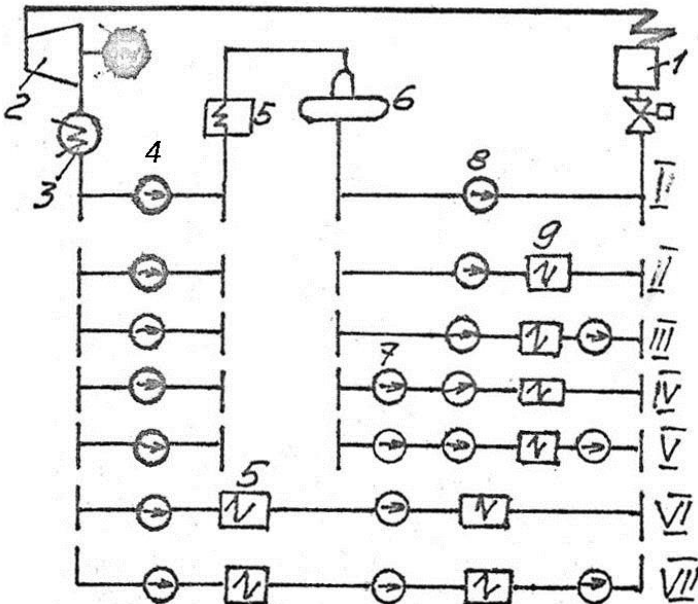


Рисунок 6.5 – Схема ввімкнення насосів на ТЕС:

- 1 – паровий котел; 2 – турбоагрегат; 3 – конденсатор;
 4 – конденсатні насоси; 5 – підігрівник низького тиску (ПНТ);
 6 – деаератор; 7 – бустерні насоси; 8 – живильні насоси;
 9 – підігрівник високого тиску (ПВТ)

У схемі I передбачений один підігрівач. Тому деаератор працює за тиску 20–25 атм і температури води 220–230 °С. Ущільнення живильних насосів повинні бути розвантажені від високого тиску. Ця схема трапляється досить рідко.

Схема II. Перед деаератором встановлено ПНТ. Деаератор працює за загальноприйнятих значень тиску насичених парів (3–10 атм). Основне підігрівання води здійснюється в ПВТ. За такою схемою працює більшість вітчизняних ТЕС.

Схема III. Із зростанням тиску нагнітання живильних насосів ускладнюються конструкція і виготовлення ПВТ. У цьому випадку живильний насосний агрегат поділяють на два насоси: передувімкнений і основний, а ПВТ встановлюють між ними. Така схема ввімкнення ПВТ потребує передбачення розвантаження та охолодження кінцевих ущільнень основного насоса.

Схеми IV і V відрізняються від схем II і III тим, що перед живильними насосами встановлені бустерні для забезпечення безкавітаційної їх роботи за заданого підпору.

Схеми VI і VII називають беаераторними. Конденсатні насоси подають воду безпосередньо у вхідний патрубок живильних насосів. Таку схему можна застосовувати за наявності достатнього рівня дегазації живильної води в конденсаторі, високої надійності роботи конденсатних насосів, забезпечення можливості короточасної роботи живильних насосів за наявності кавітації на вході.

Для запобігання надмірному нагріванню води в живильному насосі при закритій напірній засувці (зворотному клапані) через нього за допомогою клапана рециркуляції здійснюють пропускання мінімально необхідної витрати води для відведення тепла. Роботу клапана рециркуляції узгоджують із положенням зворотного клапана.

Тема 7

Насосні станції магістральних нафтопроводів

7.1 Магістральні насосні станції

7.2 Технологічні схеми нафтоперекачувальних станцій

7.3 Основне та допоміжне обладнання магістральної насосної станції

7.1 Магістральні насосні станції

Місця розміщення насосних та компресорних станцій на трасі трубопроводів визначають відповідно до гідравлічного розрахунку.

Загальну кількість насосних станцій n на магістральному трубопроводі визначають з балансу енергій:

$$n \cdot H_{cm} = z_2 - z_1 + \Sigma \Delta h, \quad (7.2)$$

де H_{cm} – сумарний статичний напір однієї насосної станції;

z_1, z_2 – геодезичні відмітки початку і кінця магістралі;

$\Sigma \Delta h$ – сумарні гідравлічні втрати в магістралі.

Під час розрахунку n округлюють до цілого числа, а пропускну здатність магістралі на окремих ділянках вирівнюють за допомогою лупінгів – паралельних трубопроводів на окремих ділянках магістралі.

Генеральний план станції містить комплексне рішення планування та благоустрою території, розміщення будівель і споруд, транспортних комунікацій та інженерних мереж відповідно до існуючих норм проектування й конкретних геологічних і гідрогеологічних умов та рельєфу місцевості.

Приблизний план розміщення будівель і споруд на майданчиках нафтоперекачувальної станції наведено на рисунку 7.1.

Головна перекачувальна станція містить у своєму складі: насосну; резервуарний парк; камеру запуску пристроїв очищення трубопроводів, суміщену з вузлом підключення перекачувальної станції до магістрального трубопроводу; мережу технологічних трубопроводів із майданчиками фільтрів та камерами засувок або вузлами перемикання; знижувальну електростанцію з відкритим розподільним пристроєм або електростанцію для власних потреб, якщо основні насоси обладнані приводом від двигунів внутрішнього згоряння або газотурбінних установок; комплекс споруд для водопідготовки та водозабезпечення станції та жилого поселення; комплекс каналізаційних споруд; котельню з тепловими мережами; об'єкти допоміжних служб; адміністративний блок і складські приміщення.

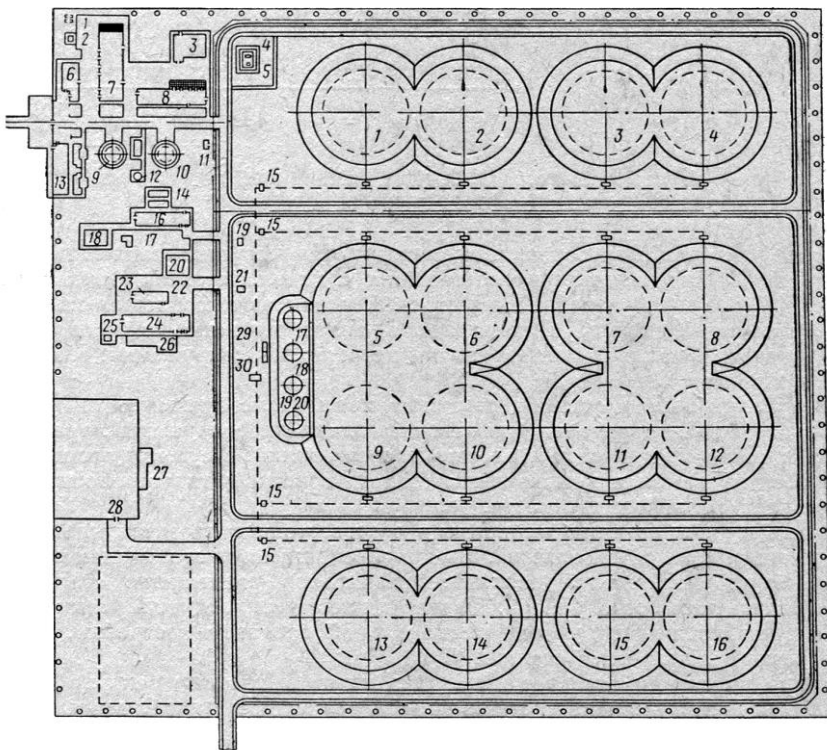


Рисунок 7.1 – Генеральний план насосної станції

Проміжні перекачувальні станції мають у своєму складі ті самі об'єкти, що й головні, але місткість їх резервуарних парків значно менша, ніж на головних станціях.

7.2 Технологічні схеми нафтоперекачувальних станцій

Принципова схема комунікацій, що передбачає проведення операцій із перекачування, має назву технологічної. Основні вузли технологічних схем – обв'язування підпірних та основних насосів і резервуарів.

Залежно від схеми приєднання насосів і резервуарів проміжних станцій можна здійснювати різні системи перекачування нафти та нафтопродуктів трубопроводами. Зазвичай виділяють такі схеми перекачування (рис. 7.2): постанційну (а), через один резервуар насосної станції (б), з під'єднаним резервуаром (в), із насоса в насос (г).

На рисунку 7.2 а показана постанційна система перекачування, або система перекачування через резервуари насосних станцій. Нафта приймається почергово в один із резервуарів станції, подання на наступну станцію здійснюється з іншого резервуара. Почергове заповнення та спорожнення резервуарів станцій дозволяють виконувати достатньо точний облік перекачування нафти, що надходить із попередньої станції, й у той самий час вести облік відкачування на наступну станцію. За цієї системи перекачування відбуваються значні втрати нафти від випаровування, тому її недоцільно застосовувати під час перекачування сирої нафти та світлих нафтопродуктів.

Під час перекачування через один резервуар насосної станції (рис.7.2 б) нафта від попередньої станції надходить до резервуара, що є буфером, та одночасно відкачується з нього. Ця система не дозволяє виконувати постанційного обліку перекачування. Втрати нафти від випаровування під час роботи за цією схемою є також великими внаслідок посиленого руху нафти в резервуарі. Ця система, як і постанційна, не рекомендована для перекачування сирої нафти та світлих нафтопродуктів.

Більш досконала система перекачування з під'єднаним резервуаром подана на рисунку 7.2 в. Рівень нафти в резервуарі коливається залежно від нерівномірності надходження та

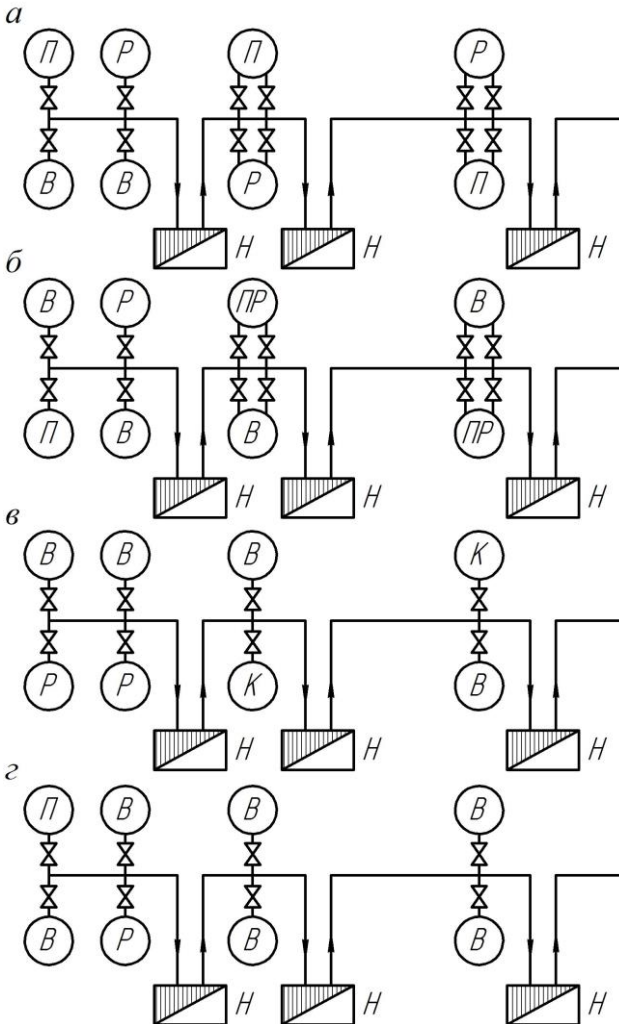


Рисунок 7.2 – Системи перекачування:

Н – насосна станція; П – приймальний резервуар; Р – витратний резервуар; ПР – приймально-витратний резервуар; В – вимкнений резервуар; К – під'єднаний резервуар

відкачування нафти. Під час синхронної роботи станцій рівень нафти в під'єднаній ємності залишається практично незмінним. Втрати нафти від випаровування в цьому разі є меншими. За наявності автоматичних лічильників цю систему перекачування можна рекомендувати для магістральних трубопроводів, обладнаних поршневыми насосами.

За системи перекачування з насоса в насос (рис. 7.2 з) резервуари проміжних станцій взагалі від'єднують від магістралі. Резервуари використовують лише для приймання нафти з трубопроводу під час аварій або ремонту. У разі від'єднаних резервуарів усуваються втрати від випаровування та повністю використовується підпір попередньої станції. Ця система передбачає повну синхронізацію перекачування та може застосовуватися під час обладнання станції відцентровими насосами.

Насосні станції з точки зору послідовності технологічних процесів можна поділити на такі основні об'єкти: резервуарний парк, що складається з декількох резервуарів із приймальними та випускними трубопроводами; насосно-двигунний зал; маніфольд – відкрите або закрите приміщення, в якому зосереджені засувки, зворотні клапани, фільтри тощо; камери пускання та приймання пристроїв очищення трубопроводів.

До складу головних перекачувальних станцій входить резервуарний парк для забезпечення безперебійної роботи трубопроводу, а під час послідовного перекачування – для накопичення нафтопродуктів.

Резервуарні парки проміжних станцій мають невеликий об'єм або взагалі відсутні. Обв'язування резервуарного парку (рис. 7.3 а, б) можна виконувати двома варіантами. При першому варіанті (рис. 7.3 а) колектор *ac* служить для заповнення резервуарів *I–IV* через засувки з непарними номерами, а колектор *bd* є всмоктувальним, по якому через засувки з парними номерами нафту відкачують насосами станції.

При другому варіанті обв'язування (рис. 7.3 б) для кожного резервуара передбачений самостійний приймально-відпускний трубопровід, а керування засувками зосереджене на

маніфольді. Ця схема дозволяє приймати нафту з будь-якого промислу в будь-який резервуар та одночасно відкачувати її з довільно вибраної ємності.

На головних станціях передбачається встановлення підпірних насосів, що забезпечують безкавітаційну роботу основних насосів. Підпірні насоси залежно від їх характеристик можуть бути з'єднані як послідовно, так і паралельно.

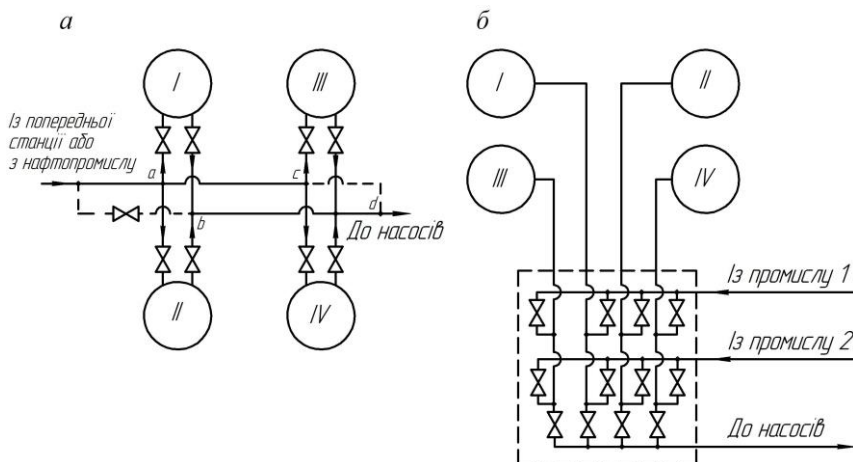


Рисунок 7.3 – Обв'язування резервуарного парку

Обв'язування для послідовної роботи основних насосів показано на рисунку 7.4. Наведена схема обв'язування дозволяє також здійснювати зворотне перекачування нафти з магістралі в резервуарний парк (наприклад, під час аварії на нагнітальному трубопроводі) за допомогою підпірних насосів.

У деяких випадках застосовують паралельне, а іноді й послідовно-паралельне з'єднання основних насосних агрегатів.

Технологічна схема головної перекачувальної станції наведена на рисунку 7.5.

Потрапивши на майданчик головної станції, нафта проходить через камеру фільтрів 10, де очищується від механічних домішок, потім через камеру витратомірів 12 та колекторами через маніфольди 16 надходить до будь-якого з резервуарів 17. Після відстоювання нафта через маніфольди

надходить до підпірної насосної станції 15. Потім підпірні насоси подають нафту на всмоктувальну лінію основної насосної станції 5. Пройшовши послідовно насосні агрегати, що працюють, та камеру регулювальних клапанів 8, нафта під тиском через камеру запуску 7 потрапляє в магістраль.

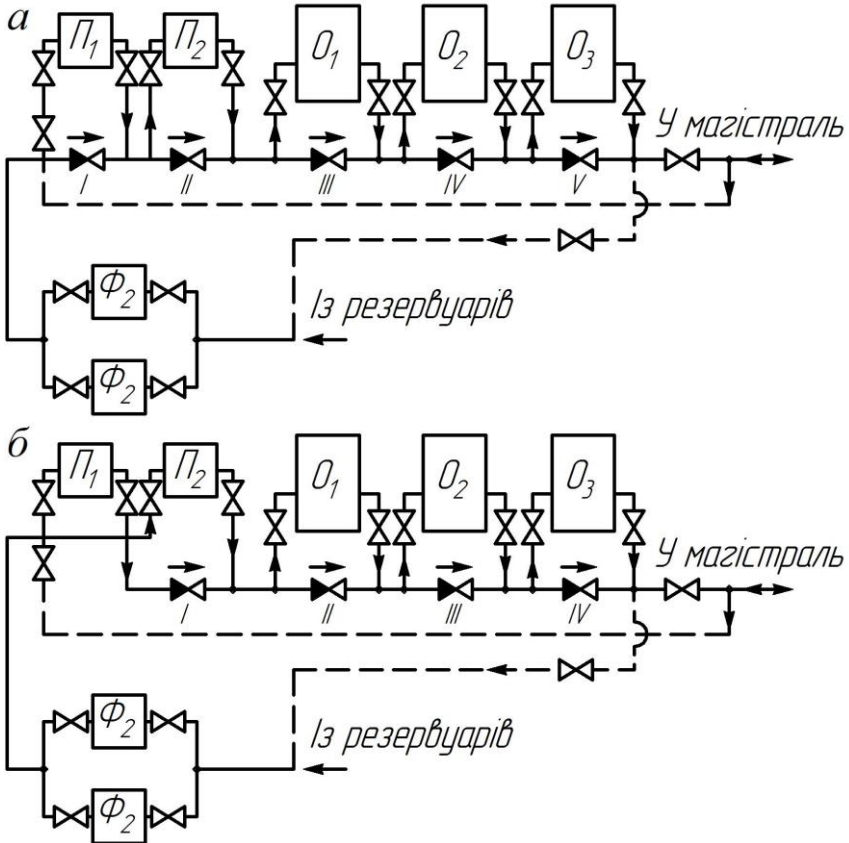


Рисунок 7.4 – Обв’язування насосів для послідовної роботи:
 а – всі насоси з’єднані послідовно; б – основні насоси з’єднані послідовно, підпірні – паралельно; O_2 , O_3 – основні насоси; Π_1 , Π_2 – підпірні насоси; Φ_1 , Φ_2 – фільтри; I–V – зворотні клапани

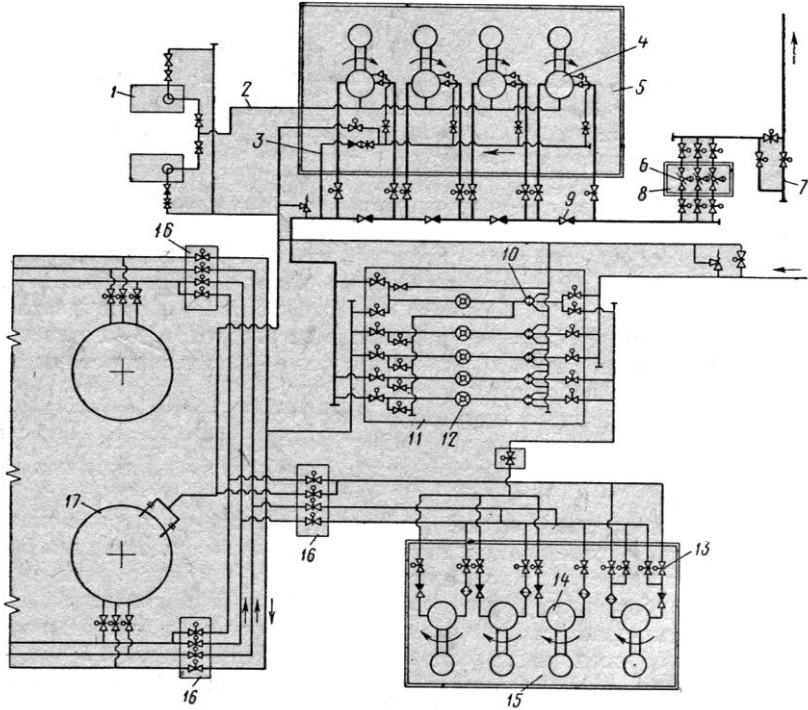


Рисунок 7.5 – Технологічна схема головної перекачувальної станції:

- 1 – резервуар-збірник витоків; 2 – колектор витоків;
 3 – колектор розвантаження; 4 – магістральний насос;
 5 – перекачувальна насосна станція; 6 – регулювальна заслінка;
 7 – вузол запуску; 8 – вузол регуляторів тиску; 9 – вузол зворотних
 клапанів; 10 – фільтр; 11 – вимірювальний вузол;
 12 – витратоміри; 13 – засувка; 14 – підірний насос; 15 – підірна
 насосна станція; 16 – вузли перемикання (маніфольди);
 17 – резервуари

Технологічна схема проміжної станції наведена на
 рисунку 7.6.

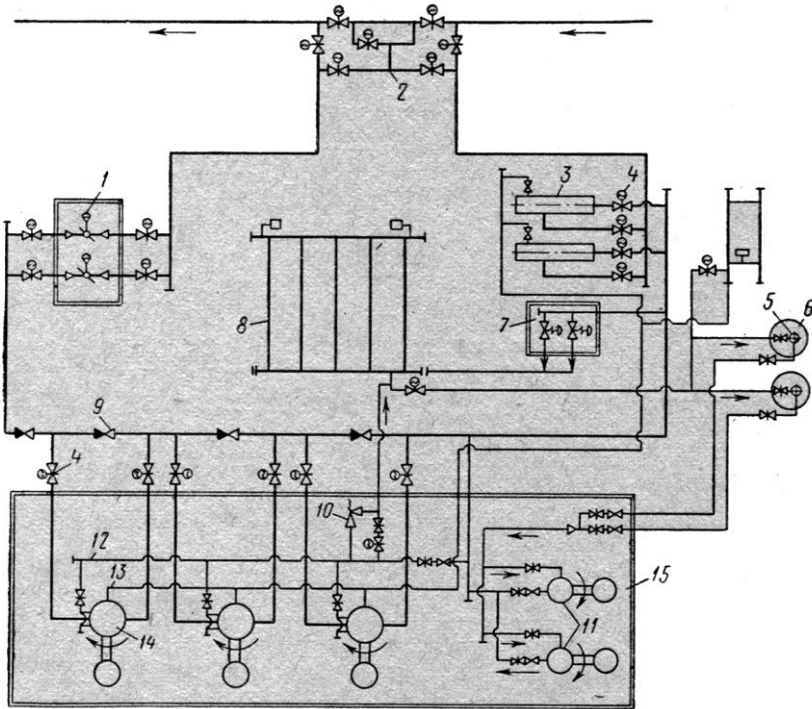


Рисунок 7.6 – Технологічна схема проміжної перекачувальної станції без ємності:

1 – регулювальна заслінка; 2 – вузол пропускання; 3 – вузол фільтрів; 4 – засувка; 5 – занурювальний насос; 6 – резервуар-збірник витоків; 7 – вузол скидання хвилі тиску; 8 – резервуар-збірник скидання ударної хвилі та розвантаження; 9 – зворотний клапан; 10 – запобіжний клапан; 11 – насос відкачування витоків; 12 – колектор розвантаження; 13 – колектор витоків; 14 – магістральний насос; 15 – насосна станція

Нафта від попередньої станції з тиском, більшим або таким, що дорівнює необхідному для безкавітаційної роботи насосів, надходить до пристрою приймання та пускання 2, а потім, пройшовши фільтри 3, потрапляє на всмоктувальну лінію насосної 15. Пройшовши агрегати, що послідовно працюють,

нафта через регулювальні клапани *I* і пристрій приймання та пускання спрямовується в магістраль.

У наведених технологічних схемах кожний із насосних агрегатів може бути резервним.

7.3 Основне та допоміжне обладнання магістральної насосної станції

Насоси

Для перекачування нафт та нафтопродуктів використовують поршневі та відцентрові насоси. Вибір насосного агрегата визначається техніко-економічними показниками з урахуванням умов його експлуатації. Як поршневі, так і відцентрові насоси мають певні переваги та недоліки.

До переваг відцентрових насосів відносять:

- відносно невеликі габаритні розміри насоса за великих подач та високих напорів;
- простоту безпосереднього приєднання вала насоса до швидкохідного привода;
- відносно меншу вартість порівняно з поршневими, простоту ремонту та експлуатації;
- можливість широкого регулювання режиму роботи без зупинення агрегата;
- можливість послідовної роботи з іншими відцентровими насосами за недостатньо високого напору;
- високий к. к. д. під час перекачування малов'язких нафт;
- можливість перекачування нафт, що містять механічні домішки.

До недоліків відцентрових насосів відносять:

- швидке зменшення подачі, напору та всмоктувальної здатності в разі зростання в'язкості рідини;
- обов'язкове заливання перед пуском та постійний підпір за нормальної експлуатації з метою запобігання виникненню кавітації;

- відносно невеликий к. к. д. за малих подач;
- відносно малий інтервал ефективної роботи насоса.

Поршневі насоси мають такі переваги:

– високий к. к. д., що істотно не змінюється від зміни в'язкості рідини;

- практичну незалежність напору насоса від подачі.

Проте поршневі насоси мають істотні недоліки з точки зору їх застосування під час магістрального транспортування нафт та нафтопродуктів:

- великі габаритні розміри за великих подач;
- обмежену можливість регулювання режиму роботи без зупинення;

–

- відносно високу вартість насосів та насосних станцій;
- складність експлуатації, необхідність великої кількості кваліфікованого обслуговуючого персоналу;

– необхідність установаження компенсаторів пульсацій для зменшення пульсацій рідини, у вигляді повітряних ковпаків, що призводить до необхідності утримувати компресорне обладнання;

– неможливість перекачування нафти, забрудненої навіть незначними твердими домішками, що призводить до руйнування клапанів, поверхонь циліндрів та плунжерів.

Більш широкого використання під час магістрального транспортування нафти та нафтопродуктів набули відцентрові насоси. Поршневі насоси конкурентоспроможні лише під час перекачування високов'язких рідин.

Для нормальних умов роботи відцентрового насоса необхідний підпір на його вході, який зазвичай створюється допоміжним підпірним насосом або за рахунок невикористаного напору попередньої насосної станції. У цьому разі основний та підпірний насоси повинні мати однакові подачі.

Підпірні насоси повинні забезпечувати хорошу всмоктувальну здатність, тому вони експлуатуються за відносно низької частоти обертання вала, мають одне робоче колесо з двобічним підведенням рідини та встановлюються якомога ближче до резервуарів.

Конструкція нафтових магістральних насосів багато в чому визначається особливостями їх експлуатації:

- забезпеченням пожежобезпечності;
- роботою в аварійному режимі без постійної присутності обслуговуючого персоналу;
- поетапним введенням в експлуатацію;
- відкритими насосними станціями.

Основні вимоги до конструкції нафтових магістральних насосів:

- забезпечення пожежо- та вибухобезпечності;
- корпус насоса повинен витримувати потрібний робочий тиск;
- робота насоса повинна бути повністю автоматизованою;
- насоси повинні комплектуватися змінними роторами на 0,5; 0,7 та 1,25 номінальної подачі для забезпечення економічної роботи при поетапному введенні нафтопроводу в експлуатацію;
- забезпечення роботи насоса за температури +50 °С;
- високий ступінь уніфікації;
- гарна ремонтпридатність.

Ці вимоги реалізуються в конструкції нафтових насосів так:

- застосування матеріалів, які не допускають іскроутворення;
- високий ступінь уніфікації елементів насоса;
- високий ступінь герметизації (кінцеві ущільнення торцевого типу з резервним торцевим ущільненням і постійним контролем витоків);
- гарна ремонтпридатність (заміна торцевого ущільнення без знімання корпусу підшипника тощо);
- корпус насоса та кінцеві ущільнення розраховують зазвичай на потрібний робочий тиск;
- наявність змінних роторів (для поетапного введення нафтопроводу в експлуатацію необхідні насоси з постійними напорами, але різними подачами).

Вітчизняна промисловість випускає нафтові насоси, що застосовуються на магістральних трубопроводах для перекачування нафти та нафтопродуктів із температурою до 80 °С, з кінематичною в'язкістю, не вищою ніж 3 см²/с, та вмістом механічних домішок, не більшим за 0,05 %.

Залежно від необхідних параметрів головні магістральні насоси мають такі конструктивні схеми:

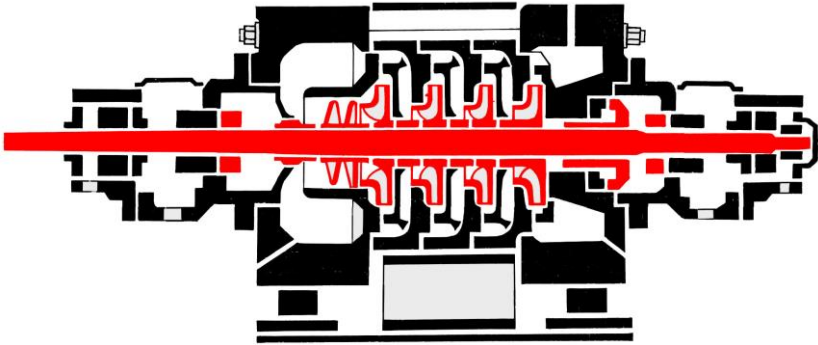
– при подачах до 1 000 м³/год – горизонтальні багатоступеневі однокорпусні (рис. 7.7);

– при подачах більших або таких, що дорівнюють 1 250 м³/год, – горизонтальні одноступеневі спірального типу Д (рис. 7.8);

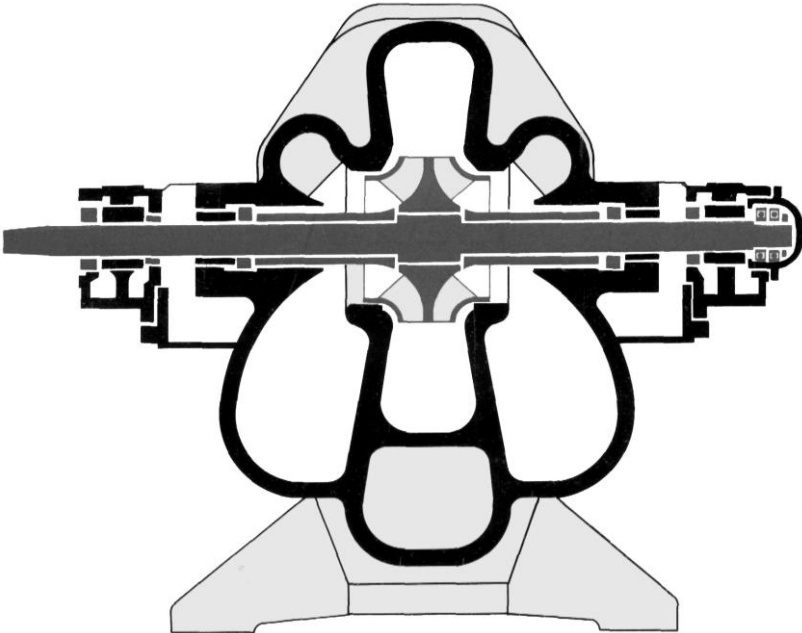
– підпірні магістральні нафтові насоси, які мають вертикальну одноступеневу конструкцію типу НПВ (рис. 7.9) або горизонтальну типу НМ;

– насоси відкачування витоків – вертикальні багатоступеневі (подача до 50 м³/год і напір до 350 м).

Насоси серії НМ типу Д – відцентрові, одноступеневі, горизонтальні, спірального типу. Патрубки насосів розміщені в нижній частині корпусу та спрямовані в різні боки. Робоче колесо з двобічним входом забезпечує розвантаження ротора від осьових зусиль. Залишкові осьові зусилля сприймаються радіально-упорними підшипниками. Опорами ротора є підшипники ковзання, до яких подається масло від централізованої системи змащування та маслоохолодження.



**Рисунок 7.7 – Насос нафтовий магістральний типу *НМ*
секційний**



**Рисунок 7.8 – Насос нафтовий магістральний *НМ*
типу *Д***

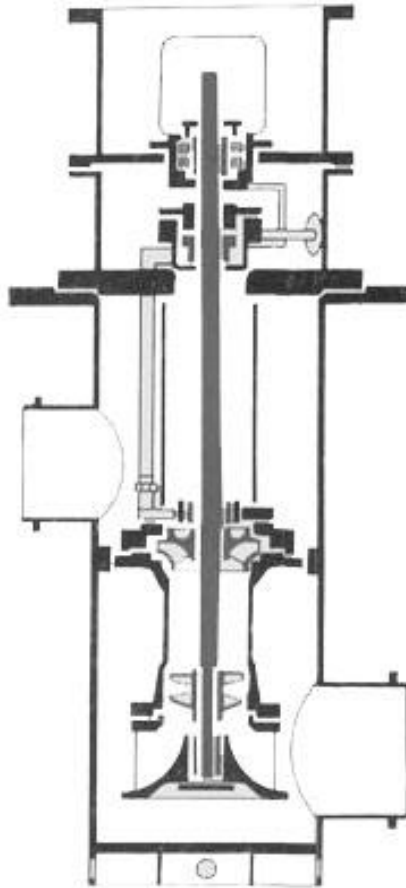


Рисунок 7.9 – Насос нафтовий підірний вертикальний типу ПНВ

Нормальний ряд насосів серії НМ наведено на рисунку 7.10, де поле $Q-H$ визначає межі раціональної роботи насоса за високих значень к. к. д. Верхня лінія 2–3 є характеристикою насоса за максимального зовнішнього діаметра колеса, нижня лінія 1–4 – за мінімально рекомендованого діаметра, отриманого обточуванням колеса. Лінії 1–2 та 3–4 є рекомендованими обмеженнями за к. к. д. насоса. Подачі, менші

від номінальної, можна одержати шляхом використання змінних роторів.

Шифр запису в полі $Q-H$, наприклад НМ 360–460, означає: НМ – насос магістральний, 360 – подача ($\text{м}^3/\text{год}$) за найбільшого значення к. к. д. насоса, 460 – напір насоса (м).

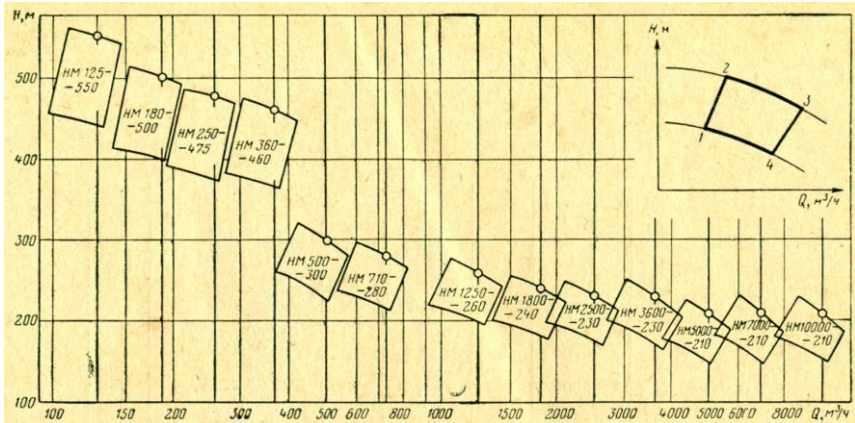


Рисунок 7.10 – Нормальний ряд відцентрових насосів для магістральних нафтопродуктопроводів

На магістральних трубопроводах для перекачування високов'язких нафт застосовують поршневі насоси, переважно трициліндрові подвійної дії типу НТ-45 (рис. 7.11). Шифр насоса означає: Н – нафтовий, Т – трициліндровий, 45 – подача ($\text{дм}^3/\text{с}$). Вони мають три горизонтально розміщені циліндри з кривошипними механізмами, зміщеними під кутом 120° , а також порівняно плавну подачу, але для повного вирівнювання пульсацій у трубопроводі потребують установлення повітряних ковпаків. Насоси типу НТ-45 обладнані спеціальним регулювальним пристроєм, що дозволяє в широких межах змінювати їх подачу.

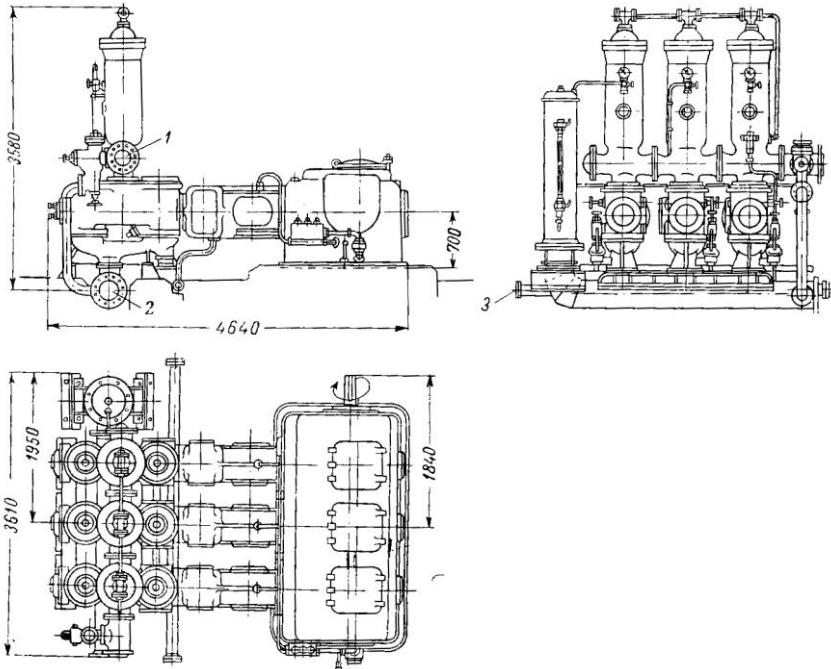


Рисунок 7.11 – Насос НТ-45:

1 – напірний патрубок; 2 – усмоктувальна труба; 3 – зливна труба

Привод насоса

Під час вибору електродвигуна для привода насоса керуються:

- можливістю отримання на станції електроенергії для живлення двигунів сумарною потужністю 10–20 МВт;
- необхідністю спрощення трансмісії між двигуном та насосом.

Привод насосів в основному здійснюється від електродвигунів (як асинхронних, так і синхронних). Крім того, застосовують газові турбіни та двигуни внутрішнього згоряння. Привод поршневих насосів зазвичай здійснюють від стаціонарних дизелів, які зазвичай довгий час працюють без капітального ремонту. Вал дизеля з валом насоса зазвичай з'єднують за допомогою редуктора.

Засоби контролю та захисту насосного агрегата

Для підвищення надійності насосний агрегат обладнують засобами контролю, захисту та сигналізації (рис. 7.12). У насосному агрегаті проводять:

- контроль тиску на всмоктуванні та нагнітанні насосів;
- контроль електричних параметрів роботи електродвигуна;
- тепловий контроль корпусу насоса;
- тепловий контроль корпусу електродвигуна;
- контроль подавання масла електроконтактним манометром;
- тепловий контроль вузлів із деталями, що труться (підшипники та ущільнення вала насоса, підшипники електродвигуна);
- тепловий контроль повітря на вході в електродвигун та на виході з нього;
- контроль наявності надлишкового тиску повітря в корпусі електродвигуна;
- контроль герметичності торцевого ущільнення;
- контроль тиску на лінії розвантаження;
- контроль вібрацій;
- контроль часу роботи агрегата.

Система захисту вимикає насосний агрегат у разі аварійної ситуації. У насосному агрегаті передбачені такі системи захисту:

- захист від зниження тиску на вході в насос для запобігання кавітаційним явищам;
- захист від надмірного підвищення тиску на вході в насос;
- захист від зниження тиску масла в системі;
- тепловий захист корпусу насоса для запобігання тривалий роботі насоса із закритою засувкою;
- захист герметичності торцевого ущільнення, що спрацьовує в разі зростання витікань;
- захист від надмірних вібрацій.

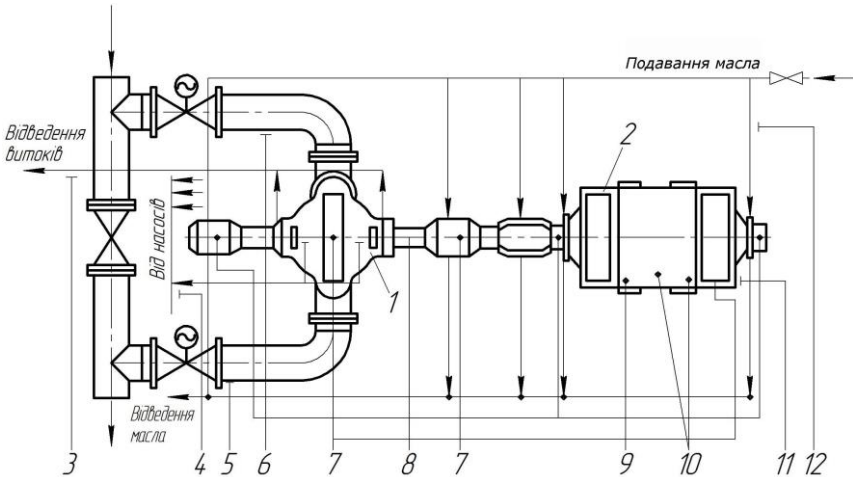


Рисунок 7.12 – Схема вимірювань та автоматичного захисту основного насосного агрегата

Допоміжне обладнання насосних станцій

Для забезпечення нормальних умов роботи магістральних насосів та електродвигунів передбачаються:

- система розвантаження торцевих ущільнень;
- система збирання витікань від торцевих ущільнень;
- система змащування та охолодження підшипників;
- система подавання води для охолодження повітря всередині електродвигунів та масла в теплообмінниках;
- система подавання та підготовки стисненого повітря.

Усі системи мають закрите виконання, робочі реагенти в них циркулюють по замкненому контуру.

Система збирання витікань передбачена для приймання краплинних витікань від торців, а також на випадок виникнення аварійних ситуацій. Витікання самоплином надходять до спеціально заглибленого бункера.

Система змащування та охолодження підшипників служить для подання під напором масла до насосних агрегатів та самоплинного відведення його в масляні баки. Перед подаванням до підшипників агрегатів масло охолоджують водою в теплообмінниках (маслоохолоджувачах).

Тема 8

Експлуатація обладнання насосних станцій

- 8.1 Технічне обслуговування та налагодження вузлів та деталей відцентрових насосів
- 8.2 З'єднувальні муфти
- 8.3 Корпуси насосів
- 8.4 Підшипники
- 8.5 Ротор
- 8.6 Робочі колеса
- 8.7 Розвантажувальні пристрої
- 8.8 Кінцеві ущільнення
- 8.9 Щілинні ущільнення
- 8.10 Центрування насосного агрегата
- 8.11 Технічне обслуговування водозабірних комунікацій

8.1 Технічне обслуговування та налагодження вузлів та деталей відцентрових насосів

Метою експлуатації насосних установок є: забезпечення безперебійної роботи насосного агрегата відповідно до технологічних вимог; своєчасне проведення планово-попереджувальних ремонтів; контроль технічного стану під час роботи, попередження можливих аварій і неполадок обладнання та механізмів; підвищення ефективності та експлуатаційної надійності обладнання; організація обліку, контролю, звітності; виявлення (на основі аналізу відмов обладнання) необхідної кількості запасних частин та необхідної періодичності ремонтів.

У процесі експлуатації насосних установок підлягають контролю такі параметри: температура й тиск на всмоктуванні насоса, температура і тиск у нагнітальному трубопроводі, подача, тиск та температура в порожнині за розвантажувальним пристроєм, перепад тиску на фільтрах, температура підшипників,

температура та тиск у системі змащування, температура і тиск запірної рідини, що подається в ущільнення, швидкість обертання ротора (для агрегатів із приводом від турбіни).

З метою забезпечення надійності насосного обладнання й підтримування його робочих характеристик використовують «Систему технічного обслуговування та ремонту», що поєднує технічне обслуговування і планово-попереджувальні ремонти (ППР).

Технічне обслуговування насосів повинне забезпечувати працездатність обладнання між ремонтами і здійснюється експлуатаційним та обслуговуючим персоналом. Воно передбачає такі заходи:

- експлуатаційний догляд;
- чищення;
- змащування;
- контроль стану обладнання із записом у журналі;
- дрібний ремонт – усунення невеликих дефектів;
- підтягування кріплень;
- регулювання;
- заміну прокладок;
- виконання робіт, зазначених у журналі зміни.

«Система» передбачає проведення поточного та капітального ремонтів.

Поточний ремонт здійснюється в процесі експлуатації для гарантованого забезпечення працездатності насосного обладнання та полягає в заміні й відновленні окремих деталей і вузлів та їх регулюванні.

До обсягу поточного ремонту можуть входити такі роботи:

- розбирання насоса (за необхідності);
- огляд та заміна швидкозношуваних деталей і вузлів – підшипників, захисних гільз, проміжних втулок, ущільнень, робочих коліс тощо;
- очищення та промивання картерів підшипників, заміна мастила, промивання масляних трубопроводів; ревізія та заміна ущільнень кришок підшипників; перевірка стану півмуфт, промивання і заміна змащування (в зубчастих муфтах);

– промивання та продування системи трубопроводів, що підводять рідину до ущільнень насоса, а також очищення трубопроводів і камер;

– перевірка центрування агрегата, кріплень агрегата на фундаменті;

– перевірка конусності та еліпсності шийок вала (для підшипників ковзання), перевірка зазорів в ущільненнях ротора та опорних вузлах, перевірка осьового розбігу ротора при змонтованих підшипниках.

Капітальний ремонт проводять для забезпечення технічних показників насосного агрегата, близьких до проектних.

Для проведення капітального ремонту складають таку документацію:

– відомість дефектів;

– кошторис витрат;

– план організації робіт;

– керівництво або технічні умови на капітальний ремонт.

До обсягу капітального ремонту, крім перелічених робіт поточного ремонту, входять такі роботи:

– повне розбирання насоса;

– перевірка стану та вимірювання посадкових місць корпусу насоса;

– ретельний огляд вала, перевірка биття, конусності, еліпсності шпильок, вимірювання посадкових місць (за необхідності заміни вала);

– перевірка стану деталей ротора та корпусу насоса за допомогою одного з методів дефектоскопії, заміна зношених деталей;

– заміна за результатами ревізії робочих коліс, ущільнювальних кілець, розпірних втулок тощо;

– контроль стану привалкових площ та нарізок у гніздах під шпильки;

– контроль стану всіх кріпильних деталей, заміна прокладок;

– огляд поверхні фундаменту для виявлення можливих тріщин та інших дефектів, у разі необхідності – ремонт поверхні;

- статичне та динамічне балансування ротора;
- проведення гідравлічного випробування насоса (на холостому ходу та під навантаженням).

У разі необхідності під час капітального ремонту проводять також модернізацію обладнання.

У процесі демонтажу та розбирання необхідно виміряти такі параметри:

- неспіввісність валів електродвигуна та насоса;
- осьовий розбіг ротора;
- зазори між дистанційними болтами та лапами корпусу, поздовжніми і поперечними шпонками, які фіксують насос на фундаментній плиті;

– в осьових насосах – положення робочого колеса в камері за зазорами для всіх лопатей у трьох точках хорди профілю; ідентичність кутів установаження лопатей та відповідність значень кута розвороту лопатей куту встановлення лопаті, прийнятої за базову; вертикальність та злам осей валів агрегата; положення вала насоса відносно розточок під підшипники;

– осьовий розбіг обода зубчастої муфти; натяг між кришкою корпусу підшипника та вкладишем; зазори в підшипниках ковзання (бокові та верхній), якщо амплітуди вібрацій корпусів підшипників під час роботи перевищували допустимі;

– зазори в підшипниках ковзання, прилягання шийок вала до вкладиша підшипника, якщо температура підшипника вища від допустимої.

Крім того, необхідно перевірити кріплення корпусу до фундаменту, стан заливання фундаменту та анкерних болтів, паралельність фланців насоса фланцям трубопроводів усмокування й нагнітання.

У процесі розбирання секційних насосів необхідно для кожного робочого колеса виконати вимірювання осьового розбігу ротора при знятому розвантажувальному диску або розібраному упорному підшипнику.

Під час розбирання відцентрових насосів необхідно перевірити наявність міток, що визначають взаємне положення складових частин ротора, з'єднувальних муфт, корпусів підшипників кочення та ковзання, лопатей і штифтів. За відсутності міток необхідно нанести їх заново. Забороняється наносити мітки на посадкові, ущільнювальні, стикові поверхні, а також наносити їх методом, що руйнує захисні покриття складових частин.

Розбирання нерухомих з'єднань рекомендується виконувати на пресах спеціальними пристосуваннями або із застосуванням передбачених конструкцією з'єднання пристроїв (відтискних болтів, шпильок тощо). Допускається нагрівання відкритим вогнем (за винятком підшипників ковзання) складових частин з'єднання без місцевих перегрівів, рівномірно від периферії до центра з'єднання, що розбирається.

Розбирання фланцевих та стикових з'єднань необхідно виконувати спеціальними пристосуваннями та пристроями (домкратами, відтискними болтами тощо). Розбирання розклинюванням між поверхнями, що стикаються (зубилом, викруткою тощо), не допускається.

У процесі демонтажу та розбирання не можна допускати деформації складових частин, спричиненої перерозподілом сил, що діють на них (наприклад, на вал та деталі проточної частини при неповному розбиранні секційних насосів тощо). Необхідно виключати можливість пошкодження складових частин під час стропування за не передбачені конструкцією місця, під час транспортування, укладання, кантування, а також під час знімання (від ударів).

Після розбирання перед перевіркою технічного стану (дефектування) складових частин їх необхідно очистити (від бруду, продуктів корозійно-механічного зношування, змащувальних матеріалів), промити та висушити. Продукти корозії металу повинні бути повністю видалені. Видалення оксидів залежно від ступеня окиснення рекомендується виконувати травленням або абразивним очищенням.

Допускається застосування механічного або ручного зачисного інструменту.

Перевірку технічного стану (дефектування) складових частин насосів рекомендується проводити одним із таких методів (або їх поєднанням): зовнішній огляд та вимірювання параметрів, гідравлічне випробування на щільність і міцність, неруйнівний контроль (акустичний, капілярний, магнітний, радіаційний, електромагнітний тощо).

Зовнішньому огляду підлягають усі складові частини насосів, за винятком не призначених для подальшого використання. Під час огляду особливу увагу приділяють місцям – концентраторам напружень, поверхням контакту різнорідних матеріалів, місцям, які найбільше зазнають корозійного, кавітаційного та механічного зношування.

Зовнішній огляд проводять для виявлення тріщин, раковин, розмивів, змінань, викришувань, задирок, слідів схоплення, подряпин, рисок, а під час огляду зварних швів або місць наплавлення – для виявлення тріщин, усадкових раковин, напливів та підрізів, пор, свищів, пропалів, неметалевих включень, непроварів, увігнутості тощо.

Метою вимірювань є виявлення відхилень розмірів, похибки форм та розміщення поверхонь, шорсткості й твердості поверхонь від величин, зазначених у технічній документації на ремонт або в конструкторській документації.

Перевірку прямолінійності та площинності поверхонь проводять методом «на просвіт» або «фарбу» за допомогою лінійок або плит першого чи другого класу точності.

Під час застосування методу «на просвіт» зазор між контрольованою та робочою поверхнями лінійки або плити визначається щупом або пластинами.

За результатами дефектування складові частини сортують за трьома групами: придатні без ремонту; ті, що вимагають ремонту; ті, що вимагають заміни. Деталі кожної групи мітять фарбами різного кольору чи іншими способами, що забезпечують достатню стійкість міток.

Фізико-хімічні властивості матеріалів, застосовуваних для виготовлення складових частин насосів, повинні відповідати вимогам стандартів або технічним вимогам на ремонт. Якість та властивості матеріалів повинні бути підтверджені сертифікатами заводів-постачальників. За їх відсутності або неповноти даних застосування матеріалу може бути допущене лише після проведення необхідних випробувань та досліджень, що підтверджують відповідність матеріалів вимогам документів.

Під час збирання насосів обов'язковій перевірці підлягають такі параметри:

- збіг каналів робочих коліс та відвідних пристроїв;
- у секційних насосах перевірці підлягає перший ступінь; подальші ступені контролюються, вимірюючи осьовий розбіг ротора після встановлення робочого колеса кожного ступеня;
- зазори між дисками колеса та складовими частинами статора; за неможливості виконання безпосередніх вимірювань контроль здійснюють за величиною осьового розбігу ротора в складеному насосі (без установаження розвантажувального диска та без складання упорного підшипника);
- в насосів, у яких осьове зусилля, що діє на ротор, компенсується автоматичним пристроєм, зазор між диском колеса та статором (або осьовий зазор у багатоцільинному ущільненні) з боку входу повинен перевищувати допустиме зношення розвантажувального диска не менше ніж на 1 мм.

Радіальні зазори у випадку неможливості безпосереднього їх вимірювання визначаються вимірюванням переміщення ротора відносно статора (паралельно осі статора). Радіальний зазор повинний відповідати вимогам технічної документації.

Для секційних насосів з автоматичним компенсуванням осьової сили перевірку осьового переміщення ротора відносно статора необхідно проводити до та після встановлення розвантажувального диска; для інших насосів – до та після складання вузлів опорного та упорного підшипників.

Перевірку співвісності роторів насоса та приводного двигуна виконують після складання насоса і приєднання всмоктувального й напірного трубопроводів.

Результати всіх вимірювань заносять до ремонтних формулярів.

8.2 З'єднувальні муфти

Передавання енергії від двигуна (турбіни або електродвигуна) до насоса здійснюється за допомогою з'єднувальних муфт. У насосах в основному набули поширення муфти трьох типів: втулково-пальцеві, зубчасті, пружні. Основними критеріями для вибору з'єднувальної муфти є передаваний крутний момент та умови роботи.

Втулково-пальцеві муфти (рис. 8.1) використовують в основному в насосах середньої та низької потужностей. Вони належать до пружно-демпфірувальних: пружні елементи, що використовуються в них, виготовлені зазвичай із гуми, не лише допускають зміщення валів, а й забезпечують пом'якшення поштовхів, а також демпфірування крутих коливань. Втулково-пальцеві муфти вибирають за ГОСТом 21424 – 75 залежно від діаметра валів та передаваного крутного моменту.

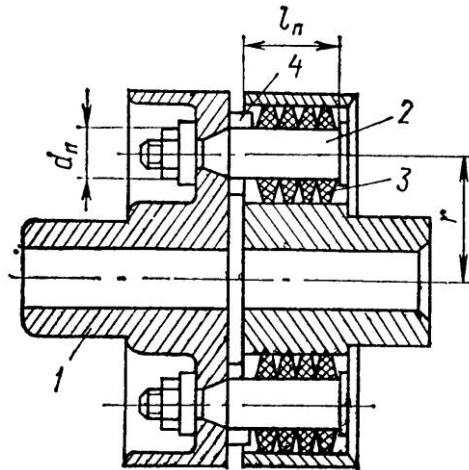


Рисунок 8.1 – Втулково-пальцева муфта:

- 1 – втулкова муфта; 2 – сталевий палець; 3 – гумові кільця;
4 – сталеве кільце

Втулково-пальцеві муфти набули широкого використання внаслідок простоти конструкції та незначної вартості. Галузь застосування їх обмежена, що пояснюється низькими механічними властивостями пружних елементів. Муфти допускають перекис валів до 1° та радіальні зміщення в межах зазору між гумовими втулками й отворами в півмуфті (0,3–0,6 мм). Проте навантаження в цьому разі розподіляється між пальцями нерівномірно, що призводить до підвищеного зношення втулок та виникнення додаткових радіальних навантажень на вали.

Муфти виготовляють із сталевих поковок (сталь 30) у нормальному стані або зі сталевого литва (сталь 35) в нормалізованому стані, а також із чавуну марки СЧ 21–40. Вибір матеріалу залежить від передаваного крутного моменту. Пальці виготовляють зі сталі марки, не нижчої за сталь 45 у нормалізованому стані.

Муфти кріпляться на валах зазвичай на нерухомій або перехідній посадці за другим класом точності. За наявності осьових навантажень необхідне додаткове кріплення муфт, що перешкоджає їх осьовому переміщенню.

Під час контролю пальцевих муфт перевіряють їх цілісність, стан пальців, стан посадкових місць кожної півмуфти та вала, визначають величину натягу. Муфти з тріщинами підлягають заміні.

Під час розроблення гнізд під пальці необхідно просвердлити їх у півмуфтах із дещо більшим, ніж це необхідно, діаметром, забезпечивши водночас співвісність нових та старих отворів. Відповідно збільшують діаметр нових пальців. Зміщення отворів під пальці від номінального положення допускається не більше ніж +0,1 мм і в радіальному напрямку, і по колу.

Погнуті пальці, а також ті, що входять до гнізда кожної півмуфти з більшим від допустимого зазором або з тріщинами та раковинами, підлягають заміні. У разі заміни пальців необхідно їх маркувати разом з отворами в такому порядку, в якому вони були зібрані при балансуванні муфти. У разі заміни окремих пальців необхідно підбирати рівні їм за масою. Металевий кінець

кожного пальця повинний щільно входити в отвір однієї півмуфти, а протилежний – еластичний кінець – повинний вільно (із зазором 0,3–0,6 мм) входити в отвір іншої півмуфти. Для перевірки наявності зазору зміщують одну півмуфту відносно іншої до упору пальців у стінках отворів. У цьому разі одночасно перевіряють, щоб усі пальці перебували у контакті. Не допускається зазор між пружними елементами та пальцями. Пружні елементи підлягають заміні в разі спрацьовування більше ніж на 2 мм за діаметром.

Зубчасті муфти відносять до жорстких компенсувальних, оскільки всі деталі виготовлені з металу та допускають невеликі поздовжні, поперечні й кутові зміщення одного вала відносно іншого за рахунок зміщень у зубчастому зачепленні. Зубчасті муфти дозволяють з'єднувати між собою вали різного діаметра і допускають їх обертання в обох напрямках. Міцність конструкції, відсутність дрібних швидкозношуваних деталей, простота складання та розбирання є основними перевагами цих муфт.

До переваг зубчастих муфт відносять також їх здатність передавати високі навантаження, надійну роботу за великих швидкостей обертання та можливість використання для їх виготовлення звичайного зубонарізного інструменту.

Зубчаста муфта (рис. 8.2) складається з двох обойм із внутрішніми зубцями, зчепленими із зовнішніми зубцями втулок валів. У одній з обойм є отвір із пробкою для заливання масла.

Зубчасті муфти допускають зміщення з'єднаних валів за рахунок зазорів у зчепленні та обточування зубців втулок за сферою. Параметрами, що характеризують компенсувальну здатність муфти, є максимальний кут перекосу α_{max} та відстань A між центрами сфер втулок.

Практика свідчить, що інтенсивне зношення зубців сильно зростає зі збільшенням перекосу з'єднаних валів. За ГОСТом 5006 – 55 для зубчастих муфт перекіс осі кожної втулки відносно обойми не повинен перевищувати $0^{\circ}30'$. Найбільш допустимий кут перекосу осей валів за відсутності радіального зміщення

($\alpha = 0$) дорівнює $\varphi = 2\alpha_{\max} = 1^\circ$. Найбільш допустиме радіальне зміщення за відсутності перекосу $a_{\max} = A \operatorname{tg} 0^\circ 30' = 0,0087A$. За наявності перекосу та радіального зміщення для середніх умов монтажу можна взяти $a = (0,0006 - 0,008)A$, $\varphi = 0^\circ 15'$.

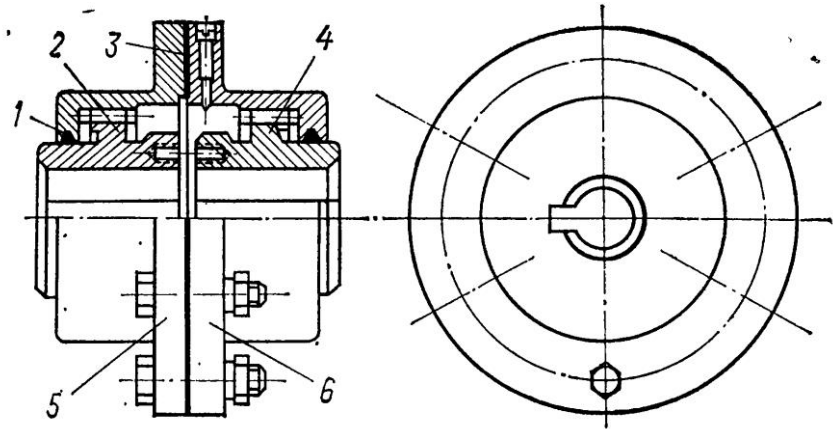


Рисунок 8.2 – Зубчаста муфта:

1 – уцільнення; 2 – втулка привода; 3 – прокладка; 4 – втулка насоса; 5 – півмуфта привода; 6 – півмуфта насоса

Зубчасті муфти виконують за двома основними варіантами: для безпосереднього поєднання валів, що складаються з двох зубчастих втулок та обойм; для поєднання валів із застосуванням проміжного вала (рис. 8.3).

Втулки та обойми необхідно виготовляти кованими зі сталі марки, не нижчої за сталь 45, або литими зі сталі марки, не нижчої за сталь 45. Зубці необхідно термічно обробляти до твердості не менше ніж HRC 40 (для втулок) та не нижче ніж HRC 35 (для обойм).

Для з'єднання півмуфт необхідно використовувати болти підвищеної міцності з посадками $\left(\frac{H7}{m6}, \frac{H7}{k6}\right)$, виконані зі сталі марки, не нижчої за сталь 35.

Номінальні радіальні та бокові зазори в зубчастому зчепленні наведені в таблиці 8.1.

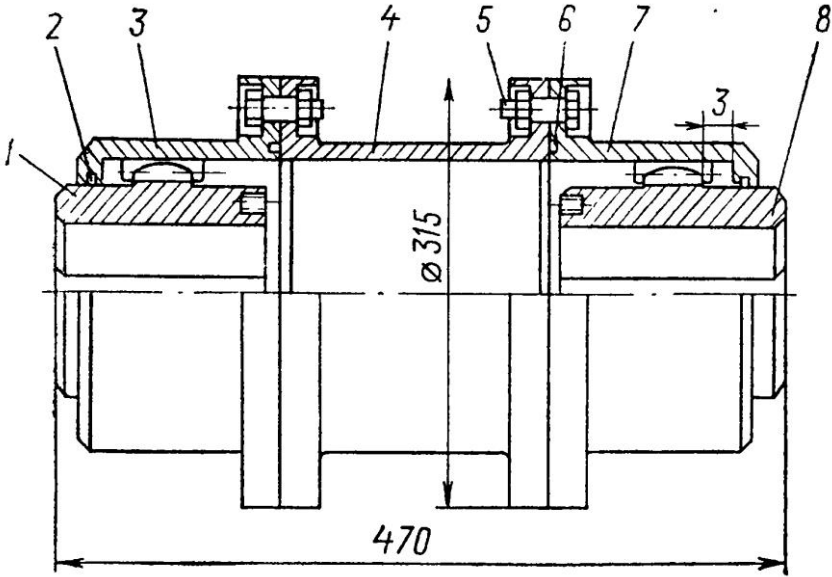


Рисунок 8.3 – Зубчаста муфта-проставка:
 1, 8 – штулки; 2, 6 – ущільнення; 3, 7 – півмуфти;
 4 – проставка; 5 – болт

Таблиця 8.1 – Зазори в зчепленні зубчастих муфт

Номер муфти	Діаметр валу, мм	Зазор, мм	
		радіальний	боковий
1	20–40	0,015	0,25
2	30–50	0,015	0,36
3	40–65	0,025	0,40
4	45–80	0,025	0,42
5	50–90	0,025	0,44
6	60–100	0,025	0,45
7	70–120	0,040	0,50
8	80–140	0,040	0,55

Вибір стандартних муфт відбувається за ГОСТом 5006 – 86.

Порожнину зібраної муфти заповнюють мастилом до рівня сальникових ущільнень муфти по валу. Передавання обертання в зубчастих муфтах відбувається через зубчасте зчеплення, що знаходиться в масляній ванні.

Для заповнення муфт рекомендують такі мастила: турбінне марки 57, циліндрове марки 24 або 38, віскозин, нігрол, трансмісійне автотранспортне літнє, а також суміш турбінного мастила марки 22 з розмеленим графітом. Консистентні мастила непридатні для змащування зубчастих муфт, оскільки видавлене зубцями мастило не потрапляє на їх тертьові поверхні і зубчасте зчеплення працює практично без змащування, що призводить до швидкого зношування зубців.

Для утворення необхідного ущільнення в рознімі між півмуфтами встановлюють прокладку, а торці ущільнюють кільцями з гуми.

Пластинчасті муфти (рис. 8.4) передають крутний момент через пакети, що складаються зі сталевих пластин у вигляді диска, мембрани або кільця.

Багатошарові пакети 9, 10 пластин скріплені гвинтами 18 з обоймами 13, 14 кільцями 4, 5 у чотири окремі складальні одиниці. З півмуфтами 20, 21 і з проставкою 3 складальні одиниці з'єднані болтами підвищеної точності 15, 16 гайками 17. Крутний момент передається від півмуфти електродвигуна 20 на багатошаровий пакет 9, який по зовнішньому контуру болтами 16 через обойми і кільця скріплений із пакетом 10. По внутрішньому контуру пакет 10 з'єднаний болтами з проставкою, через яку далі крутний момент передається через обойми і кільця на півмуфту насоса 21. Півмуфту двигуна 20 від осевого зміщення утримують чотири стопорні гвинти 2 через нарізне кільце 1.

Варіанти виконань пластинчастих муфт (рис. 8.5):

- без проставки;
- з проставкою;
- з проміжним валом.

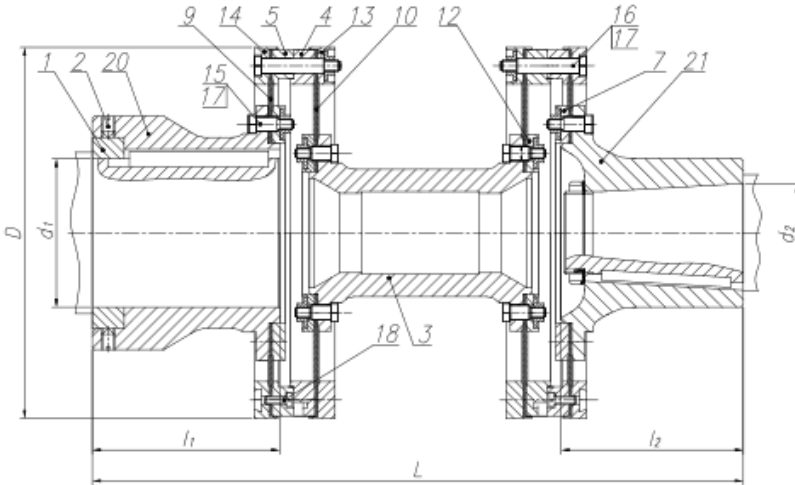


Рисунок 8.4 – Пластинчаста муфта

Порівняно з муфтами інших типів пластинчасті мають такі переваги:

- відсутність необхідності встановлення додаткової опори для вставки за великих відстаней між валами (до 6 метрів);
- меншу вагу;
- компенсацію кутової, радіальної та осьової неспіввісностей валів;
- низький коефіцієнт розширення під час нагрівання;
- відсутність необхідності обслуговування;
- відсутність змащування;
- більш високу зносостійкість;
- низький рівень вібрації.

Особливості монтажу пружних пластинчастих муфт пов'язані з обмеженим допустимим осьовим зміщенням. Під час початкового монтажу необхідно забезпечити правильне осьове положення півмуфт, за якого пружні елементи не деформовані. Для цього ротори двигуна й насоса з півмуфтою встановлюють у

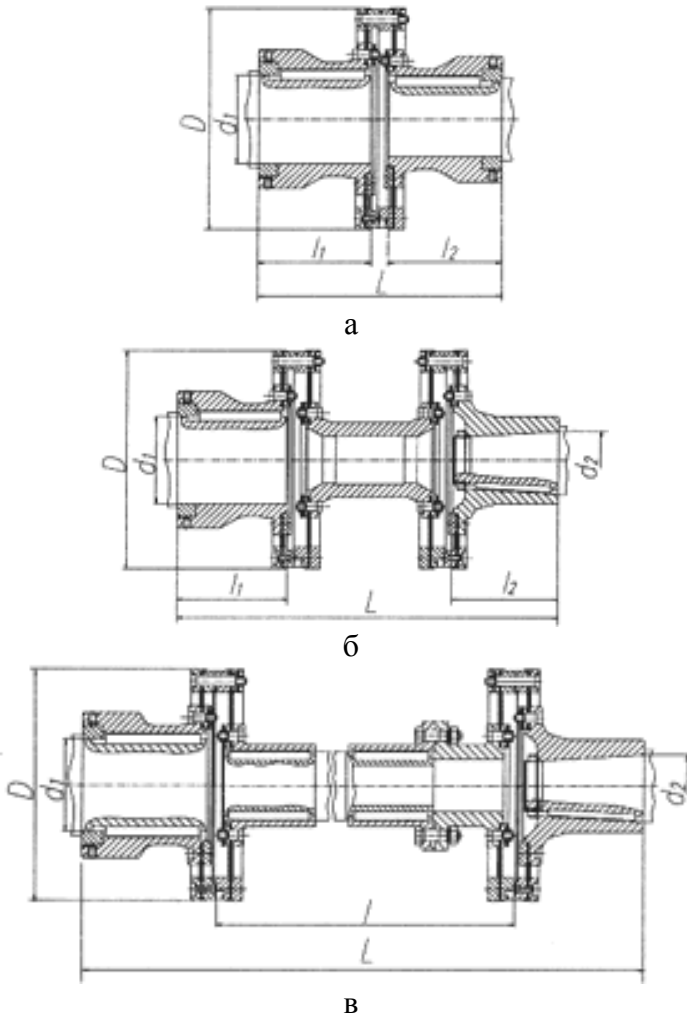


Рисунок 8.5 – Варіанти виконань пластинчастих муфт

робоче положення (двигун із підшипниками ковзання – за міткою або за результатами холостого пуску, в насосах із гідроп’ятою зміщують ротор таким чином, щоб гідроп’ята була закритою). Вимірюють відстань між торцем вала двигуна і торцем півмуфти насоса. Потім обчислюють положення півмуфти двигуна і встановлюють її, фіксуючи на валу (прикріплюють до шпонки за

допомогою гвинтів). Іноді для пригонки осьового розміру в конструкцію муфти вводять спеціальне дистанційне кільце.

Інша особливість експлуатації пов'язана з малими силами реакції на зміщення валів. При розцентруваннях, що в декілька разів перевищують гранично допустимі, пружні пластинчасті муфти не лише не спричиняють підвищених вібрації та шуму, а й не дозволяють діагностувати розцентрування за допомогою апаратури. Тому центрування валів агрегата необхідно періодично контролювати звичайним механічним способом.

Під час експлуатації пластинчастих муфт є можливим виникнення небезпечних ситуацій, пов'язаних із руйнуванням пакетів пружних елементів. Таке руйнування може призвести до «вилітання» масивної проставки та утворення іскор.

Найбільш частими пошкодженнями з'єднувальних муфт усіх типів є ослаблення кріплення та щільності посадки півмуфти на вал, зношування компенсувальних елементів, динамічна незрівноваженість.

Під час проведення планових оглядів необхідно перевіряти такі параметри: щільність посадки півмуфт, биття півмуфт, стан та якість контакту, зчеплення в зубчастих муфтах, стан пальців та посадкових місць кожної півмуфти.

Під час поточного ремонту проводять ревізію муфти за допомогою індикатора: обертають від руки ротор насоса, вимірюють торцеве та радіальне биття муфт (нормальне биття становить 0,02–0,03 мм). Одночасно перевіряють стан циліндричних і торцевих поверхонь кожної муфти. У разі виявлення на них пошкоджень або биття, що перевищує гранично допустиме, муфту необхідно зняти з вала та усунути виявлені дефекти. Після ремонту перед установленням муфти на вал її необхідно відбалансувати.

Ретельно перевіряють щільність посадки муфти на вал, вимірюють діаметри циліндричних розточок півмуфт та посадкових ділянок вала.

У деяких насосах передбачена конічна посадка муфт. У цьому разі під час вимірювання посадкових місць півмуфт та вала необхідно застосовувати точні вимірювальні інструменти –

штангенциркулі, скоби, штихмаси. Вимірювання необхідно проводити в трьох перерізах за довжиною посадкової ділянки, причому в кожному перерізі вимірювання проводять у двох взаємно перпендикулярних напрямках.

8.3 Корпуси насосів

Залежно від параметрів насоса, умов його роботи та вимог надійності застосовують різні конструкції корпусів: спіральні, секційні, подвійні.

Для забезпечення надійності та герметичності багатоступінчастого насоса під час роботи в умовах високих тисків і температур застосовують подвійний корпус (рис. 8.6). Зовнішній корпус є кованим порожнистим циліндром, усередині якого встановлюють внутрішній корпус секційного типу або спіральний із горизонтальним рознімом. Поряд із високою надійністю така конструкція забезпечує розбирання та складання насоса без демонтажу трубопроводів.

Конструкція секційного корпусу є більш простою щодо виготовлення і набула найбільшого поширення в багатоступінчастих насосах (рис. 8.7). Вхідна та вихідна кришки є базовими деталями насоса. Вони облаштовані відповідно всмоктувальним та нагнітальним патрубками. Секції між собою і кришками центрують на циліндричних заточках. Для підвищення надійності ущільнювальних елементів передбачені комбіновані ущільнення – металевий контакт та гумове кільце.

До недоліків конструкції секційного корпусу необхідно віднести велику кількість ущільнювальних стиків високого тиску, а також складність складання та розбирання під час ремонтів. Корпуси спірального типу (рис. 8.8) набули найбільшого поширення в одноступінчастих насосах та рідше трапляються у багатоступінчастих.

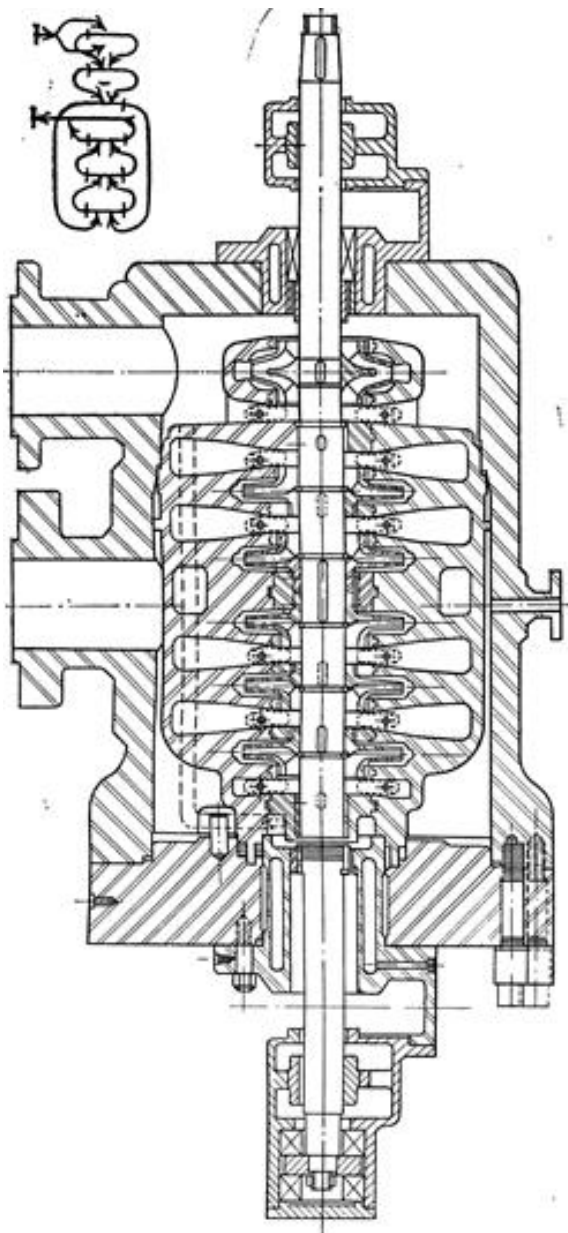


Рисунок 8.6 – Насос типу ПЕ з подвійним корпусом

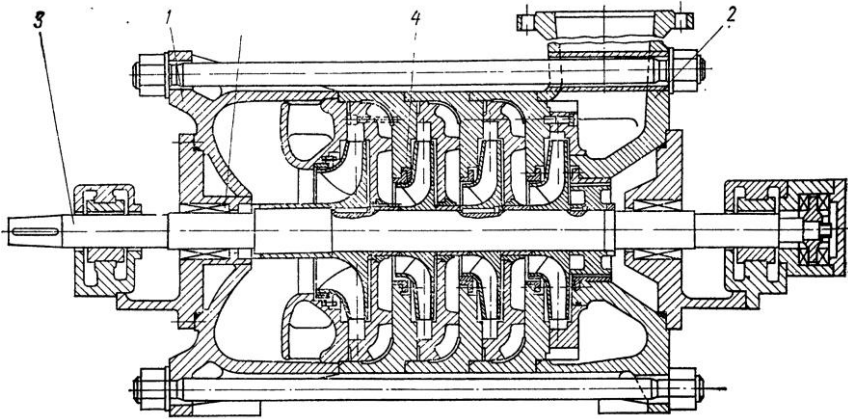


Рисунок 8.7 – Секційний насос типу ЦНС

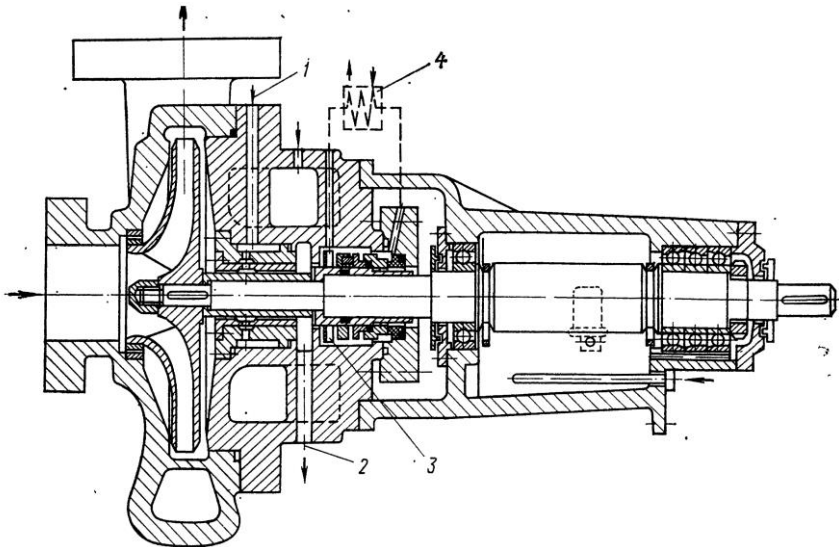


Рисунок 8.8 – Консольний насос зі спіральним корпусом

Спіральні корпуси насосів подвійного входу з прохідним валом виготовляють із двох частин із горизонтальним рознімом.

Наявність горизонтальної площини розніму та розміщення патрубків у нижній опорній частині корпусу полегшує ревізію насоса.

У деяких насосах із прохідним валом корпус має кришку з вертикальною площиною розніму (рис. 8.9). Водночас конструкція є більш технологічною у виготовленні та дозволяє підвищити надійність ущільнювального стику. Проте складання та розбирання насоса при цьому ускладнюються.

Найбільш частими дефектами корпусу є:

- корозійне зношування окремих місць внутрішньої порожнини;
- дефекти вилівка;
- забоїни та риски на площині розніму;
- тріщини.

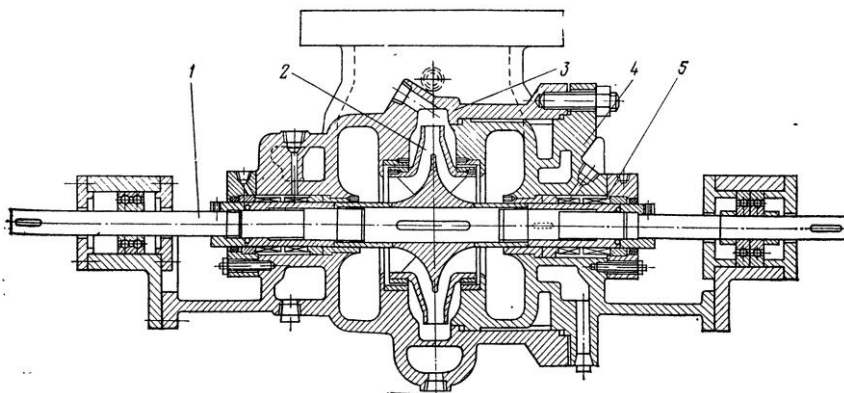


Рисунок 8.9 – Насос із прохідним валом

Перед перевіркою стану корпусу насоса проводять очищення корпусу від забруднень. Потім перевіряють корозію, ерозію корпусу, можливі тріщиноутворення, стан опор та площин розніму. Стінки корпусу перевіряють за допомогою ультразвукових дефектоскопів. У місцях, де вимірювання товщини стінок вище зазначеним способом є неможливим, а також за відсутності інших засобів контролю зношення стінок

корпусу перевіряють за допомогою контрольних свердлень, які виконують свердлом діаметром 1,5–2 мм на глибину, що дорівнює відбраковувальній товщині корпусу. Свердлення виконують у ділянці найбільшого діаметра корпусу, в найтонших перерізах та в місцях різких змін форм і товщини стінки корпусу.

Корозійне зношування окремих місць внутрішньої порожнини корпусу рекомендується усувати наплавленням металу електрозварюванням. Під час підготовки дефектних місць для зварювання їх зачищають від перекачаного продукту та слідів корозії до непошкодженого металу за допомогою пневмозубил та шліфувальних машин з абразивним кругом або металевою щіткою. Стінки підготовленої для зварювання ділянки корпусу повинні бути скошені під кутом.

Тріщини, виявлені на корпусах насосів, допускається заварювати. Раковини глибиною до 0,2 товщини стінки кількістю не більше ніж 30 на площі 150 x 150 мм² та окремі раковини глибиною не більше ніж 0,2 товщини стінки допускається відновлювати наплавленням.

Відновлені від тріщин та раковин поверхні деталей корпусу повинні відповідати таким технічним вимогам: у зоні заварювання (наплавлення) не допускаються тріщини, шлакові включення, газові пори; місця заварювання (наплавлення) повинні бути зачищені; шорсткості внутрішньої поверхні повинні бути не більше ніж Rz 160; після заварювання наскрізних тріщин деталі корпусу необхідно перевірити на міцність та щільність гідравлічним випробуванням, при цьому не допускаються витікання та пітніння.

Зірвані шпильки в корпусах насосів видаляють висвердлюванням. У разі пошкодження різі отворів допускається нарізати нову різь наступного розміру.

Одну з опор корпусу зазвичай виконують нерухомою, яка фіксує його положення, а іншу – рухомою, що ковзає по фундаментній плиті або рамі. Тим самим компенсуються теплові деформації корпусу.

Нерухому опору встановлюють на фундаментній плиті за допомогою контрольних шпильок та закріплюють болтами. Зазор

між болтами та отворами опор, а також між шайбою та гайкою болта повинен відповідати кресленням формуляра машин. За відсутності креслень необхідно виконувати такі умови: болти в отворах рухомих опор у холодному стані насоса повинні бути розміщені ексцентрично; сумарний зазор між болтом та отвором повинен ділитися приблизно у відношенні $1/3$, причому більший зазор повинен знаходитись із боку корпусу; усі контрольні штифти повинні щільно сидіти у своїх гніздах.

Щільність прилягання поверхонь ковзання рухомої опори перевіряють щупом (пластина товщиною 0,05 мм не повинна проходити між поверхнями). Перевірку виконують двічі: в робочому стані та після зупинення та охолодження відцентрового насоса. Якщо результати двох перевірок відхиляються від норми, встановлюють причини та усувають їх.

Риски, забоїни та змінання на площинах розніму корпусів насосів усувають зачищенням шабером або заварюванням окремих місць із подальшим зачищенням.

Якщо спеціальні вимоги заводу-виготовлювача відсутні, при задовільному стані поверхонь та відсутності короблення ширина місцевих зазорів повинна бути не більшою ніж 0,1–0,2 мм.

Для ущільнення горизонтального розніму застосовують прокладки та мастики, типи яких вибирають залежно від робочих умов: температури, тиску, робочого середовища тощо.

Під час складання відцентрових насосів після ремонту виконують легке обтягування болтів рознімів корпусу, прокручують ротор, перевіряючи його вільне обертання, після чого проводять кінцеве обтягування та вдруге перевіряють обертання ротора.

8.4 Підшипники

У відцентрових насосах як опорні та упорні вузли застосовують як підшипники кочення (шарикові та роликові), так і підшипники ковзання (з бронзовими або залитими бабітом вкладишами).

Часткове пошкодження, а тим більше повне руйнування навіть одного з підшипників призводить зазвичай до дуже серйозних пошкоджень насоса, які важко піддаються відновлювальному ремонту. Тому в процесі експлуатації необхідно періодично перевіряти роботу підшипникових вузлів (шум, надлишкове нагрівання, місцева вібрація свідчать про початок пошкодження підшипника). У разі виявлення навіть початкових пошкоджень підшипника необхідно, по-перше, встановити причину пошкоджень і терміново усунути її, а по-друге, виконати заміну (підшипників кочення) або, якщо це можливо, ремонт (для підшипників ковзання).

Підшипники кочення. У легконавантажених невеликих насосах застосовують зазвичай підшипники кочення – шарикові та роликові різних типів.

Найбільш поширеним типом підшипників є радіальні однорядні підшипники, призначені переважно для сприйняття радіальних навантажень. Одночасно з радіальним навантаженням підшипники цього типу допускають осьове навантаження та можуть працювати за кутів перекосу внутрішнього кільця (вала) від 15' до 30' щодо зовнішнього кільця (посадкового отвору в корпусі). Наявність значного перекосу знижує довговічність підшипника, тому радіальні однорядні підшипники застосовують у жорстких валах, прогин яких не порушує нормальної роботи підшипника (наприклад, у консольних насосах).

Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник призначений переважно для сприйняття радіальних навантажень. Він може сприймати одночасно з радіальним і осьове навантаження в обидва боки, яке не повинне перевищувати 20 % невикористаної радіальної вантажопідйомності. Завдяки здатності підшипника до самовстановлення він може нормально працювати за значних відносних перекосів кілець (2–3°). Цей тип підшипників застосовують у двохопорних валах, що піддаються значним прогинам, у конструкціях, у яких не забезпечується суворя співвісність посадкових місць під підшипники (наприклад, у багатоступеневих секційних насосах).

Роликовий радіальний підшипник із короткими циліндричними роликами призначений переважно для сприйняття значних радіальних навантажень. Перекіс внутрішнього кільця відносно зовнішнього в цій конструкції є неприпустимим унаслідок порушення лінійного контакту роликів із доріжками кочення. Підшипник цього типу застосовують у жорстких коротких двохопорних роторах. Використовуючи підшипник цього типу в одній із опор, в іншій опорі необхідно встановити підшипник, що сприймає осьове навантаження.

Кульковий радіально-упорний підшипник призначений для роботи в умовах, коли одночасно діють радіальні та осьові навантаження (для осьових сил – лише в певному напрямку); може сприймати й чисто осьове навантаження. Підшипники, змонтовані в парі, можуть сприймати й чисто радіальне навантаження. Попередній натяг підвищує вантажопідйомність підшипника, збільшує його жорсткість, точність обертання та довговічність. При встановленні парними комплектами з попереднім натягом, що жорстко фіксує вал у радіальному та осьовому напрямку в обидва боки, є необхідним регулювання попереднього натягу залежно від осьового навантаження. Ці підшипники застосовують у жорстких двохопорних валах із незначними відстанями між опорами.

Роликовий конічний підшипник призначений для сприйняття одночасно радіальних та осьових навантажень. Застосування його допускає роздільний монтаж кілець, а також регулювання радіального зазору. Підшипник обмежує осьове переміщення вала в одному напрямку. Перекіс вала щодо осі розточки корпусу є недопустимим.

Залежно від стану підшипника розрізняють три види радіальних зазорів, тобто внутрішніх зазорів між кільцями та тілами кочення (це стосується лише підшипників радіального типу, де радіальний зазор не регулюється):

- початковий зазор у вільному стані до встановлення підшипника;

– посадковий зазор у підшипнику після його посадки на робоче місце (завжди менший від початкового внаслідок посадкових натягів);

– робочий зазор у підшипнику в робочому стані, тобто під робочим навантаженням при усталеному робочому режимі; робочий зазор зменшується під дією температурних розширень внутрішнього кільця, але в той самий час зростає під дією навантаження, викликаючи деформацію в місцях контакту тіл кочення; робочий зазор зазвичай є більшим від посадкового.

При визначенні посадкових радіальних зазорів збільшення діаметра доріжки кочення внутрішнього кільця приймають у середньому близько 65 % від номінального натягу.

Зменшення посадкового зазору в результаті нагрівання кілець підшипника визначають за формулою

$$\Delta = 2\alpha\Delta tR_B,$$

де α – коефіцієнт температурного розширення;
 R_B – радіус доріжки кочення всередині кільця.

Для радіально-упорних підшипників, що сприймають у робочому режимі поряд із радіальним навантаженням і осьове, необхідне попереднє регулювання натягу в місцях контакту тіл кочення. Попередній натяг полягає в тому, що пара підшипників ще під час встановлення отримує попереднє осьове навантаження, що викликає деяку початкову пружну деформацію у місцях контакту. Під дією робочого осьового зусилля відбудеться відносне зміщення робочих кілець, на одному підшипнику деформація зменшиться, а на іншому зросте. Водночас повинний встановитися необхідний робочий зазор.

Мінімальний попередній натяг обчислюють за формулою

$$A_{0\min} = 0,161Rtg\beta \pm 0,051A,$$

де A – робоча осьова сила, Н;
 R – діюче радіальне навантаження, Н;
 β – розрахунковий кут контакту (кут між прямою, що проходить через точки дотику кульки з доріжками кочення та площиною центрів кульок).

Знак « + » у наведеній формулі належить до підшипників, що сприймають зовнішнє осьове навантаження, а знак « - » – до підшипників, які під дією зовнішньої осьової сили розвантажуються.

Попередній натяг здійснюють такими способами:

- встановленням прокладок між внутрішніми та зовнішніми кільцями спареного підшипника;
- розпірними втулками різної довжини, розміщеними між підшипниками;
- шліфуванням торців внутрішніх або зовнішніх кілець парного комплекту підшипників;
- пружинами, що діють на зовнішнє кільце;
- гайкою або нарізною кришкою, що зміщує одне з кілець щодо іншого в осьовому напрямку.

Залежно від характеру навантаження кілець підшипників застосовують різні види їх спряження з валом та корпусом. У насосах внутрішні кільця піддаються циркуляційним навантаженням: спрямоване навантаження передається у процесі обертання послідовно по усій окружності кільця. Циркуляційно навантажені кільця повинні мати нерухоме з'єднання зі спряженою деталлю, тобто таке, за якого в процесі роботи підшипника зберігається постійний натяг між спряженими поверхнями. Наявність зазору між циркуляційно навантаженим кільцем та спряженою із ним деталлю призводить до явища обкатування кільця по посадковому місцю, в результаті чого відбувається розвальцьовування та зношення спряженої поверхні.

Навпаки, нерухоме з'єднання навантажених кілець із спряженими деталями передбачає наявність зазору між кільцем та посадковим місцем, у результаті цього кільце під дією вібрації повільно обертається навколо осі, і в роботі бере участь уся поверхня окружності кільця.

Зазвичай у насосах внутрішнє кільце підшипника, що обертається разом із валом, насаджують на вал по щільній посадці, до того ж воно повинно спиратися на буртик вала та

затискатися упорною втулкою та гайкою. Зовнішнє кільце встановлюють у корпусі підшипника по ковзній посадці.

Для запобігання защемлення підшипників кочення за температурних подовжень вала застосовують «плаваючі» опори. При цьому один із підшипників закріплюють у корпусі та на валу в осьовому напрямку, а інший – може вільно переміщуватися в корпусі в осьовому напрямку, оскільки він закріплений на валу. У закріпленій опорі обов'язково застосовують підшипник, що фіксує вал в осьовому напрямку. Таку схему встановлення підшипників кочення застосовують в усіх відцентрових насосах.

Для надійної роботи підшипникового вузла дуже важливим є правильний монтаж та демонтаж підшипника.

Найбільш простий спосіб монтажу підшипників – посадка їх на вал за допомогою вибивача із м'якого матеріалу. Посадку здійснюють рівномірними ударами молотка по вибивачу, притиснутому до зовнішнього кільця. Удари наносять по чергово по усьому периметру кільця. Для перешкодження перекосів удари наносять у діаметрально протилежних ділянках. Удари необхідно наносити через проставки з м'якого матеріалу, необхідно виключити можливі удари безпосередньо по кільцю.

Зазначений спосіб можна застосовувати під час монтажу підшипників малих та середніх розмірів і посадках із невеликими натягами.

Більша перевага надається монтажу запресуванням за допомогою монтажної втулки з м'якого металу. Внутрішній діаметр втулки повинен бути дещо більшим від діаметра отвору підшипника, а товщина – меншою від товщини кільця. Зусилля створюється або ударним навантаженням, або на пресі чи за допомогою гайки.

Для передавання зусиль одночасно обом кільцям підшипника застосовують шайбу (оправку). Шайба повинна мати колову канавку для запобігання пошкодження сепаратора підшипника. Зусилля необхідно прикладати до центра шайби (оправки).

Підшипники, що мають значний натяг під час посадки, а також великогабаритні підшипники рекомендують підігрівати в маслі. Температура масла не повинна перевищувати 80–90 °С.

Під час демонтажу підшипника, придатного до подальшої експлуатації, необхідне використання спеціального оснащення, наприклад, різних втулок, знімачів із рознімними дисками або кільцями.

В усіх випадках тиск повинний рівномірно передаватися по усій торцевій поверхні кільця, що має нерухоме з'єднання.

Усі способи монтажу та демонтажу ґрунтуються на вимозі недопущення передавання зусилля через елементи кочення, коли можуть відбутися пластичні деформації робочих поверхонь та швидкий вихід підшипника з ладу.

Основними причинами руйнування підшипника можуть бути неправильний монтаж підшипника та спряжених із ним деталей; робота підшипника в умовах, що не відповідають розрахунковим; потрапляння різних забруднень та агресивних середовищ; незадовільні умови змащування.

Існують такі види пошкоджень підшипників кочення:

– викришування доріжок кочення після завершення нормального терміну роботи підшипника внаслідок втоми металу;

– викришування, спричинене великим перекосом кілець; перекіс під час монтажу, прогину вала викликає зростання питомого тиску на окремих ділянках поверхні підшипника;

– руйнування, спричинене неправильним вибором типу підшипника;

– деформація та місцеве руйнування кілець під час встановлення підшипників на поверхні, що мають різні викривлення форми (овальність, конусність);

– руйнування, спричинене пошкодженням доріжок кочення (подряпини, вм'ятини) під час монтажу підшипників, що допускають роздільне встановлення кілець, або при передаванні зусилля напресування через тіла кочення; такі пошкодження в процесі роботи швидко прогресують;

– зношення, спричинене сторонніми абразивними включеннями; характеризується утворенням матової поверхні доріжок кочення, зростанням зазорів;

– зношення від корозії при потраплянні речовин, що спричиняють корозію металу підшипника, наприклад при підвищених витоках через кінцеві ущільнення вала насоса; характеризуються виникненням матової поверхні, наявністю глибоких виразок;

– зношення, спричинене відсутністю або недостатньою кількістю змащування; призводить до перегрівання підшипника, втрат механічних властивостей матеріалу, втрат форми елементів кочення та кілець, руйнування сепаратора;

– утворення тріщин втоми на кільцях; якщо кільця підшипника сполучені не по всій циліндричній поверхні, вони підлягають в процесі роботи значним знакозмінним навантаженням;

– утворення тріщин, спричинених ударами в процесі монтажу.

При аварійному виході з ладу підшипників насоса зазвичай пошкоджуються й інші вузли (кінцеві ущільнення, щілинні ущільнення тощо), тому є необхідним своєчасний діагностичний контроль стану підшипників. До основних параметрів, що контролюють, необхідно віднести температуру та вібрації на корпусі насоса. Своєчасне зупинення насоса в період розвитку несправності в роботі підшипника дозволить правильно визначити причину неполадки та вжити заходів з її усунення.

Під час ревізії підшипників необхідно ретельно промити їх у гасі, візуально перевірити стан робочих поверхонь; провести вимірювання зазорів між тілами кочення та кільцями, а також між зовнішнім кільцем та корпусом.

Підшипники кочення підлягають заміні за таких дефектів: наявності кольорів від перегрівання; наявності сколів та тріщин будь-якої величини та розміщення, викришування металу поверхонь кочення (доріжок кочення), тіл кочення; наявність на робочих поверхнях раковин, слідів корозії, поперечних подряпин та рисок; послаблення заклепок, надломах сепаратора, а також

вм'ятинах, що перешкоджають плавному обертанню підшипника; відбитках кульок або роликів на доріжках кочення; при радіальних зазорах, що перевищують наведені в таблицях 8.2 і 8.3.

Підшипники ковзання. Причинами пошкодження або руйнування підшипників ковзання можуть бути забруднення, перебої у поданні змащування, вібрація ротора, неякісний матеріал підшипників ковзання (бронзи або бабіту), неякісне складання. Пошкодження проявляється у частковому або повному руйнуванні поверхонь ковзання – надирах, частковому виплавленні олова з бронзи або бабіту, «схоплення» (сплавляння) поверхонь.

Таблиця 8.2 – Допустимі радіальні зазори в кулькових підшипниках

Внутрішній діаметр кулькопідшипників, мм	Радіальний зазор, мкм	
	номінальний	гранично допустимий
10–18	22	40
18–30	24	45
30–40	26	50
40–50	29	55
50–65	33	60
65–80	34	65
80–100	40	80
100–120	46	90
120–140	53	100

Під час експлуатації опорних підшипників ковзання із вкладишами, залитими бабітом (рис. 8.10), необхідно проводити планові огляди стану бабітового шару вкладишів, перевірку щільності прилягання бабітового шару до тіла вкладишу, вкладишів до корпусу (по фарбі), вкладишів один до одного у рознімі; перевірку величини верхнього та бокових зазорів

підшипників, натягу між кришкою підшипників та верхнім вкладишем.

Таблиця 8.3 – Допустимі радіальні зазори в роликових підшипниках

Внутрішній діаметр роликових підшипників, мм	Радіальний зазор, мкм	
	номінальний	гранично допустимий
14–30	45	80
30–50	55	100
50–65	65	120
65–80	70	130
80–100	80	140
100–120	90	160
120–140	100	180

Огляд стану бабітового шару вкладишів проводять після розбирання підшипників та промивання вкладишів. У бабітовому шарі не повинно бути тріщин, викришених місць та відшарувань. Він повинний тісно прилягати до тіла вкладишів; при натисненні на його краї не повинно виступати мастило.

Сліди зношування на поверхні бабітового шару повинні розміщуватися рівномірно та лише на робочій частині поверхні нижнього вкладиша. Надири на верхніх вкладишах або на стику верхніх та нижніх свідчать про ненормальну роботу підшипників (розцентрування, недостатні або нерівномірні зазори, недостатнє змащування тощо).

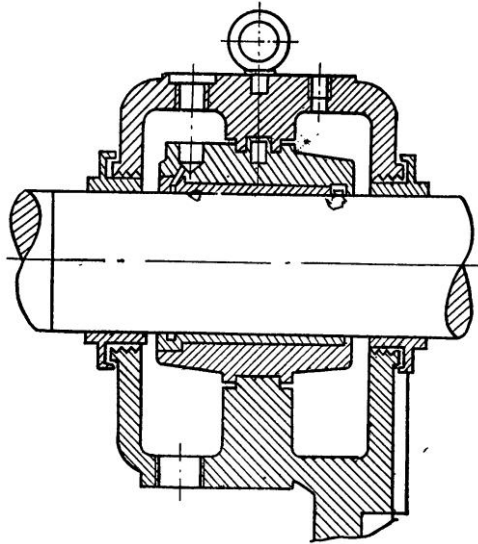


Рисунок 8.10 – Опорний підшипник ковзання

Перевірку зазорів у підшипниках проводять після охолодження шийок вала та зачищення бабіту в місцях задири́в, якщо вони є. Верхні зазори вкладишів визначають штихмасом та мікрометром: штихмасом вимірюють внутрішній діаметр вкладиша, мікрометром – діаметр шийки вала. Вимірювання проводять у вертикальній площині з обох боків вкладиша. Різниця вимірювань діаметрів вкладишів у шийці ротора дорівнює верхньому зазору.

При циліндричній розточці вкладишів верхній зазор зазвичай становить 0,001–0,002 діаметра шийки вала. За малого або надто великого верхнього зазору внаслідок порушення масляного клина може спостерігатися підвищена вібрація ротора.

Допустимі без відновлення та рекомендовані встановлювальні розміри масляних (верхніх) зазорів опорних підшипників наведені в таблицях 8.4 і 8.5.

Таблиця 8.4 – Зазори в опорних підшипниках за діаметра шийки до 100 мм

Діаметр шийки вала, мм	Зазор, мм	
	рекомендований встановлювальний	допустимий без відновлення
50	0,15	0,22
75	0,16	0,24
100	0,18	0,28

Таблиця 8.5 – Зазори в опорних підшипниках за діаметра шийки понад 100 мм

Частота обертання, с ⁻¹	Відносний зазор $\psi = \Delta / d$
16–25	0,0013–0,0015
25–30	0,0015–0,0016
43–50	0,0018–0,0019
50–60	0,0019–0,0020

Примітка. Δ – встановлювальний зазор, мм; d – діаметр шийки, мм

Бокові зазори в площині розніму вкладишів вимірюють по довжині вкладиша з кожного боку шийки. Боковий зазор повинний становити приблизно 0,5 від верхнього зазору. Недостатні бокові зазори спричиняють вібрацію підшипників унаслідок розриву масляного клина. Водночас підвищується температура підшипника, і вал захоплює та сплавляє бабітову заливку вкладиша.

Вкладиші опорних підшипників підлягають Perezаливанню за таких дефектів:

– для нижньої половини вкладиша – при масляних зазорах понад допустимі (див. табл. 8.4); за товщини бабітової заливки менше від зазначеної у нормативно-технічній документації на ремонт; при підплавленні бабіту, тріщинах та викришуванні бабіту та корпусу вкладиша, відставанні бабіту від

корпусу, пористості, сторонніх включеннях, забоїнах та інших дрібних дефектах, що займають площу понад 5 % від поверхні заливки бабіту; при кільцевих ризках на поверхні бабіту, що займають понад 10 % від робочої поверхні половини вкладиша;

– для верхньої половини вкладиша – за товщини бабітової заливки меншої від зазначеної у нормативно-технічній документації на ремонт; при відставанні, тріщинах та викришуванні за величини видаленого вирубуванням бабіту понад 15 % від поверхні; при кільцевих ризках на поверхні заливки, що займають понад 15 % від робочої поверхні половини вкладиша.

Сегменти упорних підшипників підлягають перезаливанню за таких дефектів:

– за товщини бабітового шару меншої за зазначену в нормативно-технічній документації на ремонт;

– при підпавленні, відставанні, тріщинах та викришуванні на поверхні заливки, на опорній поверхні та на тілі сегмента.

Вкладиш у складеному стані повинний бути пришабрений «на фарбу» по калібру, діаметр якого дорівнює сумі діаметра шийки вала та встановлювального масляного зазору.

У разі заміни вкладишів або їх перезаливання перевіряють щільність прилягання вкладишів до корпусу підшипника й у кришці за фарбою. Плями фарби повинні розміщуватися рівномірно по відповідних опорних поверхнях та займати не менше ніж 75 %. Нещільне прилягання усувають шабруванням, у вкладишів з опорними подушками шабрують поверхні опорних подушок, у шарових – сферичну поверхню встановувальних кілець у корпусі та кришці підшипника.

Якщо немає вказівок заводу-виготовлювача, то натяг між циліндричним вкладишем та кришкою повинний бути не більшим ніж 0,05 мм; те саме стосується сферичних самовстановлювальних вкладишів.

Натяг між вкладишем та кришкою підшипника перевіряють за допомогою штихмаса та мікрометра. Штихмасом вимірюють діаметр розточки під вкладиш, мікрометром – діаметр

вкладиша по верхній та нижній опорних колодках (або по зовнішньому діаметру вкладиша). Визначаючи натяг, одночасно перевіряють контакт поверхні верхньої встановлювальної колодки вкладиша з кришкою.

Якщо під час перевірки вкладишів знаходять дефекти, що не піддаються усуненню (викришування, відставання бабітового шару, збільшені зазори, які не можна привести до норми), вкладиші перезаливають або замінюють новими.

Дозволяється частковий ремонт бабітового шару вкладишів, якщо площа тріщин, раковин та місць викришування не перевищує 1 см². Водночас не повинно бути відставання бабітового шару. Після такого ремонту вкладиш шабрять або розточують із подальшим шабруванням.

Розточування залитих вкладишів, якщо їх можна центрувати у корпусі підшипника, наприклад за допомогою встановлювальних подушок, проводять зазвичай на величину, що дорівнює діаметру шийки та мінімальному верхньому зазору. Якщо такої можливості немає, вкладиш розточують на величину, що дорівнює діаметру шийки. Цей спосіб розточування дозволяє за рахунок шабрування бабітового шару виконувати необхідні зміщення ротора під час центрування.

Нові, перезалиті або відремонтовані вкладиші розточують на верстаті або шабрять вручну за калібром, виготовленим з урахуванням верхнього зазору. Шабрування нижнього вкладиша виконують таким чином, щоб рівномірно розподілені плями фарби займали не менше ніж 75 % робочої поверхні вкладиша при додержуванні встановлених верхнього та бокових зазорів.

Підчас експлуатації насосів, що мають упорний (рис. 8.11) або опорно-упорний підшипник ковзання, необхідно проводити такі перевірки: величини розбігу ротора, стану робочих та встановлювальних колодок, якості припрацювання робочих колодок, стану опорного вкладишу комбінованого підшипника, натягу комбінованого підшипника, щільності прилягання опорних поверхонь вузла до корпусу підшипника та його кришки.

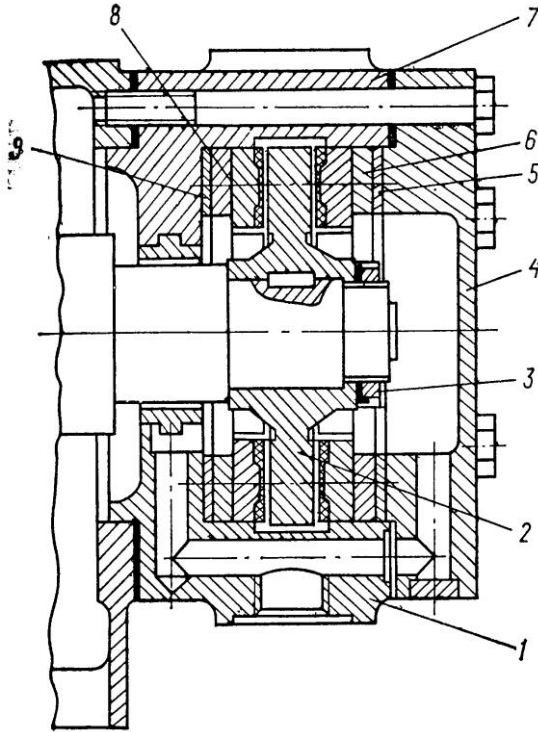


Рисунок 8.11 – Упорний підшипник ковзання

Осьовий розбіг ротора в упорному підшипнику повинен відповідати кресленням та паспортним даним насоса. Якщо такі дані відсутні, його беруть у межах 0,1–0,15 мм.

Величину розбігу ротора перевіряють за допомогою щупа або індикатора, коли з'єднувальні муфти розібрані, а підшипник повністю зібраний. Під час перевірки ротор переміщують (з обертанням) спочатку в одне, потім в інше крайнє положення. Розбіг вимірюють щупом між рухомою частиною ротора та нерухомою деталлю або індикатором. Вимірюючи розбіг ротора з опорно-упорним підшипником, необхідно враховувати, що вкладиш останнього може зміщуватися в осьовому напрямку в розточці корпусу підшипника. Тому перед вимірюванням перевіряють, чи є зміщення, і якщо воно є, то перед

вимірюванням його тимчасово усувають. Наявність зміщення встановлюють за допомогою індикатора при переміщенні ротора. Вимірювальна лапка індикатора в цьому разі впирається в торець вкладиша.

Розбіг ротора приводять у норму різними способами, залежно від конструкції підшипників (наприклад, вимірюють товщину встановлювальних колодок, проточують бабітовий шар робочих колодок, якщо відхилення від норми розбігу невеликі, замінюють їх).

Товщина бабітового шару упорної колодки після механічного оброблення його поверхні повинна бути близько 2,0 мм (допуск – мінус 0,5 мм). Загальну товщину робочих колодок вимірюють мікрометром або індикатором за допомогою контрольної плити (рис. 8.12).

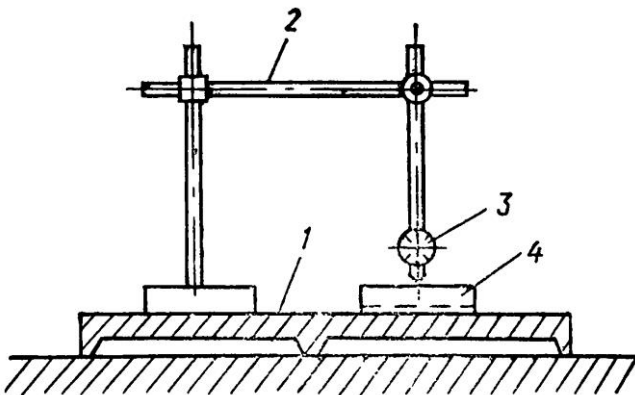


Рисунок 8.12 – Перевірка товщини упорних колодок індикатором:

*1 – контрольна плита; 2 – стояк; 3 – індикатор;
4 – упорна колодка*

Товщину заливки рекомендується приймати меншою за мінімальний зазор у проточній частині.

Вимірювання проводять у чотирьох точках колодки. Різниця товщини колодок у комплекті повинна бути не більшою ніж 0,02 мм.

Якість припрацювання (контакту) поверхні робочих колодок з упорним диском перевіряють візуально за плямами припрацювання. Для цього колодки після промивання викладають бабітовим шаром угору послідовно по колу, відповідно до їх робочого положення. При задовільному контакті сліди припрацювання на поверхні бабіту повинні бути приблизно однакові за розміром та формою. У разі їх істотної різниці необхідно визначити причини. Такими причинами можуть бути різниця товщини колодок, перекіс вкладиша в опорно-упорного підшипника відносно упорного диска, незадовільний стан сферичних поверхонь упорного підшипника, що ускладнює його самовстановлення тощо.

Під час ремонту та складання опорно-упорного підшипника можуть бути виявлені дефекти, що призводять іноді до розладу усього вузла, наприклад: вкладиш опорного підшипника комбінованого вузла пришабрений із перекосом відносно упорного диска ротора (по вертикалі або горизонталі); вкладиш перекошується при кріпленні кришки підшипника (у тому й іншому випадках шийка ротора буде працювати з перекосом по вкладишу, а робочі колодки – лише частиною поверхні).

Тому під час складання опорно-упорного підшипника необхідно перевірити такі параметри:

- положення вкладиша при кріпленні кришки (за допомогою індикатора, тим або іншим способом, залежно від конструкції вузла); деформація вкладиша при кріпленні кришки болтами не допускається;

- відстань від упорного диска до торців розточок корпусу вкладиша у трьох точках (справа, зліва та знизу) з боку робочих колодок; неперпендикулярність вкладиша відносно упорного диска не повинна перевищувати 0,02 мм;

- контакт упорних колодок; для цього упорний диск та упорні колодки витирають насухо, складають вкладиш, накривають кришкою та обтискають її відповідним натягом, далі повертають ротор, відтискаючи його в бік робочих колодок, а потім – у бік встановлювальних;

– осьовий розбіг ротора при зібраному опорно-упорному підшипнику (за допомогою двох індикаторів: одним вимірюють переміщення ротора, іншим – переміщення корпусу опорно-упорного вкладиша).

Перекіс вкладиша відносно упорного диска усувають одним із описаних нижче способів:

– встановлюють вкладиш відносно упорного диска за допомогою встановлювальних сегментів; для цього рекомендують, наприклад, під встановлювальні сегменти з одного боку підкласти фольгу, а з іншого зняти шар металу, що дорівнює товщині фольги; товщину знятого металу контролюють мікрометром та за фарбою;

– за необхідності пригонку колодок для покращання їх контакту з упорним диском проводять шабруванням; площа контакту упорної колодки з упорним диском повинна становити близько 75–90 % усієї поверхні.

8.5 Ротор

Ротор відцентрового насоса є однією із найскладніших та відповідальних складальних одиниць і багато в чому визначає надійність насоса в цілому.

До основних деталей ротора відносять вал, робочі колеса, з'єднувальні муфти, захисні гільзи, деталі торцевих ущільнень, розвантажувальні пристрої.

Залежно від конструкції насоса ротор виконують із різним взаємним положенням деталей. У консольних насосах робоче колесо розміщене на кінці вала (див. рис. 8.8). В одноступеневих насосах, що мають робоче колесо двостороннього входу, ротор розміщений зазвичай у виносних, симетрично розміщених підшипниках (див. рис. 8.9).

У багатоступеневих насосах робочі колеса також розміщені між опорами, які залежно від способу врівноваження осьових зусиль розміщують або послідовно (всмоктувальний бік коліс спрямований в один бік), або симетрично (колеса розвернуті в протилежні боки).

Одним із конструктивних показників, що визначають надійність роботи ротора, є його жорсткість, яка характеризується відстанню між опорами, а для консольних насосів – ще й вилітом вала.

Ротор насоса під час роботи піддається дії декількох сил. Визначальними є осьові та радіальні зусилля, що діють на робочі колеса, крутний момент, а також динамічні сили, викликані залишковим дисбалансом та неусталеними режимами в роботі насоса. До неусталених режимів можна віднести кавітацію, помпаж, «запарювання» насоса, різкі зміни в режимах роботи, періоди пуску та зупинення.

У разі виявлення різних дефектів ротора різко погіршуються вібраційні характеристики насосів, що мають порівняно гнучкий довгий вал із великими приєднаними масами (багатоступеневі насоси, насоси з колесами двостороннього входу). Тому ремонт та складання таких насосів необхідно проводити особливо ретельно.

Конструкція ротора, в якому осьові зусилля передаються послідовно через усі колеса, піддається небезпеці викривлення вала під час роботи внаслідок неперпендикулярності торців маточин. Це явище посилюється за нерівномірного температурного розширення вала та робочих коліс. Тому торці робочих коліс оброблюють із перпендикулярністю 0,01–0,02 мм, а точність виготовлення та складання необхідно контролювати повторною перевіркою биття шийок вала після осьового затягування деталей ротора.

Більш надійною та усталеною в роботі є конструкція ротора із закладними кільцями, що сприймають осьові зусилля кожного робочого колеса окремо. У такій конструкції виключається перекошування за неправильного торцювання маточин робочих коліс, підвищується жорсткість вала, забезпечується робота ротора і тим самим підвищується надійність роботи ущільнення коліс та кінцевих ущільнень.

Основними операціями, що забезпечують нормальну роботу насоса, є статичне балансування окремих деталей та динамічне балансування складеного ротора.

При заміні окремих деталей ротора, а також при складанні нового ротора проводять статичне балансування нових деталей та балансування ротора в зборі. Якщо балансування незадовільне, ротор розбирають та проводять балансування кожної деталі. Виправлення статичного дисбалансу ротора в зборі не допускається.

Допустиму відцентрову силу, яка виникає від неврівноваженої маси деталей, що обертаються, визначають за формулою

$$P = m\omega^2 l,$$

де l – питома неврівноваженість деталей, або умовне зміщення центра ваги, м (дорівнює залишковій неврівноваженості деталі Δ , кг · м, поділений на її масу: $l = \Delta / m$;

m – маса деталі, кг;

ω – частота обертання, с⁻¹.

Допустимі значення залишкової неврівноваженості деталей Δ наведені на рисунку 8.13.

Для деталей типу дисків із відношенням ширини до діаметра $b/D=0,5$ проводять лише статичне балансування. Деталі великої довжини, ротори, що несуть декілька мас, піддають динамічному балансуванню на спеціальних балансувальних верстатах.

Для роторів насосів встановлено два класи точності динамічного врівноваження. До першого класу відносять ротори спеціальних, герметичних, живильних насосів з особливо жорсткими вимогами до рівня вібрації, до другого класу – ротори усіх інших насосів. Гранична неврівноваженість роторів насосів не повинна перевищувати допустимих значень, наведених на рисунку 8.14.

До основних причин, що можуть привести до виходу з ладу ротора насоса, можна віднести корозію та ерозію деталей проточної частини; зношення шийок вала в підшипниках; викривлення осі вала; статичну та динамічну неврівноваженість ротора; незадовільне складання підшипників; підвищену

вібрацію (незалежно від причини, що її викликала); контакт деталей, що обертаються, із нерухомими частинами насоса.

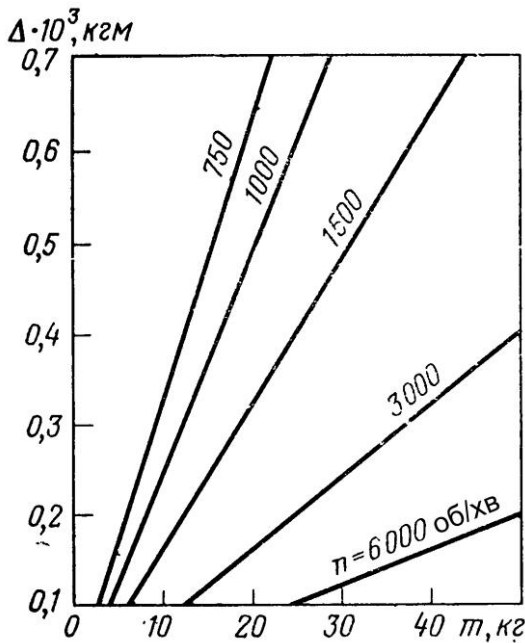


Рисунок 8.13 – Допустимі значення залишкової неврівноваженості деталей

Вимоги, що висуваються під час огляду та ревізії ротора, повинні відповідати вимогам креслень та паспортних даних заводу-виробника.

Перевірні роботи передбачають:

- перевірку ротора на забруднення, корозію та ерозію з подальшим очищенням;
- огляд ротора для виявлення можливих пошкоджень;
- перевірку щільності посадки деталей ротора;
- огляд стану шийок вала та поверхні упорної п'яти;
- перевірку робочої п'яти на биття та геометрію площини;
- перевірку шийок вала на овальність та конусність;

- перевірку ротора на биття;
- перевірку ротора на статичну та динамічну невірноваженість;
- перевірку на встановлення робочого колеса по центру відводу.

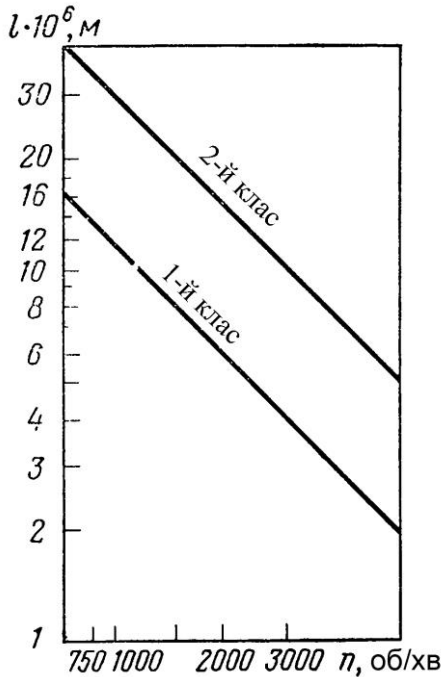


Рисунок 8.14 – Допустимі значення питомої невірноваженості ротора

Перед очищенням ротора визначають кількість та характер можливих осадів, наявність корозії, ерозії робочих коліс та інших деталей. Значні осадки на робочих колесах та у зазорах ущільнень колеса можуть спричинити аварію. Якщо не вдається усунути їх технологічними заходами, передбачають скорочення тривалості пробігу (від очищення до очищення ротора).

При корозії або ерозії деталей ротора визначають швидкість цих процесів і встановлюють термін служби ротора та його деталей.

За доброго стану деталей ротора його зазвичай не розбирають. Обов'язкове розбирання ротора незалежно від стану деталей виконують через 8 000–9 000 годин роботи.

Після очищення ротора від осадів та слідів корозії виконують його огляд, виявляючи можливі тріщини в деталях ротора. Особливо ретельно перевіряють місця, які піддаються найбільшим навантаженням: переходи від одного перерізу вала до іншого (галтели); місця зміни профілю дисків коліс; перерізи, послаблені отворами, шпонковими пазами тощо.

Під час поточного ремонту проводять огляд доступних небезпечних місць візуально, а в разі необхідності та обов'язково під час капітального ремонту – контроль методом кольорової дефектоскопії.

У разі виявлення тріщин на валу або робочих колесах необхідно з'ясувати причини їх виникнення, а деталі замінити.

Тріщини в металі вала та робочих коліс зазвичай виникають унаслідок втоми металу під дією динамічних навантажень на ротор; підрізів та інших концентраторів напружень; незадовільного складання вузла упорного підшипника, яке спричинює змінні напруження в перерізах вала; корозії, що знижує властивості металу вала.

Щільність посадки робочих коліс, упорного диска та півмуфт на валу ротора перевіряють на звук, обстукуючи маточини мідним молотком. Залежно від конструкції необхідно тим або іншим способом усунути віднайдену нещільність або замінити ротор.

При пошкодженні шийок валів останні проточують на токарному верстаті з подальшим шліфуванням. Шийки обов'язково шліфують, якщо еліпсність або конусність становить понад 0,04 мм. Цей метод застосовують до того часу, поки зношення не перевищує 5 % від номінального діаметра шийки. Діаметр шийки вала рекомендують змінювати до таких ремонтних розмірів: перший – 0,985 d , другий – 0,970 d , третій –

$0,950 d$ (де d – номінальний діаметр шийки). За сильного зношення шийок є можливим відновлення номінального розміру різними способами, зокрема ручним електродуговим наплавленням.

Перевірку робочої поверхні упорного диска на биття проводять зазвичай двома індикаторами, закріпленими на площині розніму корпусу підшипників біля диска з двох боків (рис. 8.15). Диск ділять на вісім рівних частин, вимірювальні лапки індикаторів встановлюють на площині, що перевіряється, на відстані 10–15 мм від ободу. Повільно обертаючи ротор, записують показання індикаторів у таблицю одночасно для двох точок, розміщених на одному діаметрі. Биття дорівнює алгебраїчній різниці показань індикаторів. Перевірку на биття виконують не менше двох разів, причому за другим разом планки індикаторів зміщують на 5–10 мм до центра диска. За такої перевірки можливе осьове зміщення ротора не впливає на результати. Максимально допустиме биття площини п'яти не повинно перевищувати 0,03 мм.

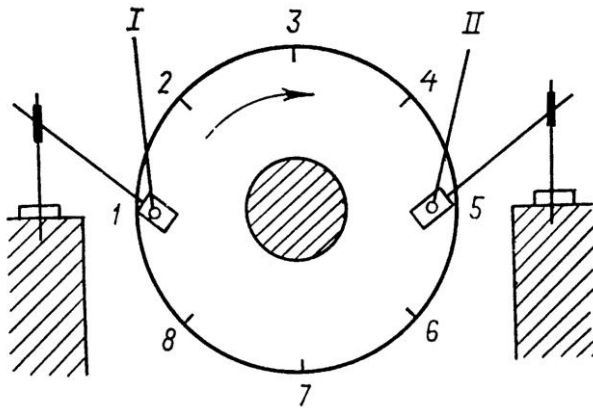


Рисунок 8.15 – Схема перевірки упорної п'яти на биття двома індикаторами

Геометрію робочої площини упорного диска перевіряють, накладаючи на неї контрольну лінійку та вимірюючи щупом зазори між площиною та лінійкою. При задовільному стані щуп

товщиною 0,02 мм не повинен проходити між лінійкою та поверхнею, що перевіряється (рис. 8.16).

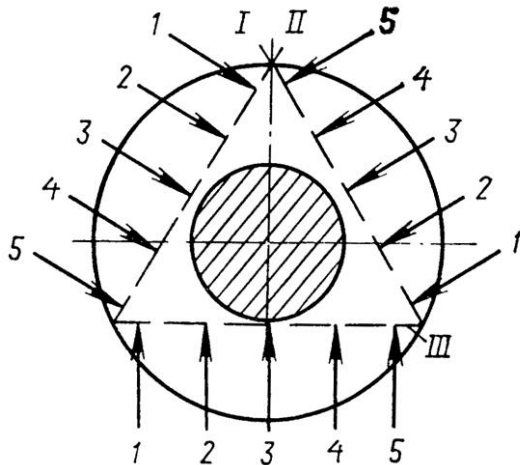


Рисунок 8.16 – Схема перевірки упорної п'яти контрольною лінійкою та щупом:

I–III – місця розміщення лінійки; 1–5 – місця вимірювань щупом

Щоб визначити стан осі вала ротора, проводять перевірку вала на биття на токарному верстаті або на опорних підшипниках насоса (якщо це є можливим). В останньому випадку вимірювання проводять індикатором, який встановлюють на площини горизонтального розніму або підшипників залежно від місця вимірювання. Вимірювання проводять по перерізах вала – від шийок вала, кінцевих ущільнень, між робочими колесами, по окружності півмуфти та упорної п'яти. Для визначення характеристики прогину по окружності кожного перерізу проводять 4–6 вимірювань. Для цього окружність вала ділять відповідно або кратно кількості отворів для болтів у півмуфті. Ці отвори маркують, що дозволяє в разі подальших перевірок одержувати результати, що можна порівнювати (рис. 8.17).

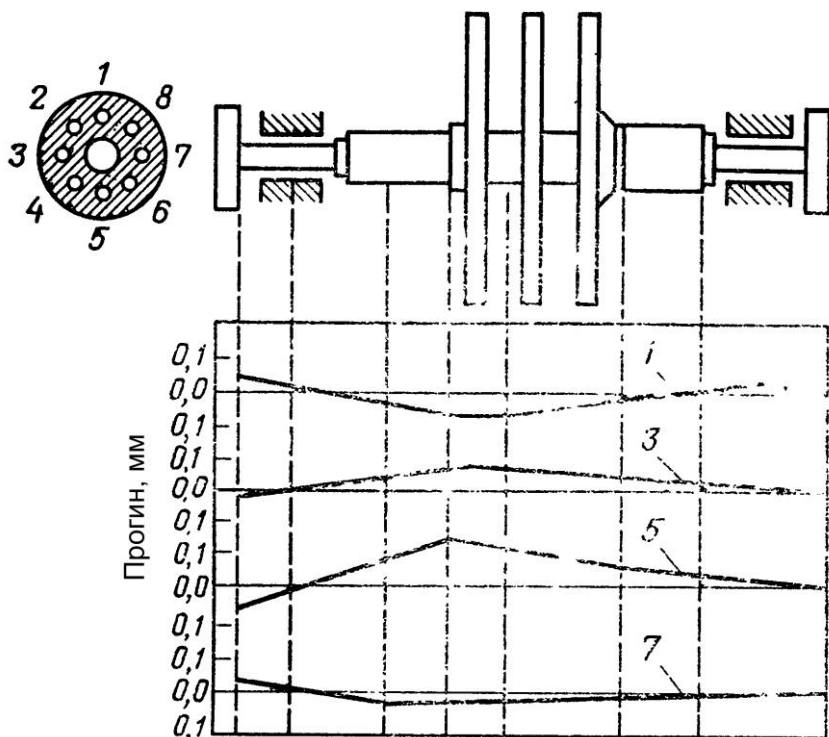


Рисунок 8.17 – Графік перевірки осі вала:

1–8 – марковані отвори

Прогин вала, що перевищує допустимі норми, виправляють на місці або в центрах на токарному верстаті. У разі необхідності після правки вала його шийки та відповідні поверхні приводять у норму проточуванням або шліфуванням. Після ремонту з проточуванням або шліфуванням граничні значення биття посадкових поверхонь деталей ротора (шийок вала, захисних гільз, упорних дисків, півмуфт) не повинні перевищувати 0,03 мм по окружності; для ущільнювальних кілець робочого колеса – 0,05 мм (по окружності); для робочих коліс – 0,2 мм – по торцю диска та 0,02 мм – по торцю маточини.

Биття ротора визначають як найбільше відхилення стрілки індикатора при повороті ротора на один оберт.

Під час перевірки нециліндричності шийок валів та вкладишів підшипників ковзання, поверхонь, що спрягаються по посадках із натягом, поверхонь щільних ущільнень при l/d понад 1,0 (де d – діаметр поверхні, що контролюється, мм; l – її довжина, мм), вимірювання проводять не менше ніж у трьох перерізах по довжині поверхні у взаємно перпендикулярних площинах.

8.6 Робочі колеса

Від якості виготовлення та ремонту робочих коліс відцентрових насосів у значному ступені залежать напір, подача та споживана потужність.

Більшість робочих коліс виконують литими, закритого типу (робочі канали з боків обмежені основним та покривним дисками). В окремих випадках застосовують зварнолиті або зварнофрезеровані робочі колеса – до основного диска з відлитими або фрезерованими лопатями приварюють покривний диск.

До робочих коліс висувають такі вимоги: точність геометричних розмірів; правильність форми та чистоти поверхні робочих каналів, відсутність ливарних раковин, напливів тощо; концентричність зовнішньої окружності та окружності ущільнювальних поясків щодо внутрішнього осьового отвору; врівноваженість.

До основних несправностей у роботі відцентрових коліс відносять: зношення захисних кілець щільних ущільнень; корозійне та ерозійне зношення робочих каналів; зношення посадкової поверхні під вал; тріщини на дисках та робочих лопатях.

Тріщини будь-якого розміщення, наскрізні раковини, кавітаційні раковини, ерозійне зношення дисків та лопатей на внутрішніх поверхнях робочих коліс не припускаються.

Кавітаційні раковини глибиною до $1/2$ товщини зовнішніх поверхонь робочих коліс можуть бути усунуті наплавленням у доступних місцях із подальшим статичним балансуванням

робочого колеса. У місцях наплавлення не повинно бути тріщин, шлакових включень, пор; вони повинні бути оброблені на рівень із основним металом.

Допустиме зменшення зовнішнього діаметра робочих коліс насосів по ущільнювальних поясках під час 1-го та 2-го ремонтів наведені в таблиці 8.6.

Таблиця 8.6 – Припустиме зменшення зовнішнього діаметра робочих коліс по ущільнювальних поясках під час ремонтів

Робоче колесо	Номер ремонту	Діаметр входу робочого колеса, мм					
		50–100	101–200	201–400	401–800	801–1600	1601–3200
Для чистих рідин	1	0,7	1,0	1,0	1,6	1,9	2,2
	2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Для рідин із домішками	1	1,1	1,5	1,9	2,4	–	–
	2	2,2	3,0	3,8	4,6	–	–

Водночас повинні витримуватися й передбачені технічною документацією радіальні зазори у щілинних ущільненнях. Зазвичай для великих насосів (подача понад $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) приймають радіальний зазор $\delta \approx D_y/1000$ (де D_y – діаметр щілинного ущільнення); для малих насосів – $\delta \approx 0,2\text{--}0,3 \text{ мм}$.

У разі зношування зовнішньої поверхні ущільнювального пояска робочого колеса понад допустимий під час 2-го ремонту деталь замінюють новою або відновлюють номінальний діаметр.

Тріщини сталевих робочих коліс усувають заварюванням. Перед заварюванням визначають межі тріщини та на кінцях її просвердлюють отвори діаметром 3–4 мм. Дефектне місце вирубають або зачищають до непошкодженого металу та заварюють із подальшим обробленням.

Після ремонту робочого колеса є необхідним його балансування. Статичне балансування необхідно проводити також при виявленні слідів корозії або ерозії, за наявності вібрації насоса під час експлуатації, при поганій роботі сальникових ущільнень.

Неперпендикулярність торців маточини робочого колеса не повинна перевищувати 0,02 мм.

Чистота каналів проточної частини робочого колеса значно впливає на гідравлічні втрати в ньому. Оптимальним є значення шорсткості поверхні робочих коліс Rz 40–20. При зменшенні шорсткості к. к. д. підвищується на декілька відсотків, зростає всмоктувальна здатність. Тому робочі колеса піддають додатковому обробленню. Одним із таких методів є гідроабразивне оброблення.

8.7 Розвантажувальні пристрої

Осьова сила, що діє на колесо відцентрового насоса, обумовлена різницею тисків на бічні поверхні дисків (рис. 8.18). Неврівноваженою залишається сила, спричинена тиском рідини на площу, обмежену діаметром втулки та діаметром переднього ущільнення робочого колеса. Крім того, в усіх ступенях, крім останнього (у багатоступеневому насосі), діє осьова сила, обумовлена різницею швидкостей обертання рідини в бічних пазухах колеса. У передній порожнині виточки спрямовані від периферії до центра, і рідина надходить до порожнини, маючи колову складову швидкості. З протилежного боку виточки надходять із всмоктувальної порожнини наступного ступеня та спрямовані від центра до периферії, швидкість обертання у порожнині менша, ніж у першому випадку. Зношення щільних ущільнень призводить до збільшення витоків та підвищення осьової сили, що діє на ротор.

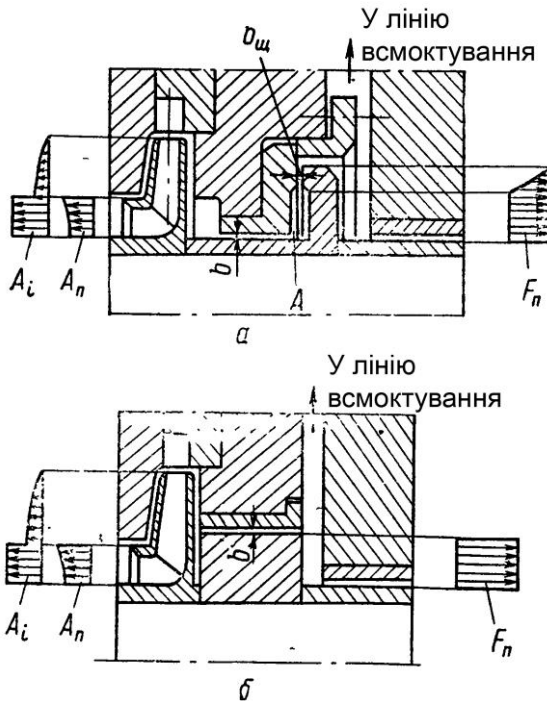


Рисунок 8.18 – Схеми зрівноважування осьових зусиль:
а – гідравлічною п'ятою; б – розвантажувальним поршнем

У насосах із відводами спірального типу зрівноваження осьових сил часто досягається симетричним розміщенням груп робочих коліс таким чином, що входні воронки спрямовані в протилежні боки (див. рис. 8.6). Залишкову осьову силу в цьому разі сприймає упорний підшипник.

Найбільш поширеними типами зрівноважувальних (розвантажувальних) пристроїв є розвантажувальний поршень та гідравлічна п'ята.

Розвантажувальний поршень є циліндричною втулкою, яка встановлюється за останнім ступенем (рис. 8.18 б). Між поршнем та корпусом утворюється дросельна щілина. Діаметр поршня розраховують таким чином, щоб тиск рідини перед поршнем зрівноважував осьову силу ротора на розрахунковому

режимі. Не враховані осьові сили, а також додаткові, що виникають на робочих режимах, сприймає упорний підшипник.

Гідравлічна п'ята є автоматичним пристроєм, який сам встановлюється та саморегулюється, що зрівноважує осьову силу на усіх робочих режимах насоса (рис. 8.18 *a*). Диск із втулкою, що обертаються, утворюють із нерухомими деталями корпусу циліндричний та торцевий зазори, між якими є порожнина *A*. При зміні зусиль на ротор у той чи інший бік торців зазор відповідно або зменшується, або зростає. Залежно від цього змінюється його опір та відповідно тиск у порожнині *A*, який зрівноважує осьову силу, що змінюється.

Розрахунок проводять за умови зрівноважування осьових сил на робочих режимах насоса за мінімальних витоків через п'яту. Водночас торцевий зазор повинний бути не меншим ніж гранично допустима величина, яка визначається точністю оброблення та монтажу деталей п'яти, а також різними факторами, що змінюють конфігурацію зазору (наприклад, при деформації п'яти під дією робочого тиску).

Для виключення осьових задирів п'яти на неусталених режимах роботи насоса як зрівноважувальний пристрій застосовують розвантажувальний поршень. Проте у багатьох випадках застосовують схему розвантажування з гідравлічною п'ятою, оскільки внаслідок зменшення витоків к. к. д. насоса у цьому разі приблизно на 1,5 % вище, ніж при використанні поршня. Саме тому в багатьох типах насосів більш поширеною є гідравлічна п'ята.

Розвантажувальний пристрій повинний виконувати завдані функції впродовж визначеного проміжку часу за наявності профілактичних ремонтів.

До розвантажувальних пристроїв ставлять такі вимоги: вони повинні зрівноважувати осьові сили ротора на усіх режимах роботи насоса (робота під навантаженням, пуск та зупинення); торцевий зазор гідравлічної п'яти повинний бути не більшим за допустимий, а перепад тиску на навантаженому диску – не меншим за загальний.

Надійність гідравлічної п'яти знижується при зменшенні зазору в щілині. Торцевий зазор зменшується при збільшенні зазорів в ущільненнях робочих коліс унаслідок зниження тиску та зростання осевої сили ротора.

Ефективність роботи гідравлічної п'яти багато в чому залежить від форми торцевих поверхонь розвантажувального диску та нерухомої п'яти, що обумовлює форму епюри тиску в щілині. Мінімальна ефективність відповідає дифузорній щілині (епюра тисків має ввігнуту форму), тому торцеву поверхню рекомендують виконувати з конфузорністю $\Delta b_k = (0,3 - 0,4) b_{ц}$ для компенсації дифузорності щілини, що виникає внаслідок вигину диска під дією робочого перепаду тиску.

Для забезпечення надійної роботи гідроп'яти є необхідним виконання таких умов: правильний вибір поверхні розвантажувального диска та ширини торцевого зазору; висока якість складання та надійне кріплення деталей пристрою; додержання правил експлуатації, особливо під час пуску та переходу на роботу з резервним насосом; запобігання потрапляння твердих домішок у робочі зазори.

Для забезпечення необхідної точності виготовлення та складання деталей гідроп'яти зазвичай застосовують притирання робочих поверхонь диска та нерухомої п'яти. Залежно від конструкції насоса та режиму його роботи (кількості обертів) застосовують два варіанти притирання. Якщо ротор центрується по ущільненнях з ексцентриситетом, що враховує прогин ротора, то притирання можна виконувати у підшипниках. Якщо під час центрування збігаються осі підшипників та ущільнень, то більш ефективним є притирання зазначених поверхонь насоса, встановлених вертикально. Таким чином, урахується випрямлення осі ротора під дією гідродинамічних сил в ущільненнях.

У разі нерівномірного затягування болтів притискного фланця гідравлічної п'яти може з'явитися значний перекіс робочих поверхонь. У зв'язку з цим під час складання необхідно виконати перевірку фарбою паралельності торців нерухомої

п'яти та розвантажувального диска після кінцевого затягування напірної кришки та болтів притискного фланця. Плями контакту повинні бути рівномірно розподілені по всій площі контакту та займати не менше ніж 70 % поверхні.

Зазвичай під час складання положення ротора перевіряють за контрольними ризиками. Під час роботи дистанційний контроль положення ротора здійснюють за допомогою індуктивного датчика, встановленого в корпусі заднього підшипника. Показник осьового зсуву ротора вмикається в систему захисту насосного агрегата для його вимкнення при переміщенні ротора, що перевищує допустиме.

Однією із причин пошкодження гідравлічної п'яти та проточної частини насосів є кипіння рідини під час виникнення кавітації на вході. Зазвичай це відбувається під час пусків та переходів із насоса на насос та здебільшого є наслідком помилкових дій експлуатаційного персоналу.

Фактором, що негативно впливає на довговічність ущільнень та гідравлічної п'яти, є виникнення різниці температур між верхньою та нижньою частинами корпусу. Це призводить до деформацій корпусу та в деяких випадках – до підвищеного зношення ущільнень, робочих торців та кільцевих втулок гідроп'яти під час пуску насоса. Різниця температур виникає в насосі двокорпусної конструкції з верхнім розміщенням патрубків унаслідок недостатньої циркуляції води в нижній частині зовнішнього корпусу. Для зменшення різниці температур використовують різні схеми підігрівання, причому найбільш ефективною є схема прогрівання насоса через дренаж нижньої частини корпусу.

8.8 Кінцеві ущільнення

Як свідчить практика, найчастіше відмови в роботі відцентрових насосів виникають унаслідок несправності ущільнювальних вузлів. Кінцеві ущільнення у відцентрових насосах навантажені зазвичай перепадом тисків, що визначається тиском усмоктування. І в консольних, і в багатоступінчастих

насосах система врівноваження осьових сил коліс передбачає й розвантаження кінцевих ущільнень вала (рис. 8.8). У багатоступінчастих насосах, в яких розвантаження осьових сил ротора здійснюється розміщенням коліс назустріч одне одному, для розвантаження кінцевих ущільнень застосовують спеціальні розвантажувальні лінії, що з'єднують порожнину перед ущільненням із входом у насос (див. рис. 8.6).

Сальникові ущільнення. Найбільш простим за конструкцією та в обслуговуванні є сальникове ущільнення (рис. 8.19). У корпусі сальника 1 встановлюють розрізні кільця 2 з м'якої набивки. В осьовому напрямку кільця стягуються натискною втулкою 3, водночас елементи набивки притискаються до корпусу та вала, забезпечуючи необхідну герметичність.

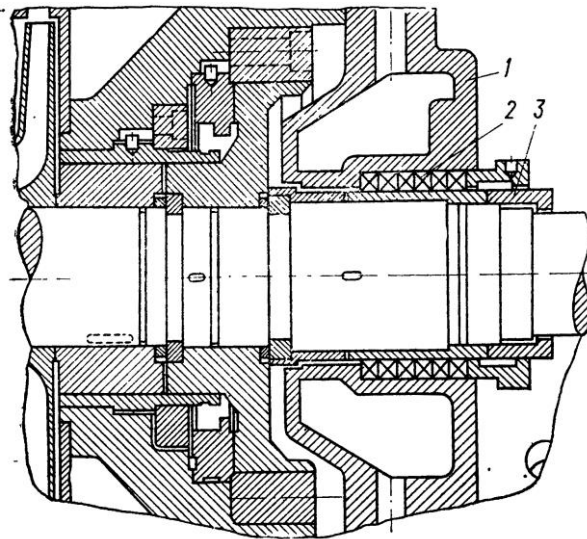


Рисунок 8.19 – Сальникове ущільнення:

1 – корпус сальника; 2 – кільця набивки; 3 – натискна втулка

Матеріали набивки та зусилля обтискання залежать від умов роботи ущільнення, що характеризуються тиском ущільнення, швидкістю ковзання поверхні вала в контакті,

властивостями ущільнювальної рідини, враховуючи її температуру.

Найбільш складні конструкції сальникових ущільнень трапляються у живильних насосах, що перекачують гарячі рідини. У цих умовах з проходженням рідини в зазорі відбувається зниження тиску до атмосферного, водночас у певній точці тиск досягає критичного значення, рідина починає кипіти, і відбувається інтенсивне руйнування матеріалу ущільнення. Тому в сальникових ущільненнях живильних насосів передбачають різні порожнини та камери для охолоджувальної води. Проте найбільш ефективним є подання охолоджувальної води в середню частину набивки сальника.

Охолодження відбувається як корпусу сальника, так і втулки вала.

Основними причинами виходу з ладу сальникових ущільнень є:

- застосування як набивки матеріалу, що не відповідає умовам роботи;
- неправильне складання сальника (нерівномірне обтиснення сальникових елементів під час складання);
- підвищена вібрація ротора або биття захисної гільзи вала;
- недостатній тиск запірної рідини під час заповнення та роботи насоса;
- надлишкове підтягування сальника під час зношування набивки (що призводить до зношення захисної гільзи);
- експлуатація сальника при зношеній втулці (що призводить до інтенсивного зношення набивки).

У процесі ревізії перевіряють стан поверхонь захисних гільз або вала; щільність посадки ґрундбукси в корпусі насоса; стан набивки, ліхтарів, натискних втулок.

Розподіл радіального тиску притиснення набивки до вала по довжині ущільнення змінюється за логарифмічною кривою. Як свідчить практика, найбільше навантаження несуть перші кільця набивки з боку натискної втулки. Під час експлуатації зношення перших двох кілець набивки становить 70 % зношення

усього сальникового ущільнення, у той час як інші кільця майже не зношуються. Тому термін служби сальникового ущільнення у значному ступені залежить від правильного його складання.

Перед нарізанням кілець рекомендується попередньо щільно накрутити шнур на стрижень діаметром, що дорівнює діаметра захисної втулки.

При виготовленні кілець із м'яких сортів скручених та сплєтених набивок стики обрізають під кутом 90° із паралельним розміщенням площин розрізу. У кілець, виготовлених із гумованих скатаних, дубльованих та плєтених набивок, для роботи за постійної температури стик розрізають під кутом $30\text{--}45^\circ$ до площини кільця; для роботи за змінної температури стики розрізають під кутом 90° або роблять їх ступінчастими. Розрізання необхідно виконувати безпосередньо перед монтажем. Не можна допускати потрапляння бруду, абразивних матеріалів тощо.

Набивання сальника виконують після завершення усіх робіт зі складання та центрування насоса.

Під час перенабивання сальника необхідно насамперед повністю видалити зношену набивку, потім – злегка змастити робочі поверхні кілець графітом, маслом або консистентним мастилом, стійкими до дії перекачуваного продукту. За наявності в перекачуваному продукті абразивних включень набивку встановлюють таким чином, щоб вершини вузлів переплетення ниток були спрямовані проти обертання вала.

Попередньо спресовані кільця необхідно надягати на вал шляхом скручування з одночасним розведенням кінців. Кожне кільце набивки встановлюють окремо, з подальшим обтисненням спеціальними розніжними втулками. Розрізи розміщують через 120° за непарної та через 180° або 90° – за парної кількості кілець набивки.

Між кільцями набивки рекомендують установлювати плоскі шайби з матеріалу, стійкого у перекачуваному середовищі (фторопласт, гума, метал). При застосуванні набивки із фторопластової стружки встановлення шайб є обов'язковим.

Ліхтарне кільце повинно бути розміщене відносно отвору для підведення запірної рідини таким чином, щоб при підтягуванні набивки в процесі експлуатації отвір не перекривався набивкою.

Попереднє затягування пакета набивки виконують без перекосів кришки сальника, до виникнення значного опору. Після цього гайки відпускають та через 5–7 хвилин підтягують від руки. У разі правильного підтягування вал насоса обертається із деяким опором. Насос обкатують упродовж 10 хвилин без регулювання витоків, а потім підтягують кришку обертанням гайок на $\frac{1}{6}$ оберту через кожні 5–10 хвилин до досягнення необхідного рівня витоків. Не допускається обкатування насоса без робочої рідини.

У разі нагрівання сальника під час пуску насоса необхідно декілька разів увімкнути та вимкнути його, поки сальник не почне пропускати ущільнювальну рідину. Якщо витоків не буде, набивку необхідно замінити.

Витоки на валу необхідні для нормальної роботи ущільнення. Затискання пакета набивки до повного припинення витоків призводить до підвищеного зношення та зменшення періоду між підтягуваннями. Рівень витоків повинен знаходитись у межах 0,5–2,0 л/год для агресивних середовищ та 0,5–10 л/год – для інших.

Запірну рідину необхідно подавати під тиском на 0,05–0,1 МПа (0,5–1,0 кгс/см²) більшим, ніж тиск перед ущільненням.

Після підтягування сальника не величину, що дорівнює 1,0–1,5 від ширини кільця, тобто після використання запасу регулювання, рекомендується замінити увесь пакет набивки, оскільки більша частина мастила втрачена, і подальша експлуатація призводить до підвищеного зношення захисної втулки. Іноді як виняток допускається додавання одного кільця.

Манжетні ущільнення. За малих перепадів тиску – до 0,05 МПа (0,5 кгс/см²), швидкостей ковзання не вище ніж 10 м/с і температур до 70 °С застосовують манжетні ущільнення валів.

У сучасних насосах застосовують переважно стандартні каркасні гумові манжети, що складаються із трьох елементів:

ущільнювального елемента з гуми, що виступає в бік ущільнювальної порожнини; металевого каркаса, що надає манжеті необхідної жорсткості; пружини, що створює попереднє обтискання (натяг) ущільнювального елемента на валу.

Основними причинами, що призводять до виходу з ладу манжетного ущільнення, є:

- пошкодження ущільнювальної кромки;
- статичний ексцентриситет (зміщення) ущільнювальної кромки;
- радіальне биття вала під манжетою;
- підвищена вібрація;
- надлишковий натяг манжети на валу або недостатній натяг у корпусі манжети.

Пошкоджені манжети ремонту не підлягають та замінюються новими.

Пошкодження ущільнювальної кромки може відбутися під час складання, під час проходження через шліци, шпонкові пази, різи тощо. У разі пошкодження ущільнювальної кромки порушується герметичність манжетних ущільнень. Тому під час монтажу необхідно застосовувати захисні гільзи, оправки тощо.

Статичний ексцентриситет осі ущільнювальної кромки манжети щодо осі зовнішнього діаметра вала є наслідком неточного виготовлення посадкового місця під манжету. Статичний ексцентриситет може спричинити витoki та нерівномірне зношення кромки. Радіальне биття вала призводить до динамічної нерівномірності умов роботи манжети по колу. Допустимі значення ексцентриситетів та радіального биття залежно від колової швидкості обертання наведені нижче:

Колова швидкість, м/с	2	2–4	4–8	8–14
Статичний ексцентриситет ϵ_c , мм	0,2	0,15	0,10	0,08
Радіальне биття вала ϵ_d , мм	0,1	0,08	0,05	0,03

Для забезпечення нормальної роботи ущільнення необхідно вибрати натяг манжети відповідно до допуску на її виготовлення. Зазвичай діаметр кромки манжети у вільному стані

беруть з умови $D_{20} \leq (0,971 - 0,985)D - (\varepsilon_C + \varepsilon_D)$, де D – діаметр вала.

Манжету запресовують у корпус установки по зовнішньому діаметру таким чином, щоб деформований шар гуми був стиснутий на 15–40 %. Допустимий натяг можна вибрати за номінальним зовнішнім діаметром манжети:

Зовнішній діаметр манжети, мм	20–35	40–75	80–100	105–155	160–230	240–290
Натяг, мм	0,15–0,35	0,20–0,45	0,23–0,48	0,23–0,53	0,30–0,60	0,30–0,70

Торцеві ущільнення. Ці ущільнення є найбільш ефективним типом ущільнень. Вони можуть працювати у значно більшому діапазоні швидкостей, перепадів тисків і температур, ніж манжетні та сальникові, а також допускають більш широкий вибір матеріалів пар тертя.

Торцеві ущільнення характеризуються такими перевагами: малими витокami; більшим терміном служби; меншою споживаною потужністю (порівняно із сальниковими); меншою чутливістю до радіального биття вала (порівняно з іншими ущільненнями). Крім того, вони не потребують обслуговування в період нормальної експлуатації.

Конструкції торцевих ущільнень досить різноманітні. Незважаючи на зовнішню конструктивну подібність багатьох торцевих ущільнень, кожне з них призначене для роботи у строго визначених умовах, залежно від властивостей перекачуваної рідини, перепаду тиску, температури, вмісту абразивних та інших домішок, колової швидкості поверхонь тертя, умов тепловідведення, прогину або вібрації вала та інших факторів.

Ураховуючи те, що заміна торцевого ущільнення пов'язана з частковим або повним розбиранням насоса, застосування його економічно виправдане лише в тому разі, якщо

прогнозований термін роботи ущільнення достатньо великий та значно перевищує термін служби сальникових ущільнень.

На рисунку 8.20 наведено конструкцію подвійного торцевого ущільнення. Ущільнення складається з двох торцевих пар, між якими подається запірна рідина (у цьому разі вода) під тиском, що перевищує тиск ущільнення на 0,2–0,3 МПа (2–3 кгс/см²). У такій схемі повністю виключаються витoki ущільнювального середовища. Працездатність конструкції багато в чому залежить від надійності системи подання запірної рідини, що забезпечує заданий перепад тисків. При збільшенні перепаду тиску відбувається перевантаження ущільнення, тобто зростає питомий тиск у зоні тертя, який призводить до швидкого зношення ущільнення та виходу його з ладу. У разі зниження тиску запірної рідини нижче від ущільнювального відбувається розкриття внутрішньої пари та зростає інтенсивність витоків рідини.

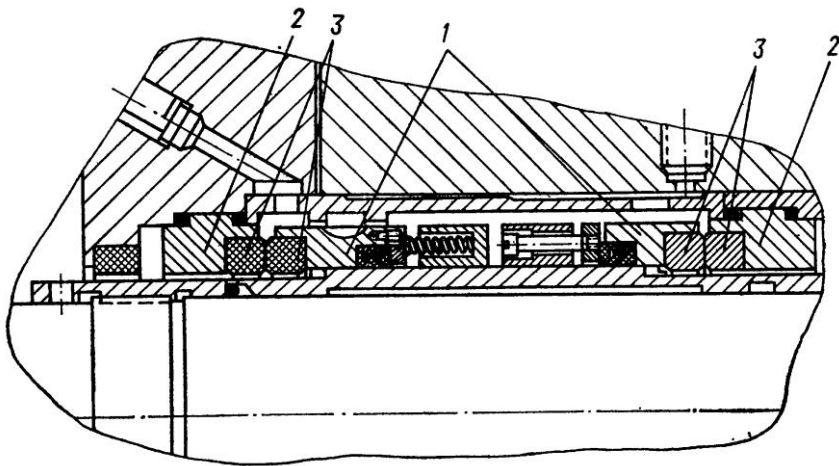


Рисунок 8.20 – Конструкція подвійного торцевого ущільнення:
1 – обойми, що обертаються; 2 – нерухомі обойми; 3 – пари тертя

Ущільнення має нерухомі контактні кільця та кільця, що обертаються. Одночасно з валом обертається натискний пристрій, який складається з пружини, обойми, натискного

кільця. Вторинні ущільнення виконані у вигляді O-подібних фторопластових манжет.

У насосах, що перекачують холодні рідини, які не містять абразивних домішок, зазвичай встановлюються одинарні торцеві ущільнення (рис. 8.21). Як вторинне ущільнення може бути застосоване конічне кільце з фторопласту. Це забезпечує стійкість ущільнення в середовищі перекачуваної рідини.

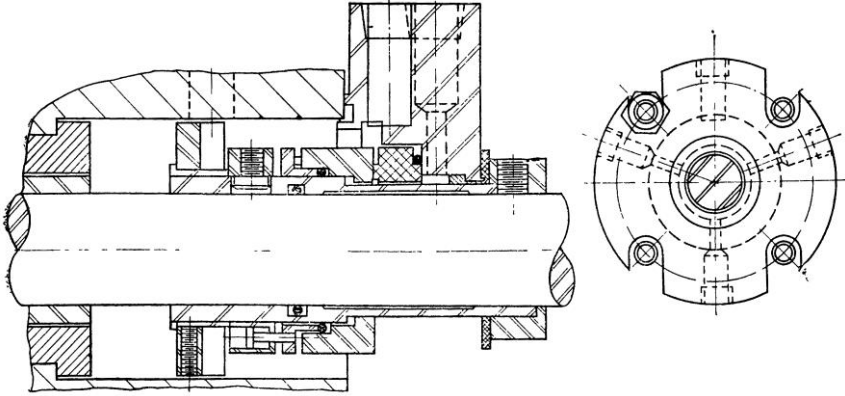


Рисунок 8.21 – Одинарне торцеве ущільнення

До основних причин, що можуть порушити роботу торцевого ущільнення, відносять: зношення або руйнування ущільнювальних кілець пар тертя; руйнування фіксаторів ущільнювальних кілець від обертання; втрата пружних властивостей вторинних ущільнень або їх руйнування; наявність абразивних домішок в ущільнювальній рідині; неякісне виготовлення та монтаж; підвищена вібрація ротора.

Для забезпечення нормальної роботи торцевих ущільнень необхідно виконувати такі вимоги:

- шорсткість поверхні тертя кілець повинна становити Ra 0,16–0,10; відхилення від площинності торця водночас не повинне перевищувати 0,6–0,9мкм;

- є необхідною перевірка перпендикулярності та торцевого биття основних спряжених деталей за допомогою індикатора (допустиме биття – не більше ніж 0,02 мм); перевірка

твердості твердосплавних кілець; перевірка графітового кільця на наявність тріщин та пор у спеціальному пристосуванні;

- на поверхні тертя елементів пар тертя не допускаються тріщини та сколи; кількість рисок або раковин повинно бути не більше ніж дві на 1 см^2 при відстані між ними не менше ніж 3 мм; допускаються риси довжиною не більше ніж $\frac{1}{3}$ ширини поверхні тертя вузького кільця, глибиною не більше ніж 0,01 мм; діаметр та глибина раковин допускається до 0,5 мм;

- необхідне тарирування усіх пружин на задане зусилля та перевірка перпендикулярності їх торців; допускається неперпендикулярність торців пружини в межах 0,2 мм; довжину пружин, діаметр та зусилля, задані на кресленні, перевіряють після багаторазового обтиснення пружини до торкання витків (не менше ніж десятиразового обтиснення);

- складання вузла ущільнення необхідно проводити після протирання усіх деталей сухою чистою ганчіркою та змащування ущільнювальних поверхонь.

Залежно від призначення ущільнювального вузла та його конструкції, властивостей середовища, його температури, тиску, швидкості обертання вала для виготовлення елементів пар тертя застосовують різні матеріали та їх поєднання.

Матеріали, що застосовують для пар тертя, можна розділити на такі групи: металеві; матеріали на основі вуглецю; високотверді (металокерамічні матеріали, силіційовані графіти тощо); матеріали на основі полімерів.

Зазвичай використовують такі поєднання матеріалів: графіт по металу, графіт по кераміці, метал по металу, а також матеріали на основі полімерів у поєднанні з іншими матеріалами.

Елементи пар тертя торцевих ущільнень, запресовані або вкесні в обойми, перед кінцевим обробленням (доводкою) підлягають перевірці на непроникність у місці з'єднання. Непроникність перевіряють опресуванням ущільнювальних кілець водою під тиском, що у 1,2 раза перевищує робочий; тривалість опресування – 5 хвилин. Під час опресування не допускається виявлення слідів рідини на поверхні елемента, що контролюється, або по місцю з'єднання з обоймою.

Перевірку ущільнювальних кілець на непроникність проводять за допомогою пристосування, що складається з двох фланців із прокладками та кріпленням, між якими встановлюють елемент, який підлягає випробуванню. До одного з фланців через патрубок із манометром та запірною арматурою підводиться вода під тиском.

Для попереднього та кінцевого доведення ущільнювальних кілець рекомендують використовувати два набори притирів. Ущільнювальні кільця з вуглеграфітових матеріалів доводять на спеціально оброблених абразивом скляних притирах. Попереднє доведення проводять із подаванням мильної води, кінцеве – з поданням чистої води. Навантаження на кільце, що доводиться, повинно становити 0,01–0,03 МПа.

Широке використання у відцентрових насосах отримали ущільнювальні кільця із силіційованого графіту. Матеріал має ряд властивостей, які дозволяють використовувати його для робіт у різних умовах та середовищах. Досвід експлуатації свідчить, що найкращі результати досягаються під час роботи пар тертя, в яких обидва кільця виконані з одного матеріалу.

Під час конструювання ущільнювальних кілець із силіційованого графіту необхідно враховувати, що його коефіцієнт лінійного розширення набагато менший, ніж у сталей та сплавів. Жорстка посадка деталей із силіційованого графіту (втулка, кільце) на металічні (вал, обойма) може спричинити руйнування силіційованого графіту в процесі роботи під дією тепла тертя. Деталі із силіційованого графіту необхідно закріплювати (запресовувати, вклеювати) лише по зовнішньому діаметру. Для фіксації деталей від повороту застосовують гарячу посадку: металеву обойму нагрівають до температури, на 100–150 °С вищу від робочої, а потім у неї вставляють деталь із силіційованого графіту.

При жорсткому закріпленні ущільнювальних кілець (посадці, склеюванні, механічному затягуванні) є необхідним кінцеве оброблення (доведення) поверхні тертя після закріплення їх в обойму.

Застосування вільної посадки кілець особливо ефективно в умовах дії високих температур під час експлуатації вузла тертя.

Перевірку площинності притертих поверхонь деталей виконують оптичним методом, що ґрунтується на принципі інтерференції світлових променів, які проходять через скляну або кварцову плоскопаралельну пластину.

Перед роботою скляну пластину та контрольовану робочу поверхню ретельно знежирюють та протирають спиртом. Шорсткість робочої поверхні кільця повинна бути не меншою ніж Ra 0,16.

Пластину накладають на контрольовану поверхню, у результаті на притертій поверхні з'являються кільця Ньютонів, які при денному світлі мають забарвлення кольорів райдуги, а при монохромному освітленні перетворюються на темні смуги. Кожне кільце відповідає неплоскості близько 0,3 мкм. Підрахунком кількості кілець, перетнутих умовною радіальною прямою, визначають неплоскостність контрольованої поверхні в радіальному напрямку (рис. 8.22).

Порушення правильної форми смуг (їх викривлення відносно осі кільця) свідчить про те, що на робочій поверхні ущільнювального кільця є опуклості та западини. Солом'яний колір усього зразка при денному світлі відповідає відхиленню від площі на 0,1–0,2 мкм.

Після кінцевого оброблення (доводки) поверхонь тертя не допускається механічне оброблення (точіння, фрезерування, шліфування, свердлення, слюсарні роботи, зварювання та пайки) елементів пар тертя та обойм при нерозбірному кріпленні кілець.

Тривалість експлуатації торцевих ущільнень багато у чому визначається правильним вибором та якістю складання вторинних ущільнювальних елементів.

Кільця вторинних ущільнень мають недолік, який полягає в можливій втраті рухливості за певних умов роботи (великий вміст абразивних домішок, високоагресивні середовища, високі та низькі температури).

Для герметизації аксіально рухомого кільця під час роботи в агресивних середовищах під тиском не вище ніж 50 кгс/см²

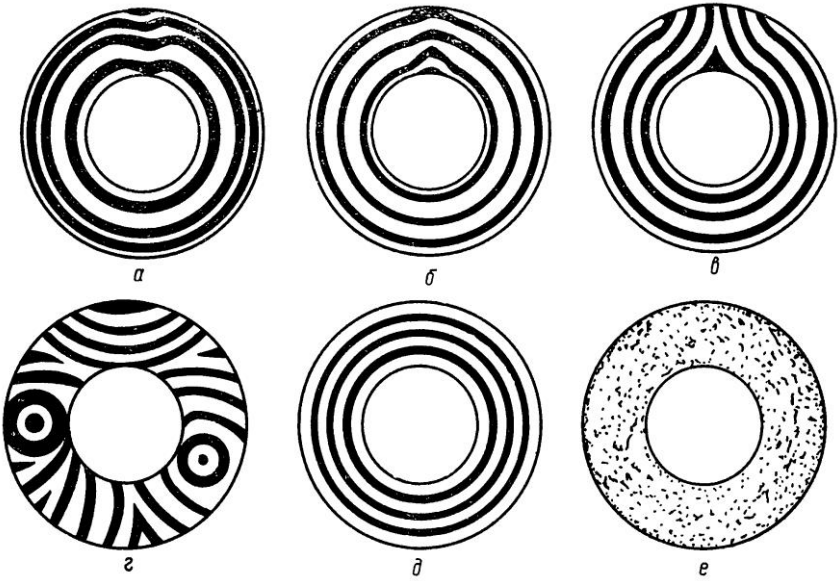


Рисунок 8.22 – Контроль площинності торцевих поверхонь контактних кілець:

а–г – не придатні для роботи (а – увігнутість; б – опуклість; в, г – викривлення поверхні); д, е – придатні для роботи (д – строго концентричні окружності; е – один колір)

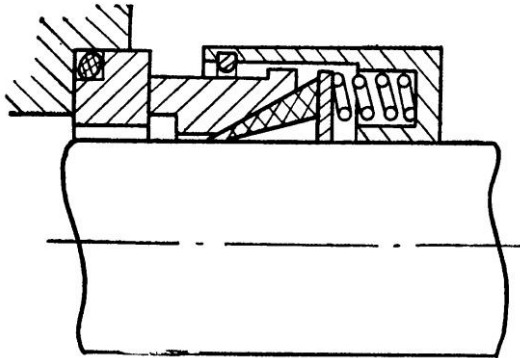


Рисунок 8.23 – Вторинні ущільнення з конічними кільцями із фторопласту

застосовують конічні кільця із фторопласту (рис. 8.23). Конічна поверхня кільця з кутом менше ніж 30° ($28\text{--}29^\circ$) перебуває у контакті з конічною поверхнею кільця пари тертя, у якої кут дорівнює 30° .

8.9 Щілинні ущільнення

Безконтактні ущільнення щілинного типу найбільш прості та надійні в роботі. Їх застосовують для ущільнення робочих коліс із боку всмоктування, а також як міжступеневі ущільнення для розвантажування кінцевих ущільнень. Практично в будь-якому відцентровому насосі трапляються щілинні ущільнення. Найчастіше їх застосовують для ущільнення робочих коліс.

У загальному разі щілинне ущільнення є циліндричною щілиною, утвореною нерухомою деталлю корпусу та втулкою ротора, що обертається. Радіальний зазор вибирають мінімальним з умови відсутності тертя між рухомими та нерухомими поверхнями. Довжина ущільнення залежить від перепаду тиску та вибирається з урахуванням двох фактів, що суперечать один одному: зі збільшенням довжини ущільнення, з одного боку, зменшуються витрати (зростає економічність), а з іншого боку, зростають габарити конструкції.

Зазвичай кожний ступінь насоса має два ущільнення: ущільнення робочого колеса та міжступеневе. У корпусних деталях насоса встановлюють нерухомі ущільнювальні кільця. Між ущільнювальними поясками робочих коліс та кільцями утворюється циліндрична кільцева щілина, в якій знижується тиск рідини, що протікає. Ущільнювальні кільця запресовують або кріплять гвинтами до корпусних деталей. Для запобігання вигину фланця ущільнювального кільця по його зовнішньому діаметру рекомендується виконувати бурт шириною 2–4 мм.

Якщо ущільнювальні кільця встановлюють без кріплення гвинтами, то замість фланця виконують невеликий буртик. Кільце встановлюють у корпусі по нерухомій посадці та фіксують гвинтами від обертання. Аналогічно встановлюють кільця міжступеневих ущільнень.

Найбільш простим є однощілинне ущільнення (рис. 8.24 а). У насосах високого тиску для зменшення об'ємних втрат застосовують ущільнення більш складних конструкцій.

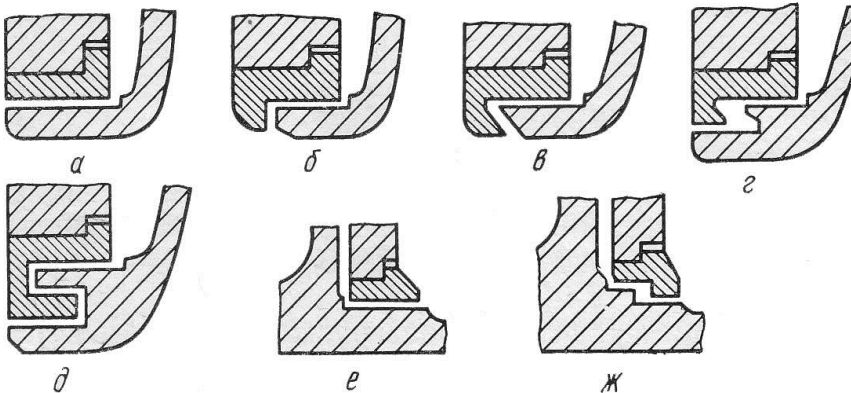


Рисунок 8.24 – Схеми передніх ущільнень робочого колеса

Однощілинне ущільнення з козирком (рис. 8.24 б) підвищує коефіцієнт опору щілини та забезпечує менше збурення основного потоку на вході в робоче колесо. Більш сприятливі умови для основного потоку забезпечує ущільнення з нахиленим козирком (рис. 8.24 в).

Двощілинне ущільнення з раптовим розширенням щілини (рис. 8.2 г) приблизно на 20–30 % знижує проходження порівняно з однощілинним ущільненням. Незважаючи на високу складність виготовлення, в насосах застосовують також трищілинні ущільнення (рис. 8.24 д), які забезпечують більш високий коефіцієнт опору. Проте трищілинні ущільнення за певних умов можуть служити джерелом додаткової вібрації ротора. Міжступеневі ущільнення за рідкісним винятком, виконують або однощілинними (рис. 8.24 е), або двощілинними з уступом (рис. 8.24 ж). Іноді для збільшення коефіцієнта опору на ущільнювальних поверхнях виконують кільцеві або гвинтові канавки. Опір щілини при цьому зростає на 25–30 %. Проте наявність канавок може також бути причиною виникнення додаткової вібрації ротора.

Довговічність роботи щілинного ущільнення за нормального режиму експлуатації (за відсутності механічного контакту) визначається ерозійним зношенням втулки.

Застосування щілинних ущільнень знижує економічність насоса внаслідок витоків. Необхідно відзначити, що збільшення зазорів понад допустимі призводить до збільшення споживаної потужності, зменшення напору та подачі. У певних випадках це призводить до виникнення не передбачених розрахунком осьових сил.

Основні вимоги висувають до матеріалу щілинних ущільнень. Вони повинні відповідати трьом основним вимогам: мати високу ерозійну стійкість, здатність опиратися задирам, мати корозійну стійкість у робочому середовищі. Іноді поверхню щілинного ущільнення покривають спеціальними твердими сплавами.

8.10 Центрування насосного агрегата

Для забезпечення нормальної роботи агрегата важливе значення має правильне центрування відцентрового насоса з приводом. Порушення центрування зазвичай призводить до виникнення вібрацій, збільшення напружень у з'єднувальних муфтах та підшипниках. Похибки в центруванні можуть бути спричинені дефектами виготовлення окремих деталей та вузлів відцентрових насосів, привода, фундаменту та муфт, навантаженнями роторів. Крім того, необхідно враховувати, що навіть у разі максимально точного початкового центрування під час експлуатації може відбуватися деяке розцентрування у результаті температурних деформацій корпусу та приєднаних трубопроводів, вібрацій, осідань фундаменту, спрацьовування підшипників та внаслідок інших причин.

Способи виконання центрування та допуски на відхилення для відцентрових насосів визначаються переважно типами машини, привода та з'єднувальної муфти, особливостями встановлення насоса на рамі або фундаменті. Центрування агрегата за півмуфтами виконують за допомогою спеціальних

пристосувань, які дозволяють проводити необхідні вимірювання за допомогою щупа або індикатора. Конструкція пристосувань (скоби, державки для індикаторів та хомути кріплення) залежить від конструкції півмуфти (рис. 8.25). Будь-яка з конструкцій пристосувань повинна мати необхідну жорсткість та міцно кріпитися на півмуфтах.

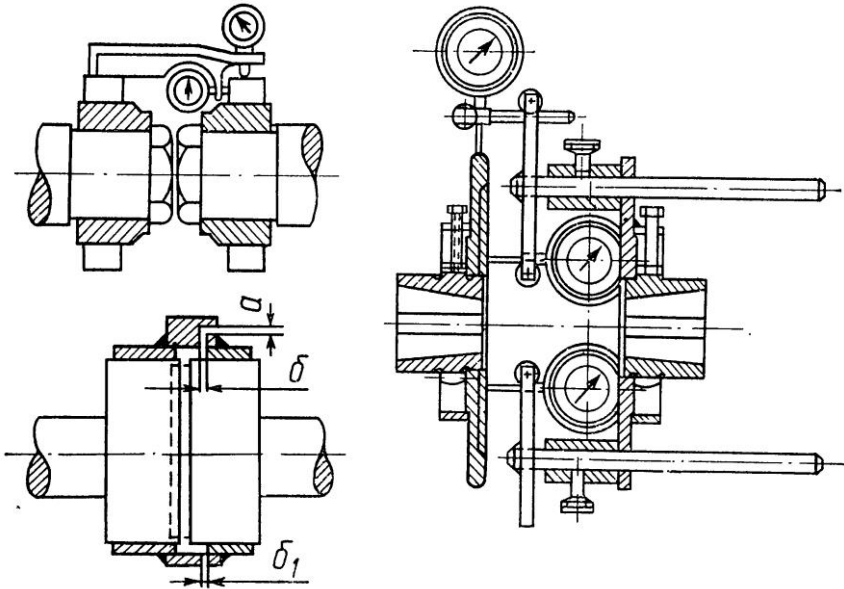


Рисунок 8.25 – Типи пристосувань для центрування за півмуфтами:

a, б, б₁ – зазори, що контролюються

Перед центруванням необхідно переконатися в тому, що вали машин, які центруються, обертаються в підшипниках вільно, без заїдань; шийки валів чисті, змащені та не мають пошкоджень; прилягання шийок до вкладишів нормальне.

Півмуфти валів, що центруються, з установленими на них пристосуваннями суміщають за маркуванням, які відповідають взаємному робочому положенню, та встановлюють маркуваннями угору. За допомогою лінійки на півмуфтах роблять

відмітки крейдою, що розділяють кола півмуфт на чотири рівні частини (по вертикалі та горизонталі). У процесі центрування обидві півмуфти сумісно обертають по ходу обертання ротора. Від початкового положення (маркування угору) півмуфти послідовно обертають на 90° , 180° , 270° та 360° , тобто кожний раз на чверть кола (відповідно до відміток).

У кожному положенні півмуфт виконують п'ять вимірювань (рис. 8.26) – одне по колу (a) та чотири по торцю, на кінцях двох взаємно перпендикулярних діаметрів ($\bar{b}_1 - \bar{b}_4$). Результати центрування заносять до таблиці, а загальний результат записують у ремонтний формуляр: усередині кругів – дані центрування по торцю, ззовні їх – дані центрування по колу.

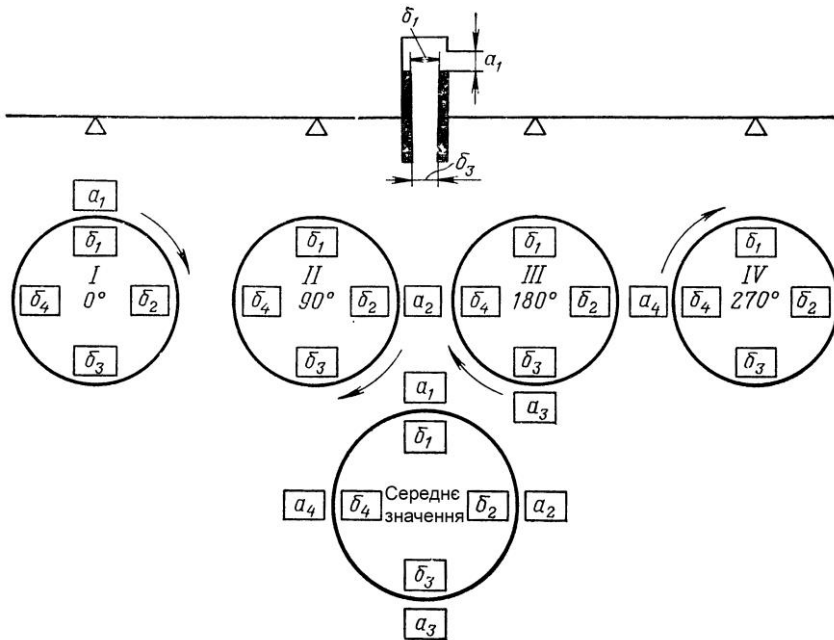


Рисунок 8.26 – Схеми запису центрування за півмуфтами

Оскільки під час кожного повороту торцеві зазори вимірюють у чотирьох точках, то виключається вплив на результат центрування осевих переміщень, можливих під час

обертання валів. На результати центрування не впливає також деяка ексцентрична посадка муфт, оскільки півмуфти валів, що центруються, суміщені за маркуваннями, та обертають їх одночасно.

Для підвищення точності вимірювань щупом зазори у пристосуваннях не повинні перевищувати 0,5 мм (для вимірювання необхідно підбирати меншу кількість пластинок щупу). Якщо зазори по торцях півмуфт значні, доцільно користуватися шліфованими пластинами певної товщини, щоб звести до мінімуму залишковий зазор, який потім вимірюється щупом.

У результаті проведеної перевірки центрування одержують значення чотирьох вимірювань по колу та чотирьох наведених середніх вимірювань по торцю. Різниця зазначених вимірювань для діаметрально протилежних точок кола півмуфт свідчатиме про те, чи є розцентрування, яка його величина та характер.

Під час перевірки центрування можуть бути виявлені такі взаємні положення осей машин агрегата, що центруються:

- 1) плавне спряження осей, тобто $b_1 = b_2$, $a_1 = a_2$;
- 2) вісь одного з валів зміщена паралельно осі іншого, тобто $b_1 = b_2$, $a_1 \neq a_2$;
- 3) вісь одного вала розміщена під деяким кутом до осі іншого, тобто $b_1 \neq b_2$, $a_1 \neq a_2$.

Взаємний перекис осей (рис. 8.27) із достатнім ступенем точності визначають за формулами

$$x = \frac{b'l}{D}, \quad y = \frac{bh}{l},$$

- де $b = b' - b''$ – розцентрування при перекошуванні осей у вертикальній та горизонтальній площинах;
- l – відстань між опорами по середньому їх перерізу;
- D – діаметр півмуфт;
- h – відстань від площини півмуфти до найближчої до неї опори.

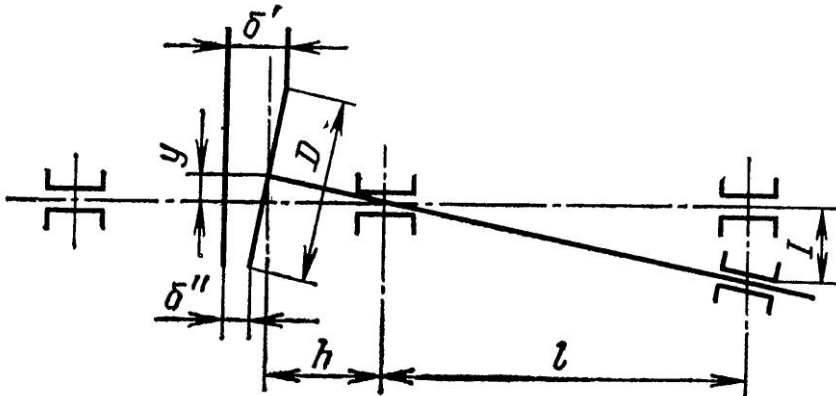


Рисунок 8.27 – Визначення зміщення роторів, що центруються

Значення x та y дають уявлення про необхідність зміщення осі вала в тій чи іншій опорі для приведення центрування до норми.

Допустимі значення паралельного зміщення осей (мм) наведені нижче:

Частота обертання ротора, s^{-1} (об/хв)	Муфта	
	пружна пальцева	зубчаста
25 (1 500)	0,08	0,12
50 (3 000)	0,06	0,10
Понад 50 (3 000)	0,04	0,04

Допустимі значення наведені для муфти діаметром 500 мм. Для муфти з іншим діаметром визначаються пропорційно відношенню діаметрів муфт:

$$\bar{\sigma}_1 = \frac{D\bar{\sigma}}{500},$$

де $\bar{\sigma}_1$ – новий допуск, що визначається, мм;

$\bar{\sigma}$ – допуск згідно з таблицею, мм;

D – діаметр муфти, для якої визначається допуск, мм.

Перед центруванням ротора за півмуфтами проводять перевірку центрування за розточками під кінцеві ущільнення за допомогою мікрометричного штихмаса (рис. 8.28 *а*), а за малих зазорів – за свинцевому відтиску (рис. 8.28 *б*).

Центрування ротора за відповідними розточками виконується також у таких випадках: під час заміни або перезаливання вкладишів; за наявності контакту ротора з ущільненням; після правки ротора; в разі заміни ротора, напрямних апаратів, ущільнень; під час кожного капітального ремонту.

Після закінчення центрування за півмуфтами та перевірки центрування за кінцевими розточками півмуфти валів з'єднують та за рівнем положення осі агрегата, який встановлюється на шийки валів (на кожній шийці знімають два показання з поворотом на 180°). За деякої різниці в показаннях береться уклін, що дорівнює півсумі обох показань. Виміряні уклони шийок заносять до ремонтного формуляра.

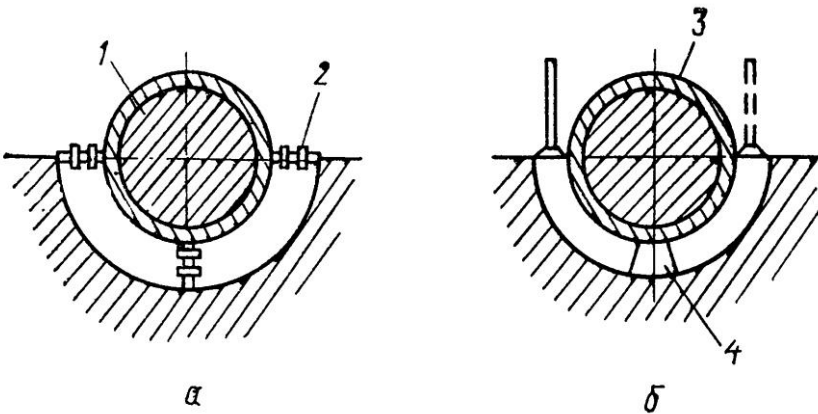


Рисунок 8.28 – Вимірювання під час центрування ротора за розточками:

а – штихмасом; *б* – за свинцевим відтиском; 1 – вал;
2 – штихмас; 3 – втулка; 4 – свинцевий кубик

Одержані дані за уклонами шийок валів дають уявлення про положення осі агрегата та дозволяють контролювати під час подальших ремонтів усадку фундаменту, а також осідання шийок валів у результаті зношення вкладишів.

В усіх випадках після центрування вала перевіряють його положення щодо ущільнень, тобто визначають зазори в щільних ущільненнях. Така перевірка є необхідною, оскільки у деяких випадках кільця ущільнень колеса можуть не відповідати розточкам корпусу за розмірами та можуть дещо зміщуватися стосовно розточок унаслідок попередніх ремонтів.

Порушення центрування насоса з приводом може також відбуватися при ослабленні кріплень опор корпусу машини, при нерівномірному осадженні фундаменту, а також з інших причин, не пов'язаних із центруванням під час ремонту. У цих випадках важливо своєчасно виявити причини розцентрування та прийняти заходи для їх усунення.

8.11 Технічне обслуговування водозабірних комунікацій

Технічне обслуговування підвідних каналів і аванкамер насосних станцій полягає в їх регулярному огляді та встановленні цілісності відкосів, відсутності рослинності на незакріплених ділянках, відсутності перепадів рівнів води у каналі або аванкамері внаслідок відкладення наносів або потрапляння в них великих предметів.

Технічне обслуговування сміттєутримувальних і водозабірних споруд

Під час періодичних перевірок стану елементів цих споруд очищують сміттєутримувальні решітки і сітки.

З елементів трубопроводів технічному обслуговуванню підлягають водовипускні споруди, розміщені в місці закінчення напірних трубопроводів, клапани зриву вакууму в сифонах або кінцеві хлопавки.

Оскільки основною функцією водовипускних споруд є гасіння енергії води, яка виливається з трубопроводів під час роботи насосів, та недопущення при їх зупиненнях потрапляння

води у трубопроводі з відвідних каналів, під час технічного обслуговування персонал станції спостерігає за тим, щоб вода, яка виливається з трубопроводів, потрапляла на укріплену ділянку, а не на ґрунт.

Якщо на кінці напірного трубопроводу встановлений зворотний клапан-хлопавка, експлуатаційний персонал спостерігає за його справністю, щоб хлопавка клапана була надійно закріплена і вільно оберталася в шарнірі. Ущільнення на хлопавці повинні бути надійно закріплені і не мати дефектів.

Клапан зриву вакууму, встановлений на сифоні у кінці напірного трубопроводу в місці його з'єднання з водовипускною спорудою, повинен бути у справному стані і надійно, без зволікань, спрацьовувати. До того ж повинен бути забезпечений безперешкодний впуск повітря в сифон і розрив потоку в ньому під час зупинення насоса. Категорично забороняється включати в роботу осьові насоси при несправних зворотних клапанах-хлопавках, установлених на кінцях напірних трубопроводів, або клапанах зриву вакууму, змонтованих на сифонах напірних трубопроводів.

Тема 9 Вібрація гідромашин

9.1 Розбалансування машин

9.2 Неспіввісність, несиметричні навантаження, механічні зазори

9.3 Кріплення машин до фундаменту

9.4 Резонансні коливання

9.5 Джерела вібрації

9.6 Проведення діагностичних вібровимірювань

9.7 Проведення вимірювань

9.1 Розбалансування машин

Розбалансування машин є одним із найбільш енергопотужних джерел її вібрації. Високі рівні вібрації на частоті обертання призводять до втомних руйнувань деталей і вузлів, погіршення якості технологічних процесів, шкідливої дії на фізіологію людини.

Причиною того, що ротор стає джерелом вібрації, є недосконалість його конструкції, технології виготовлення, складання та експлуатації. Неврівноваженість сил інерції ротора, що обертається (статична і динамічна нерівноваженість), обумовлена тим, що вісь обертання ротора (вала) не є його головною центральною віссю інерції.

Залежно від взаємного розміщення зазначених осей розрізняють такі нерівноваженості жорсткого ротора: статичну, моментну і динамічну (рис. 9.1).

За статичної нерівноваженості вісь обертання ротора паралельна головній центральній осі інерції.

За моментної нерівноваженості вісь ротора і головна центральна вісь інерції перетинаються в центрі мас ротора.

За динамічної нерівноваженості вісь ротора і головна центральна вісь інерції перетинаються не в центрі мас.

Різні особливості мають місце також у гнучкому роторі, у якому є необхідним урахування додаткових сил, обумовлених його прогином.

Рівень вібрації на частоті обертання ротора визначається величиною залишкової неврівноваженості ротора.

Вібрація машин, спричинена дисбалансом, практично не піддається розрахунку внаслідок неможливості попередити розподіл залишкової неврівноваженості по усьому об'єму деталей ротора. Тому залишковий дисбаланс усувається у зібраній машині шляхом установлення додаткових вантажів, які компенсують накопичені в системі неточності.

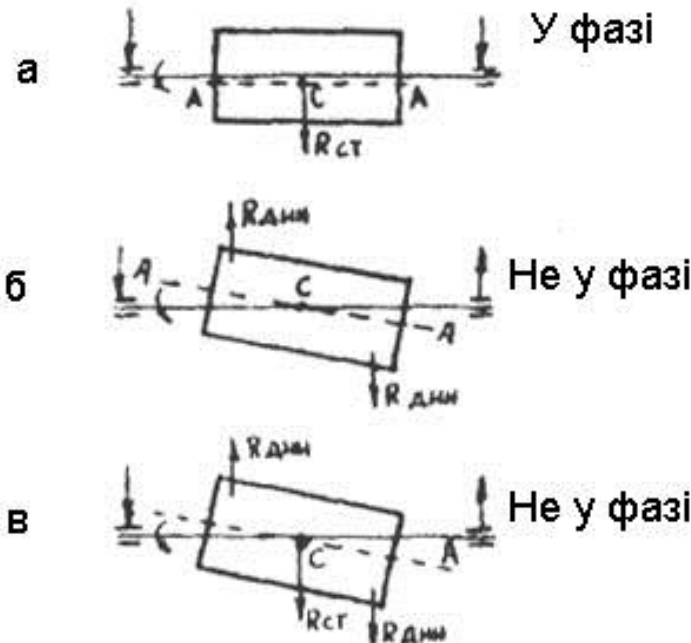


Рисунок 9.1 – Приклади дисбалансу ротора

Крім залишкової неврівноваженості ротора, підвищена вібрація на частоті обертання може бути спричинена:

- роз'єднанням посадок деталей, закріплених на роторі, і коловим переміщенням цих деталей, що порушує балансування ротора;
- неоднаковою вигинистою жорсткістю вала по головних осях інерції;
- неякісним центруванням машини з приводом при їх жорсткому з'єднанні;
- магнітною асиметрією машини через ексцентричне положення статора відносно ротора;
- неоднорідністю матеріалів ротора і статора машини;
- неперпендикулярністю площин опорної поверхні ротора до осі обертання, що спричинює так звані маятникові коливання ротора;
- неякісним виконанням підшипників кочення;
- гідродинамічним самозбудженням підшипників ковзання;
- еліптичністю шийки ротора;
- неякісним (із зазорами) кріпленням машини до фундаменту.

9.2 Неспіввісність, несиметричні навантаження, механічні зазори

Допущені під час виготовлення, монтажу і експлуатації машини відступи від установлених норм центрування, зсуву і зламу лінії валів у площині з'єднання муфт, спричиняють додаткові коливання роторів у підшипниках. Сили пружності, які періодично змінюються з частотою обертання, виникають внаслідок вигину вала при податливих опорах і спричинюють відповідне переміщення підшипників та підшипникових корпусів. Неправильні поєднання лінії валів мають назву неспіввісності або розцентрування.

Неспіввісність. Різновидами неспіввісності є:

- погнутий вал;

- неспіввісність розточувань отворів у корпусах під підшипники;
- неспіввісність стійок підшипників і самих підшипників у корпусах;
- неспіввісність між валами машин.

Неспіввісність спричинює коливання машини на подвійній частоті обертання. Як свідчить практика, найбільш поширеними випадками, що призводять до неправильного центрування машин, є такі:

- центрування виконане за дефектними півмуфтами з поворотом роторів або півмуфти не виправлені перед їх стягненням (рис. 9.2 *а, б, в, г*);
- центрування виконане за дефектними півмуфтами без повороту роторів (рис. 9.3 *а, б, в, г*);
- центрування валів і з'єднання півмуфт виконані правильно, але в процесі експлуатації змінилися взаємні положення підшипників (рис. 9.3 *а, б*).

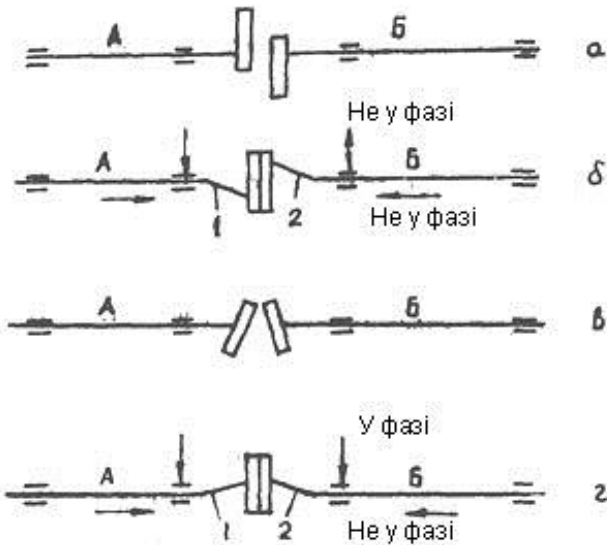


Рисунок 9.2 – Схема центрування лінії валів за дефектними півмуфтами з поворотом ротора:

а – осі півмуфт зміщені відносно осей валів; б, г – вали, вигнуті після з'єднання несправних півмуфт; в – півмуфти

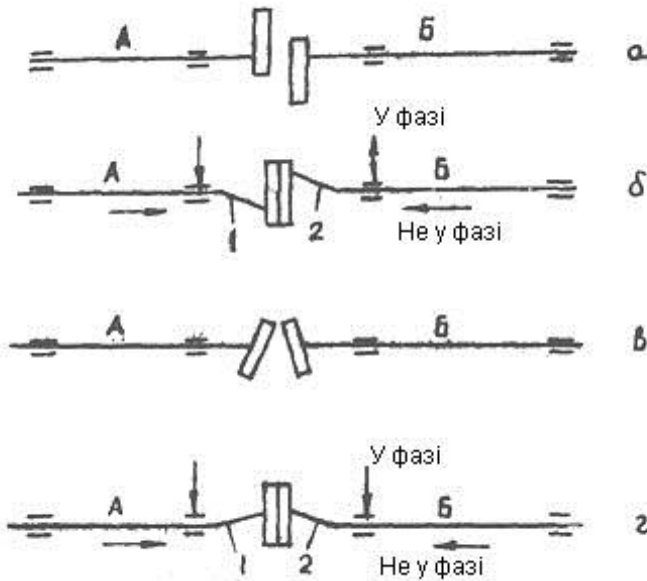


Рисунок 9.3 – Схема центрування лінії валів за дефектними півмуфтами без повороту ротора:

а, в – положення валів із несправними півмуфтами після центрування; б, г – положення валів після їх з'єднання

В усіх випадках порушення центрування лінії валів з'являються статична (у разі перекосу муфт) або моментна невірноваженість (у разі зсуві їх осей), які спричинюють вигинисте напруження в роторі і вібропереміщення податливих підшипників, що змінюються з частотою обертання. Моменти, які діють у площині перекосу або зсуву валів, можуть перевершити допустиме для валів напруження втоми. Вимушені перерозподіли навантажень на окремі підшипники призводять до неприпустимих перевантажень (рис. 9.4), до виходу з ладу підшипників під час аварії, а неприпустиме розвантаження – до коливань ротора, який самозбуджується, на масляній плівці. Крім того, при перерозподілі навантажень, що діють на підшипники, змінюються більшою чи меншою мірою рівні вібрації окремих ділянок вала. У результаті цього робоча частота обертання цієї

машини може наблизитися до критичної частоти. У зв'язку з цим є можливим виникнення підвищеної резонансної вібрації.

Для збільшення допустимих перекосів валів застосовують пружні пальцеві та зубчасті муфти.

На вібропереміщення основної частоти накладаються високочастотні вібропереміщення, які спричинені нерівномірною роботою зубців або пальців. Муфти рухомого з'єднання, робочі поверхні яких перебувають у гарному стані, забезпечують нормальну роботу під час розцентрування, яке досягає значень 0,2–0,3 мм.

Проте розцентрування призводить до швидкого зношування таких муфт. Водночас тертя в муфтах різко зростає, зростає вібрація уздовж поздовжньої осі ротора, а в деяких випадках це призводить і до заклинювання півмуфт із перетворенням гнучкого з'єднання на жорстке.

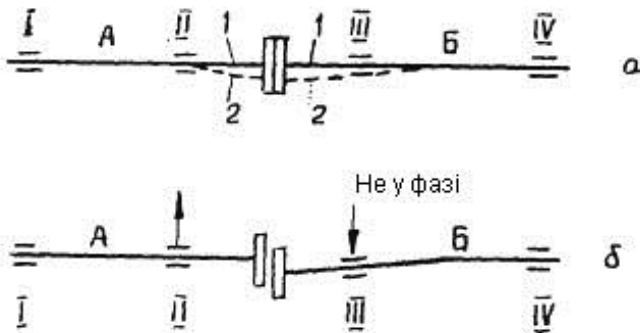


Рисунок 9.4 – Зсув одного з підшипників агрегата:

- а* – лінія валів А і Б при з'єднанні муфтою;
б – лінія валів А і Б, роз'єднаних після зсуву підшипника III;
 1 – 1 – лінія вала для правильно зцентрованих і правильно з'єднаних валів А і Б; 2 – 2 – лінія валів після зсуву підшипника III

Несиметричне навантаження генерує односпрямовану вібрацію, величина якої змінюється в разі зміни навантаження.

Прикладом є вібрація, яка виникає за наявності пасової передачі на ексцентричному шківі або зношеності ремня, муфти

з веденим пальцем, консольної зубчастої передачі, коли виникають вібрації з частотою, яка дорівнює швидкості обертання, що можна сплутати з дисбалансом.

Несправності пасової передачі:

- змінна жорсткість ременя;
- похибки кроку ременя;
- збудження, зумовлені пробігом ременя.

Механічні зазори. Наявність зазорів у місцях функціональних рухів деталей механізмів є неминучою. Водночас зазори є джерелом радіальної і поздовжньої вібрації при посадках деталей у корпус і на вал. Зазори генерують вібрації на частоті обертання, оскільки при цьому створюються кращі умови для виникнення дисбалансу.

9.3 Кріплення машин до фундаменту

Власна вібрація машини в оточуюче середовище і вібрація з оточуючого середовища до машини передаються через опорні зв'язки (болтові з'єднання) машини.

Основною причиною вібрації є нещільне прилягання основи машини (лап, фланців) й ослаблення кріплення до фундаменту. Водночас збільшуються вібропереміщення машини внаслідок зменшення жорсткості кріплення, а також зменшення загальних мас, які коливаються разом із машиною.

При нещільному приляганні основи підшипникової стійки до фундаменту (рами, плити) в середній частині, як показано на рисунку 9.5 а, зростають вертикальні переміщення. Це пояснюється тим, що замість деформації стійки корпусу машини на стиснення виникає вигин основи корпусу. Якщо нещільність прилягання має місце не в середній частині, а по краях корпусу (рис. 9.5 б), то в цьому разі послаблюється жорсткість кріплення в горизонтальному напрямку і відповідно зростають горизонтальні переміщення.

Нещільність прилягання корпусів машин і механізмів виникає найчастіше через викривлення фундаментної плити, помилок у монтажі корпусів з установкою прокладок лише по

краях корпусів, а також у конструкціях корпусів, що мають лапи не в одній площині корпусу, або малі розміри A корпусу порівняно з розміром B лап (рис. 9.5 *a*).

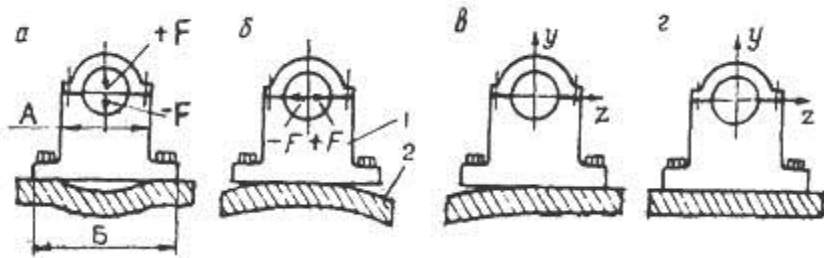


Рисунок 9.5 – Зміна жорсткості встановлення внаслідок нецілісного прилягання підшипникових корпусів до місць кріплення:

a, б – симетричне ослаблення жорсткості; *в* – несиметричне зменшення жорсткості внаслідок одностороннього нецілісного прилягання; *г* – несиметричне зменшення жорсткості внаслідок одностороннього ослаблення кріплення;

1 – корпус; *2* – рама або плита; F – відцентрові сили

9.4 Резонансні коливання

У разі збігу частоти, що генерується ротором, із резонансними коливаннями динамічних систем («машина – фундамент», «машина – амортизація – фундамент» тощо) можуть виникати резонансні коливання. Резонувати може також і сам ротор машини.

У практиці машинобудування неодноразово спостерігалися випадки, коли режим роботи машини, що нормально працює на одному фундаменті, ставав аварійним після переставлення її на іншу основу. Зростання вібрації відбувалося переважно внаслідок настання резонансу системи «машина – фундамент».

Резонанс вала спричинений зміною в роботі підшипників ковзання в результаті їх зношування або зміни в'язкості мастила,

змінюю жорсткості з'єднання вала й опорних конструкцій машини.

У разі збігу власних частот машини зі швидкістю обертання або якщо власна частота і вимушена знаходяться поряд, навіть незначний дисбаланс спричинює підвищену вібрацію.

Впливати на рівень резонансних коливань можна такими способами:

- змінюю (збільшенням) жорсткості машини (посилення конструкції збільшує її власну частоту);
- збільшенням маси машини, що знижує її власну частоту;
- збільшенням демпфування, наприклад, за рахунок віброізоляторів.

У загальному випадку, якщо частота, яка спричинює коливання, нижча від резонансної, то рівень вібрації залежить від демпфування, якщо вища – то від ваги машини та її фундаменту.

9.5 Джерела вібрації

Для лопатевих насосів джерелами вібрації гідродинамічного походження є:

- явища, пов'язані з обтіканням рідиною елементів проточної частини;
- утворення вихорів на лопатях і дисках, на стінках корпусу та у вихідному патрубку, що призводить до виникнення вихрового шуму й вібрації;
- утворення примежового шару на стінках проточної частини насоса;
- неоднорідність потоку внаслідок скінченності числа лопатей і асиметрії корпусу.

Основними джерелами шуму та вібрації є:

- кавітація;
- неоднорідність потоку;
- періодичні коливання об'єму перекачуваної рідини;
- різкі зміни швидкості потоку;

– імпульсні процеси вирівнювання тиску при зіткненні об'ємів рідини з різним тиском;

- вихроутворення в потоці перекачуваної рідини;
- турбулентні пульсації тиску.

У поршневих насосів гідродинамічними джерелами вібрації є:

- кавітація;
- вихроутворення в потоці робочого середовища при обтіканні місцевих опорів;
- пульсації тиску в робочих камерах;
- нерівномірність тиску у всмоктувальному і нагнітальному каналах;
- гідравлічний удар.

В об'ємних роторних насосах вібрація обумовлена майже миттєвим переходом від тиску всмоктування до тиску нагнітання й імпульсним подаванням рідини в напірну магістраль. На інтенсивність вібрації впливають:

- величина тиску нагнітання;
- кількість обертів вала;
- швидкість перекладання поршнів.

До гідродинамічних джерел вібрації гвинтових і шестеренних насосів відносять:

- турбулентні пульсації потоків робочого середовища;
- вихроутворення в потоці перекачуваної рідини.

У шестеренних насосах причинами вібрацій є:

– місцеве підвищення тиску рідини під час переходу міжзубцевої камери через ущільнювальну перемичку. Частота вібрацій при цьому дорівнює добутку частоти обертання на кількість камер (зубців);

– неповне заповнення рідиною міжзубцевих камер, що призводить до появи пульсуючих радіальних навантажень на робочі органи;

- пружні деформації й геометричні похибки зубців.

Інтенсивність і спектральний склад вібрації та шуму гідравлічної апаратури залежать від:

- перепадів тиску;

- швидкості руху перекачуваної рідини;
- насиченості рідини газом.

Кавітація є джерелом найбільш потужних та інтенсивних вібрацій. Вона є результатом втрати рідиною міцності на розрив при зменшенні в ній тиску нижче від тиску насичених парів і виникненням порожнин (бульбашок), заповнених газом, повітрям або паром. Процес кавітації є досить складним і відбувається здебільшого на резонансних частотах, які визначаються розмірами бульбашок. При зростанні тиску в рідині бульбашки починають різко руйнуватися (захлопуватися). Такий процес супроводжується виділенням значної кількості вібраційної енергії.

Процес кавітації має сильну ерозійну дію. Шум від кавітації виявляється навіть на її ранніх стадіях, коли робочі характеристики насосів ще практично не погіршуються. Вібрація, обумовлена кавітацією, виявляється в широкому діапазоні частот. У разі сильної кавітації вібрація завдає руйнівної дії на матеріали і може призвести до аварійного стану машини.

9.6 Проведення діагностичних вібровимірювань

Одним із методів технічної діагностики, призначеним для здійснення пошуку несправностей і оцінювання технічного стану машини, є вібраційна діагностика, яку проводять шляхом виконання діагностичних вібровимірювань. Для успішного проведення цих робіт застосовують спеціальну вібровимірювальну апаратуру, яка повинна забезпечувати необхідну точність і оперативність вимірювань фізичних величин, які характеризують механічну вібрацію, тобто вібропараметрів.

До параметрів лінійної вібрації відносять: переміщення, швидкість, прискорення, силу, потужність; до параметрів кутової вібрації – кут повороту, кутову швидкість, кутове прискорення, моменти сил; до параметрів обох видів вібрації – фазу, частоту, коефіцієнт гармонік (нелінійних викривлень).

Віброконтролепридатність – це придатність машини для вібродіагностики. Вона повинна забезпечуватися при проектуванні машини, у ході її доведення, монтажу або експлуатації конструктивними рішеннями, обиранням діагностичних засобів і проведенням спеціальних випробувань для відпрацювання діагностичних методів і засобів.

Придатність машини, яку експлуатують, для вібродіагностики визначається можливостями використання штатних і додаткових засобів. Підчас конструювання, доведення, монтажу та експлуатації агрегатів найбільш складним зазвичай є визначення місць установа вібродатчиків, які потрібно встановити для визначення несправностей та їх місцезнаходження.

Основні правила розміщення вібродатчиків – максимально можливе їх наближення до вузла, який діагностується, і встановлення на жорсткі елементи конструкції з підготовленою поверхнею.

Можливість установа вібродатчика забезпечується створенням відповідних майданчиків (на фланцях, бобишках, приливах тощо), або можливістю встановлення спеціальних кріпильних елементів (болтів, гайок із майданчиками під віброперетворювачі) замість штатних, або можливістю встановлення спеціальних кронштейнів.

У технічній документації машини та в регламенті проведення вібровимірювань підприємства зазначають місця встановлення вібродатчиків і способи кріплення перетворювачів, технологію прокладання електропроводки від вібродатчика до засобів діагностування.

Вібрації механічних систем визначаються складними фізичними процесами. При вимірюванні навіть на одному елементі машини у близьких одна від одної точках можна одержати різний характер коливань. Тому важливо проводити вимірювання вібрації в одних і тих самих місцях – контрольних (штатних) точках вимірювання вібрації. Зазвичай вимірювання параметрів вібрації в контрольних точках проводять на

підшипникових опорах агрегата, корпусі агрегата і на анкерних фундаментних болтах.

Абсолютну вібрацію (при діагностуванні більшості механічних дефектів) рекомендують вимірювати в трьох взаємно перпендикулярних напрямках: вертикальному, горизонтально-поперечному (радіальному) та осьовому (поздовжньому). Перетворювачі (датчики) для вимірювання радіальної вібрації кріплять на рівні осі вала навпроти середини довжини опорного вкладиша. Поздовжню складову вібрації необхідно вимірювати в точці, максимально наближеній до осі вала на корпусі опори підшипника поблизу горизонтального розділу між кришкою і корпусом. Вертикальну складову вібрації вимірюють на верхній частині кришки підшипника над серединою його вкладиша (рис. 9.6).

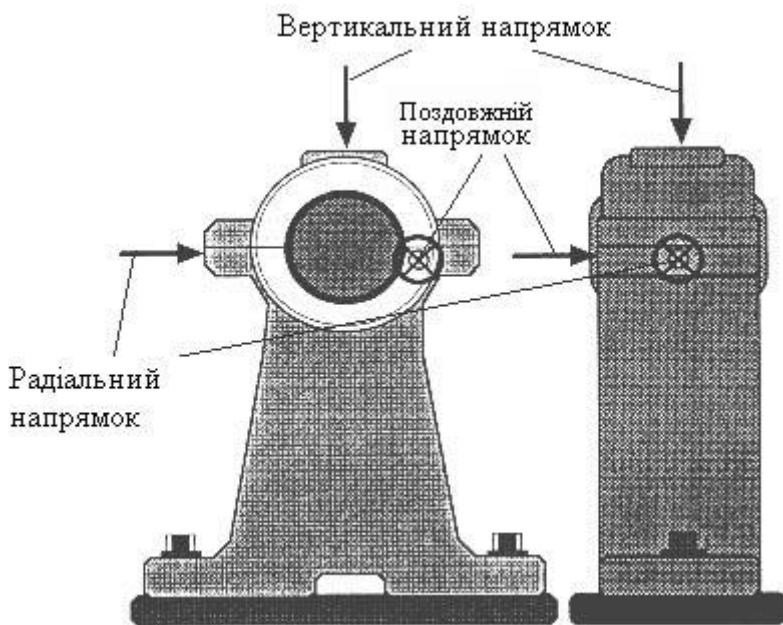


Рисунок 9.6 – Контрольні точки вимірювань вібрації на корпусі підшипникових опор ротора

За результатами проведених вимірювань визначають параметри просторових коливань.

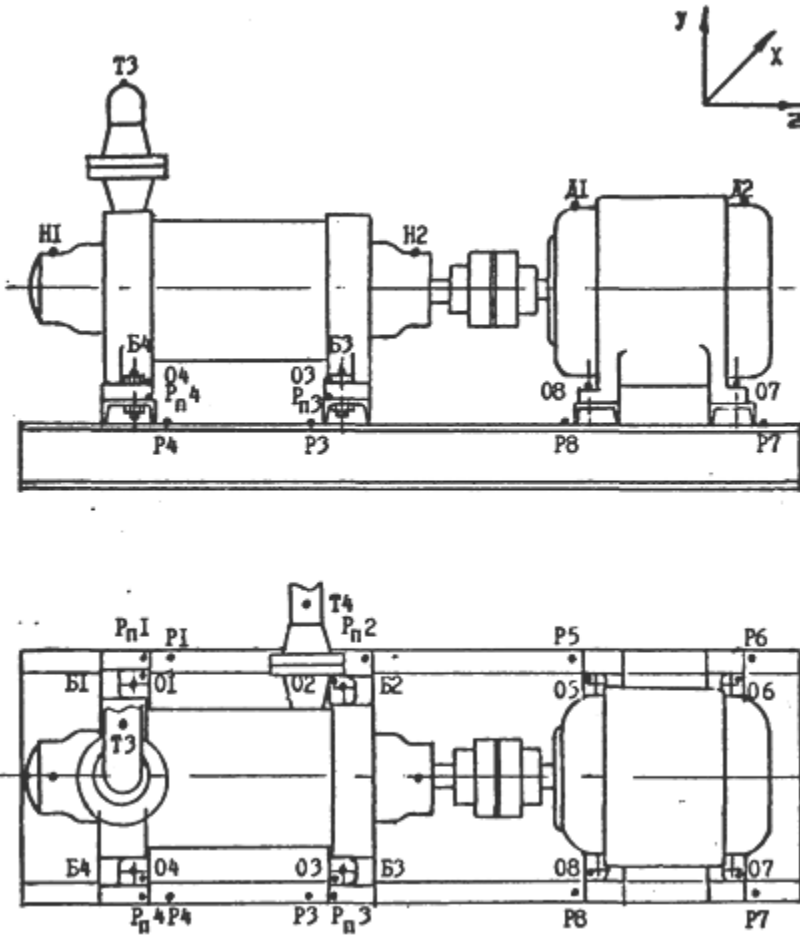


Рисунок 9.7 – Схема розміщення контрольних точок на насосному агрегаті з насосом типу ЦНС

Допускається вимірювання вертикальної, горизонтальної і поздовжньої складових вібрації шляхом установаження на верхню частину кришки підшипника трикомпонентного вібродатчика

для вимірювань вібрації у взаємно перпендикулярних напрямках, які збігаються з основними осями агрегата.

Якщо вимірювання за трьома основними напрямками в зоні одного підшипника є неможливим або існує необхідність у мінімізації кількості вимірів, то допускається проведення вимірювань вібрації за двома напрямками: поздовжнім і одним із поперечних. Перевага надається радіальному напрямку, оскільки в ньому зазвичай жорсткість системи є мінімальною.

На рисунку 9.7 наведено схему розміщення контрольних точок на насосному агрегаті.

9.7 Проведення вимірювань

Діагностичні вимірювання і дослідження вібрації машини можна умовно поділити на такі види:

- контрольні вимірювання працюючої машини;
- спеціальні діагностичні вимірювання працюючої машини;
- обстеження зупиненої машини.

Контрольні вимірювання призначені для розпізнавання і прогнозування технічного стану агрегата з урахуванням впливу на стани технологічних режимів експлуатації устаткування.

Контрольні вимірювання також можна поділити на поточне контрольне вимірювання і повне контрольне вимірювання вібрації.

Спеціальні діагностичні вимірювання та обстеження зупиненого агрегата призначені для виявлення дефектів і причин їх виникнення, оцінювання і прогнозування ступеня розвитку дефектів і розроблення рекомендацій щодо їх усунення.

Поточне контрольне вимірювання

Завданням поточного контрольного вимірювання вібрації є:

- визначення поточного загального рівня вібрації в контрольних точках;
- порівняння поточного загального рівня вібрації з існуючими нормами.

Доцільно проводити контрольні вимірювання з моменту пуску агрегата після ремонту і до зупинення агрегата з періодичністю декілька разів на добу або за зміну, що повинно бути визначено регламентом підприємства.

Поточне контрольне вимірювання дозволяє з мінімальними працезатратами забезпечити моніторинг стану обладнання в період між будь-якими повними контрольними вимірюваннями вібрації та здебільшого вчасно звернути увагу на зміну стану обладнання, якщо вона відбувається.

Якщо під час проведення поточного контрольного вимірювання було виявлено перевищення загального рівня вібрації понад встановлені норми або зростання рівня вібрації (наприклад, більше ніж 1 мм/с за тиждень), то необхідно невідкладно провести повні контрольні вимірювання вібрації.

Повне контрольне вимірювання вібрації

Повне контрольне вимірювання вібрації проводять для:

- визначення поточного рівня контрольованого параметра вібрації у контрольних точках;
- розпізнавання стану обладнання, яке передбачає порівняння поточного рівня контрольованого параметра вібрації з нормами;
- попереднього оцінювання ступеня небезпеки підвищеної вібрації і локалізації місць із максимальною вібрацією;
- ухвалення негайного рішення про допустимість експлуатації обладнання; про проведення частотного аналізу і встановлення загального характеру вібрації на місці вимірювання; про проведення вимірювання вібрації у додаткових точках;
- проведення аналізу та складання висновку про поточний стан машини і можливості її подальшої експлуатації, визначення обсягу робіт з усунення підвищеної вібрації (за можливості).

Повне контрольне вимірювання вібрації повинне передбачати опитування експлуатаційного персоналу,

ознайомлення з документацією обладнання, огляд машини, проведення вимірювань, складання звітної документації.

Опитування обслуговуючого персоналу проводять для визначення:

- обставин і часу виявлення ознак зміни стану машини (у процесі експлуатації, після проведення капітального або поточного ремонту);
- характеру зміни параметрів вібрації, температури, умов експлуатації тощо на момент виявлення ознак зміни стану машини;
- переліку заходів, які були вжиті для забезпечення безпеки машини (агрегат зупинений, залишений в експлуатації з обмеженням навантаження тощо).

Якщо зміні вібрації передував ремонт машини, повинні бути розглянуті монтажні й ремонтні формуляри, звітні документи і технічні акти, що стосуються вібрації. За необхідності розглядають також креслення машини. Ознайомлюючись з документацією, необхідно:

- визначити відповідність зазорів і натягу у підшипниках, параметрів центрування рекомендованим значенням;
- з'ясувати зміну амплітуд вібрації у часі та залежно від режиму роботи агрегата.

Повне контрольне вимірювання вібрації проводять без втручання в режим експлуатації машини і зазвичай обмежують вимірюванням трьох складових вібрації у контрольних точках. Іноді до контрольних точок включають точки основи (рами, фундаментних болтів), статора й інших частин машини.

Якщо підвищена вібрація виникає при певному режимі, то для періодичного обстеження вибирають два режими: з нормальною і підвищеною вібрацією.

У тих випадках, якщо вібрація локалізується на одному підшипнику або частині фундаменту, або консольній частині ротора, необхідно провести вимірювання в додаткових точках.

Повне контрольне вимірювання дозволяє розпізнати стан машини, з'ясувати найбільш ймовірні причини вібрації і виділити з групи ймовірних причин дійсну причину.

Спеціальні діагностичні обстеження

Якщо за результатами повного контрольного вимірювання вібрації машини не вдається однозначно встановити причини підвищеної вібрації, то проводять спеціальне діагностичне обстеження працюючої машини. Зазвичай воно передбачає:

- вимірювання вібрації усіх вузлів і частин машини, включно із усіма трубопроводами, елементами кріплення, рамою і фундаментом, корпусами вузлів машини;
- виявлення залежності вібрації від зміни режиму роботи машини (ряд режимів роботи машини, необхідних для дослідження, може виходити за межі, встановлені правилами її нормальної експлуатації);
- розширений аналіз вібрації із застосуванням усіх можливостей вимірювальної апаратури.

Під час дослідження визначають вплив на вібрацію різних чинників: теплового стану, крутного моменту, умов охолодження тощо.

Водночас можуть проводити такі роботи:

- зняття частотних характеристик під час пуску і зупинення машини;
- зняття режимних характеристик;
- зняття контурних характеристик;
- визначення власних частот машини і трубопроводів;
- зняття вібраційних характеристик продуктопроводів;
- балансування роторів у власних підшипниках.

Типові дослідження доцільно проводити термінами і способом, які забезпечують проведення всього комплексу експериментів за один цикл навантаження і розвантаження машини.

Обстеження зупиненого агрегата

У разі мінімального розбирання ці обстеження зазвичай обмежують ревізією підшипників, перевіркою центрування вузлів агрегата і стану муфт, оглядом стану ротора.

Під час ремонту машини можуть бути проведені також роботи з часткового розбирання, наприклад, роторів, їх всебічної перевірки, яка передбачає ревізію шпонкових та інших

монтажних з'єднань. За результатами досліджень робиться висновок про причини підвищеної вібрації і методи їх усунення.

Періодичність проведення вимірювань вібрації

Здебільшого період розвитку механічних дефектів машини є досить довгим для їх виявлення засобами і методами періодичного віброконтролю, перш ніж машина опиниться у граничному стані. Оскільки період розвитку дефекту залежить від багатьох чинників і може становити від декількох хвилин або годин до багатьох місяців, інтервал періодичних вимірювань вібрації зазвичай вибирають, виходячи з переліку контрольованих дефектів і режиму експлуатації устаткування. Здебільшого інтервал 7–30 днів вважається достатнім для своєчасного розпізнавання зміни стану при розвитку більшості механічних дефектів. Проте різка зміна стану машини іноді може відбутися значно швидше.

Виходячи з досвіду, можна дати такі рекомендації щодо етапів проведення вібровимірювань:

- після ремонту і монтажу;
- після завершення процесу припрацювання;
- на початковому етапі експлуатації;
- у процесі експлуатації, після порушень технологічного режиму;
- після зміни стану агрегата і перед зупиненням машини на ремонт.

Тема 10

Розрахунок режимів роботи лопатевих насосів

- 10.1 Побудова характеристик лопатевих насосів
- 10.2 Характеристики системи і робочий режим насоса
- 10.3 Паралельна робота відцентрових насосів
- 10.4 Послідовна робота відцентрових насосів
- 10.5 Перехідні процеси і стійкість роботи насоса в системі
- 10.6 Регулювання роботи лопатевих насосів

10.1 Побудова характеристик лопатевих насосів

Основні технічні показники роботи лопатевих насосів (подача Q , напір H , потужність N , к. к. д. μ) взаємозв'язані і під час зміни, наприклад, подачі змінюються напір, створюваний насосом, його потужність і к. к. д. Найбільш наочно взаємозв'язок показників насоса можна продемонструвати за допомогою графічної характеристики (рис. 10.1).

Для порівняння лопатевих насосів можна використати так звані безрозмірні характеристики. Ці характеристики будують у координатах $\bar{Q} - \bar{H}, \bar{N}, \bar{\eta}$, де $\bar{Q} = Q / Q_{omm}$; $\bar{H} = H / H_{omm}$; $\bar{N} = N / N_{omm}$; $\bar{\eta} = \eta / \eta_{omm}$ (рис. 10.2 а). Таким чином, подібні насоси одного типу можна оцінити однією характеристикою. Для оцінювання осьових і діагональних насосів застосовують відносні характеристики, побудовані за координатами K_Q , K_H і K_N (рис. 10.2 б).

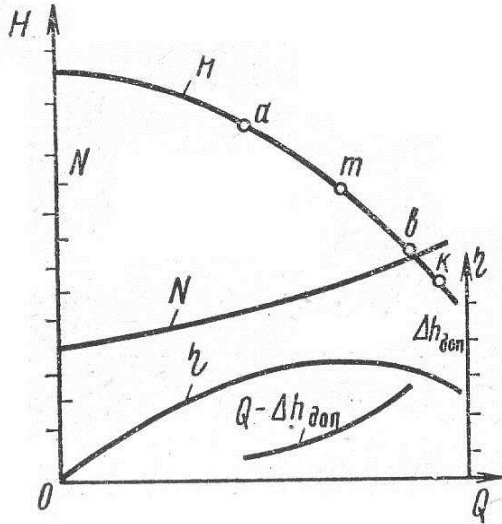


Рисунок 10.1 – Характеристика відцентрового насоса

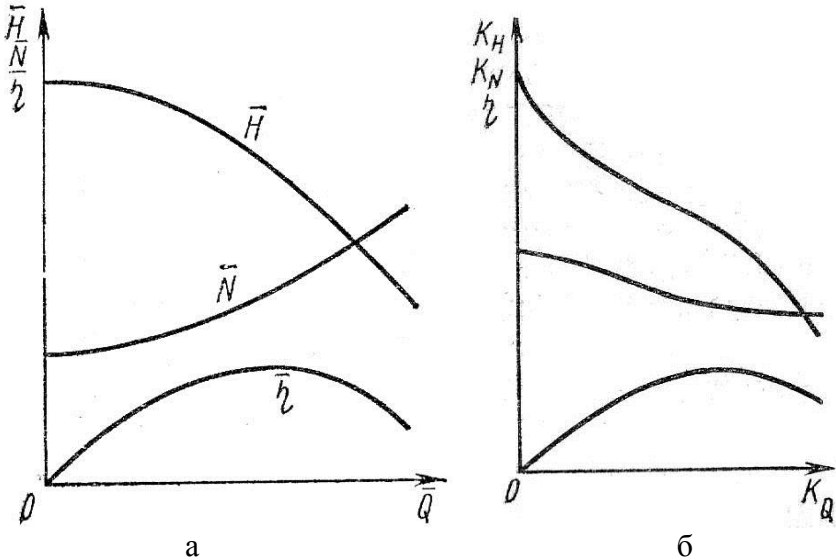


Рисунок 10.2 – Відносні (безрозмірні) характеристики лопатевих насосів

$$K_Q = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} = \frac{V_{2m}}{U_2},$$
$$K_H = \frac{2gH}{U_2^2}, \quad (10.1)$$
$$K_N = K_Q K_H \frac{U_2^3 D_2 b_2}{2g},$$

- де D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;
 b_2 – ширина каналу робочого колеса на виході;
 U_2 – колова швидкість на виході з колеса;
 V_{2m} – меридіанна складова абсолютної швидкості на виході.

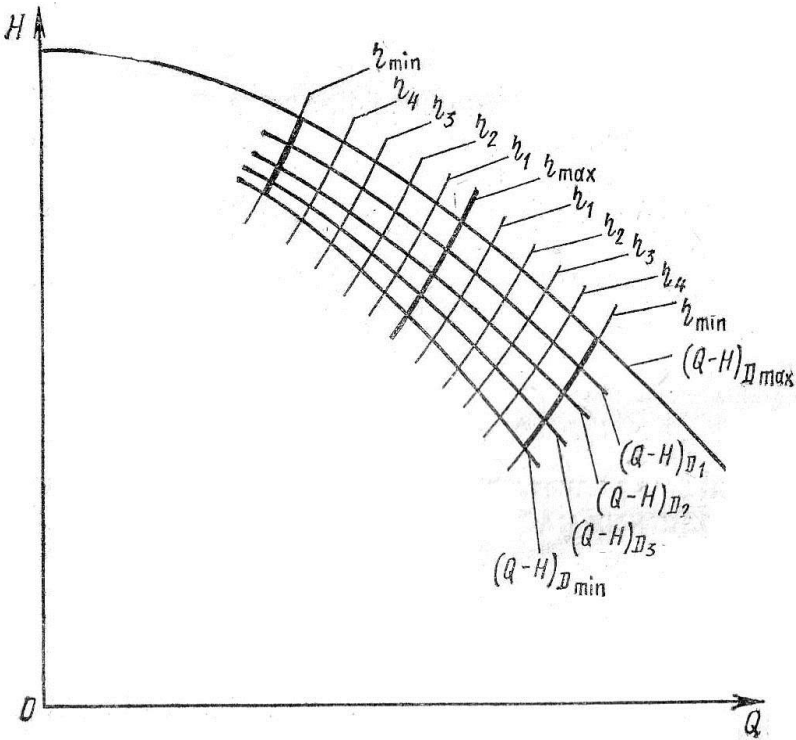


Рисунок 10.3 – Поле $Q - H$ насоса з ізолініями к. к. д.

Для деяких насосів виробники надають характеристики в іншому вигляді. Криві $Q - H$ для коліс із різним ступенем обточування (різними зовнішніми діаметрами) наносять суцільними лініями, шкалу і криву к. к. д. не наносять, а зазначають на графіку ізолінії рівних значень к. к. д. (рис. 10.3). За такими характеристиками легше встановити оптимальні робочі зони насосів.

Для більшості насосів виробники надають характеристики у вигляді, наведеному на рисунку 10.4.

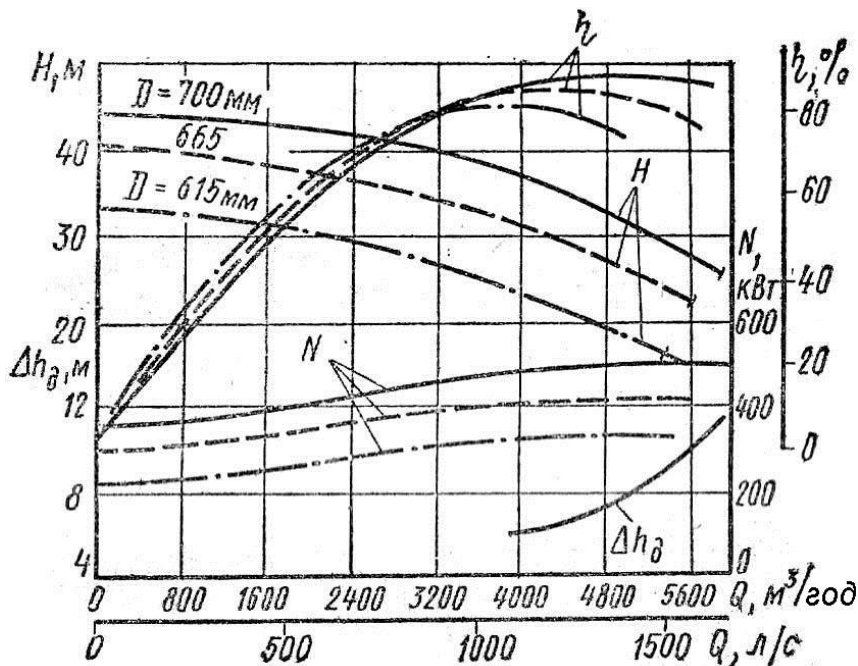


Рисунок 10.4 – Характеристика відцентрового насоса Д220-36
($n = 1450 \text{ об/хв}$)

Вище наведені характеристики відносять до насосів із постійною частотою обертання. У ряді випадків змінити характеристику насоса можна шляхом зміни частоти обертання ротора. Зазвичай робоча частота обертання ротора є максимально допустимою частотою для насоса даного типу. Тому зміна характеристики досягається зменшенням частоти обертання.

Для того щоб за даною характеристикою за частоти обертання n побудувати характеристики за частот обертання n_1 , n_2 , ..., n_i , користуються законами пропорційності під час роботи відцентрових насосів із різною частотою обертання робочого колеса. Сутність перерахунку можна пояснити на прикладі характеристики $Q - H$. На кривій $Q - H$, яка відповідає частоті обертання n , наносять точки a , b , c , d і e (рис. 10.5 а) з

координатами Q_a , H_a і т. д. Потім за формулами $Q_{a1} = Q_a (n_1 / n)$ і $H_{a1} = H (n_1 / n)^2$ обчислюють координати точки a_1 . Аналогічно обчислюють координати точок b_1 , c_1 , d_1 і e_1 . З'єднавши плавною кривою ці точки, отримують криву $Q - H$ насоса з частотою обертання n_1 . Також можна побудувати і криві $Q - H$ за частоти обертання n_2 і n_3 і т. д. З'єднавши подібні точки (a , a_1 , a_2 , ..., a_i ; b , b_1 , b_2 , ..., b_i і т. д.) кривими, отримують параболи подібних режимів, усі точки яких подібні за частотою обертання.

Якщо на криві $(Q - H)_n$, $(Q - H)_{n1}$ і т. д. нанести точки з рівними к. к. д. і з'єднати їх кривими, то можна отримати так звану універсальну характеристику насоса для усього діапазону частот обертання (рис. 10.5 б). На таку характеристику легко нанести поле насоса за умови заданого рівня к. к. д. (заштрихована частина на рисунку 10.5 б між лініями k і m).

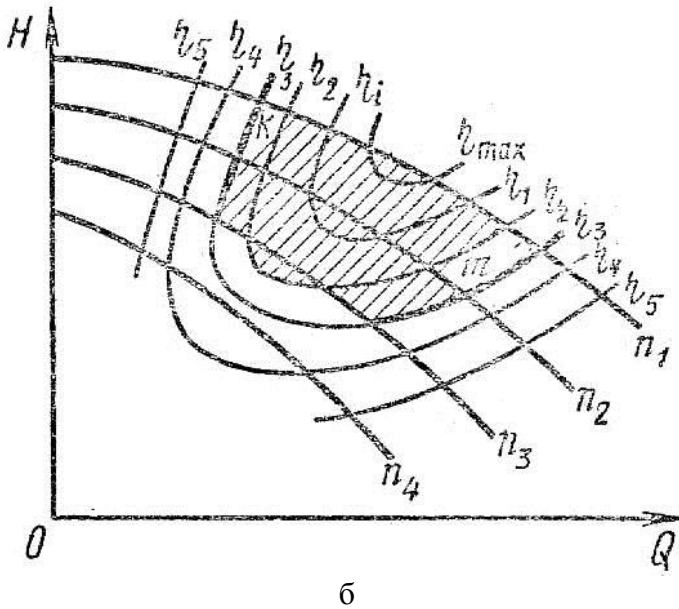
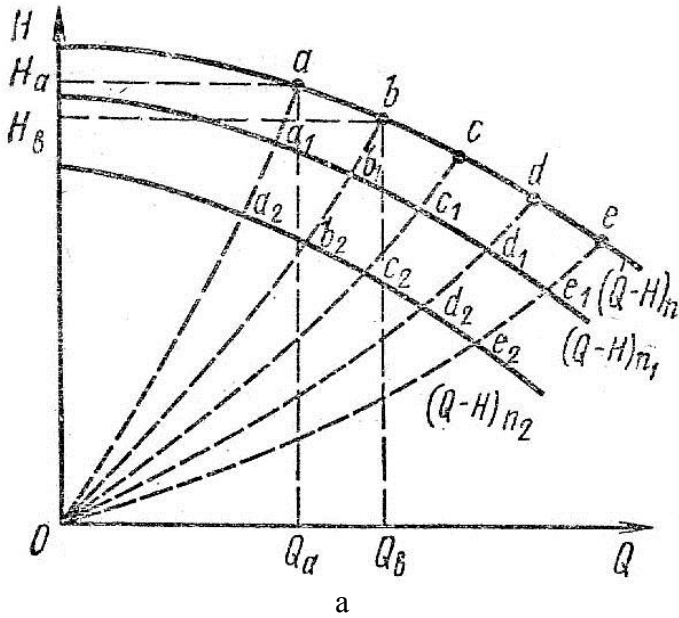


Рисунок 10.5 – Приклад побудови характеристик насосів:
 а – за зміни частоти обертання; б – універсальної

10.2 Характеристики системи і робочий режим насоса

Визначити в якому режимі буде працювати насос, можна лише за умови, якщо відома характеристика системи, в яку цей насос подає рідину. У найпростішому випадку система – це напірний трубопровід, що з'єднує насос із баком. Як відомо, напір, створюваний насосом, складається з геометричної висоти підйому рідини H_r і суми гідравлічних опорів Δh :

$$H = H_r + \Sigma \Delta h. \quad (10.2)$$

Величина $\Sigma \Delta h$ залежить від діаметра і довжини трубопроводу, шорсткості його стінок, числа місцевих опорів і витрати рідини.

Характеристику системи будують таким чином. На графіку проводять пряму pD , яка є паралельною осі абсцис і проходить від неї на відстані H_r (рис. 10.6). Вибирають декілька

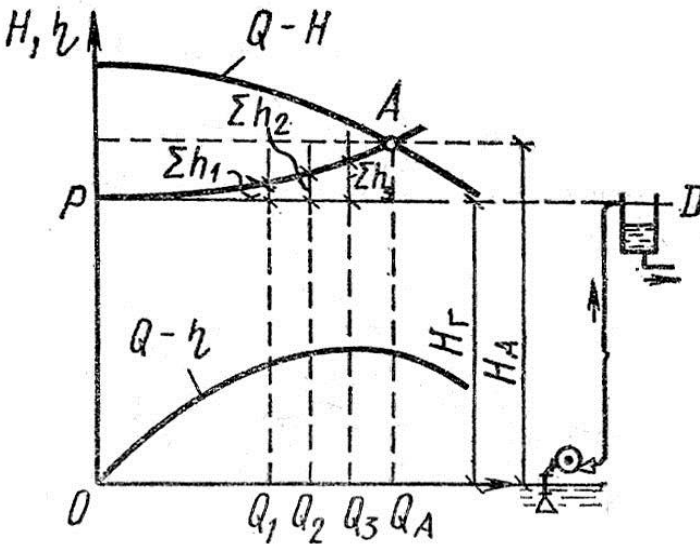


Рисунок 10.6 – Спільна характеристика насоса і найпростішої системи

значень витрати $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$, обчислюють відповідні ним

значення $\Sigma\Delta h$, відкладають ці значення угору від прямої H_T у точках, що відповідають вибраним значенням витрати, і з'єднують одержані точки плавною кривою. Величину H_T називають статичною складовою характеристики системи ($H_{CT} = H_T$), а величину $\Sigma\Delta h$ – динамічною ($H_{дин} = \Sigma\Delta h$). Якщо в системі існує різниця тиску p між верхнім та нижнім рівнями рідини, то статична складова набере вигляду

$$H_{CT} = H_T + \frac{p}{\rho g}.$$

Як бачимо з рисунка 10.6, для зображеної на ньому схемі ввімкнення насоса в систему є можливим лише один режим роботи насоса, що відповідає напору і подачі в точці A його характеристики. Точку A називають робочою або режимною точкою.

На практиці схема ввімкнення насоса, зображена на рисунку 10.6, трапляється рідко. Найчастіше насос під'єднують до бака за схемою, наведеною на рисунку 10.7 *a*. У цьому разі режим роботи насоса буде змінюватися у міру наповнення бака, оскільки статична складова системи зростає. У період наповнення бака подача насоса змінюється від Q_1 на початку наповнення (рівень 1–1) до Q_2 – у кінці (рівень 2–2). Різниця в подаванні насоса буде особливо істотною за великої висоти бака, невеликому загальному геометричному підйомі і пологій характеристиці насоса. Для практичних розрахунків при визначенні робочої точки насоса, ввімкненого в систему за схемою, зображеною на рисунку 10.7 *a*, необхідно будувати характеристику системи, яка відповідає розрахунковим рівням води в резервуарі.

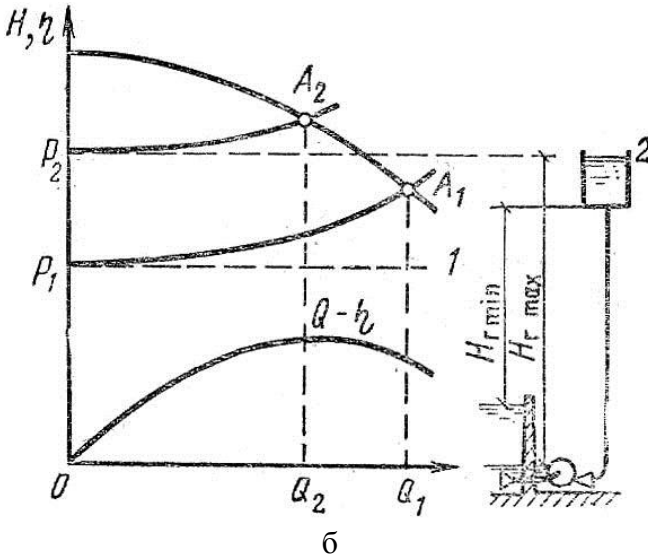
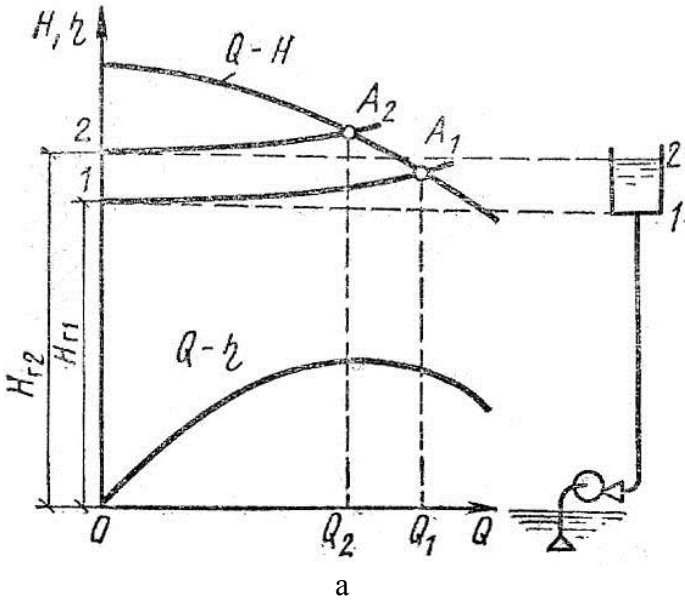


Рисунок 10.7 – Спільні характеристики насоса і системи:
 а – під час подавання у бак зі змінним рівнем за постійного рівня в джерелі; б – під час роботи насоса під заливом із змінним рівнем у джерелі (резервуарі)

На рисунках 10.6 і 10.7 *а* наведені характеристики насоса, що працює зі всмоктуванням за постійного рівня води в джерелі (резервуарі). Якщо насос працює з підпором (під заливом) або за перемінного рівня в джерелі (резервуарі), то спільну характеристику насоса і системи будують за схемою, зображеною на рисунку 10.7 *б*. При цьому беруть найбільш не вигідний режим роботи насоса – найнижчий рівень води у приймальному резервуарі і найвищий у напірному баку (точка A_2). В усіх інших випадках насос буде працювати з більшою подачею. Найбільша подача буде за мінімального рівня в баку і за максимального в джерелі (точка A_1).

Схеми, наведені на рисунках 10.6–10.7, відносять до так званих простих схем, в яких насос і напірний бак з'єднує лише один напірний трубопровід без відгалужень і попутних відборів води (без попутних витрат). На практиці ж частіше трапляються випадки роботи насосів у складних системах, коли вода від насоса подається в бак через водопровідну мережу, тобто через декілька послідовно і паралельно з'єднаних між собою трубопроводів, які мають відбори (витрати) води у багатьох точках. У таких випадках зазвичай застосовують спеціально розроблені прикладні програми з розрахунку розгалужених трубопроводів.

10.3 Паралельна робота відцентрових насосів

Насоси в насосних станціях та великих установках зазвичай працюють спільно, тобто декілька насосів подають рідину в одну систему. Водночас насоси можуть бути ввімкнені в систему послідовно (послідовна робота) або паралельно (паралельна робота). Паралельною називають одночасну роботу декількох насосів, приєднаних напірними патрубками до загальної системи.

Паралельна робота відцентрових насосів з однаковими характеристиками (рис. 10.8 *а*). Для того щоб побудувати сумарну характеристику цих двох насосів, необхідно подвоїти абсциси (подачі) характеристики насоса за однакових ординат

(напорів). Наприклад, для знаходження точки b сумарної характеристики необхідно подвоїти відрізок ab ($ab = a\bar{b}$). Таким самим способом знаходять й інші точки сумарної характеристики. Робоча (режимна) точка 2 в цьому випадку буде розміщена на перетині сумарної характеристики насосів із характеристикою системи.

Загальна подача під час паралельної роботи двох насосів характеризується абсцисою точки 2 і дорівнює Q_{I+II} , напір відповідає ординаті точки 2 і дорівнює H_{I+II} або H_I . Щоб встановити, в якому режимі працює кожний із насосів, необхідно провести з точки 2 лінію, паралельну осі абсцис. Абсциса, що відповідає точці перетину цієї лінії з характеристикою насоса (точка I), визначає витрату, а ордината – напір кожного з насосів, що працюють паралельно. Отже, напір, створюваний кожним насосом, дорівнює напору, створюваному двома насосами при їх паралельній роботі, а подача кожного насоса дорівнює половині сумарної подачі двох насосів.

Якщо б в цю систему рідину подавав лише один насос, то режим його роботи характеризувався б напором і подачею у точці 5. Як бачимо з рисунка 10.8 а його подача Q_0 була б більшою, ніж у випадку паралельної роботи з другим насосом.

Отже, сумарна подача насосів, які працюють паралельно в спільній системі, є меншою, ніж сума подачі цих самих насосів під час їх окремої роботи. Це відбувається внаслідок того, що при збільшенні загальної витрати рідини зростають втрати напору, а отже, зростає й напір, необхідний для подання даної витрати, що обумовлює зменшення подачі кожного насоса.

Коефіцієнт корисної дії кожного з насосів, що працюють паралельно, характеризується його к. к. д. у точці 4 на перетині кривої $Q-\eta$ з перпендикуляром, опущеним із точки I . Як бачимо з рисунка 10.8 а, к. к. д. кожного з насосів, що працюють паралельно, також відрізняється від к. к. д. насоса під час окремої роботи, який характеризується точкою 3.

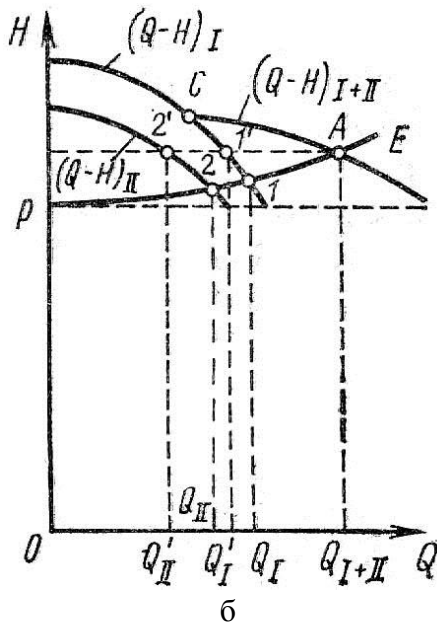
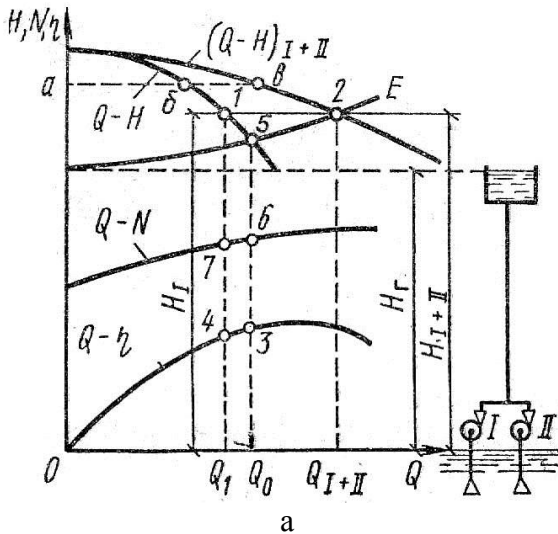


Рисунок 10.8 – Характеристики паралельної роботи двох відцентрових насосів в одній системі:

a – з однаковими характеристиками; б – з різними характеристиками

Потужність кожного з насосів, що працюють паралельно, характеризується потужністю в точці 7 на кривій $Q - N$, тоді як потужність насоса, що працює окремо, визначається потужністю в точці б.

Під час побудови сумарної характеристики трьох насосів, що працюють паралельно, необхідно потроїти абсциси характеристики кожного насоса. Режим роботи трьох і більше насосів під час їх паралельного ввімкнення визначається таким самим чином, як і у разі паралельної роботи двох насосів. У разі збільшення кількості насосів, що працюють паралельно, або збільшення опору системи, наприклад, під час вимкнення однієї з ділянок водоводів, що паралельно працюють, під час аварії, подача кожного окремого насоса зменшується.

Паралельна робота однакових насосів на одну систему є ефективною за пологих характеристик системи і крутих характеристик насосів. За крутої характеристики системи, наприклад за малого діаметра напірного трубопроводу, паралельна робота може виявитись неефективною, оскільки у разі під'єднання до першого насоса другого або третього насоса подача зростає незначно.

Однакові насоси для паралельної роботи необхідно вибрати таким чином, щоб оптимальна точка характеристики відповідала напору, врахованому для подання усієї витрати в систему, і подачі, що дорівнює загальній витраті, поділеній на кількість увімкнених однакових насосів.

Паралельна робота відцентрових насосів із різними характеристиками. Насоси з різними характеристиками можуть працювати паралельно лише за певних умов залежно від співвідношення характеристик цих насосів.

Проаналізувати можливість і доцільність паралельної роботи насосів з різними характеристиками можна, суміщаючи характеристики насосів і системи. На рисунку 10.8 б наведені характеристик насосів I і II. Як бачимо з рисунка, насос II створює менший напір, ніж насос I. Тому насос II може працювати паралельно з насосом I, лише починаючи з точки, де створювані ними напори є рівними (точка С на рис. 10.8 б). Характеристика

спільної роботи насосів (сумарна характеристика), починаючи з точки C , будується шляхом додавання абсцис характеристик насосів I і II за однакових ординат (напорів, створюваних насосами).

Для визначення сумарної подачі необхідно з точки A (точки перетину характеристики системи із сумарною характеристикою спільної роботи насосів I і II) провести лінію, паралельну осі ординат, яка відсіче на осі абсцис відрізок, що відповідає витраті Q_{I+II} , яка подається до системи обома насосами. Подачу кожного з насосів, що спільно працюють, можна знайти, провівши з точки A пряму, паралельну осі абсцис. Перетин цієї прямої з характеристиками насосів I і II дає відповідні точкам I' і II' значення подач Q'_I і Q'_{II} .

Як і в разі паралельної роботи двох насосів з однаковими характеристиками, сумарна подача двох насосів є меншою за суму подач кожного з насосів окремо. На рисунку 10.8 б бачимо, що $Q_I + Q_{II} > Q_{I+II}$. Крива потужності насосів, що спільно працюють, будується так само, як і в разі спільної паралельної роботи двох насосів з однаковими характеристиками. Коефіцієнт корисної дії декількох (наприклад, двох) насосів із різними характеристиками можна обчислити за формулою

$$\eta_{I+II} = \frac{Q'_I + Q'_{II}}{\frac{Q'_I}{\eta_I} + \frac{Q'_{II}}{\eta_{II}}}, \quad (10.3)$$

де η_I і η_{II} – к. к. д. насосів відповідно I і II під час роботи в режимі Q'_I і Q'_{II} .

Принцип побудови характеристики паралельної роботи різних насосів застосовують і для побудови характеристики паралельної роботи декількох однакових насосів, коли подачу одного з них регулюють зміною частоти обертання.

На практиці трапляються випадки, коли до паралельної роботи підключають насоси, розміщені на значній відстані один від одного (рис. 10.9). Для того щоб правильно оцінити

паралельну роботу насосів у такому разі, необхідно звести їх характеристики до однієї точки (точка a на рис. 10.9). Нехтуючи втратами на ділянці від насоса 2 до точки a , можна прийняти, що характеристика насоса 2 в цій точці тотожна його паспортній характеристиці.

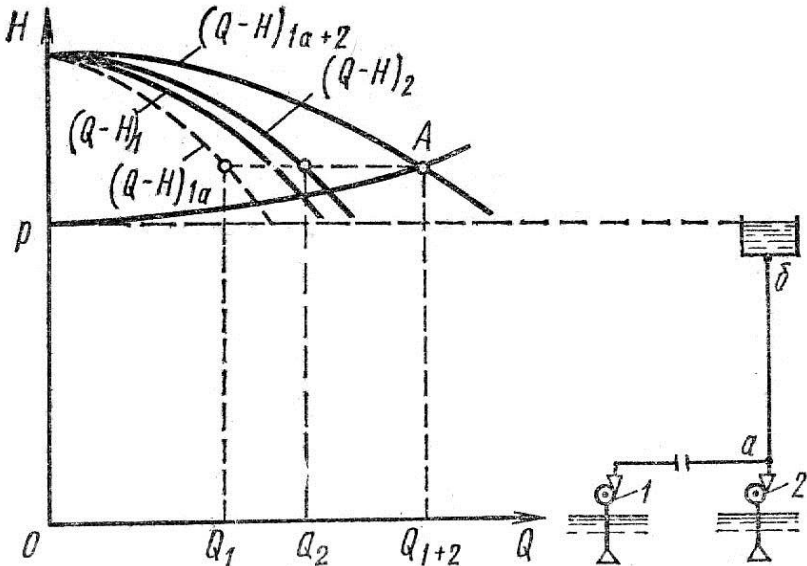


Рисунок 10.9 – Характеристика паралельної роботи в один трубопровід двох насосів, установлених на значній відстані один від одного

Для зведення характеристики насоса 1 до точки a необхідно побудувати його дросельну або зведену характеристику відносно осі цієї точки, тобто відняти від ординат паспортної характеристики насоса втрати напору на ділянці від насоса 1 до точки a (крива $(Q-H)_{1a}$ на рис. 10.9).

Під час побудови характеристики спільної роботи насосів 1 і 2 (крива $(Q-H)_{1a+2}$) необхідно скласти абсциси кривих $(Q-H)_{1a}$ і $(Q-H)_2$ за однакових напорів, тобто скласти

характеристики насосів, приведені до однієї точки (в цьому разі до точки a). Водночас характеристику системи (криву $p-A$) будують для ділянки $a-b$ трубопроводу.

За таким самим принципом можна побудувати характеристики трьох і більше насосів, які розміщені на значних відстанях один від одного і подають рідину в один спільний напірний трубопровід.

Методику побудови зведених характеристик насосів можна використати не лише для визначення режиму паралельної роботи насосів, розміщених на значній відстані один від одного, а й для побудови характеристик насосів, що паралельно працюючих, в одній насосній станції зі складними комунікаціями трубопроводів. У цьому разі характеристику кожного з насосів необхідно приводити до однієї точки, наприклад до виходу напірного трубопроводу із споруди станції, враховуючи водночас усі місцеві опори та опори по довжині труб усередині насосної станції (втрати в клапанах, засувках, поворотах потоку тощо). Таким чином, під час побудови характеристики спільної (паралельної) роботи насосів сумують дросельні характеристики кожного з насосів, що працюють, а не їх паспортні характеристики.

Якщо в точках 1 і 2 (див. рис. 10.9) розміщені не окремі насоси, а насосні станції з декількома насосами, то характеристику спільної роботи цих насосних станцій будують тим самим способом, лише замість характеристик насоса беруть характеристики насосів, що працюють паралельно, відповідно в точках 1 і 2 . Таким чином можна одержати характеристику спільної роботи двох і більше насосних станцій, що працюють в одній системі.

10.4 Послідовна робота відцентрових насосів

Відцентрові насоси можна під'єднувати до однієї системи послідовно, тобто напірний патрубок одного насоса підключають до всмоктувального патрубка іншого у тих випадках, коли напір,

створюваний одним насосом, є недостатнім для подання рідини на задану висоту, або в тих випадках, коли послідовне ввімкнення насосів дозволяє забезпечити подавання розрахункової витрати при заданій характеристиці системи.

Під час побудови схем із послідовно ввімкненими насосами необхідно обов'язково перевірити і погодити із заводом-виробником, на який припустимий тиск розрахований другий (за напрямом руху рідини) насос. Якщо припустимий тиск є меншим за сумарний тиск, створюваний двома насосами, то такий насос застосовувати в такій системі не можна.

Для побудови сумарної характеристики насосів, що послідовно працюють, необхідно скласти ординати характеристик цих насосів за однієї і тієї самої подачі, оскільки напір, створюваний насосами, що послідовно працюють, дорівнює сумі напорів, створюваних кожним із цих насосів. У разі послідовної роботи двох насосів з однаковими характеристиками ординати (за цієї подачі) подвоюють.

На рисунку 10.10 зображена сумарна характеристика двох однакових насосів за їх послідовної роботи для випадку, коли кожний із них окремо не може підняти воду на задану висоту (оскільки $H_T > H_0$).

Характеристика спільної роботи двох насосів одержана шляхом подвоєння ординат характеристики кожного насоса, наприклад ординати H_b в точці b за подачі Q_0 . Робоча точка послідовно ввімкнених насосів (точка A на рис. 10.10 *a*) лежить на перетині кривої спільної роботи насосів із характеристикою системи.

Насоси вмикають послідовно й у тих випадках, коли один насос здатний подати воду в систему, але не забезпечує заданої подачі ($H_T < H_0$). Побудова сумарної характеристики двох однакових насосів для такого випадку показана на рисунку 10.10 *б*. Як вбачимо з цього рисунка, послідовне ввімкнення насосів дозволяє збільшити не лише напір, а й подачу рідини.

У разі послідовного ввімкнення двох насосів із неоднаковими характеристиками сумарну криву їх спільної роботи будують шляхом додавання ординат характеристик кожного з насосів, що послідовно працюють, за однакових подач.

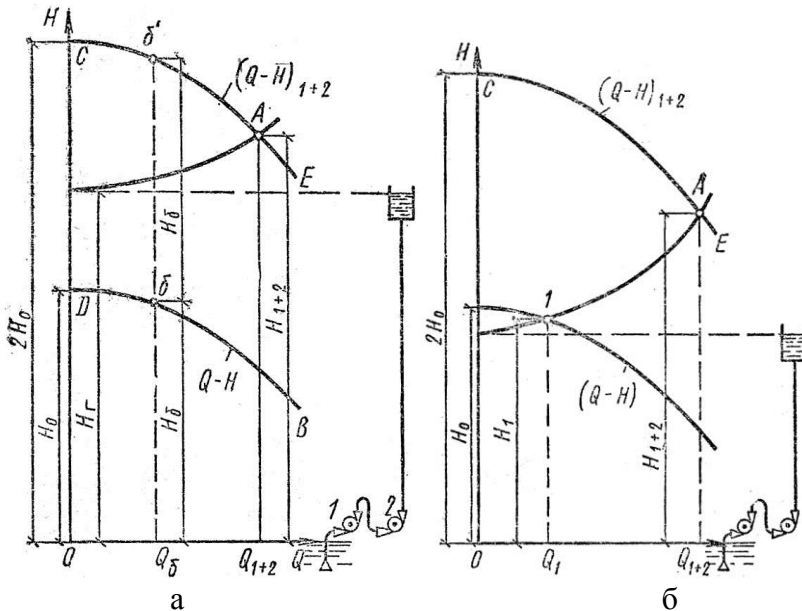


Рисунок 10.10 – Характеристика послідовної роботи двох однакових насосів:

a – для випадку $H_{Г} > H_0$; *б* – для випадку $H_{Г} < H_0$

Під час перекачування рідини на великі відстані за значного геометричного підйому іноді необхідно розміщувати насоси, що послідовно працюють (або насосні установки), на значних відстанях один від одного, облаштовуючи так звані станції підкачування. Характеристику спільної роботи насосів у такому випадку будують у спосіб, наведеним на рисунку 10.11. За заданими характеристиками насосів 1 (крива *ab*) і 2 (крива *вг*) спочатку будують дросельну характеристику насоса 1 відносно точки *Д* (точки приєднання трубопроводу до насоса 2). Для цього з ординат кривої *ab* віднімають гідравлічні

втрати на ділянці $I-D$, користуючись характеристикою цього трубопроводу (крива $eж$). Одержані таким способом ординати

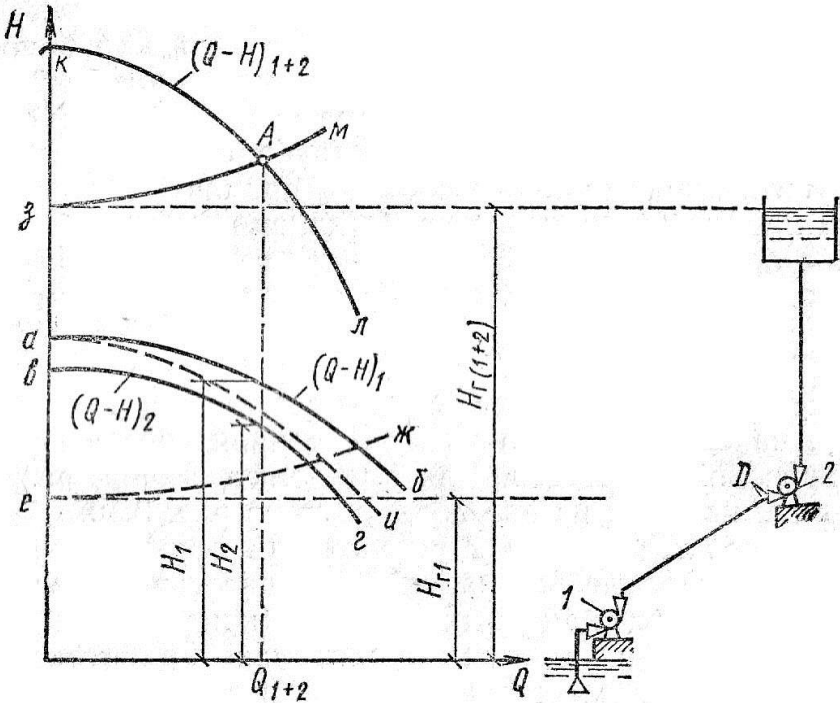


Рисунок 10.11 – Характеристика послідовної роботи двох насосів, установлених на значній відстані один від одного

дросельної характеристики насоса 1 (крива ai) додають до ординат характеристики насоса 2 і отримують сумарну характеристику спільної роботи насосів 1 і 2 (крива kl).

Побудувавши з точки $з$ характеристику напірного трубопроводу від насоса 2 до резервуара (крива zm), знаходять робочу точку A даної системи трубопроводів і насосів. Як визначити напір, створюваний кожним із насосів, бачимо на рисунку 10.11.

Якщо в точках 1 і 2 встановлено декілька (два або три) насосів, що паралельно працюють, то замість характеристик окремих насосів (криві ab і $вг$) наносять характеристики насосних

установок, що паралельно працюють у даній точці, і далі чинять так само, як і в разі спільної роботи двох окремих насосів.

10.5 Перехідні процеси і стійкість роботи насоса в системі

Перехідними називають процеси, в яких параметри насоса (Q, H, N, n) змінюються з часом. Прикладами перехідних процесів можуть служити пуск насоса, коли всі параметри змінюються від 0 до номінальних значень, або зупинення насоса, коли параметри насоса від значень, що відповідають робочому режиму, змінюються до 0 або від'ємних значень. Розуміння явищ, що виникають під час перехідних процесів, є необхідним для усвідомлення правил пуску і зупинення насосних агрегатів і орієнтування під час виникнення екстремальних (аварійних) ситуацій.

У найбільш загальному випадку, коли насос, що перебуває під заливом, перекачує рідину в ємність, є можливими вісім режимів роботи системи:

- 1-й режим – насосний прямого обертання, тобто звичайний режим роботи насосного агрегата;
- 2-й – протитечійний або гальмівний, під час якого після втрати привода ротор насоса продовжує обертатись у тому самому напрямку, а рідина тече в протилежному першому режиму напрямку;
- 3-й – турбінний прямого обертання, коли ротор насоса під дією зворотної течії рідини починає обертатись у зворотному напрямку;
- 4-й – гідравлічного гальмування;
- 5-й – насосний зворотного обертання, який є можливим лише в разі, коли після втрати привода напірний трубопровід спорожнюється;
- 6-й – гальмівний;
- 7-й – турбінний зворотного обертання, за якого потік рухається від центра до периферії;
- 8-й – гальмівний.

Режими 1–5 відповідають режимам, які найчастіше трапляються в практиці експлуатації лопатевих насосів за позитивного значення напору, а режими 6–8 – за від’ємного. У таблиці 10.1 наведені режими роботи лопатевих насосів із зазначенням знаків параметрів.

Для зручності графічного відображення явищ перехідного процесу і побудови відповідних графічних характеристик прийняте таке правило знаків: позитивний напрям витрати і напрям обертання насоса – насосні. Напір вважають позитивним, коли питома енергія на зовнішньому боці робочого колеса більша від питомої енергії на меншому діаметрі колеса, тобто стосовно відцентрових насосів, якщо тиск на напірному патрубку більший за тиск на всмоктувальному. Потужність, яку підводять до робочого колеса, умовно має знак «плюс». Знак моменту на робочому колесі визначають за знаками потужності і напрямом обертання ротора. Прийняте правило знаків не суперечить і фізичному змісту явищ, що відбуваються під час перехідного процесу.

Таблиця 10.1 – Режими роботи лопатевого насоса

Номер режиму	Назва режиму	Знак параметра				
		Q	η	N	M^*	H
1	Насосний прямого обертання	+	+	+	+	+
2	Режим протитечії	–	+	+	+	+
3	Турбінний прямого обертання	–	–	–	+	+
4	Режим гідравлічного гальмування	–	–	+	–	+
5	Насосний зворотного обертання	+	–	+	–	+
6	Гальмівний	+	–	+	–	–
7	Турбінний зворотного обертання	+	+	–	–	–
8	Гальмівний	+	+	+	+	–

Примітка. M^* – момент на валу насоса

Найбільш наглядно перехідні режими насоса можуть бути відображені за допомогою колових або так званих

чотириквADRANTНИХ характеристик. Такі характеристики одержують експериментально на спеціальних стендах, обладнаних допоміжним насосом для отримання від'ємних напорів.

Під час побудови колових характеристик на осях координат можуть бути відкладені будь-які два параметри, зазначені в таблиці 10.1. Найчастіше колові характеристики будують за координатами $Q - n$ або $\bar{Q} = Q / Q_{OPT}$ і $\bar{n} = n / n_{OPT}$, де Q_{OPT} і n_{OPT} – відповідно витрата і частота обертання в оптимальній точці характеристики насоса.

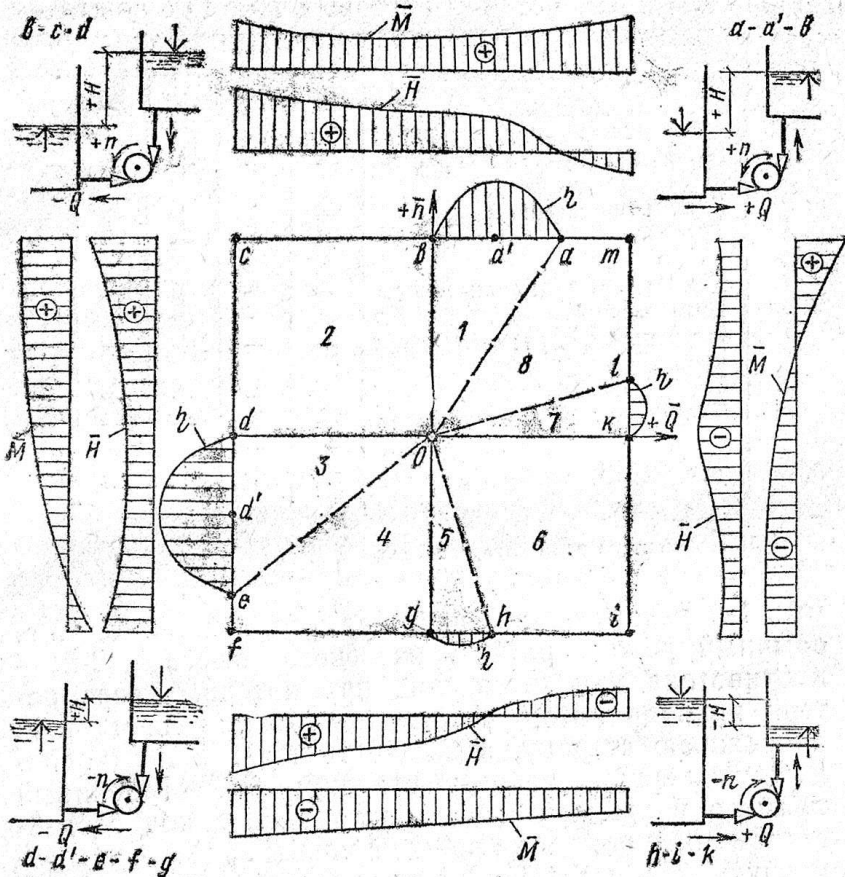


Рисунок 10.12 – Схема колової характеристики відцентрового насоса

На рисунку 10.12 показана схема колової характеристики лопатевого насоса. «Обхід» по замкненому контуру навколо початку координат (точки 0) цієї характеристики покаже всі режими лопатевого насоса. Ділянка $aa'b$ і схема в правому верхньому куті рисунка 10.12 відповідають звичайному насосному режиму. Водночас у точці a $Q=Q_{\max}$, в точці a' $Q=Q_{\text{опт}}$ і в точці b $Q=0$. Ділянка bcd відповідає режиму протитечії (схема в лівому верхньому куті рисунка 10.12).

Звичайний турбінний режим (ділянка $dd'e$) характерний зміною напрямку обертання ротора насоса на протилежний. У точці d' настає розгінний режим обертання ($M = 0$, $n = n_p$). За інерцією насосний агрегат заходить у зону гальмівного режиму або режиму гідравлічного гальмування (ділянка efg). Зазначені два режими (3 і 4) зображені на рисунку 10.12 у лівому нижньому куті. За умови $n = const$ і при зменшенні напору втрата зменшується, і починаючи з точки g ділянки gh агрегат вступає у насосний режим зворотного обертання. Насос до цієї зони заходить, коли напірний водопровід спорожнюється. На ділянці hik настає гальмівний режим. При $Q = const$ напір зростає, і в точці k ротор зупиняється, а потім на ділянці kl (турбінний режим зворотного обертання) змінює напрям обертання. Ділянка lma описує черговий гальмівний режим: робоче колесо обертається у бік, протилежний тому, що сприяє різниці напорів. У точці l напір знижується до 0, що дозволяє насосному агрегату перейти до насосного режиму прямого обертання. Графіки зміни відносних напору \bar{H} і моменту \bar{M} показані навпроти сторін mc , cf , fi і im квадрату характеристик.

Колові характеристики використовують під час конструювання насосів, а також аналізу спільної роботи великих насосів у системах водопостачання і меліорації. На практиці найбільший інтерес становить вивчення перехідних процесів у разі втрати привода, наприклад у результаті аварійного відключення енергії. Характер зміни у часі основних параметрів лопатевих насосів при перехідному процесі після втрати привода показаний на рисунку 10.13. Під час сталого режиму роботи насоса (ділянка I на рисунку 10.13) його параметри дорівнюють:

Q_H , n_H , H_H , $M_{дв} = M_H$, водночас момент опору насоса дорівнює рушійному моменту з боку привода (двигуна). У момент $t = 0$ відбувається втрата привода. Водночас практично миттєво знижується до нуля рушійний момент, гідравлічний момент на робочому колесі зберігається, що призводить до

зниження частоти обертання n_H ротора, подачі Q_H і напору H_H (ділянка II на рисунку 10.13).

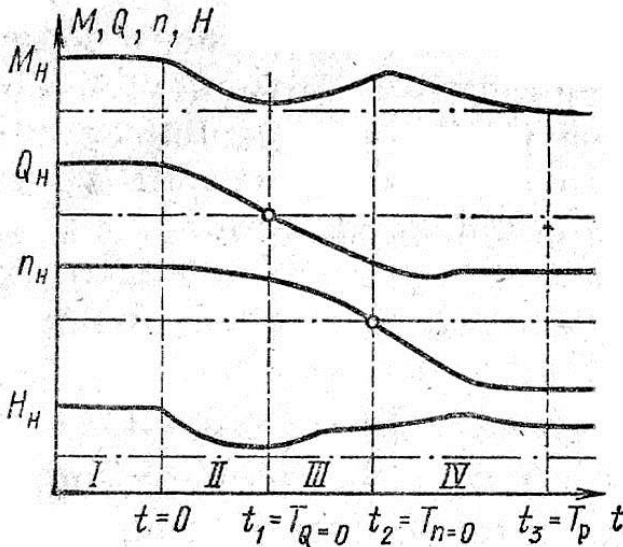


Рисунок 10.13 – Характерні графіки зміни параметрів лопатевого насоса під час переходного процесу після втрати приводу

У момент t_1 , який відповідає нульовій витраті, відбувається зміна напрямку руху рідини на турбінний. Момент на робочому колесі при цьому мінімальний, а розрідження в напірному трубопроводі – максимальне. У режимі протитечії (ділянка III на рисунку 10.13) робоче колесо гальмується потоком зворотного (турбінного) напрямку, тиск у напірному трубопроводі зростає. У момент t_2 частота обертання ротора знижується до нуля, і після миттєвого зупинення ротор починає розганятися у зворотному (турбінному) напрямку і настає турбінний режим (ділянка IV на рисунку 10.13). На початку цього режиму гідравлічний момент стає максимальним, а потім зменшується. Якщо насосний агрегат подає рідину в резервуар великої місткості або у верхній б'єф каналу меліоративної

системи, то в момент t_3 насос входить в усталений турбінний режим. У разі спорожнення напірного трубопроводу, наприклад унаслідок невеликої місткості резервуара, настають такі режими роботи насоса (див. рисунок 10.12 і таблицю 10.1).

Перехідні процеси в насосних установках супроводжуються виникненням неусталеного руху рідини в трубопроводі та зазвичай призводять до гідравлічного удару в трубопроводі.

Перехідні процеси і нестійкість роботи насоса в системі можуть виникати не лише внаслідок втрати приводу. Характеристики деяких лопатевих насосів (зазвичай малої швидкохідності) є нестійкими. Крива $Q-H$ таких насосів (рис. 10.14) має максимум у зоні невеликих подач. Розглянемо можливість виникнення нестійкої роботи такого насоса на прикладі роботи його в системі з баком великої висоти або водонапірною колоною (рис. 10.15 а). На початку за $H_T < H_0$ робота насоса є стійкою, наприклад у точці 1 спільної характеристики $Q-H$ насоса і системи. Якщо водночас витрата рідини, яку відбирає споживач, є меншою від подачі ($Q_{СП} < Q_H$), то рівень у баку почне підвищуватися, а подача насоса – зменшуватися, наприклад до величини Q_2 . Якщо й у цьому разі витрата рідини, яку відбирає споживач, буде меншою від подачі насоса, то рівень у баку зросте до лінії 2–2. За збереження умови $Q_{СП} < Q_H$ рівень повинен був би рости і далі, але це є неможливим, оскільки насос не може забезпечити більший напір.

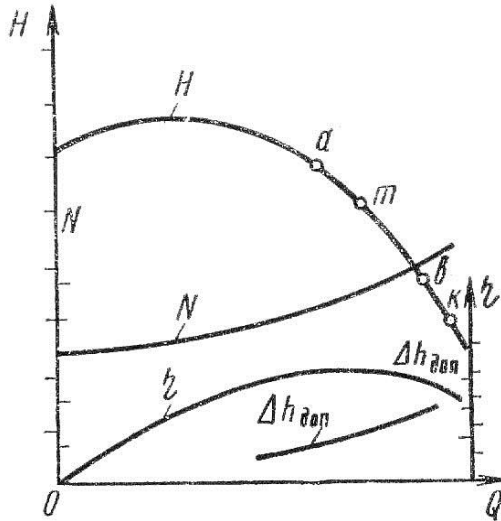


Рисунок 10.14 – Нестабільна характеристика відцентрового насоса

Водночас рівновага порушується, і система «насос – мережа» потрапляє у так званий режим помпажу. Напір, створюваний насосом, знижується до значення напору холостого ходу H_0 , насос уже не може втримати стовп рідини висотою H_{\max} , який тисне на нього, і якщо на напірному трубопроводі не встановлений зворотний клапан, рідина починає рухатись у зворотному напрямку (точка 4). За умови, якщо рівень знизиться, насос відновить роботу з подачею, що відповідає подачі в точці 3 характеристики $Q - H$. Якщо режим роботи системи до цього часу не зміниться, то описане явище повторюватиметься. Нестійкий режим роботи насоса в системі призводить до коливань подачі і напору та може супроводжуватися гідравлічними ударами в мережі. Нестійкий режим роботи може настати за $H_r > H_0$ не лише в системі, показаній на рисунку 10.15 а, а й в інших системах за наявності в них пружних елементів, наприклад гідропневматичних баків або пружних трубопроводів великої довжини. Основним заходом

забезпечення стійкої роботи насосів у таких системах є гарантія умови $H_r < H_0$.

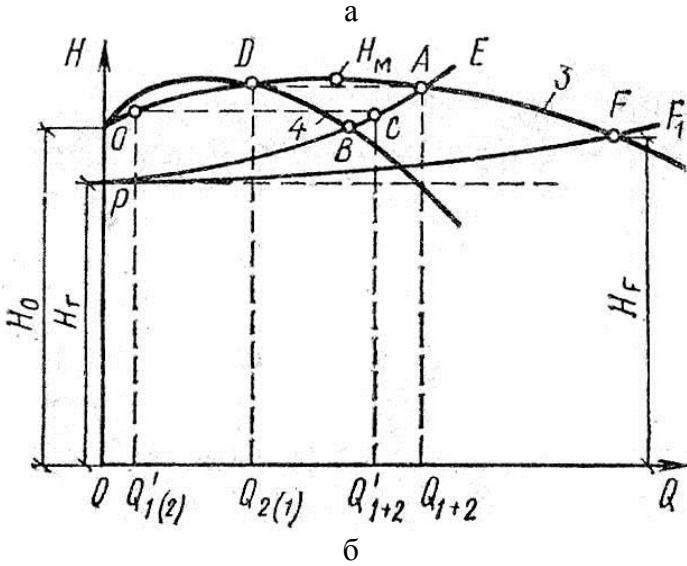
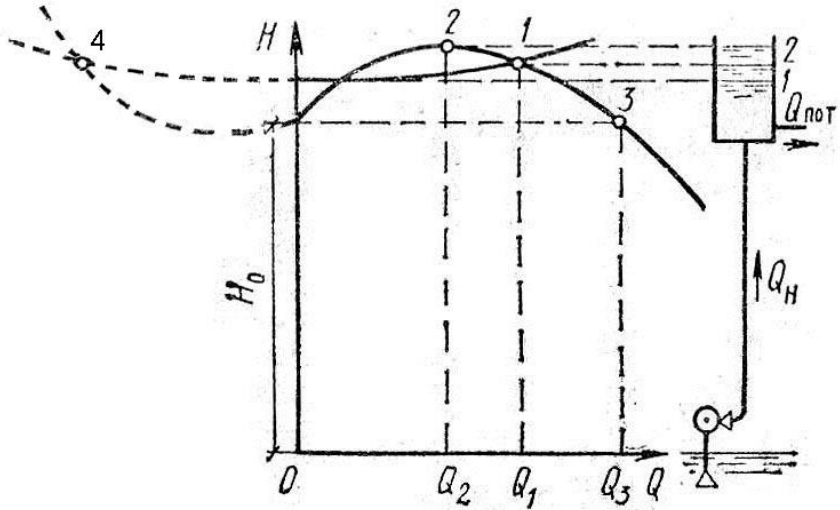


Рисунок 10.15 – Схема роботи насосів із нестійкою характеристикою:

a – одного насоса; *б* – насосів, що працюють паралельно

Режим помпажу може виникнути й під час паралельної роботи декількох насосів із нестійкими характеристиками. На рисунку 10.15 б наведена характеристика спільної роботи двох таких насосів у системі за $H_T < H_0$.

Крива $Q - H$ паралельної роботи двох однакових насосів із нестійкою характеристикою має чітко виражений максимум у точці H_M . Водночас сумарна характеристика набирає вигляду розгалужених кривих $O - H_M - F$ (крива 3) і $O - D - B - C$ (крива 4), тому робота насосів у системі з характеристикою $p - E$ є можливою у двох точках: A – із сумарною подачею Q_{1+2} і C – із сумарною подачею Q'_{1+2} . Водночас виникають перерозподіл подач насосів, нестійка паралельна робота і коливальні процеси. У прикладі, наведеному на рисунку 10.15 б, можуть виникнути чотири комбінації режимів: по дві подачі у кожного з насосів. На відміну від випадку роботи одного насоса з нестійкою характеристикою коливальні процеси (помпаж) під час паралельної роботи можуть виникнути і за $H_T > H_0$, якщо характеристика мережі (крива $p - E$) перетинає криву $Q - H$ двох насосів на ділянці $O - H_M - A - C - B$, а точка перетину A перебуває в умовах $H_A > H_0$, тобто в зоні нестійкої роботи кожного з насосів. За зменшення опору мережі крива $p - E_1$ перетне криву паралельної роботи насосів у точці F , тобто за $H_F < H_0$, і режим нестійкої роботи насосів виникнути не може. Під час аналізу спільної роботи насосів із нестійкими характеристиками за їх паралельного ввімкнення необхідно враховувати можливі режими зміни характеристики системи внаслідок зміни режиму споживання та інших причин, наприклад дроселювання на окремих її ділянках. На основі такого аналізу можна встановити граничне число насосів, що працюють

паралельно, із нестійкими характеристиками за умови забезпечення стійкості їх роботи в системі.

10.6 Регулювання роботи лопатевих насосів

Регулювання роботи насосної установки здійснюють з метою зміни її основних параметрів: подачі Q і напору H . Регулювання можна здійснити двома основними способами: зміною характеристик мережі та зміною характеристик насоса.

За зміни характеристик мережі є можливими такі способи регулювання подачі насоса: *дроселювання* і *байпасування* (*перепуск*).

За зміни характеристик насоса є можливими такі способи регулювання його подачі: зміна частоти обертання ротора насоса, поворот лопатей робочого колеса, поворот лопатей вхідного напрямного апарата, саморегулювання.

Регулювання зміною характеристики мережі

Спосіб регулювання подачі засувкою (*дроселюванням*) на напірному трубопроводі ґрунтується на збільшенні опору напірної лінії. З'ясувати переваги та недоліки цього способу, а також визначити сфери його застосування можна шляхом побудови характеристик регулювання (рис. 10.16). На цьому рисунку крива ER_1A – характеристика $Q - H$ насоса, а крива pD – характеристика системи (трубопроводу). Робочій точці відповідає подача Q_A . За умовами роботи системи до неї необхідно подавати рідину з витратою Q_R , меншою за витрату Q_A .

Для зменшення подачі насоса прикривають засувку на його напірному трубопроводі. Для наочного уявлення режиму роботи насоса з прикритою засувкою побудуємо дросельну характеристику насоса (крива $Q - H_D$ на рисунку 10.16). Для

цього з точки Q_R проведемо пряму, паралельну осі ординат. Вона перетне характеристику системи в точці R і характеристику $Q-H$ насоса – в точці R_1 . Різницею ординат цих точок h_d є надлишковий напір, який необхідно «спрацювати» опором засувки. Далі обчислимо надлишкові напори $h_{d1}, h_{d2}, \dots, h_{dn}$, що відповідають витратам Q_1, Q_2, \dots, Q_n , за відомими виразами $h_{d1} = h_d (Q_1 / Q_R)^2, h_{d2} = h_d (Q_2 / Q_R)^2, \dots, h_{dn} = h_d (Q_n / Q_R)^2$.

Величини надлишкових напорів відкладемо вниз від точок $1, 2, \dots, n$, характеристики $Q-H$ насоса і одержані точки з'єднаємо кривою, тобто одержимо дросельну характеристику насоса (крива ER). Зазначимо, що дросельна крива є характеристикою насоса, віднесеною до певної точки напірного трубопроводу після засувки. Оскільки ступінь закриття засувки може бути різним, то можна побудувати і декілька дросельних кривих. В разі повністю відкритої засувки дросельна крива збігається з паспортною характеристикою насоса.

H_{R1} – напір, створюваний насосом за подачі Q_R
(водночас $H_{R1} = H_R + h_D$);

$\eta_{ДВ}$ – к. к. д. двигуна.

Як бачимо з виразів (10.4) і (10.5), регулювання засувкою на напірному трубопроводі є не вигідним, особливо в насосних установках за великих подач і відносно малого напору.

Під час роботи з повністю закритою засувкою ($Q=0$) з'являється небезпека нагрівання рідини в насосі.

Дросельне регулювання найбільш доцільно застосовувати для насосів із пологою напірною характеристикою.

Незважаючи на наявність низки негативних факторів (зношування і вібрація дросельного пристрою, нагрівання рідини і зниження к. к. д. установки), цей спосіб широко використовують унаслідок простоти його здійснення.

У швидкохідних насосах потужність різко зростає за зменшення подачі. У цьому разі замість дроселювання економічно доцільно застосувати регулювання *перепуском* (байпасуванням) або *частковим скиданням подачі*, тобто частину рідини по перепускному трубопроводу відводити у всмоктувальний патрубок або скидати. Окремий випадок цього способу – використання лінії рециркуляції для захисту насоса від помпажу або перегрівання рідини.

Якщо в насосній установці з байпасною лінією (рис. 10.17) необхідно зменшити подачу в систему від величини Q_1 до Q_B , то по перепускній лінії рідину з витратою q спрямовують із напірного трубопроводу до всмоктувального. Водночас загальна подача насоса (витрата в точці A) зростає до величини Q_A , а подача в мережу (від точки B) зменшується до величини Q_B . Унаслідок зменшення витрати характеристика мережі зміниться – стане більш пологою. До того ж напір, створюваний насосом,

зменшиться до величини H_2 , а потужність зменшиться з величини N_1 до N_2 .

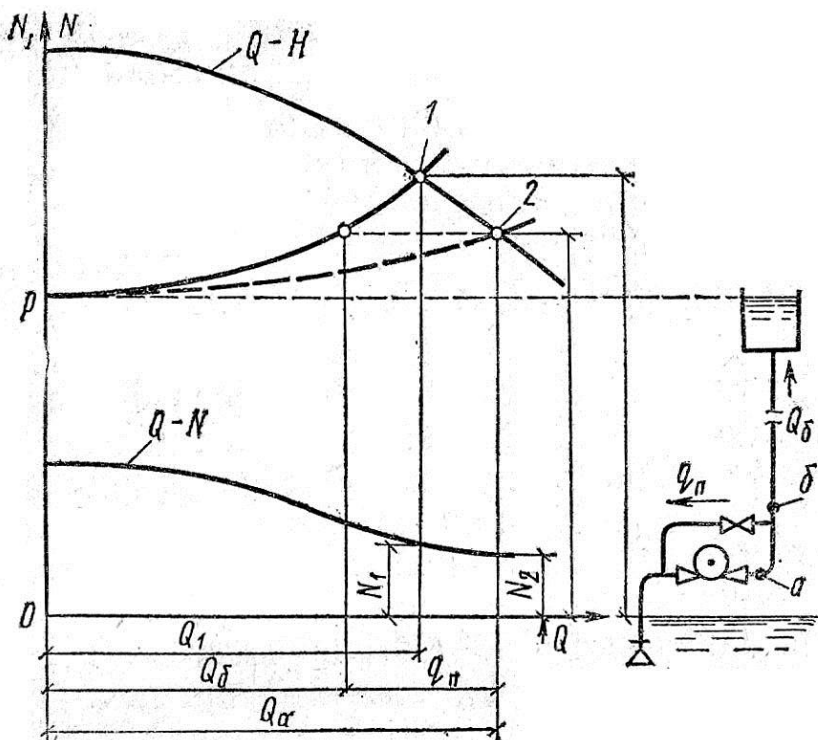


Рисунок 10.17 – Характеристика насоса під час регулювання подачі перепуском рідини

Зазначений спосіб регулювання є економічно вигідним для насосів із коефіцієнтом швидкохідності $n_s > 300$ і для вихрових насосів, у яких у разі збільшення подачі потужність зменшується. У відцентрових насосах із меншими коефіцієнтами швидкохідності регулювання подачі перепуском призведе до зростання потужності насоса і може спричинити перевантаження двигуна. Крім того, за цього способу регулювання ускладнюється система, збільшується кількість арматури і габарити установки.

Під час роботи насоса в умовах кавітації на вході (наприклад, конденсатного насоса ТЕС) застосовують *саморегулювання* (зміну тиску на вході) (рис. 10.18), коли кожному значенню кавітаційного запасу Δh_i відповідає своя круто спадна ділянка напірної характеристики H_i .

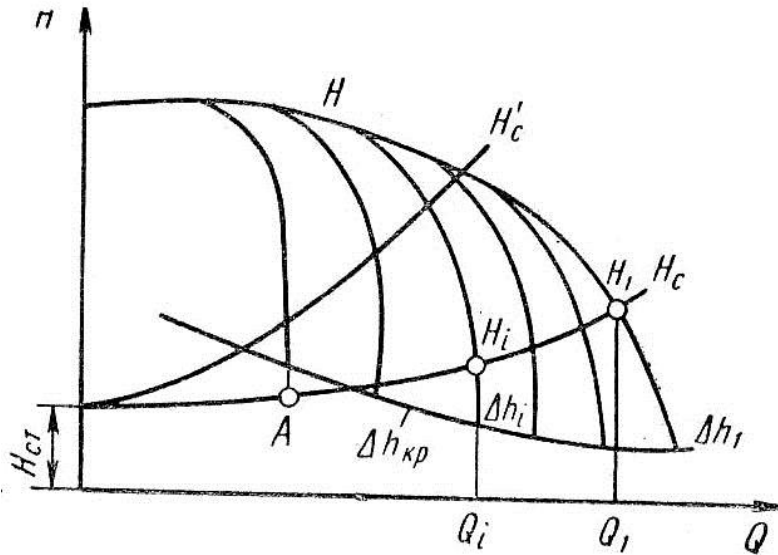


Рисунок 10.18 – Характеристика насоса при саморегулюванні

При зменшенні навантаження турбіни зменшується подача конденсату в конденсатор, знижується тиск у конденсатозбірнику і на вході в насос. Новій подачі Q_i відповідає нова робоча точка. В області малих подач характеристика H_C може опинитись нижче від кривої критичного кавітаційного запасу $\Delta h_{кр}$ (точка A); у цьому разі насос працювати не зможе внаслідок зриву подачі. Межі саморегулювання визначаються взаємним положенням ліній H_C і $\Delta h_{кр}$. За крутих характеристик системи H_C зона саморегулювання звужується.

Перевагами цього методу регулювання є простота, мала потужність, що споживається насосом, відсутність дроселювання. До недоліків належить постійна робота насоса в умовах кавітації, що знижує його довговічність.

Найбільш поширеним та економічно доцільним способом зміни характеристики насоса є зміна частоти обертання ротора насоса, що здійснюється двома способами: застосуванням двигунів із регульованою частотою обертання й установленням між насосом і двигуном варіатора частоти (наприклад, гідравлічної або електромагнітної регульованої муфти).

За зміни частоти обертання отримують ряд конгруентних кривих $H = f(Q)$ (рис. 10.19). Точки, що характеризують подібні режими роботи насоса, лежать на параболах, які проходять через початок координат.

Необхідну частоту обертання можна визначити шляхом перерахунку за рівняннями подібності (10.6) для заданої подачі насоса:

$$\begin{aligned} \frac{Q_2}{Q_1} &= \frac{n_2}{n_1}, \\ \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2, \\ \frac{N_2}{N_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3. \end{aligned} \tag{10.6}$$

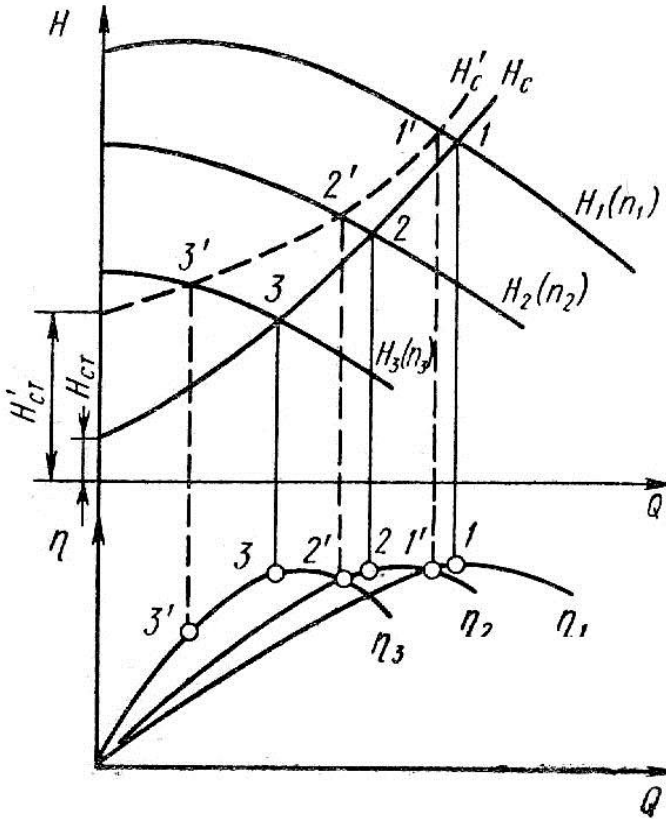


Рисунок 10.19 – Регулювання зміною частоти обертання ротора насоса

Якщо характеристика системи H_C має невелику складову $H_{CT} \rightarrow 0$, то к. к. д. під час регулювання зміною частоти обертання незначно зміниться. За великої складової H'_C різниця у к. к. д. буде зростати. Водночас необхідно мати на увазі, що зі зменшенням частоти обертання знижується к. к. д. привода, що також відбивається на економічності насосної установки. На насосних станціях із декількома насосними агрегатами регулювання частоти обертання ротора насоса зазвичай

суміщують із регулюванням подачі шляхом залучення у роботу різної кількості агрегатів. Глибину регулювання частоти обертання визначають виходячи з можливості спільної роботи регульованих і нерегульованих агрегатів шляхом побудови характеристики їх паралельної роботи.

Для регулювання напору насоса можна застосувати вхідний напрямний апарат. Згідно з рівнянням роботи лопатевого колеса зміною закручення потоку на вході ($V_{u1} \neq 0$) можна змінювати створюваний напір. Закручення на вході можна змінювати вхідним напрямним апаратом із поворотними лопатями. Такий метод регулювання є особливо ефективним порівняно з іншими для насосів із високим n_s .

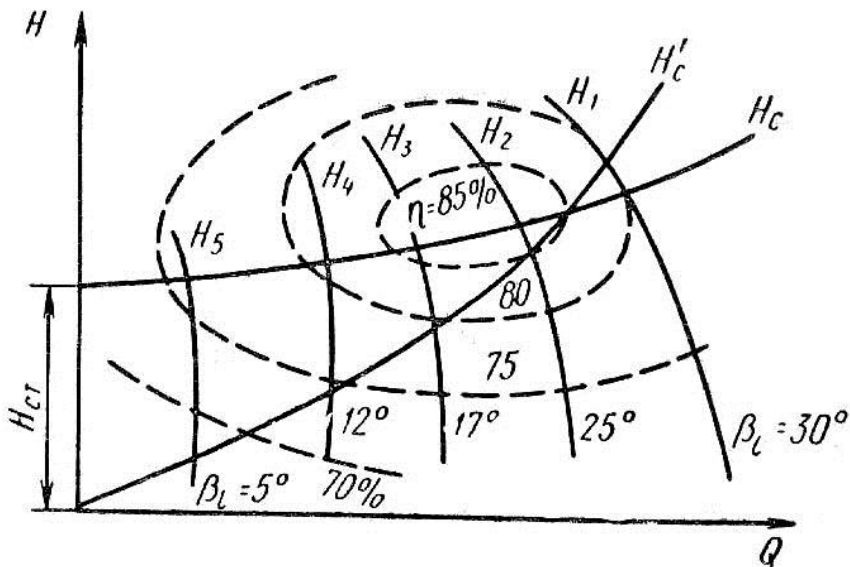


Рисунок 10.20 – Регулювання зміною кута встановлення лопаті робочого колеса

Регулювати роботу осьового насоса зміною кута встановлення лопаті робочого колеса можна в тому разі, якщо насос має поворотні лопаті (рис. 10.20). Кут установлення лопаті

β_1 можна змінювати як під час роботи насоса, так і під час його зупинення. Зміною кута встановлення можна змінювати подачу в широкому діапазоні. Чим більшою є статична складова $H_{ст}$ системи, тим ефективнішим є цей метод регулювання. Зменшення кута встановлення лопаті часто використовують для полегшення пуску насоса в роботу.

Для регулювання роботи насосів спеціальних конструкцій застосовують зміну кількості ступенів, що працюють (залучених до роботи послідовно або паралельно).

У практиці експлуатації мають місце випадки застосування комбінованого регулювання, наприклад зміни частоти обертання і кутів установалення лопатей тощо.

Тема 11

Розрахунок основних параметрів насосних станцій

11.1 Розрахунок подачі та напору, створюваних насосами водопровідних станцій першого підйому

11.2 Розрахунок подачі та напору, створюваних насосами водопровідних станцій другого підйому

11.3 Розрахунок подачі насосів каналізаційних станцій, їх кількості й місткості приймального резервуара

11.1 Розрахунок подачі та напору, створюваних насосами водопровідних станцій першого підйому

Насосні станції першого підйому можуть працювати в режимах постійної або змінної подачі. У режимі постійної подачі працюють насосні станції першого підйому, які подають воду на очисні споруди. У режимі змінної подачі працюють насосні станції, які подають воду безпосередньо у мережу.

Розрахунок подачі насосів. У тому разі, якщо насосна станція працює в постійному режимі, її подачу розраховують виходячи із середньої годинної витрати на добу. Середня подача станції $Q_{\text{доб}}$, м³/год, становить

$$Q_{\text{доб}} = \frac{\alpha Q_{\text{max доб}}}{T}, \quad (11.1)$$

де α – коефіцієнт, який враховує витрату води на власні потреби очисних споруд ($\alpha = 1,04 - 1,1$);

$Q_{\text{max доб}}$ – максимальна витрата води за добу, м³;

T – число годин роботи очисних споруд (зазвичай $T = 24$ год).

Якщо в системі водопостачання відсутні споруди для оброблення води (наприклад, під час використання води з

підземних джерел), а насоси першого підйому подають воду в збиральний резервуар, то загальну подачу насосів першого підйому $Q_{год}$, м³/год, визначають за формулою

$$Q_{год} = \frac{\alpha_1 Q_{\max \text{ доб}}}{24}, \quad (11.2)$$

де α_1 – коефіцієнт, який враховує витрату води на власні потреби водопроводу ($\alpha = 1,01 - 1,03$).

Подачу насосів першого підйому, які перекачують воду безпосередньо в мережу постачання, встановлюють так само, як і подачу насосів другого підйому.

Розрахунок напору, створюваного насосами. Напір, який повинні створювати насоси першого підйому, розраховують конкретно для даної схеми розміщення насосної станції в системі водопостачання. Якщо насосна станція першого підйому подає воду на очисні споруди або у резервуар оборотної системи водопостачання (рис. 11.1), то повний напір, який повинні створювати насоси, визначають за формулою

$$H = H_{\Gamma} + h_B + h_H, \quad (11.3)$$

де H_{Γ} – геометрична висота підйому, яка дорівнює різниці відміток найвищого рівня води в приймальному резервуарі і найнижчого горизонту води у водоприймачі;

h_B і h_H – втрати напору у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах відповідно.

У тих випадках, якщо насоси першого підйому подають воду безпосередньо в мережу, повний напір визначають за формулою

$$H = H_{\Gamma} + H_{\text{вЛ}} + h_B + \Sigma h_H, \quad (11.4)$$

де H_{Γ} – геометрична висота підйому, яка дорівнює різниці розрахункової точки мережі і найнижчого горизонту води у водоприймачі;

$H_{\text{вЛ}}$ – вільний напір, який необхідний у розрахунковій точці водопровідної мережі;

h_B – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі;

Σh_H – сумарні втрати напору у водоводах і водопровідній мережі (до розрахункової точки).

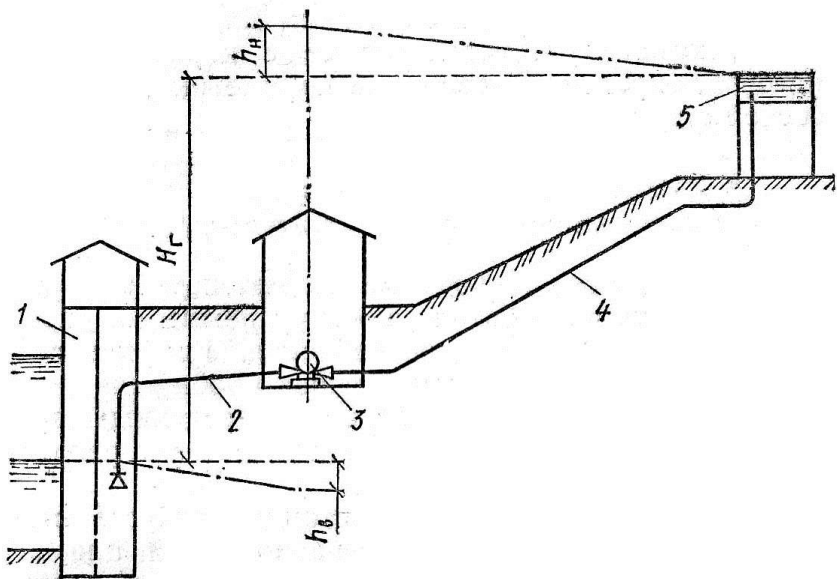


Рисунок 11.1 – Схема подачі води насосної станції першого підйому:

1 – водоприймач; 2 – всмоктувальний трубопровід; 3 – насос;
4 – напірний трубопровід; 5 – приймальна камера очисних споруд

Значення H_G і $H_{вЛ}$ беруть такими самими, як і при розрахунку подачі насосних станцій другого підйому (див. далі), за даними гідравлічного розрахунку водопровідної мережі, виконаного для найбільш не вигідного варіанта розподілу витрат у цій мережі. Для побудови характеристики мережі необхідно мати три – чотири значення Σh_H (для максимального, найменшого і проміжного значень подачі води насосною

станцією). За цими значеннями Σh_H будують характеристику мережі і, суміщаючи її з характеристикою насосів, визначають основні параметри роботи насосної станції.

11.2 Розрахунок подачі та напору, створюваних насосами водопровідних станцій другого підйому

Насоси другого підйому подають воду з резервуарів у мережу споживача, тому режим їх роботи залежить від графіка водоспоживання. Графіки водоспоживання складають на основі узагальненого досвіду експлуатації водопровідної мережі населених пунктів або будують за даними про технологічні режими промислових підприємств.

Розрахунок подачі. Насосні станції другого підйому можуть працювати у режимі рівномірної або ступінчастої подачі. За ступінчастої подачі в різні години доби працює різна кількість насосів.

На рисунку 11.2 показаний ступінчастий графік водоспоживання. По осі ординат цього графіка відкладені годинні витрати води у відсотках загальної добової витрати $Q_{доб}$. На цьому самому рисунку накреслені графіки роботи насосів другого підйому в режимі рівномірної та ступінчастої подачі.

Необхідно зазначити, що графіки роботи насосів, побудовані у вигляді ламаної лінії, є умовними (особливо при розміщенні водонапірного бака в кінці мережі), оскільки залежно від водоспоживання змінюються втрати в мережі, а отже, й подача насосів. Тому фактичний графік подачі насосів має вигляд хвилястої лінії. Проте відхилення цієї лінії від ламаної зазвичай є незначним, і для розрахунку подачі насосів та місткості бака цілком припустимо приймати подачу насосів у розрахунковий період постійною і будувати графіки у вигляді ламаних ліній (так звані ступінчасті графіки).

Якщо в системі водопостачання є водонапірна башта (або напірний бак), то в ті години, коли водоспоживання є меншим за

подачу насосів, частина води надходить у бак, і в ньому акумулюється запас. Цей запас витрачають у години максимального водоспоживання, коли подача насосів є меншою за витрату води.

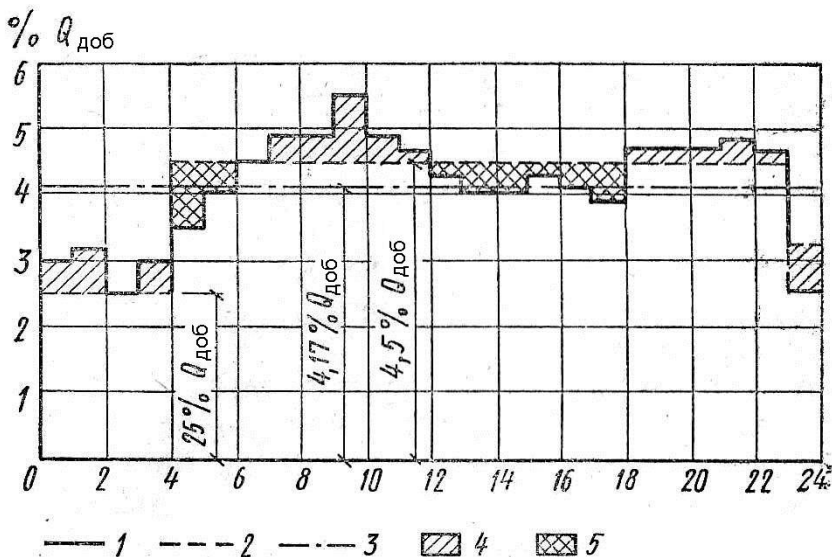


Рисунок 11.2 – Ступінчастий графік водоспоживання і роботи насосів:

1 – водоспоживання; 2 – подача за ступінчастої роботи насосної станції; 3 – подача за рівномірної роботи; 4 – подача з баку за ступінчастої роботи; 5 – подача у бак

Місткість баку визначають як площу фігур, обмежених лініями подачі і витрати води (див. рис. 11.2). На цьому рисунку площі, що відповідають місткості баку за ступінчастої подачі насосів, заштриховані. Місткість баку в цьому випадку становить 2,5 % добової витрати води. Для цих самих умов водоспоживання за рівномірної подачі насосів другого підйому місткість баку буде становити 7 % від добової витрати.

Режим роботи станцій другого підйому під час розрахунку системи водопостачання вибирають шляхом техніко-економічних порівнянь декількох варіантів, оскільки від

прийнятого режиму роботи насосів залежать місткість бака водонапірної башти і резервуарів, а також діаметри водоводів.

Наведений на рисунку 11.2 ступінчастий графік є характерним для господарсько-питного водопроводу. На промислових підприємствах графіки витрати води, яку витрачають на виробничі потреби зазвичай є більш рівномірними. На деяких підприємствах витрата води впродовж доби буває практично постійною.

Більш зручним і швидким є спосіб підбору необхідної подачі та місткості баків за допомогою інтегральних графіків (рис. 11.3). Інтегральний графік будують шляхом підсумовування витрати (або подачі) води за кожний проміжок часу, відрахований від початкового моменту (наприклад, від нуля годин). У цьому разі по осі ординат відкладають сумарні витрати у відсотках за 1, 2, 3 год. і т. д. та, з'єднавши ці точки, отримують інтегральну криву витрати 1. Графіки рівномірної подачі насосів є прямими лініями 2, тангенс кута нахилу яких є пропорційним подачі. Графіки ступінчастої подачі зображені ламаною лінією 3. Подачу насосів вибирають таким чином, щоб графіки водоспоживання і подачі максимально збігалися. Максимальна різниця ординат кривих водоспоживання і подачі визначає місткість бака.

Розрахунок повного напору, створюваного насосами другого підйому. Повний напір, який повинні створювати насоси другого підйому, залежить від схеми мережі і розміщення водонапірної башти (або напірного резервуара). Визначити повний напір можна лише після того, як розрахована мережа і визначена позначка рівня води в баку водонапірної башти (або в напірному резервуарі).

Розрізняють дві основні схеми розміщення водонапірної башти: на початку і в кінці мережі (так звана схема з контррезервуаром).

На рисунку 11.4 показана розрахункова схема з п'єзометричними лініями для визначення повного напору, який повинні створювати насоси другого підйому, що працюють у системі з водонапірною баштою, розміщеною на початку мережі. Повний напір у цьому разі так само, як і для насосів першого

підйому, які подають воду на очисні споруди, визначають за формулою

$$H = H_{\Gamma} + h_B + h_H.$$

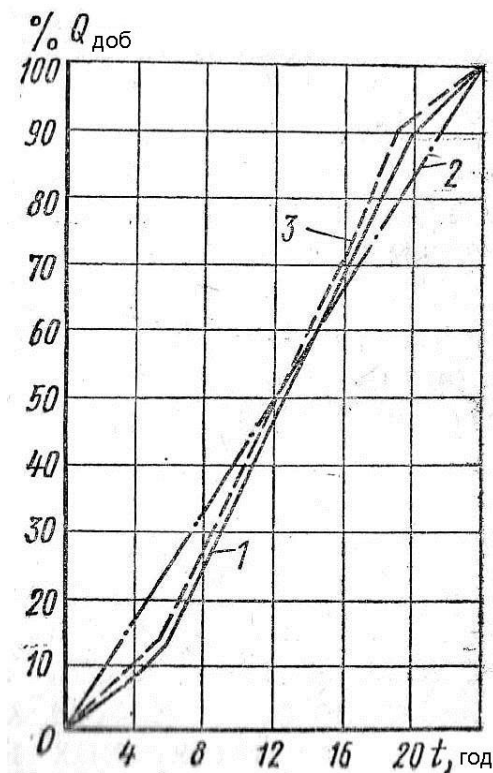


Рисунок 11.3 – Інтегральний графік витрати води споживачами і подачі насосів

Геометричну висоту підйому визначають як різницю позначок води у напірному баку за повного його заповнення і найнижчого рівня води у приймальному резервуарі. Геометричну висоту підйому можна також знайти за такою формулою (позначення див. на рис. 11.4):

$$H_{\Gamma} = H_{ГВ} + H_B + H_B + H_P.$$

Схема подання води насосами другого підйому в мережу з контррезервуаром, тобто при розміщенні регулювальної ємності в кінці мережі, показана на рисунку 11.5. На схемі побудовані п'єзометричні лінії для двох розрахункових випадків – роботи в години максимального водоспоживання, коли в розрахункову точку одна частина води подається насосами, а інша – із резервуара, і в години максимального транзиту (малого водоспоживання), коли насоси подають частину води транзитом через мережу в регулювальну ємність.

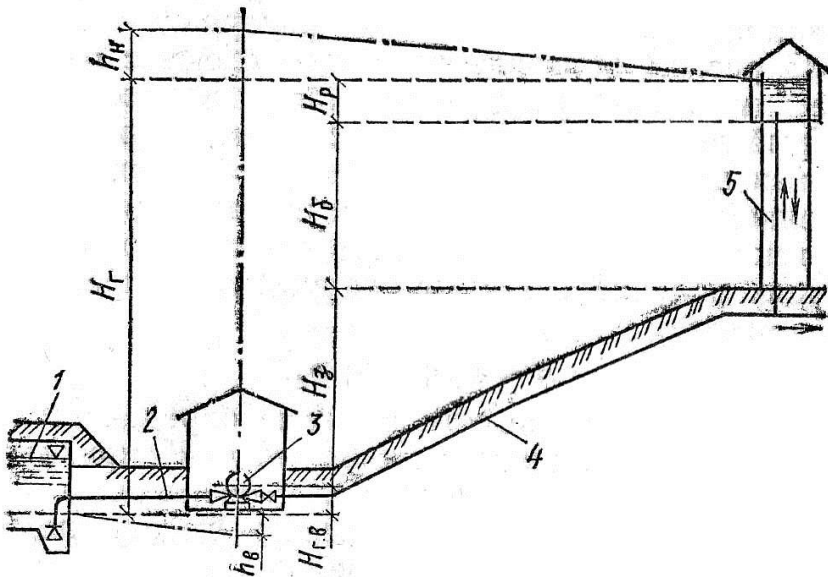


Рисунок 11.4 – Схема подавання води насосами другого підйому при розміщенні водонапірної бапти на початку мережі:
 1 – резервуар; 2 – усмоктувальний трубопровід; 3 – насос;
 4 – водовід; 5 – водонапірна башта

Під час максимального водоспоживання повний напір, створюваний насосами, обчислюють за формулою

$$H = H_0 + H_{ВЛ} + \sum h_P + h_B + H_{Г.В}, \quad (11.5)$$

- де H_0 – різниця позначок осі насоса і поверхні землі у розрахунковій точці a , яка визначається за розрахунковою схемою мережі;
- $H_{ВЛ}$ – вільний напір у розрахунковій точці;
- Σh_p – сума втрат напору у водоводах і мережі, яку визначають у розрахунковий спосіб;
- h_B – втрати напору у всмоктувальній лінії;
- $H_{Г.В}$ – геометрична висота всмоктування.

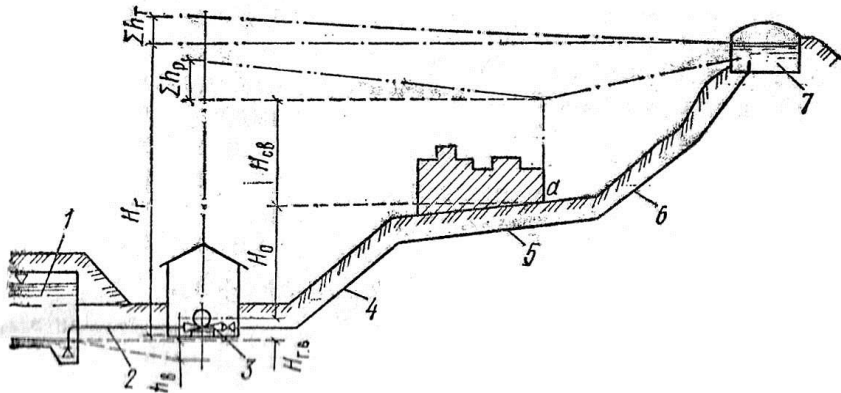


Рисунок 11.5 – Схема подавання води насосами другого підйому при розміщенні регулювальної ємності в кінці мережі:

- 1 – резервуар; 2 – усмоктувальний трубопровід; 3 – насос;
4 – водовід; 5 – мережа споживача; 6 – підвідний трубопровід;
7 – резервуар; a – розрахункова точка

Під час мінімального водоспоживання напір, створюваний насосами, виходячи з необхідності подавання води транзитом через мережу в регулювальну ємність (башту) визначають за формулою (11.4). Величину H_G визначають як різницю позначок максимального рівня води в регулювальній ємності та рівня води в резервуарі, а втрати напору Σh_G знаходять, розраховуючи мережу на випадок подавання води транзитом у регулювальну

емність. За розрахунковий беруть найбільший із напорів, одержаних для цих двох випадків.

11.3 Розрахунок подачі насосів каналізаційних станцій, їх кількості й місткості приймального резервуара

Режим роботи каналізаційної насосної станції, кількість насосів і місткість резервуарів залежать від режиму припливу стічних вод, зазвичай нерівномірного впродовж доби. Виняток становлять деякі випадки перекачування промислових стічних вод, приплив яких може бути рівномірним. Для зменшення впливу нерівномірності припливу на режим роботи насосів у каналізаційних станціях облаштовують приймальні резервуари. Місткість останніх установлюють залежно від графіка припливу стічних вод, подачі насосів і прийнятого режиму роботи насосної станції.

Місткість приймального резервуара обмежується умовами його нормальної експлуатації. За занадто великої місткості відбуваються випадіння осаду зі стічної рідини і загнивання осаду й рідини. Тому місткість резервуара повинна бути якомога меншою, але не меншою за 5-хвилинну подачу одного з насосів станції.

Максимальну частоту ввімкнення насосів установлюють залежно від типу і потужності електродвигунів, ступеня автоматизації насосної станції та інших умов.

Подачу насосів і їх кількість визначають виходячи із загального приплив стічних вод до станції. Водночас для розрахунку подачі насосів і місткості резервуарів можна користуватися добовими інтегральними графіками припливу. Проте внаслідок великої частоти ввімкнення насосів користування цим графіком ускладнюється, і для розрахунків місткості резервуарів зазвичай використовують годинний інтегральний графік припливу і відкачування (рис. 11.6). Водночас вважають, що приплив за годину найбільшого водовідведення можна взяти рівномірний.

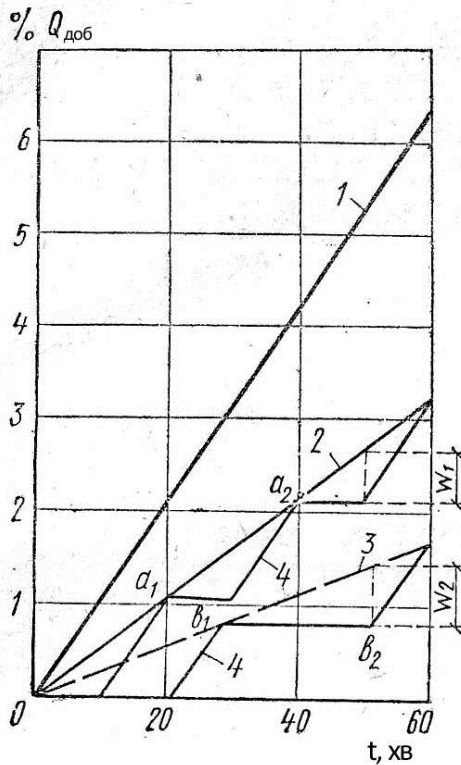


Рисунок 11.6 – Графік припливу і відкачування стічних вод:
 1, 2 і 3 – максимальний годинний приплив, що дорівнює відповідно
 $6,5 \% Q_{доб}$, $3,25 \% Q_{доб}$ і $1,63 \% Q_{доб}$; 4 – під час відкачування
 насосом з подачею, що дорівнює $6,5 \% Q_{доб}$; W_1 , W_2 – місткість
 приймального резервуара, $\% Q_{доб}$

Графічно на інтегральному графіку рівномірний приплив зображують у вигляді прямої, тангенс кута нахилу якої є пропорційним годинному притоку (див. рис. 11.6).

Подачу насосів вбирають такою, що дорівнює максимальному годинному притоку, тому за 1 годину максимального водовідведення графіки притоку і відкачування збігаються. За зменшення притоку настає момент, коли резервуар

спорожнюється і насос відключається (точки a_1 і a_2 ; b_1 і b_2 на рис. 11.6).

Після відімкнення насоса графік відкачування має вигляд прямої, паралельної осі абсцис. Різниця ординат кривої притоку і відкачування відповідає об'єму рідини в резервуарі в цей момент часу.

У момент максимально припустимого заповнення резервуара насос вмикають, і процес повторюється знову. Теоретично доведено, що максимальна кількість ввімкнень насоса за заданої місткості резервуара відбувається в тому разі, коли приплив становить 50 % від подачі насосів. Із цього випливає, що місткість резервуара насосної станції необхідно розраховувати за заданої кількості ввімкнень насоса виходячи з припливу, який дорівнює половині подачі насоса. Подачу насоса необхідно брати найбільш близькою до максимального годинного припливу (але не менше за нього).

Якщо на станції встановлені два насоса, що працюють, а подача кожного з них під час спільної роботи дорівнює половині максимального припливу, то місткість резервуара може бути зменшена вдвічі.

Подальшого зменшення місткості резервуара можна досягти шляхом збільшення кількості агрегатів насосної станції. За великої кількості агрегатів частина з них працює постійно (без вимкнення), відкачуючи постійну частину припливу, а нерівномірність іншої частини припливу компенсують вмиканням і вимиканням інших насосів.

У цьому разі всі розрахунки, пов'язані з нерівномірністю припливу, відносять лише до змінної частини припливу (у великих містах ця частина є незначною порівняно із загальним припливом). Тому на великих насосних станціях із великою кількістю насосів місткість приймального резервуара розраховують виходячи з часу, необхідного для запуску резервного агрегата в ризі зупинення робочого насоса. Зазвичай місткість резервуара беруть такою, що дорівнює припливу рідини із середньодобовою витратою впродовж 3–5 хв.

Кількість насосних агрегатів залежить від призначення станції, режиму її роботи і загального припливу стічних вод. На невеликих районних станціях перекачування встановлюють два насоси: один робочий і один резервний (одночас другий резервний насос повинен перебувати в зібраному вигляді на складі). Більш часто на районних станціях встановлюють три насоси: два робочих і один резервний (плюс один на склад). Якщо на станції встановлено більше двох насосів, що працюють, то беруть два резервних насоси.

Список літератури

1. Строительство и монтаж насосных и компрессорных станций : учебное пособие для вузов / В. Л. Березин, П. П. Бородавкин, С. Я. Куриц, Е. И. Трушин. – Москва : Недра, 1974. – 272 с.
2. Костриба І. В. Бурове і нафтопромислове обладнання : атлас технологічних схем та конструкцій / І. В. Костриба, І. І. Шостаківський, М. Й. Бурда. – Київ : Видавництво «ЛОГОС», 2001. – 105 с.
3. Трубопроводный транспорт нефти и газа : учебник для вузов / В. Д. Белоусов, Э. М. Блейхер, А. Г. Немудров и др. – Москва : Недра, 1978. – 407 с.
4. Финкельштейн З. Л. Эксплуатация гидравлического оборудования : учеб. пособие / З. Л. Финкельштейн. – Алчевск : ДонГТУ, 2008. – 123 с.
5. Швиндин А. И. Центробежные насосы для нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств : учеб. пособие / А. И. Швиндин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Сумы : СумГУ, 2014. – 231 с.
6. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
7. Протасов В. Н. Повышение надежности оборудования скважин при насосном способе добычи нефти / В. Н. Протасов. – Москва : ВНИИОЭНГ, 1986. – 72 с.
8. Кирсанов А. Н. Буровые машины и механизмы : учебник для вузов / А. Н. Кирсанов, В. П. Зиненко, В. Г. Кардыш. – Москва : Недра, 1981. – 448 с.
9. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
10. Мала гірнича енциклопедія / за ред. В. С. Білецького. – Донецьк : Донбас, 2004. – Т. 1. – 640 с.

11. Полушкин К. П. Монтаж гидроагрегатов / К. П. Полушкин. – Ленинград : Энергия, 1971. – 528 с.
12. Гельберг Б. Т. Ремонт промышленного оборудования : учебник для сред. проф.-тех. училищ / Б. Т. Гельберг, Г. Д. Пекелис. – 8-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высш. школа, 1981. – 256 с.
13. Герман А. Л. Монтаж и эксплуатация лопастных насосов / А. Л. Герман, Б. А. Вахрамеев. – Москва : Машгиз, 1961. – 180 с.
14. Молодык Н. В. Восстановление деталей машин : справочник / Н. В. Молодык, А. С. Зенкин. – Москва : Машиностроение, 1989. – 480 с.
15. Надёжность машин : учебное пособие для машиностроительных спец. вузов / Д. Н. Решетов и др. – Москва : Высшая школа, 1988. – 238 с.
16. Приников А. С. Надёжность машин / А. С. Приников. – Москва : Машиностроение, 1978. – 592 с.
17. Насосы. Расчёт показателей надёжности при проектировании. РД РТМ 26-06-34-83. – Москва : Минхиммаш, 1983. – 53 с.
18. Шор Я. Б. Таблицы для анализа и контроля надёжности / Я. Б. Шор, Ф. Л. Кузьмин. – Москва : Машиностроение, 1968. – 243 с.
19. Малюшенко В. В. Монтаж энергетических насосов ТЭС и АЭС / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 112 с.
20. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний.
21. Карнаухов В. А. Монтаж, наладка и эксплуатация насосных установок / В. А. Карнаухов. – Киев : Будівельник, 1976. – 136 с.
22. 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.

23. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів : навч. посіб. / В. О. Панченко, А. А. Папченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 227 с.
24. Малюшенко В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергия, 1975. – 280 с.
25. Малюшенко В. В. Энергетические насосы : справочное пособие / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – Москва : Энерго-издат, 1981. – 200 с.
26. Нагорний В. М. Введення в технічну діагностику машин : навч. посіб. / В. М. Нагорний. – Суми : СумДУ, 2011. – 483 с.
27. Експлуатація насосних станцій осушувальних систем України / А. С. Вельбик, В. М. Григор'єв, В. А. Земба та ін. ; за ред. В. М. Хорєва. – Київ : Урожай, 1995. – 224 с.
28. Чебаевский В. Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок : учебное пособие / В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишнеvский, Н. Н. Накладов. – Москва : Колос, 2000. – 376 с.
29. Карелин В. Я. Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – 2-е изд., перераб и доп. – Москва : Стройиздат, 1986. – 320 с.
30. Залуцкий Э. В. Насосные станции. Курсовое проектирование / Э. В. Залуцкий, А. И. Петрухно. – Київ : Вища шк., 1987. – 167 с.
31. Канализация : учебник для вузов. / С. В. Яковлев, Я. А. Карелин, А. И. Жуков, С. К. Колобанов. – Изд. 5-е, перераб. и доп. – Москва : Стройиздат, 1975. – 632 с.

Навчальне видання

**Панченко Віталій Олександрович,
Герман Віктор Федорович**

ПІДКОНТРОЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

Конспект лекцій

для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи
та гідروпневмоавтоматика»)

Відповідальний за випуск І. О. Ковальов
Редактори: Н. З. Клочко, С. М. Симоненко
Комп'ютерне верстання В. О. Панченка

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 15,58. Обл.-вид. арк. 17,62.

Видавець та виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності ДК № 3062 від 17.12.2007.