



Національний університет
водного господарства
та природокористування

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА
ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

Г.Г. ГЕРАСИМОВ



Національний університет
водного господарства
та природокористування

ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

Підручник

*Затверджено Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів напрямку «Водні ресурси»
вищих навчальних закладів*

Рівне 2008



Національний університет
УДК 532.002.5:62.712.3(075.8)

ББК 31.56:31.76я7

Г - 37

*Затверджено Міністерством освіти і науки України
(лист № 1.4/18-Г-921 від 13.06.07)*

Рецензенти:

З.Р. Маланчук, доктор технічних наук, професор (Національний університет водного господарства та природокористування).

О.О. Федорець, доктор технічних наук, професор (Кременчуцький державний політехнічний університет).

Ю.І. Гринь, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу зрошувальних систем (Інститут гідротехніки і меліорації Української академії аграрних наук).

Е.В. Залуцький, кандидат технічних наук, доцент кафедри водопостачання (Київський національний університет будівництва і архітектури)

Герасимов Г.Г.

Г – 37 Гідравлічні та аеродинамічні машини: Підручник. - Рівне: НУВГП, 2008.- 241 с. з іл.

ISBN 978-966-327-090-6

Розглянуто основні типи гідравлічних і аеродинамічних машин. Висвітлено їх принцип дії, конструкції і характеристики, особливості сумісної роботи насосів і трубопроводів, способи регулювання подачі. Наведені методи обґрунтування параметрів насосних, компресорних і вентиляторних установок.

Навчальний посібник для студентів вузів, які навчаються за напрямом 6.060103 "Гідротехніка" (водні ресурси).

УДК 532.002.5:62.712.3(075.8)

ББК 31.56:31.76я7

ISBN 978-966-327-009-6

© Г.Г.Герасимов, 2008

© Національний університет водного господарства та природокористування, 2008



Проблеми води в Україні – це проблема здоров'я її жителів, це визначальний фактор розвитку економіки. Для забезпечення водою населення і галузей економіки в країні функціонує складний водогосподарський комплекс, до якого входять 63 тис. річок, понад 1000 водосховищ, близько 29 тис. ставків, де зарегульовано біля 58 млрд. куб. м. води, створена система міжбасейнових каналів і водогонів.

Забезпеченість України прісною водою майже у три рази менше, ніж у середньому в світі, та в 2,5...2 рази нижче, ніж у країнах Європи. У 1998 р. водозабір з водойм України становив 19,0 км³, або 22% від усіх ресурсів країни у середній за водністю рік, тобто рівень вище світового. Скинуто у ті ж водойми неочищеними 11,4 км³, що тільки удвічі менше місцевого стоку у посушливі роки. Забруднений поверхневий стік акумулюється у водосховищах та ставках, поповнює запаси ґрунтових та підземних вод, тому проблема виснаження якісних прісних вод в Україні знаходиться на першому плані.

Необхідність меліорації на Україні визначається природними умовами. Так у степовій частині України кожен третій рік спостерігаються посухи і зниження виробництва зерна на 15...17 млн. т.

На початок 2001 р. площа зрошувальних земель на Україні складала 2,45 млн. га, або 6% від загальної площі сільськогосподарських угідь. Тепер на 90% зрошувальної площі вода подається за допомогою 4,5 тис. насосних установок, на яких працює понад 50 тис. насосів. В автоматичному режимі працює всього 70 насосних станцій, тому насосні станції обслуговують понад 20 тис. машиністів.

Закритих трубопроводів на Україні збудовано понад 31 тис. км; з них 15 тис. км з сталевих труб, а решта з азбестоцементних і залізобетонних труб.

Найбільші зрошувальні системи України: Каховська, Північно-Кримська, Краснознаменська і ін. Сумарна річна подача води становить 6000 м³/с, а річне споживання електроенергії перевищує 2,5 млрд. кВт год.

В теперішній час актуальною стає необхідність енергозбереження при роботі водогосподарського комплексу, що викликано трьома головними причинами.

1. Високою витратою електроенергії на 1 га зрошувальних земель. Так, при поливі дощувальними машинами "Фрегат" вона становить 500...700 кВт·год/га, машинами „Дніпр” – 450...670 кВт·год/га.

2. Неодмінне збереження достатньо високого питомого показника поливних земель з оптимальним режимом зрошення в умовах серйозного дефіциту електроенергії в певні години доби, а також важкого фінансового стану господарств-водокористувачів.

3. Зменшенням фінансування витрат на експлуатацію меліоративних систем, високими затратами на оплату електроенергії, яка споживається насосними станціями, що складає в зоні зрошення 75...80 % всіх експлуатаційних

затрат, а також різким зростанням вартості запасних частин обладнання насосних станцій.

При плануванні заходів по енергозбереженню необхідно враховувати різні тарифи на оплату електроенергії на протязі доби, яка існує на Україні. Встановлені границі тарифних періодів: нічного, напівпікового, і пікового. Вартість електроенергії в нічний час в залежності від енергосистем в 9,5...10,3 рази менше ніж в піковий; в 4,5...5,1 раз менше ніж в напівпіковий.

До організаційних заходів, які забезпечують енергозбереження, належать:

- регламентація і нормування подачі води споживачам;
- відключення в зимовий період встановлених на трансформаторних підстанціях силових трансформаторів;
- забезпечення роботи основного обладнання в оптимальних режимах з високим коефіцієнтом корисної дії;
- впровадження матеріального заохочення робітників за економію електроенергії.

До технічних засобів, які забезпечують енергозбереження, належать:

- заміна поливної техніки, яка працює при високих напорах, на низько-напірну;
- встановлення багатотарифних лічильників електроенергії;
- проведення реконструкцій, технічного переоснащення або капітальних ремонтів обладнання для зменшення енергоспоживання;
- очищення напірних трубопроводів і закритих зрошувальних мереж від засмічення і заростання і ін., які збільшують гідравлічний опір;
- сучасне проведення поточних і капітальних ремонтів гідромеханічного обладнання насосних станцій, вентиляторних і компресорних установок (в цілому вентиляторні установки споживають до 7 % всієї електроенергії, що виробляється на Україні).

Підвищення ефективності роботи насосних станцій водопостачання, зрошувальних і осушувальних систем України дозволить зменшити річне споживання ними електроенергії на 25 млн. кВт-год.

Виконання зазначених завдань потребує від спеціалістів глибокого знання законів гідравліки і теоретичних положень, на яких основана робота гідравлічних машин – насосів, компресорів, вентиляторів і ін., що широко застосовуються у водному господарстві.

Мета і завдання курсу.

Мета курсу. Дати майбутньому інженеру-гідротехніку теоретичні знання і практичні навички в питаннях, що стосуються принципу дії, особливостей конструкції, характеристик та режимів роботи гідравлічних і аеродинамічних машин.

Завдання вивчення дисципліни. Гідравлічні та аеродинамічні машини широко використовуються в системах водопостачання, в спорудах зрошувальних та осушувальних систем, а також при їх будівництві. В зв'язку з цим задачею вивчення дисципліни є оволодіння методологіями: обґрунтування па-



раметрів гідромеханічного обладнання насосних станцій, обладнання вентиляторних і компресорних установок, вибору типів вітронасосних установок, отримання і використання характеристик гідравлічних і аеродинамічних машин, аналізу та регулюванню їх роботи.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти повинні:

знати:

- конструкції, принципи дії і обслуговування основних типів насосів, водопідйомників чистої і стічної води, аеродинамічних машин;
- основи теорії відцентрових насосів;
- закономірності сумісної роботи насосів і трубопроводів;

вміти:

у складі групи фахівців проектного відділу в умовах спеціально обладнаного робочого місця

- використовуючи результати вишукувальних робіт, обчислювальну техніку, діючи методики та нормативні документи, визначати висотне положення гідромеханічного обладнання;

- за допомогою автоматизованого робочого місця, використовуючи нормативну і довідкову літературу, проводити добір гідравлічних і аеродинамічних машин; аналізувати їх функціонування в системі, враховуючи сумісну роботу машин та водогонів;

- використовуючи типові проекти, паспорти виробів та іншу документацію, користуватися каталогами інженерного обладнання і арматури вітчизняного та зарубіжного виробництва;

в умовах виробничої діяльності, керуючись відповідними інструкціями та правилами, за допомогою приладів, арматури, інструментів та інших пристроїв

- регулювати роботу гідравлічних і аеродинамічних машин;
- експлуатувати гідравлічні і аеродинамічні машини.



1. ВИДИ ГІДРАВЛІЧНИХ І АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

1.1 Стислі історичні відомості про розвиток гідравлічних і аеродинамічних машин.

З стародавніх споруд відомі римські акведуки довжиною до 91,7 км і висотою до 45 м, які самопливом доставляли воду з джерел в гірській місцевості до Риму.

З гідомашин найбільш цікаві такі пристрої:

- а) Водопідйомне колесо: напір $H = 3 \dots 4$ м, подача $Q = 8 \dots 10 \text{ м}^3/\text{год} - 1700$ років до Н.Е., рис. 1.1.

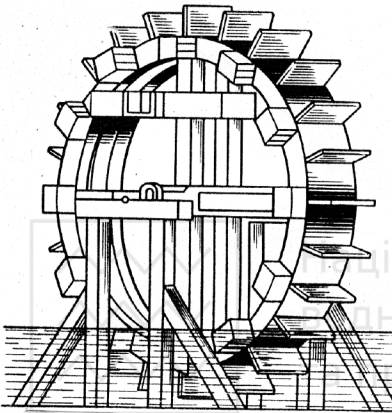


Рис. 1.1. Водяне колесо

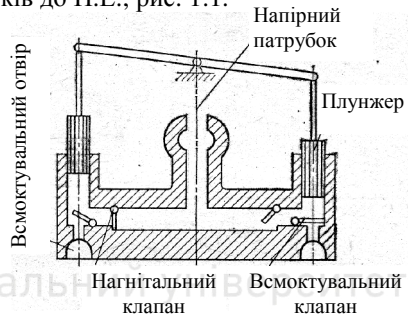


Рис.1.2. Пожежний насос з Олександрії (200років до Н.Е.)

- б) В Каїрі ланцюговий насос піднімав воду з колодязя глибиною 90 м – 1700 р. до Н.Е.

в) Пожежний насос з Олександрії (Єгипет) за 200 р. до Н.Е. мав всі елементи сучасного поршневого насоса, рис. 1.2: плунжер, нагнітальний і всмоктувальний клапани, коромисло, всмоктувальний і нагнітальний отвори. Цей

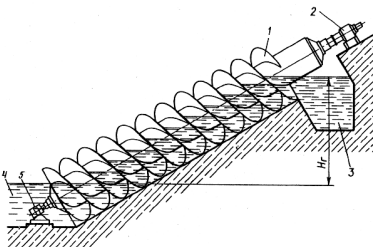


Рис. 1.3. Напіввідкритий шнековий (гвинтовий) насос: 1- спіраль (гвинт) Архімеда; 2, 5 - верхній і нижній підшипники; 3, 4 - верхня і водозабірні камери

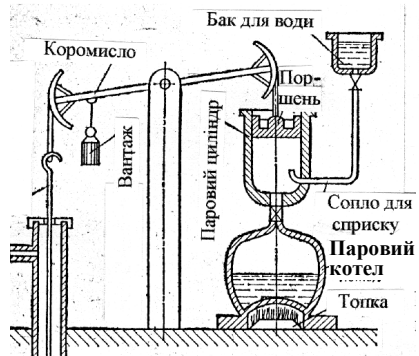


Рис. 1.4. Паровий балансирний насос Ньюкомена, 1805 р.

насос виготовив з бронзи Ктцебиус (Ктезибий).

г) Архимедів гвинт з'явився за 1000 р. до Н.Е., рис. 1.3 і включав відкритий лоток, напірну спіраль, вал і привід.

д) Паровий балансирний насос Ньюкомена було запроваджено в 1805 р., рис. 1.4. Цей насос включав топку, паровий котел, поршень-циліндр, сопло для впрыску води, коромисло і поршневий прямопрохідний насос простої дії.

е) Леонардо да Вінчі (1452-1490р.) – вперше з'явилася ідея відцентрового насоса.

ж) Деніс Папін (1617-1710) запропонував перший насос відцентрової дії, рис.1.5.

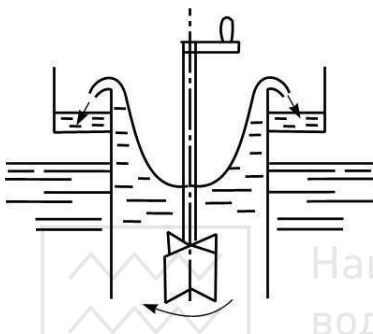


Рис. 1.5 Перший відцентровий насос. Деніс Папен (1617-1710)

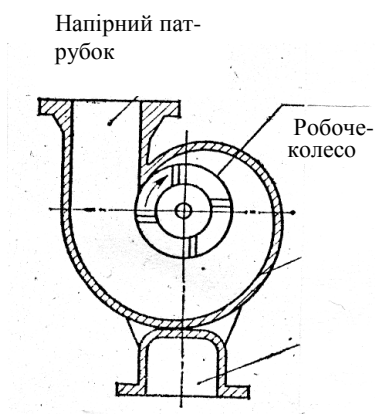


Рис. 1.7. Перший відцентровий насос. Андреас, 1818 р.

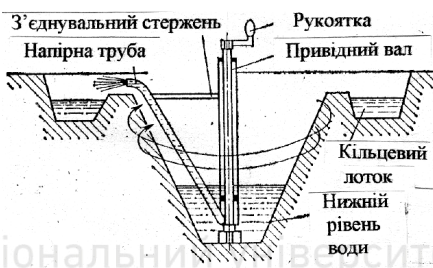


Рис. 1.6. Перший відцентровий насос. Ле Демур, 1732 р

т

з)Першим відцентровим насосом, який було вбувано на практиці, є пристрій Ле Демура – 1732р., рис. 1.6.

і) Андреас в 1818 р. в Бостоні побудував двохпоточний відцентровий насос з прямими лопатями, рис. 1.7

к) В Росії аналогічний насос збудував Саблуков А.А. в 1832 р., рис. 1.8.

В цьому насосі чотирьохлопатеве робоче колесо з радіальними лопатями розміщувалося в циліндричному корпусі з невеликим радіальним зазором. У якості аналога А.А.Саблуков використав винайдену ним повітродувну машину, рис. 1.9. Її характерною ознакою було двостороннє підведення повітря. Ця машина з успіхом використовувалась при виробництві цукру і для вентиляції шахт.

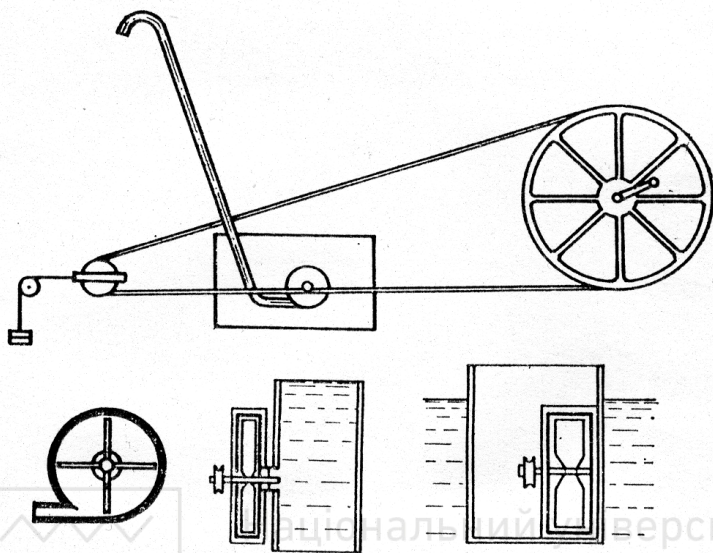


Рис. 1.8. Схема відцентрового насоса А.А.Саблукова, 1832 р.

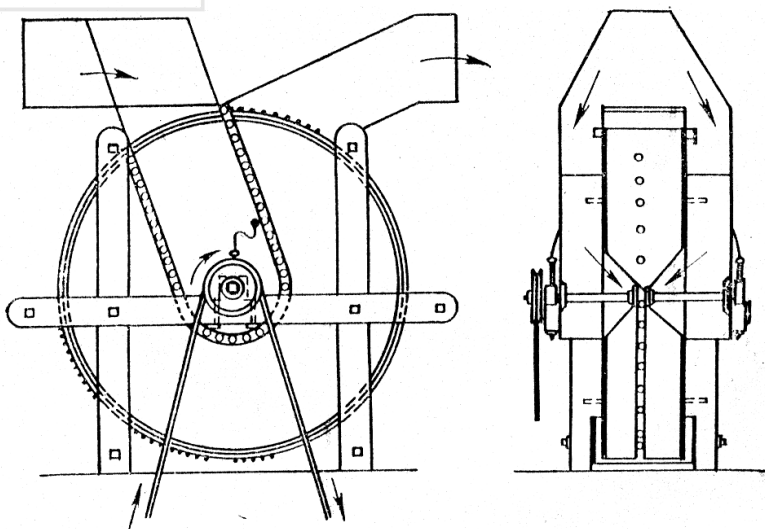


Рис. 1.9. Відцентрова повітрорудна машина А.А. Саблукова

л) Крім поршневих насосів для напірної подачі рідкого середовища у великих об'ємах почали використовувати насоси обертальної дії.

Ромелі в 1588 р. описав чотири обертальних насоса, які дуже нагадують за принципом дії сучасні роторні об'ємні насоси, рис. 1.10. Роторний насос з відсичною пластиною показано на рис. 1.11. Цей насос використовувався з кінця 17-го сторіччя. Його недоліки – великі витоки, значний знос, низький коефіцієнт корисної дії. Тому пізніше з'явилися двохвальні насоси – гвинтові і шестеренні.

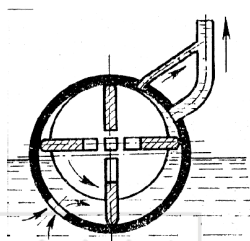


Рис 1.10. Обертальні насоси Ромелі

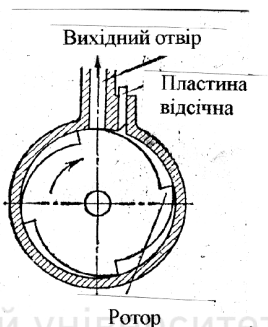
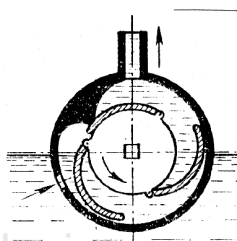


Рис. 1.11. Роторний насос з відсичною пластиною

В історії невідомо, хто перший використав гідравлічний двигун. В Індії та Китаї ще за тисячі років до нашої ери існували водосилові установки. Про водяні млини на Русі згадується в документах XI століття. Перші гідравлічні двигуни включали дерев'яні колеса з lopatями. Нижня частина колеса занурювалася в водяний потік. Такі водяні колеса називали нижньобійними. В них використовувалась переважно кінетична енергія водяного потоку. Якщо направити потік зверху на колесо, то вода буде діяти на половину його lopateй і потужність збільшиться. Таке колесо називали верхньоналивним. Оригінальні конструкції водяних коліс були споруджені талановитим російським гідротехніком К.Д. Фроловим в 1785 р. на Зміїногорському руднику. Ним були встановлені водяні колеса діаметром до 18 метрів. Така машина приводила в дію раму для розпилювання деревини, млин, рудопідйомні і водопідйомні пристрої, транспорт рудника. Для свого часу це були неперевершені зразки гідротехнічного інженерного мистецтва.

Загальну теорію гідромашин розробив Л. Ейлер, а М.Є. Жуковський (1827-1921) розробив вихрову теорію крила. Ці теорії були основою проектування вентиляторів і насосів. Український академік Г.Ф. Проскура дуже плідно працював у галузі теорії газових і водяних турбін, осьових насосів і компресорів. Великий внесок у справу розвитку гідравлічних і аеродинамічних машин зробили такі вітчизняні вчені: С.А. Чаплигін, І.І. Куколевський,

Г.Ф. Проскура, А.А. Ломакин, С.С. Руднев, К.А. Ушаков, М.Н. Френкель, В.Ф. Рис, а з зарубіжних – Пфлейдерер, Цейнер, Стодола, Шинлей, Екк.

В Україні над питанням вдосконалення нагнітачів працюють вчені, винахідники, конструктори, інженери багатьох наукових, проектно-конструкторських, промислових підприємств. Велику кількість нагнітачів різних розмірів і модифікацій виготовляє Сумське машинобудівне об'єднання, Бердянський завод „Південтгідромаш”, Сумське об'єднання „Насосенергомаш” та інші машинобудівні підприємства.

В теперішній час здійснюється перехід від створення окремих конструкцій до розробки і випуску стандартних і уніфікованих рядів машин, які здатні задовольнити різних споживачів. Ряди цих машин повинні мати металоємність і габаритні розміри на 10...15% менші існуючих, з гарантованим ресурсом роботи в 20...25 тис. годин, тобто в 2...2,5 рази вищим, ніж у раніш створюваних. Наприклад, спроектовано крупний відцентровий насос з діаметром робочого колеса 4 м, одиничною потужністю 40 тис. кВт, з подачею 63 м³/с і напором 53 м. Ця машина призначена для Південно-Українського енергокомплексу.

Вентилятори випускають на різні тиски і подачі, розміри їх робочих коліс бувають від 30 мм до 5 м. Створені унікальні конструкції

Компресори, як насоси і вентилятори, є найбільш розповсюдженими енергетичними машинами. Вони є невід'ємною частиною газотурбінних установок. Без компресорів неможлива подача природного газу на великі відстані. Одинична потужність компресора досягає 50000 кВт. Останнім часом, встановлена потужність всіх насосів, компресорів і вентиляторів досягає 20% від встановленої потужності всіх електростанцій держави.

1.2 Поняття про гідравлічні машини та установки.

В *гідравлічних машинах* механічна енергія рідини перетворюється у механічну енергію двигуна, або ж механічна енергія двигуна перетворюється на енергію переміщуваної рідини

Гідравлічна машина, в якій в результаті обміну енергією виникає перетворення енергії рідини в механічну енергію (обертання валу, зворотно-поступального руху і ін.) називається *турбіною або гідродвигуном*.

Гідравлічна машина, в якій механічна енергія перетворюється в енергію рідини називається *нагнітачем*. Це насоси і аеродинамічні машини.

Вентилятором називається повітрорудна машина, яка призначена для подачі повітря або іншого газу під тиском до 15 КПа при організації повітрообміну. Ступінь підвищення тиску $\varepsilon = p_2/p_1$ – це відношення тиску газу на виході до машини до тиску газу на вході. Для вентиляторів $\varepsilon < 1,15$.

Компресор - це енергетична машина або пристрій для створення тиску та переміщення газу або їхніх сумішей. Тиск компресорів не нижче 0,3 МПа. Компресори мають штучне охолодження і $\varepsilon > 1,15$. Саме *повітрорудні машини* мають тиск до 0,3 МПа, $\varepsilon > 1,15$; але штучне охолодження відсутнє.

Об'ємні нагнітачі працюють за принципом витіснення, коли тиск переміщуваного середовища підвищується у результаті зміни об'єму робочої камери. *Динамічні нагнітачі* працюють за принципом силової взаємодії з середовищем, яке вони перекачують.

Насос – це пристрій, який слугує для напірного переміщення (всмоктування, нагнітання), головним чином, крапельної рідини в результаті надання їй енергії. При цьому для приймання (всмоктування) рідини використовується атмосферний тиск.

Динамічні – це насоси, в яких рідина переміщується під дією на неї сили в камері, яка постійно сполучена з входом і виходом насоса.

Об'ємні – це насоси, в яких рідина переміщується під дією сили, що періодично змінює об'єм камери з рідиною і ця камера поперемінно сполучається з входом і виходом насоса.

За ДСТУ 3063-95 об'ємним називається насос, в якому збільшення енергії перекачуваної рідини здійснюється в замкненому робочому просторі (робочих камерах), об'єм якого поперемінно то збільшується (фаза всмоктування), то зменшується (фаза витіснення). Зміна об'єму робочої камери (камер) досягається або як наслідок зворотно-поступального, або неперервного обертального руху одного чи декількох робочих органів (витіснювачів). Впуск і випуск із замкненої робочої камери регулюється за допомогою відсікачів.

Насосний агрегат – це насос і двигун, які з'єднані муфтою або варіатором частоти обертання.

Насосна установка включає приймальний і напірний басейни (резервуари), всмоктувальний трубопровід, насосний агрегат, напірний трубопровід, а також пускову і регулюючу арматуру і контрольно-вимірювальні прилади.

Насосна станція включає насосні установки, будинок насосної станції та розміщене в ньому додаткове обладнання.

Гідровузол машинного водопідйому – це комплекс насосних установок, гідротехнічних споруд і електричних пристроїв, що працюють у технологічному взаємозв'язку і забезпечують безперебійну подачу води. Схема гідровузла наведена на рис.1.12.

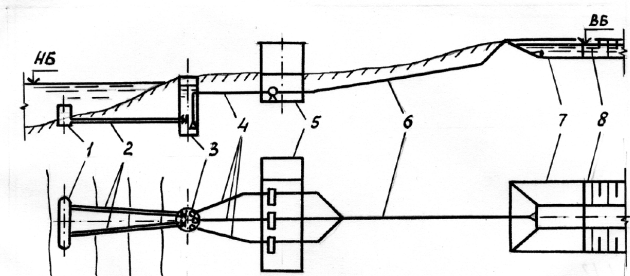


Рис. 1.12. Схема гідровузла машинного водопідйому:

1-водозабірний оголовок; 2- самопливні трубопроводи; 3- водоприймач; 4- всмоктувальні трубопроводи; 5- насосна станція; 6- напірний трубопровід; 7- водовипускна споруда; 8- напірний басейн або магістральний канал



1.3. Класифікація гідравлічних і аеродинамічних машин

Класифікація гідравлічних і аеродинамічних машин приведена на рис.1.13, а класифікація насосів на рис. 1.14.

Класифікація повітродувних машин.

Вентилятори класифікують за такими ознаками:

- а) За принципом дії – відцентрові (радіальні) і осьові.
- б) За тиском – низького – при $p_{max} < 0,981$ КПа; середнього – при $0,981 < p_{max} < 2,94$ КПа; високого – при $2,94 \text{ КПа} < p_{max} < 11,772$ КПа.
- в) За швидкістю - малої середньої великої
відповідно при n_y 11...30 30...60 60...80.
- г) За призначенням –загального призначення, термостійкі, пилові, антикорозійні, вибухобезпечні.

д) За схемою компонування – одноступінчасті, двоступінчасті, з прямим апаратом або без нього, малогабаритні, для дахів.

Гідропривід – це сукупність пристроїв, які призначені для приведення до руху машин та механізмів за допомогою робочої рідини під тиском. *Робочою рідиною*, як правило, служить мінеральне масло, іноді спеціальна рідина або вода.

Буває об'ємний і гідродинамічний привід. В основі об'ємного гідроприводу є об'ємна гідропередача, яка складається з об'ємного насоса, об'ємного гідродвигуна, регулюючої, розподільчої та запобіжної арматури на магістральній лінії. Об'ємні гідроприводи класифікують за такими ознаками:

А) За характером руху вихідного елемента – поступальні, поворотні, обертальні.

Б) За типом управління – з дросельним, машинним, та машинно-дросельним управлінням, з управлінням протитиску, з управлінням приводним двигуном або без управління.

Г) За задачами управління – з автоматичним управлінням, стабілізуючі, програмовані, слідкуючі.

Пневматичний привід перетворює енергію стиснутого повітря в механічну енергію робочого елемента. Цей привід найчастіше використовують в пневматичному інструменті: свердлильні, шліфувальні, заточувальні, ударні пристрої, гайковерти, ножиці, пили і ін.

Вітроенергетичні установки поділяються на вітроелектростанції і вітронасосні установки.

Класифікація відцентрових насосів наведена в таблиці 1.1.

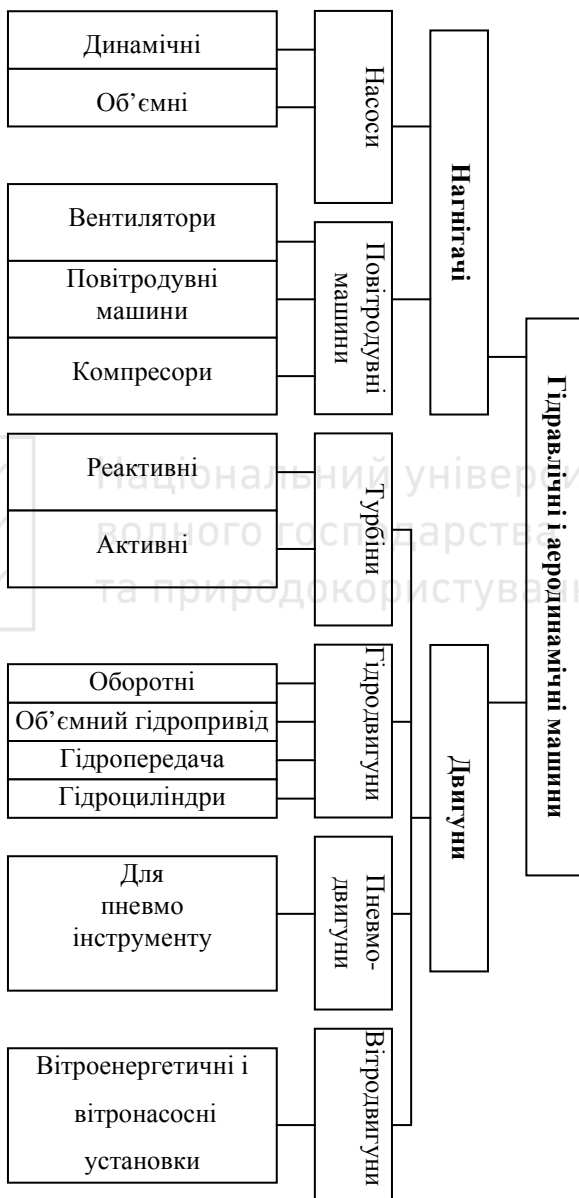


Рис. 1.13. Класифікація гідравлічних машин

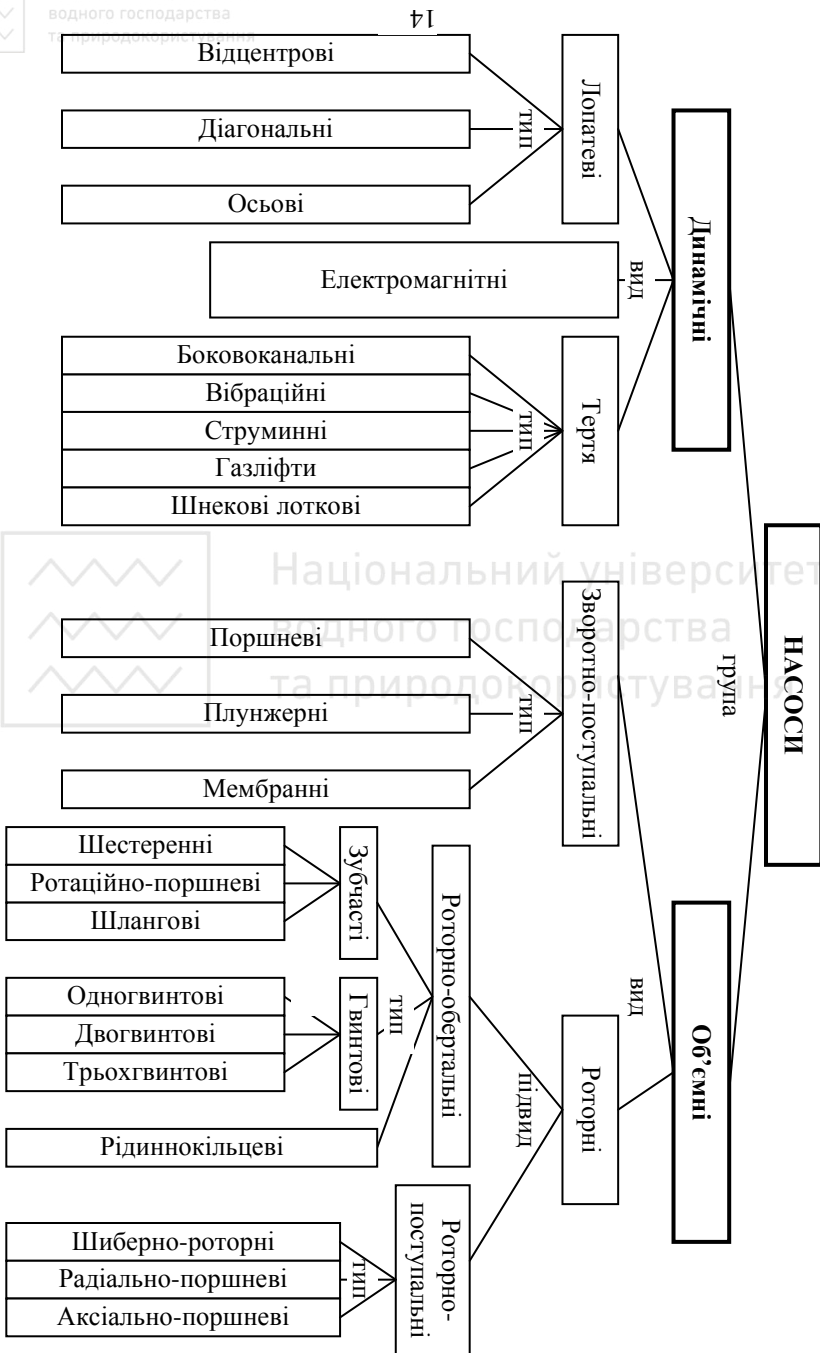


Рис. 1.14. Класифікація насосів

Національний університет
та природокористування

Таблиця 1.1 - Класифікація відцентрових насосів:

Ознаки	Типи насосів
За кількістю робочих коліс	Одноступінчасті, двоступінчасті і багато-ступінчасті
За створюваним напором	Низьконапірні $H < 20$ м, середньо-напірні $H = 20 \dots 60$ м, високо-напірні $H > 60$ м.
За способом підведення рідини до робочого колеса	З одностороннім підводом, з двостороннім підводом
За розташуванням вала	Горизонтальні, вертикальні
За способом рознімання корпусу	З поздовжнім розніманням, з торцевим розніманням
За способом з'єднання з двигуном	Привідні – пасова подача або редуктор; безпосередньо з'єднані з двигуном за допомогою пружно-пальцевої муфти; моноблоки – насос і двигун на одному валу
За родом перекачуваної рідини	Для чистої води, каналізаційні (фекальні), виробничо-технічні (нафта, кислота, гаряча вода), ґрунтові і ін.

1.4. Будова, принцип дії, маркування і області застосування насосів

Схема відцентрового насоса наведена на рис. 1.15 і рис 1.16.

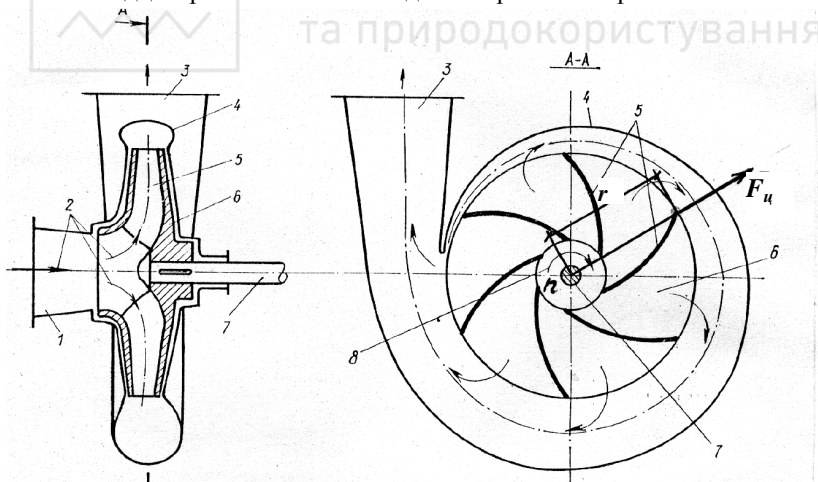


Рис 1.15. Схема одноступінчастого відцентрового насоса:

1- всмоктувальний патрубок; 2- напрям течії потоку рідини; 3- нагнітальний патрубок; 4- спіральна камера (корпус насоса); 5- лопаті робочого колеса; 6- робоче колесо; 7- вал; 8- напрям обертання робочого колеса

Відцентровий насос – це гідравлічна машина для збільшення енергії перекачуваної рідини внаслідок обертального руху робочого колеса, при цьому рідина в робочому колесі переміщується від центру до периферії.

В цих насосах рідина переміщується у робочому колесі від центру до периферії. Лопаті робочого колеса надають рідині енергію руху – тиск і швидкість. При виході з робочого колеса швидкість рідини поступово зменшується у завитку і вихідному дифузорі і переходить у тиск.

Принцип дії відцентрового насоса. Перед пуском насос і всмоктувальний трубопровід необхідно заповнити рідиною. Під час обертання робочого колеса лопаті захоплюють рідину і надають їй обертального руху. При цьому рідина під дією відцентрової сили рухається від центра колеса до його периферії вздовж лопатей і подається через спіральну камеру до напірного трубопроводу. Одночасно в центральній частині робочого колеса – на вході – створюється розрідження. Під дією зовнішнього (атмосферного) тиску на поверхню води вона всмоктувальним трубопроводом поступає в насос. Обертаючись, робоче колесо підхоплює цю нову порцію води і знову викидає її в напірний трубопровід. Так при безперервному обертанні робочого колеса встановлюється безперервний потік рідин від джерела водозабору до напірного трубопроводу.

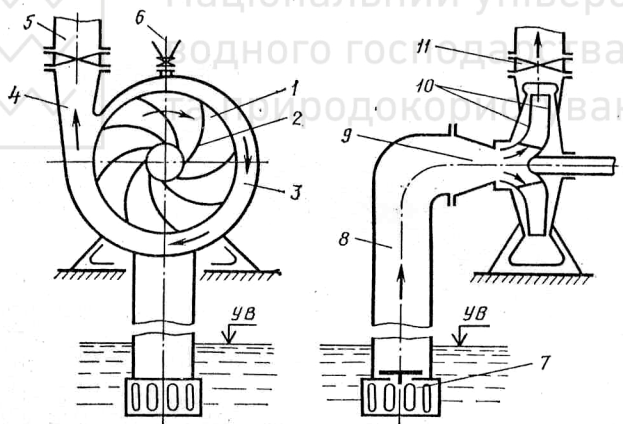


Рис. 1.16. Схема відцентрового насоса:

1- робоче колесо; 2- лопать; 3- спіральний відвід; 4- конічний дифузор; 5- напірний трубопровід; 6- лійка для заливання насоса або місце приєднання вакуумного насоса; 7- приймальний зворотний клапан; 8, 9- всмоктувальні трубопровід і патрубок; 10- диски робочого колеса; 11- засувка.

При обертанні робочого колеса на кожний об'єм рідини масою m , що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані r від осі насоса, діє відцентрова сила $F_{вц}$.

$$F_{вц} = m \omega^2 r, \quad (1.1)$$

де m – маса, кг; ω – кутова швидкість, $1/c$; r – радіус, м; (рис. 1.15).



$$\omega = 2\pi n/60. \quad (1.2)$$

Приклад 1.1. Робоче колесо обертається з частотою 3000 об/хв. Частинка води масою 1 грам знаходиться на відстані 20 см від осі робочого колеса. Знайти відцентрову силу, яка діє на задану частинку.

Розв'язання. Дано: $m=1$ гр = 0,001 кг; $r=20$ см = 0,2 м.

Частота обертання вала насоса $\omega=2\cdot 3,14\cdot 3000/60=314\text{с}^{-1}$;

За формулою (1.1) визначаємо відцентрову силу

$$F_{\text{вц}} = 0,001\cdot 314^2\cdot 0,2 = 19,7 \text{ Н.}$$

Осьовими називають насоси, у яких рідина переміщується під дією лопатей вздовж осі насоса. За допомогою осьових та діагональних насосів подають значну масу води з витратою до $Q = 45 \text{ м}^3/\text{с}$ при незначних напорах $H=6\ldots 25$ м. Ці насоси знаходять широке використання в водопостачанні і меліорації.

Осьовий насос має робоче колесо з лопатями 1, яке насаджено на вал і обертається двигуном в корпусі. За робочим колесом встановлено випрямний апарат 2, в якому закручений робочим колесом потік розкручується і надходить в осьовому напрямку в відвідне коліно, рис.1.17.

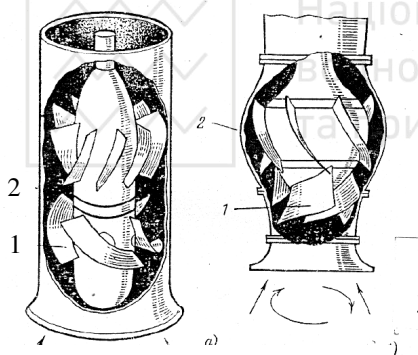


Рис 1.17. Осьовий (а) і напів-осьовий (б) насоси: 1- робоче колесо; 2- випрямний апарат

Принцип дії осьового насоса.

При обертанні робочого колеса взаємодія його з рідиною призводить до виникнення руху рідини вздовж осі насоса. Причиною цього є *підйомна сила*, яка виникає при обіганні рідиною несиметричних профілів лопатей робочого колеса. При цьому рух рідини в межах робочого колеса подібний до руху по гвинтовій лінії. Рідина одночасно приймає участь у двох переміщеннях: поступовому і обертальному. Осьові насоси виготовляють з поворотни-

ми лопатями – тип “ОП” і жорстко закріпленими лопатями – тип „О”.

Напівосьовим (діагональним) насосом називається насос, у якого рідина поступає на робоче колесо у напрямі осі насоса, а потім змінює напрям і рухається під кутом 45° , тобто в напівосьовому напрямку, рис.1.18. У деяких діагональних насосів робоче колесо у вигляді конічного пропелера жорстко закріплено на валу, який обертається в напрямних підшипниках, що розташовані в межах випрямного апарату, рис. 1.19.

Особливістю напівосьових (діагональних) насосів є використання сумісної дії підйомної і відцентрової сил при створенні робочим колесом напору. З цієї причини напівосьові насоси за робочими параметрами та гідромеханічними властивостями займають проміжне місце між відцентровими і осьовими насосами.

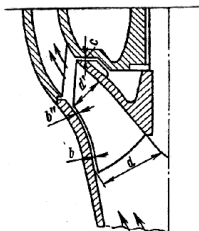


Рис. 1.18. Меридіональний переріз робочого колеса напівосьового насоса

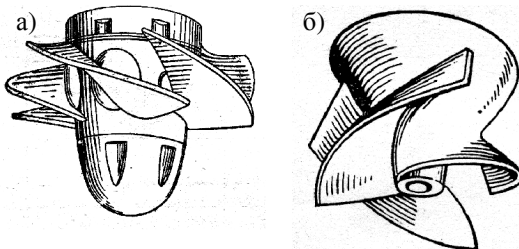


Рис 1.19. Робочі колеса насосів:
а) осьового; б) напівосьового

Таблиця 1.2. – Маркування і області застосування насосів

Маркування насосів за діючим ГОСТ, приклади	Маркування насосів за попереднім ГОСТ	Області застосування		
		Подача Q , л/с	Напір H , м	Максимальний ККД η , %
1	2	3	4	5
1. Відцентрові насоси				
1.1. Консольні насоси – типу „К” і „КМ”				
К $d_b - d_n - D_{pk}$ К 100-65-250 $d_b=100$ мм; $d_n=65$ мм; $D_{pk}=250$ мм	ГОСТ 22247-76 К Q_I/H К 90/85 $Q_I=90$ м ³ /год $H=85$ м	1,5...100	8,8...98	80
1.2. Двотічні – типу „Д”				
ГОСТ 11379-80 Д Q_I-H Д 4000-22 $Q_I=4000$ м ³ /год $H=22$ м	ГОСТ 10272-62 α Д - ω 32 Д - 19 $d_{en}=25 \cdot \alpha=800$ мм $n_s=10 \cdot \omega=190$ об/хв	30...3300	10...140	90
1.3. Багатоступінчасті – типу „ЦНС”				
ГОСТ 10407-83 ЦНС Q_I-H ЦНС 180-212 $Q_I=180$ м ³ /год $H=212$ м	ГОСТ 10407-63 α МС - $\alpha \times i_{cm}$ 6 МС - 7 x 5 $d_{en}=25 \cdot \alpha=150$ мм $n_s=10 \cdot \omega_s=70$ об/хв $i_{cm}=5$	2,2...360	40...2000	67...80



1	2	3	4	5
1.4. Багатоступінчасті – типу „ЦН”				
ГОСТ 10407-83 ЦН Q_I-H ЦН 400-210 $Q_I=400 \text{ м}^3/\text{год}$ $H = 210 \text{ м}$	3 В 200 х 4	2,2...360	40...2000	50...80
1.5. Свердловинні артезіанські – типу „ЦТВ”				
ГОСТ 14835-75 ЦТВ $d_c-Q_{\text{ч}}-H$ ЦТВ 10-70-60 $d_c=250 \text{ мм}$; $Q_{\text{ч}}=70 \text{ м}^3/\text{год}$; $H=60 \text{ м}$	ГОСТ 14832-69 АТН- $d_c-N_{\text{м}}-i_{\text{ст}}$ АТН 10-1-8 $d_c=250 \text{ мм}$, $N_{\text{м}}=1$; $i_{\text{ст}}=8 \text{ шт}$	8...335	16...175	48...73
1.6. Свердловинні занурені – типу „ЭЦВ”				
ГОСТ 10428-79 ЭЦВ- $d_c-Q_{\text{ч}}-H$ ЭЦВ8-25-100 $d_c=200 \text{ мм}$; $Q_{\text{ч}}=25 \text{ м}^3/\text{год}$; $H=100 \text{ м}$		0,17...333	12-680	47...83
1.7. Вертикальні – типу „В”				
ГОСТ 19740-74 $D_{\text{н}} В- Q/H$ 1000 В-4/40 $D_{\text{н}}=1000 \text{ мм}$ $Q=4 \text{ м}^3/\text{с}; H=40 \text{ м}$	ГОСТ 4241-62 $\alpha В - \omega_{\text{к}}$ 44 В – 22 $d_{\text{вн}}= 25 \cdot \alpha = 1100 \text{ мм}$ $n_{\text{с}}= 10 \cdot \omega_{\text{к}}=220 \text{ об/хв}$	1000... 35000	22...110	80...88
1.8 Для перекачування забруднених рідин – типу „ГНОМ”				
ГНОМ Q_I-H ГНОМ 100-25 $Q_I=100 \text{ м}^3/\text{год}$ $H = 25 \text{ м}$		3...30	10...25	40...55
1.9. Динамічні для стічних (фекальних) вод – типу „СМ”				
СМ- $d_{\text{в}}-d_{\text{н}}-D_{\text{рк}}$ СМ 100-65-200/4 $d_{\text{в}}=100 \text{ мм}$; $d_{\text{н}}=65 \text{ мм}$; $D_{\text{рк}}=200 \text{ мм}$ 4-умовне позначення п=1450 об/хв	ГОСТ 11379-80 СД Q_I/H СД 16/10 $Q_I=16 \text{ м}^3/\text{год}$ $H = 10 \text{ м}$	1,9...3000	5,5...110	45...83



1	2	3	4	5
1.10. Ґрунтові насоси – типу „Ґр.”				
ГОСТ 11379-80 Ґр. $Q_Г/H$ Ґр 40/31,5 $Q_Г=40 \text{ м}^3/\text{год}$ $H = 31,5 \text{ м}$	ГОСТ 9075-63 α Ґр - α_3 3 Ґр - 6 $d_{en} = 25 \cdot \alpha = 75 \text{ мм}$ $n_3 = 10 \cdot \alpha_3 = 60 \text{ об}$	8...2000	8...80	54...73
1.11. Насоси для теплових мереж – типу „СЭ”				
ГОСТ 22465-77 СЭ $Q_Г-H$ СЭ 2500-60 $Q_Г=2500 \text{ м}^3/\text{год}$ $H=60 \text{ м}$		44...1390	50...180	73...87
2. Осьові насоси				
2.1 Осьові вертикальні насоси – типу „О”, „ОП”				
ГОСТ 9366-80 О $N_M - D_{р\kappa}$ ОПВ 11-260	ГОСТ 9075-60 аналогічно	500...40000	2,5...23	84...86
2.2. Осьові горизонтальні – типу „ОГ” і „ОПГ”				
ГОСТ 9366-80 ОГ $N_M - D_{р\kappa}$ ОПГ $N_M - D_{р\kappa}$ ОГ 6 – 25; $D_{р\kappa} = 25 \text{ см}$		50...2000	2...12	-
2.3. Моноблочні занурені – типу „ОПВ” і „ОМПВ”				
ГОСТ 10428-79 ОПВ $Q_Г-H$ ОПВ 2500-4,2 $Q_Г=2500 \text{ м}^3/\text{год}$ $H = 4,2 \text{ м}$		-	4,2-15	52...86
3. Напівосьові (діагональні) насоси - типу „ДВ” і „ДПВ”				
D_n ДПВ $Q_Г/H$ 220 ДПВ 19/23 $Q_Г=19 \text{ м}^3/\text{год}$ $H = 23 \text{ м}$		2000...20000	12...25	86...91
4. Боковоканальні (вихрові) насоси – типу „ВК”, „ВКС”, „ВКО”				
ГОСТ 10392-80 ВКС $Q_Г/H$ ВКС 2/26 $Q_Г = 2 \text{ л/с}$ $H = 26 \text{ м}$		0,3...12	12...90	25...45



1	2	3	4	5
5. Рідиннокільцеві (вакуумні) насоси – типу „ВВН”				
ГОСТ 20889-80 ВВН – Q_m ВВН – 1,5 $Q_m = 1,5 \text{ м}^3/\text{хв}$		Продуктивність $\text{м}^3/\text{хв}$ 0,75...100	Вакуум до 90%	до 97

Примітка: В таблиці 1.2 прийняті позначення параметрів насоса в оптимальному режимі роботи (при $\eta = \eta_{\max}$): Q_G – подача, $\text{м}^3/\text{год}$; H – напір, м; Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$; Q_n – подача, л/с.

Питання до самоконтролю

1. Що називається гідравлічною машиною?
2. Які гідравлічні машини називаються нагнітачами?
3. Яку машину називають вентилятором?
4. Що називається компресором?
5. Як працюють об'ємні нагнітачі?
6. Який принцип дії динамічних нагнітачів?
7. Що називається насосом?
8. З чого складається насосний агрегат?
9. Які елементи включає насосна установка?
10. Що називається гідровузлом машинного водопідйому?
11. За якими ознаками класифікуються гідравлічні і аеродинамічні машини?
12. Які насоси називають відцентровими?
13. В чому полягає принцип дії відцентрового насоса?
14. Як визначається відцентрова сила, що діє на частинку рідини, яка знаходиться в міжлопатевому каналі відцентрового насоса?
15. Як класифікуються відцентрові насоси?
16. Які основні елементи осьового насоса?
17. В чому полягає принцип дії осьового насоса?
18. Які особливості діагональних насосів?
19. Як маркуються відцентрові насоси?
20. Як маркуються осьові і напівосьові насоси?
21. Чим визначається область застосування обраного виду насоса?



2.1. Схема насосної установки

Схема насосної установки наведена на рис. 2.1.

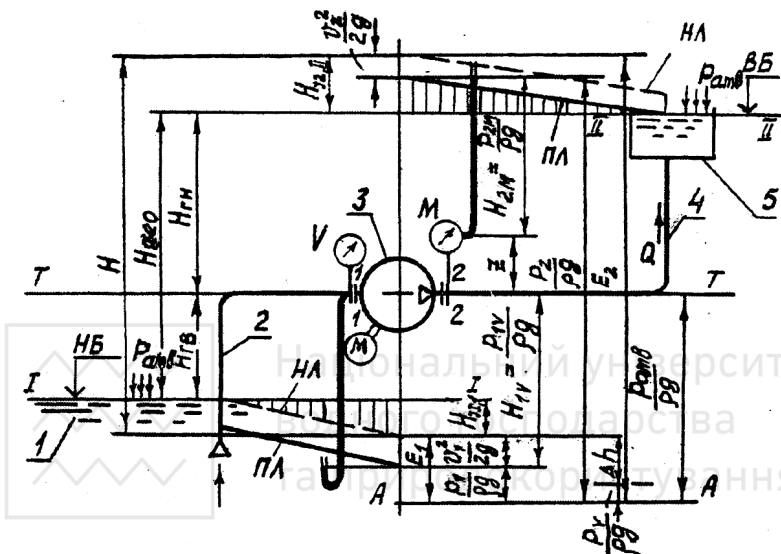


Рис. 2.1. Схема насосної установки:

1- джерело водозабору; 2- всмоктувальний трубопровід; 3- насосний агрегат; 4- напірний трубопровід; 5- напірний резервуар; V – вакуумметр; M – манометр; $НБ$, $ВБ$ – відповідно нижній і верхній б'єфи (басейни, резервуари); $ПЛ$, $НЛ$ – відповідно п'єзометрична лінія і напірна лінія (лінія питомих енергій).

2.2. Основні параметри гідравлічних і аеродинамічних машин.

Основні параметри: Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{л}/\text{с}$; H – напір, м ; N – потужність, кВт ; n – частота обертання, $\text{об}/\text{хв}$; Δh – кавітаційний запас, м .

Подача насоса – це корисна об'ємна кількість подаваної рідини за одиницю часу через його вихідний переріз (нагнітальний патрубок).

Q , $\text{м}^3/\text{с}$; $\text{л}/\text{с}$; іноді $\text{м}^3/\text{год}$; $\text{м}^3/\text{хв}$; $\text{м}^3/\text{доба}$.

Для вентилятора подача позначається L , $\text{м}^3/\text{с}$, ($\text{м}^3/\text{год}$)

Напір насоса.

Визначимо напір насоса згідно схеми рис. 2.1.

Деякі допоміжні поняття:



Геометричною висотою всмоктування $H_{ГВ}$, називають різницю відмітки осі насоса і відмітки рівня рідини у приймальному резервуарі.

$$H_{ГВ} = \downarrow \text{осі} - \downarrow H_{B_{\min}} \quad (2.1)$$

Геометрична висота нагнітання $H_{ГН}$ – це різниця між відміткою рівня води в напірному резервуарі і відміткою осі насоса.

$$H_{ГН} = \downarrow BB - \downarrow \text{осі} \quad (2.2)$$

Сума геометричної висоти всмоктування і геометричної висоти нагнітання становить *геодезичний напір H_{geo}* .

$$H_{geo} = H_{ГВ} + H_{ГН} = \downarrow BB - \downarrow H_B \quad (2.3)$$

За ДСТУ 3503-97 геодезичний напір H_{geo} – це різниця висот рівнів вихідного і вхідного перерізів установки.

Енергія, яку насос надає рідині, витрачається на піднімання її на висоту H_{geo} та подолання гідравлічних опорів у всмоктувальному трубопроводі $H_{Л,1}$ і напірному трубопроводі $H_{Л,2}$, тобто

$$H = H_{geo} + H_{Л,1} + H_{Л,2}. \quad (2.4)$$

Це формула для визначення напору насоса в умовах проектування.

В формулі (2.4) позначено: $H_{Л,1}$ – втрата напору з боку входу, тобто втрата напору від вхідного перерізу установки до вхідного перерізу насоса; $H_{Л,2}$ – втрата напору з боку виходу, тобто втрата напору від вихідного перерізу насоса до вихідного перерізу установки.

З другого боку – напором насоса називають різницю питомих енергій у напірному і всмоктувальному патрубках насоса.

$$H = E_2 - E_1. \quad (2.5)$$

За ДСТУ 3503-97 напір насоса H – це віднесена до одиниці ваги корисна механічна робота, що передається насосом переміщуваній рідині.

Питома енергія у загальному випадку визначається так:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}, \quad (2.6)$$

де z – енергія положення, тобто відстань по вертикалі від місця вимірювання тиску до площини порівняння, $p/\rho g$ – абсолютний тиск; v – середня (за площею) швидкість рідини м/с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння.

Складаємо рівняння Д. Бернуллі для перерізів I-I і 1-1 відносно площини відліку Т-Т, яка проходить через відмітку осі насоса (див рис. 2.1).

$$-H_{ГВ} + \frac{P_{amb}}{\rho g} + \frac{v_o^2}{2g} = 0 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{Л,1} \quad (2.7)$$

Звідси, враховуючи що $v_o = 0$, отримаємо значення питомої енергії E_1 :

$$E_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = -H_{ГВ} + \frac{P_{amb}}{\rho g} - H_{Л,1}; \quad (2.8)$$

де P_{amb} – атмосферний тиск на місці установлення, Па.



Тепер складемо рівняння Бернуллі для перерізів 2-2 і II-II відносно площини відліку Т-Т

$$E_2 = O + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_{IH} + \frac{p_{amb}}{\rho g} + \frac{v_k^2}{2g} + H_{J2,II}; \quad (2.9)$$

при цьому $v_k=0$. Тоді за означенням напору, використовуючи праву частину рівнянь, знаходимо

$$H = E_2 - E_1 = H_{IH} + H_{J2,II} + H_{IV} + H_{II,1} = H_{geo} + H_{II,1} + H_{J2,II} = H_{geo} + H_{J1}; \quad (2.10)$$

Тобто одержуємо формулу напору насоса в умовах проектування. В цій формулі H_{J1} позначено *загальну втрату напору установки*, тобто суму втрат напору з боку входу і з боку виходу.

За означенням напору, використовуючи ліву частину рівнянь, отримаємо

$$H = E_2 - E_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{p_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g}; \quad (2.11)$$

Віднімаємо і додаємо $\frac{p_{amb}}{\rho g}$, тоді

$$H = \frac{p_2 - p_{amb}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_{amb} - p_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g}; \quad (2.12)$$

З геометричних міркувань показ манометра є манометричним тиском у м вод. ст.

$$M = H_{2M} = \frac{p_{2M}}{\rho g} = \frac{p_2 - p_{amb}}{\rho g} - z; \quad (2.13)$$

(див. рис. 2.1)

Для показу вакуумметра, який дає значення вакуумметричної висоти всмоктування, аналогічно

$$V = H_{IV} = \frac{p_{IV}}{\rho g} = \frac{p_{amb} - p_1}{\rho g}; \quad (2.14)$$

З урахуванням (2.13) і (2.14) рівняння (2.12) набуває вигляду

$$H = \frac{p_{2M}}{\rho g} + z + \frac{p_{IV}}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}; \quad (2.15)$$

або

$$H = M + V + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}; \quad (2.16)$$

Ця формула використовується для визначення напору в умовах експлуатації: Напір насоса дорівнює сумі показів манометра, вакуумметра, різниці в висоті розташування приладів і різниці швидкісних напорів.



Кавітаційним запасом Δh називають перевищення питомої енергії рідини у всмоктувальному патрубку насоса над енергією насиченої пари рідини.

$$\Delta h = E_1 - \frac{P_V}{\rho g}; \quad (2.17)$$

де P_V – тиск насиченої пари рідини або тиск пароутворення; причому $\frac{P_V}{\rho g} = 0,23$ м при $t = 20^\circ\text{C}$ – це тиск насиченої пари, який приведено до напору.

Підставляємо E_1 -з рівняння (2.8),

$$\Delta h = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{P_V}{\rho g}; \quad (2.18)$$

Додамо і віднімемо $\frac{P_{amb}}{\rho g}$, тоді

$$\Delta h = \frac{P_{amb}}{\rho g} - \frac{P_V}{\rho g} - \frac{P_{amb} - P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}; \quad (2.19)$$

або

$$\Delta h = \frac{P_{amb}}{\rho g} - \frac{P_V}{\rho g} - H_{IV} + \frac{v_1^2}{2g}; \quad (2.20)$$

Це формула для визначення кавітаційного запасу Δh при кавітаційних дослідженнях.

Розглянемо схему насосної установки з двома закритими резервуарами, рис. 2.2. Для цієї установки напір насоса визначається формулою

$$H = \frac{P_{II} - P_I}{\rho g} + H_{geo} + H_{Jr}. \quad (2.21)$$

Ця формула показує, що напір, який повинна створювати гідромашина, витрачається на подолання різниці тисків в резервуарах, на підйом рідини з нижнього рівня до верхнього і на подолання втрат напору в мережі насосної установки.

Потужність насоса.

Потужність насоса – це кількість енергії, яку він надає потокові рідини за одиницю часу.

Гідравлічна потужність насоса або кори-

сна потужність:

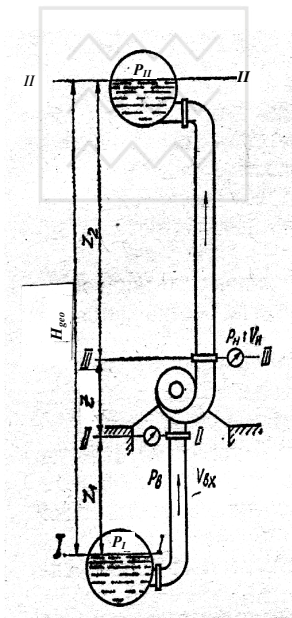


Рис. 2.2. Схема насосної установки



$$N_u = \rho g Q H \quad (2.22)$$

$$N_u = 9,81 Q H, (\kappa Bm)$$

де Q – подача насоса, m^3/c , H – напір, м.

Споживана насосом потужність

$$N = \frac{N_u}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta}; (Bm) \quad (2.22)$$

або

$$N = \frac{9,81 Q H}{\eta}; (\kappa Bm)$$

де η – к.к.д насоса, в долях,

К.к.д насоса враховує всі втрати потужності, які пов'язані з передачею енергії насосом перекачуваній рідині. Ці втрати можливо поділити на гідравлічні, об'ємні і механічні.

Гідравлічні втрати напору ΔH – це втрати на подолання гідравлічних опорів на всьому шляху рідини від входу в насос до виходу з нього. Вони оцінюються гідравлічним к.к.д

$$\eta_g = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - \Delta H}{H_T} = 1 - \frac{\Delta H}{H_T}; \quad (2.23)$$

де H_T – теоретичний напір насоса.

За формулою А.Н. Михайлова, В.В. Малюшенка

$$\eta_g = 0,7 + 0,0835 \log D_0, \quad (2.24)$$

де D_0 – діаметр робочого колеса (РК) в зоні входу, D_0 – в мм.

Об'ємні втрати в насосі пояснюються деяким зворотнім витіканням рідини, яке пов'язано з більшим тиском на виході з насоса ніж на його вході. Під дією перепаду тиску частина рідини повертається у підвід насоса крізь зазори в ущільненні. Рідина також просочується крізь сальники.

Об'ємний к.к.д

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}, \quad (2.25)$$

де Q_T – витрата рідини, що проходить через робоче колесо.

Формула А.А. Ломакина

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}}, \quad (2.26)$$

де n_s – коефіцієнт швидкохідності насоса.

У багатосекційних насосів зворотне витікання збільшується – вода проходить між валом і корпусом, через гідравлічну п'яту і т.д., тому к.к.д цих насосів нижче ніж у односекційних.



Механічні втрати N_m – пов’язані з тертям у підшипниках і сальниках насоса і тертям між зовнішньою поверхнею робочих коліс і потоком рідини (дисковим тертям). Механічний к.к.д

$$\eta_m = \frac{N - N_m}{N} = 1 - \frac{N_m}{N}, \quad (2.27)$$

Формула А.А. Ломакина

$$\eta_m = \frac{0,97}{1 + 820/n_s^2}; \quad (2.28)$$

К.к.д насоса

$$\eta = \eta_g \eta_0 \eta_m. \quad (2.29)$$

Для сучасних насосів $\eta_g = 0,8...0,95$; $\eta_0 = 0,95...0,98$; $\eta_m = 0,9...0,97$.

2.3. Конструкції лопатевих насосів

Відцентрові насоси на стояку підшипникової опори – типу „К” і „КМ”

Ці насоси виконуються на окремій станині, рис.2.3 або у моноблочному з електродвигуном виконанні. Вони, як і інші насоси загального технічного призначення, використовують для перекачування води (крім морської) зі значенням водного показника рН=7 і інших рідин, які мають подібні з водою густину, в’язкість і хімічну активність, з температурою до 85°C, з вмістом механічних домішок за об’ємом не більше 0,1% і розміром не більше 0,2 мм.

Робоче колесо насоса 3 складається з переднього і заднього дисків, які з’єднані просторовими або циліндричними лопатями. Колесо звичайно має 6...8 лопатей, які зігнуті в бік протилежний напрямку обертання вала.

Розвантажувальні отвори в колесі 3 вирівнюють тиски у всмоктувальній частині і розвантажувальній камері і таким чином зменшують осьове зусилля, яке виникає в результаті різниць тисків рідини на зовнішні сторони дисків робочого колеса.

Корпус насоса зі спіральним відводом 6 може бути змонтований у чотирьох різних положеннях по відношенню до опірної станини, що дозволяє найбільш раціонально розмістити насосну установку разом з трубопровідною системою. З другого боку, поперечне роз’єднання корпусу незручне при ремонтах, тому що вимагає демонтажу всмоктувальної лінії насоса.

Для зменшення витікання рідини із спіральної камери до усмоктувального патрубку виконують захисно-ущільнюючі кільця 25 і 31, радіальний зазор між якими повинен бути не більше 0,2 мм.

Ущільнення зазору між валом і корпусом виконується м’якою сальниковою набивкою 10 з окремих кілець бавовняного шнура, який насичується технічним жиром і графітом. Для попередження підсмоктування повітря крізь сальник до нього через кільце гідравлічного затвору 23 підводиться рідина, яка охолоджує і змащує сальник. Проте основне призначення подачі води під тиском до сальників – гідроущільнення: підтискання набивки з метою її розширення.

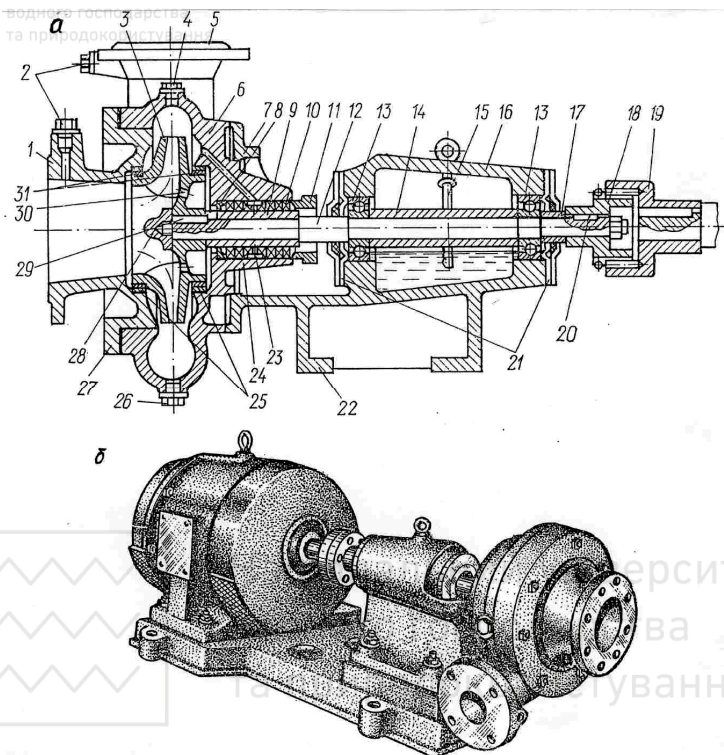


Рис. 2.3. Горизонтальний відцентровий насос (тип К)

а - переріз; б - загальний вигляд; 1 – прямий конічний вхід (всмоктувальний патрубок); 2 – заглушки отворів, до яких приєднуються прилади тиску; 3 – робоче колесо, яке складається з переднього і заднього дисків, лопатей і маточини; 4 – заглушка отвору для підключення вакуум-насоса; 5 – напірний патрубок; 6 – корпус (спіральний відвід); 7- кронштейн; 8 – ґрундбукса; 9 – захисна втулка; 10 – набивка сальника; 11 – кришка сальника; 12 – вал; 13 – шарикопідшипник (кулькова вальниця); 14 – розпірна втулка; 15 – шуп; 16 – корпус підшипників з масляною ванною; 17 – розпірна втулка; 18 і 19 – напівмуфти; 20 – шпонка; 21, – кришка підшипника; 22 – станина; 23 – кільце гідроуцільнення; 24 – корпус сальника; 25, 31 – захисно-уцільнюючі кільця; 26 – заглушка отвору для зливу води; 27 – кришка, яка з'єднана з вхідною частиною насоса; 28 – накидна гайка; 29 – шпонка; 30 – розвантажувальні отвори.

Степінь уцільнення сальникової набивки регулюють періодичним підтягуванням кришки сальника 11. При нормальній роботі вода крізь сальник просочується краплями або маленьким струменем.

Насос з електродвигуном з'єднується за допомогою напівмуфт 18 і 19, монтуються на окремій фундаментній плиті і поставляється замовнику з відцентрованими осями.



Широко розповсюджені моноблочні насоси типу КМ. Їх корпус монтується на кришці електродвигуна, а робоче колесо закріплюють безпосередньо на кінці вала електродвигуна. У цих насосів відсутня опірня станина і власний вал, що виключає необхідність центрування валів. Геометричні форми проточної частини і робочі параметри насосів типу К і КМ однакові.

Насоси двопотічні – типу „Д”

Будова насоса з двостороннім входом показана на рис. 2.4.

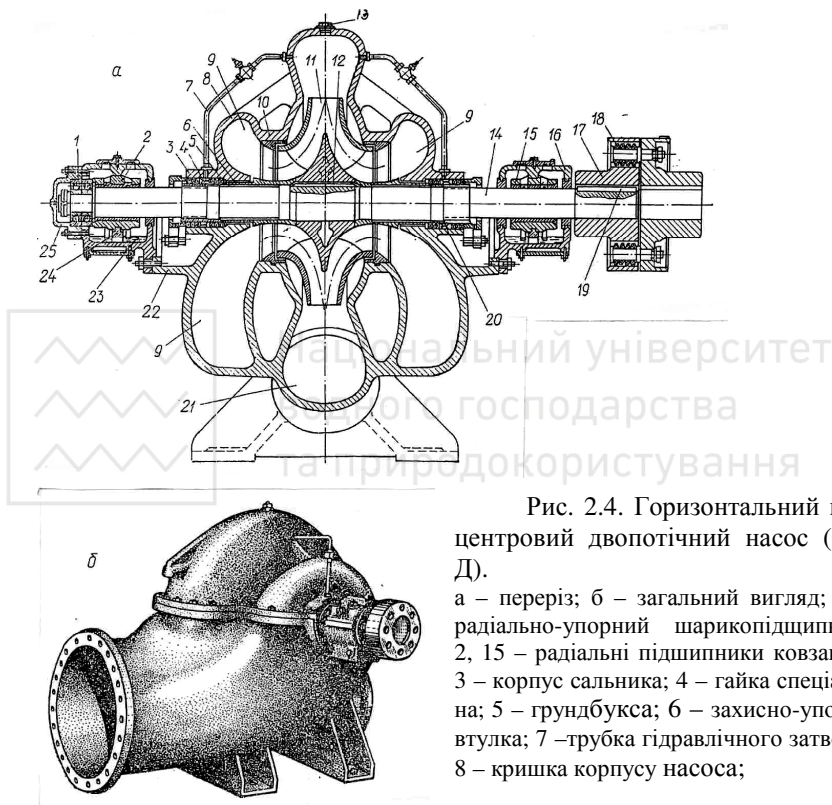


Рис. 2.4. Горизонтальний відцентровий двопотічний насос (тип Д).

а – переріз; б – загальний вигляд; 1 – радіально-упорний шарикопідшипник; 2, 15 – радіальні підшипники ковзання; 3 – корпус сальника; 4 – гайка спеціальна; 5 – ґрундбукса; 6 – захисно-упорна втулка; 7 – трубка гідравлічного затвора; 8 – кришка корпусу насоса;

9 – напівспіральний підвід; 10 – захисно-ущільнююче кільце; 11 – робоче колесо; 12 – шпонка; 13 – заглушка отвору для приєднання вакуум-насоса; 14 – вал; 15 – корпус підшипника; 16 – ущільнення; 17 – напівмуфта; 18 – гумові втулки; 19 – шпонка; 20 – кільце гідравлічного затвора; 21 – спіральний відвід; 22 – кронштейн; 23 – масляна ванна; 24 рухоме кільце; 25 – кришка підшипника.

Робоче колесо 11 складається з двох зовнішніх дисків і одного внутрішнього з маточиною для закріплення на валу 14. Рідина входить на робоче колесо з двох боків, що призводить до рівноваження осьового зусилля. За-



лишкові невірноважені осьові зусилля сприймаються шарикопідшипником

1. Підшипники ковзання 2 і 15 мають кільцеве рідинне змащування.

Для зменшення витікання рідини із спірального відводу 21 у напівспіральний підвід 9 слугують змінні захисно-ущільнюючі кільця 10, які легко зняти і замінити.

Робоче колесо закріплено на валу 14 шпонкою 12 і двома захисними втулками 6 з різьбою. Вал обертається у встановлених на виносних опорах підшипниках 2 і 15 проти часової стрілки, якщо дивитися з боку приводу. Вал в місцях його виходу з корпусу ущільнюється двома сальниками, які включають набивку і кільце гідравлічного ущільнення 20. До цих кілець спеціальними трубками 7 підводиться вода із спірального відводу. Степінь ущільнення сальника регулюється кришкою, яка щільно притискає набивку до ґрундбукси 5.

Насос з електродвигуном з'єднує муфта 17, яка має пружні вкладиші. Насос виконують з поздовжнім (осьовим) розніманням корпусу, яке розділяє його на корпус і кришку. В нижній частині корпусу розміщені всмоктувальний і напірний патрубки, які напрямлені в протилежний бік перпендикулярно осі насоса. Таке розташування патрубків і горизонтальне рознімання насоса забезпечують компактність насосних установок, зручність розташування трубопроводів, а також можливість огляду, ремонту і заміни робочих органів без демонтажу насоса з фундаменту і від'єднання трубопроводів.

Насоси типу Д призначені для подачі води і інших чистих рідин з температурою до 100°C від 40 до 12500 м³/год при напорі від 8 до 137 м і к.к.д – 70...90 %. У відповідності з діючими нормами вони маркуються Д $Q_{\text{год}}-H$ (Д-двопотічні; $Q_{\text{год}}=Q_{\text{оп}}$ подача, м³/год; $H=H_{\text{оп}}$ напір м; при максимальному к.к.д). Для насосів типу Д в порівнянні з насосами типу К характерний ряд переваг: врівноважені осьові зусилля на вал; поздовжнє рознімання корпусу; робоче колесо розташовано посередині вала, що зменшує його вигин; більш високе к.к.д.

Вертикальні відцентрові насоси – типу „В”

На рис. 2.5 наведений розріз по осі насоса типу В з робочим колесом одностороннього входу. За конструкцією він нагадує насос на опірній стійці, який встановлено вертикально.

Корпус 6 лапами спирається на дві фундаментні плити 5, які закріплені анкерами в залізобетонних стовпчиках. Знизу до корпусу закріплений всмоктувальний патрубок 3, вода до якого підводиться металевою всмоктувальною трубою у вигляді коліна 1. У насосів з діаметром всмоктувального патрубка більшим 1000 мм корпус до половини заливається бетоном, а вода до всмоктувальної труби підводиться зігнутою конічною трубою, розміри і

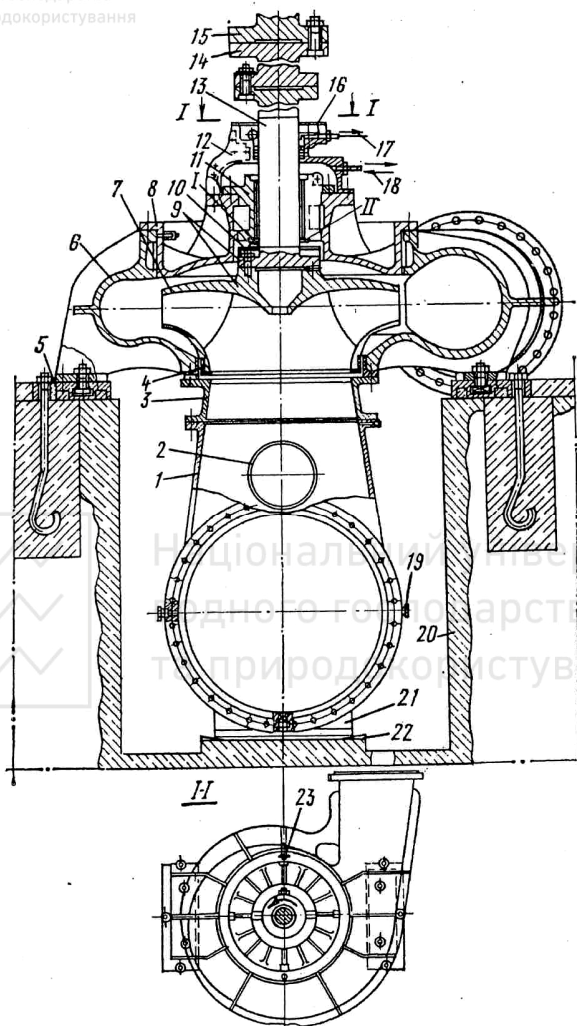


Рис. 2.5. Конструкція відцентрового вертикального насоса 1000В-4/63.

1 – колінчастий конічний підвід; 2 – оглядовий люк; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – захисно-ущільнюючі кільця; 5 – фундаментна плита; 6, 13 – корпус і вал насоса; 7 – робоче колесо; 8 – кришка; 9 – кріплення колеса до вала; 10, 16 – кожухи; 11, 12 – вузли підшипника ковзання і сальниковий; 14 – вал-вставка; 15 – вал електродвигуна; 17 – відвід води від сальника; 18 – відвід води від підшипника і підвід води до нього; 19 – заглушка; 20 – фундамент; 21 – кронштейн-підставка; 22 – монтажний клин; 23 – рим-болт; I, II – деталі ущільнення при засміченій і чистій воді

поперечний переріз якої приводяться в каталогах насосів. Звичайно зогнуті конічні всмоктувальні труби являють собою єдиний блок з підземною частиною будівлі насосної станції. Від робочого колеса вода відводиться горизонтальним спіральним відводом і вихідним дифузorzом з напірним патрубком.

До верхнього фланця корпусу закріплена кришка 8 з напрямним підшипником 11, який виконується з гумовим або лігнофолевим вкладишем.

Змашується підшипник водою, що перекачується або при великій кількості завислих частинок в воді (більше 50 мг/л) – водою, яка проходить попереднє відстоювання і очищення на фільтрах. Ця вода до насоса підводиться трубою 18, а відводиться після проходження сальника трубою 17.

Робоче колесо 7 прикріплено до фланця 9 вала шпильками і циліндричними або призматичними шпонками. Шийка вала 13 під напрямним підшипником і сальником захищена електричним наплавленням з нержавіючої сталі. Вал насоса ущільнено сальником 12. Щільне ущільнення робочого колеса складається з двох кілець: сталеве захисне кільце 4 закріплено до колеса, а чавунне ущільнююче – до корпусу насоса.

Вали насоса і електродвигуна жорстко з'єднані фланцями 14 і 15 через вставку вала. Робоче колесо насоса обертається проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку приводу. Гідравлічні осьові зусилля і маса ротора агрегату сприймаються п'ятою електродвигуна.

Використання насосів вертикального типу дозволяє суттєво зменшити площу підлоги машинної зали, полегшити доступ до насосу і привідного електродвигуна і винести останній на незатоплювані відмітки.

Відцентрові багатоступінчасті насоси - типу „ЦНС” і „ЦН”.

Багатоступінчасті відцентрові насоси розвивають великі напори при відносно невеликих подачах. Розрізняють багатоступінчасті насоси секційного і спірального типу. В секційному насосі рідина поступає послідовно з одного колеса в друге через напрямні апарати, які є в кожній секції. Корпус насоса складається з окремих секцій і двох кришок, які з'єднані стяжними болтами, рис. 2.6.

Осьове зусилля в багатоступінчастих насосах секційного типу сприймається гідравлічною п'ятою. Робочі колеса і напрямні апарати виготовляють звичайно з чавуну, ущільнюючі кільця з бронзи, вал – зі сталі.

Багатоступінчасті секційні насоси типу ЦНС з подачею від 8 до 850 м³/год поділяються на дві групи: насоси нормальної групи розвивають напір від 50 до 1440 м, а високонапірної – від 600 до 1900 м. В позначення насоса входять дві групи цифр. Перша група цифр позначає подачу, м³/год; друга група цифр – напір, м. До недоліків секційних багатоступінчастих насосів належать: велике осьове зусилля, низький ККД (0,6...0,75) і складність виготовлення, збирання і розбирання.

Багатоступінчасті насоси спірального типу конструктивно більш досконалі і мають більш високий к.к.д., ніж секційні.

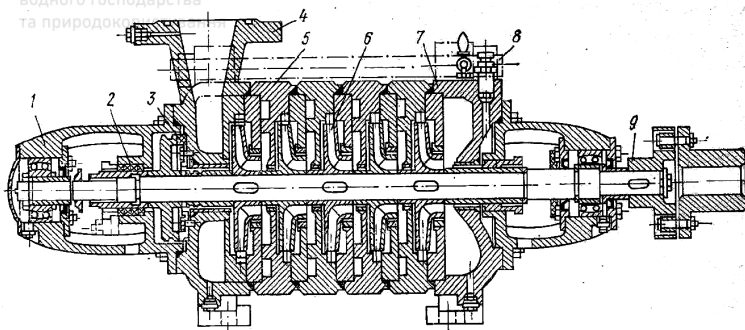


Рис. 2.6. Поздовжній переріз багатоступінчастого насоса секційного типу: 1- корпус підшипника; 2- сальник; 3- гідроп'ята; 4- напірний патрубок; 5- секція; 6- робоче колесо; 7- кришка камери всмоктування; 8- стяжний болт; 9- пружна муфта.

Насоси спірального типу виготовляють двох- і чотирьохступінчастими. На рис 2.7а показана схема руху рідини в двохступінчастому насосі, а на рис. 2.7б – в чотирьохступінчастому.

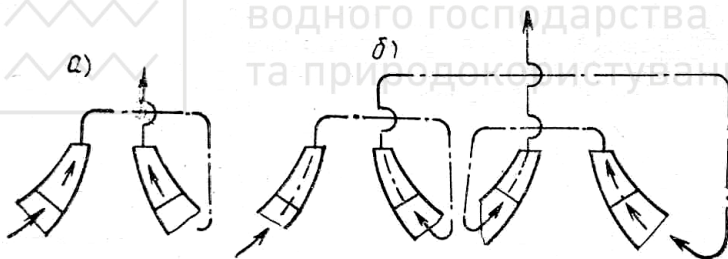


Рис. 2.7. Схема потоку рідини в багатоступінчастих насосах спірального типу.

Як видно зі схеми, колеса розташовані в такій спосіб, що осьові зусилля частково врівноважуються. В двохступінчастих насосах рідина поступає з одного колеса в друге по внутрішньому перепускному каналу. В чотирьохступінчастих насосах рідина поступає послідовно з першого колеса в друге, третє і четверте по перепускним каналам або по зовнішній перепускній трубі.

Корпус двохступінчастого насоса, рис. 2.8, має поздовжнє рознімання, що дає можливість огляду і ремонту насоса, не демонтуючи прилеглий трубопровід. Залишкові осьові зусилля в таких насосах сприймаються упорними або радіально-упорними підшипниками.

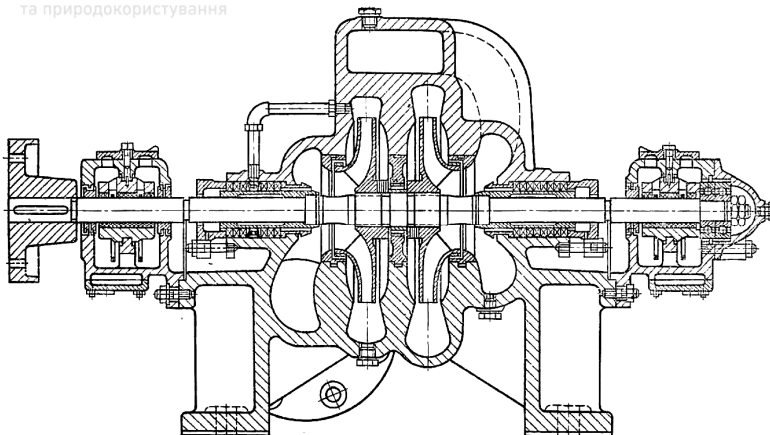


Рис. 2.8. Двохступінчастий насос з зустрічним розташуванням робочих коліс (насос спірального типу)

Багатоступінчасті відцентрові насоси спірального типу в порівнянні з секційними мають ряд переваг: більш високий ККД (0,75...0,78), врівноважене осьове зусилля, простота збирання і розбирання, відсутність напрямних апаратів, що дозволяє суттєво обточувати колеса без помітного зниження к.к.д.

Крім горизонтальних багатоступінчастих насосів, виготовляють багатоступінчасті насоси з вертикальним валом, але вони в основному призначаються для подачі води з свердловин.

Відцентрові багатоступінчасті вертикальні насоси типу „ЦТВ” і „ЭЦВ”

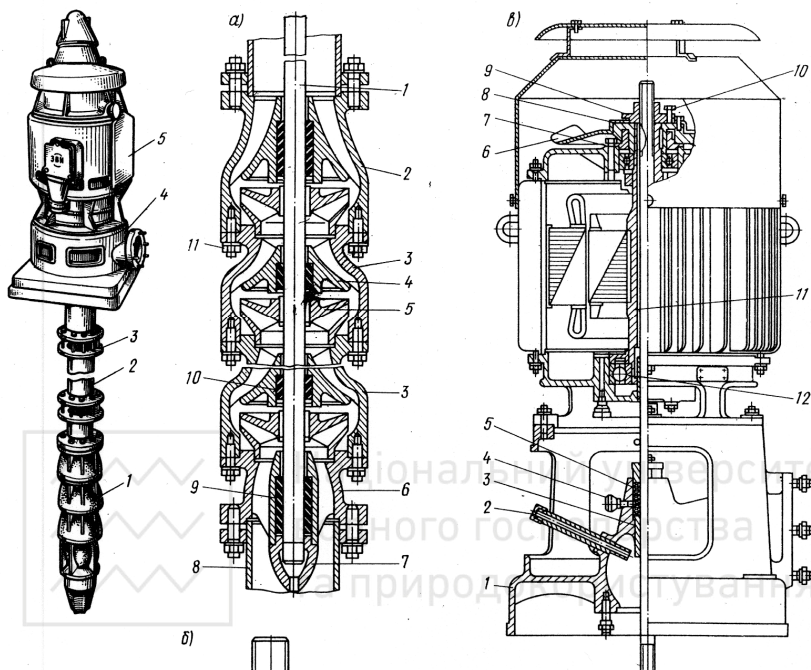
Такі насоси призначені для подачі води з підземних джерел. Вони поділяються на дві групи: занурювальні і насоси з занурювальним проводом.

Занурювальний насос - це вертикальний насос, що його занурюють частково або цілком в перекачувану рідину, причому його привідна машина завжди знаходиться поза перекачуваною рідиною.

Насос із занурювальним приводом – це вертикальний насос, який під час роботи може разом зі своєю привідною машиною бути повністю або частково зануреним у перекачувану рідину.

У занурювальних насосів типу „ЦТВ” електродвигун –привод розміщується над свердловиною і з’єднується з насосом трансмісійним валом, довжина якого залежить від глибини свердловини, рис.2.9 і рис. 2.10. Щоб запобігти вібрації, трансмісійний вал розміщується в підшипниках з гумово-металевими вкладишами, які змащуються водою. Вага деталей насоса, що обертаються, і трансмісії сприймаються опорною п’ятою з радіально-

упорним шариковим підшипником, а вага всього насосного агрегату - опорним корпусом, який встановлено над свердловиною.



2.9 ! 2.10а ! 2.10в
2.10б

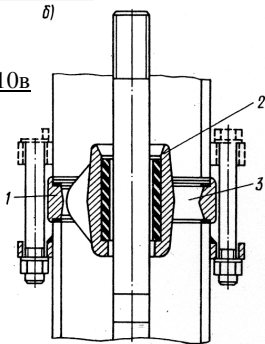


Рис. 2.9. Схема установки насоса АТН: 1-насосний вузол; 2- водопідйомна труба; 3 – напрямний підшипник трансмісійного вала; 4 – опорна станина; 5 – електродвигун

Рис. 2.10. Свердловинний насос:
а – насосний вузол: 1- вал; 2- корпус верхній; 3- корпус середній; 4- напрямний апарат; 5- робоче колесо; 6- корпус

нижній; 7- обтічна втулка; 8- всмоктувальна труба; 9- гумовий підшипник; 10- гумовий вкладиш; 11- шпилька; б – напрямний підшипник: 1- обичайка; 2- центральна втулка; 3- ребро; в – привідна головка: 1- станина приводу; 2- трубка для заливки води; 3- бронзова втулка; 4- мастильниця; 5- сальник вала; 6- вентилятор; 7- храповик; 8- муфта контрреверса; 9- гайка регулююча; 10- стопор; 11- порожній вал електродвигуна; 12- радіально-упорний підшипник



Насоси з трансмісійним валом складаються з трьох основних вузлів: насосного вузла, напірного трубопроводу з трансмісійним валом і приводної головки. Насосний вузол (рис. 2.10 а) являє собою групу з'єднаних шпильками секцій корпусів, в середині яких знаходиться вал з насадженими на нього відцентровими робочими колесами. Вода потрапляє в нижній напрямний корпус насосного вузла через захисну сітку і всмоктувальну трубу. Втрати в захисній сітці не перевищують 0,25...0,5 % споживаної потужності. Корпус робочої секції насоса чавунний; у внутрішній порожнині його відлитий за одне ціле з корпусом напрямний апарат, який має проточку для розміщення робочого колеса. На кожні 10 робочих секцій встановлюють корпус насоса без робочого колеса, тому що у внутрішній порожнині його відлитий напрямний апарат, який слугує проміжною опорою підшипника вала.

В занурювальних насосах частіше всього застосовують закриті відцентрові робочі колеса з напівосьовими лопатковими відводами або чисто напівосьові робочі колеса. В напівосьових робочих колесах рух води напрямлений під кутом 45° до осі, що дозволяє зменшити зовнішній діаметр насоса і, отже, використовувати насос в свердловині меншого діаметру.

Напірні труби з'єднують між собою за допомогою фланців і болтів. Між фланцями труб знаходяться проміжні підшипники трансмісійного вала (рис. 2.10 б).

Приводна головка насоса складається з станини (рис. 2.10 в) і електродвигуна. Чавунна відливка станини слугує опорою для водопідйомного трубопроводу, який підвішується в нижній частині коліна; до верхньої частини коліна приєднується напірний трубопровід. В верхній твірній коліна є прилив, де встановлено сальник. В нижню частину сальникового пристрою запресована втулка, над якою знаходиться сальникова набивка.

Електродвигуни для трансмісійних насосів мають деякі особливості:

- для сприйняття гідравлічного зусилля і ваги деталей ротора в електродвигуні встановлено радіально-упорний підшипник;
- вал електродвигуна виконано з поздовжнім отвором, через який проходить трансмісійний вал з регулюючою гайкою; за допомогою цієї гайки, що опирається на муфту стопорного пристрою, регулюються зазори між робочими колесами і напрямними апаратами в насосному вузлі;
- в верхню частину електродвигуна вмонтовано стопорний пристрій (храпового типу), який запобігає зворотному обертанню ротора.

Практика експлуатації занурювальних насосів показала їх надійність, і одночасно були встановлені їх недоліки. Насосний вузол має високий к.к.д (80%), проте довга трансмісійна передача, відхилення в центруванні вала і інші недоліки призводять до зниження к.к.д на 20...25 %. Крім того, наявність трансмісії сильно ускладнює монтаж насоса.

Насоси з занурювальним приводом являють собою агрегат рис. 2.11, який з відцентрового багатоступінчастого насоса і занурювального електродвигуна з жорстким з'єднанням їх валів.

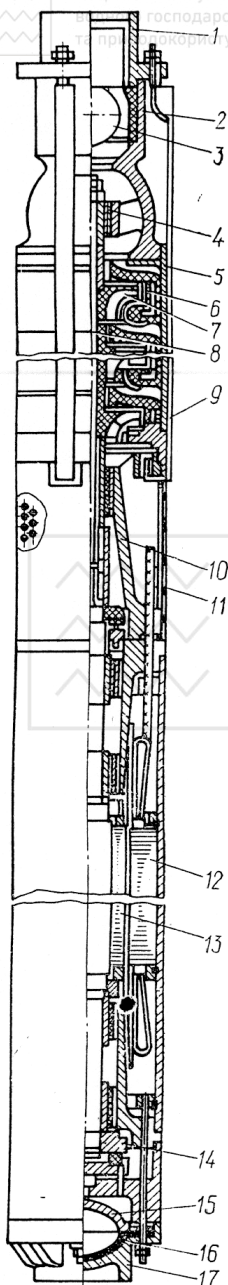


Рис.2.11. Насос з занурювальним приводом (тип ЭЦВ): 1-напірний патрубок; 2- корпус радіального підшипника; 3- кульовий зворотний клапан; 4- підшипник; 5- корпус ступеня; 6- напрямний апарат; 7- робоче колесо; 8- радіальний підшипник; 9- стяжка; 10- підвід; 11- решітка; 12- статор електродвигуна; 13- ротор електродвигуна; 14- радіально-упорний підшипник ковзання; 15- діафрагма; 16- шпилька; 17- днище

Насосний агрегат підвішують в свердловині на колоні водопідйомних труб і опускають у воду на таку глибину, щоб верхній фланець клапанної коробки знаходився нижче динамічного рівня у свердловині не менш ніж на 1,5 м.

Днище електродвигуна повинно знаходитися вище фільтра свердловини не менш ніж на 1 м.

Відцентрові насоси для стічних вод – типу „СД” і „СДВ”.

Відцентрові лопатеві насоси, які призначені для перекачування стічних вод, повинні задовольняти особливим вимогам, які залежать від характеру рідини, що вміщує велику кількість великих і дрібних відходів. Крім того в стічній рідині завжди вміщується пісок (в середньому 160 кг на 1000 м³ рідини).

Особливості відцентрових насосів для стічних вод:

- робоче колесо закритого типу значно ширше і має меншу кількість лопатей, ніж колесо для перекачування чистої води;
- на корпусі насоса і на входному патрубку є люки-ревізії;
- в зону сальникового пристрою подається чиста вода;
- внутрішня порожнина корпусу захищена змінними дисками.

Відцентрові насоси типів СД і СДВ призначені для перекачування міських і виробничих стічних вод і інших неагресивних рідин густиною 1050 кг/м³ з рН=6...8,5; з температурою до 80°C і вмістом абразивних частинок до 5 мм не більше 1% за масою. В насосах СД корпус насоса, рис 2.12, має спіральний

відвід спрощеної форми.

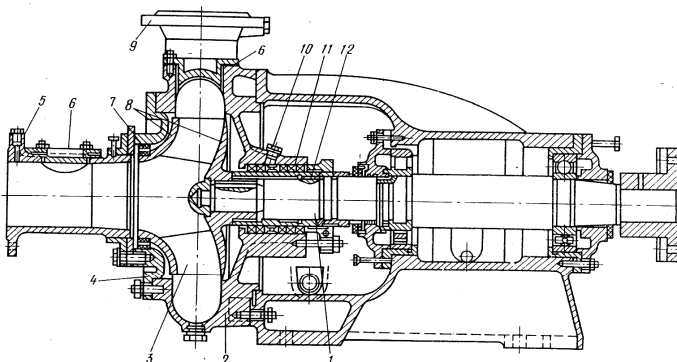


Рис. 2.12. Насос типу СД: 1- вал; 2- корпус; 3- вхідний патрубок; 4- передня кришка корпусу; 5- вхідний патрубок; 6- люки ревізії; 7- захисні ущільнюючі кільця; 8- передні і задні диски робочого колеса; 9- вихідний патрубок; 11- сальникове ущільнення; 12- захисна втулка

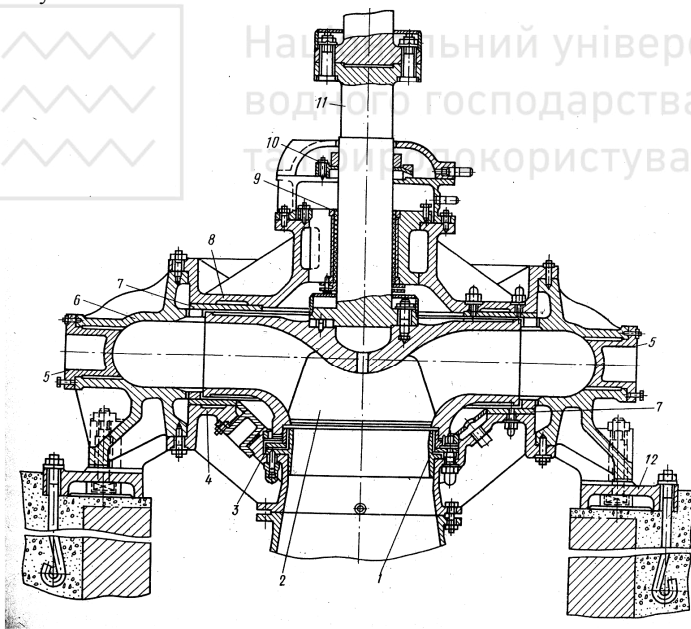


Рис. 2.13. Насос типу СДВ: 1-захисне кільце; 2- робоче колесо; 3- регульоване ущільнююче кільце; 4- нижня кришка корпусу; 5- люк для очищення насоса; 6- корпус; 7- захисні диски; 8- верхня кришка корпусу; 9- підшипник ковзання; 10- торцеве ущільнення вала; 11- вал; 12- фундаментна плита



Прохідні канали виконують більш широкими в порівнянні з каналами насосів, що перекачують чисту рідину. Всмоктувальний патрубок розташовано по осі насоса, напірний напрямлений вертикально вверх. При необхідності за умовами відведення рідини напірний патрубок може бути повернутий на 90, 180 або 270 °.

На всмоктувальному патрубку і корпусі насоса, а у вертикальних насосів, рис 2.13, і в нижній кришці корпусу передбачені люки-ревізії, через які можливо очищувати колесо і корпус насоса при засміченні відходами. Для запобігання від зносу верхніх і нижніх кришок корпусів крупно-габаритних насосів встановлюють змінні захисні диски, які виготовляються із сталі або відбіленого чавуну.

Вал насоса обертається в підшипниках кочення, у крупно-габаритних насосів – в підшипниках ковзання, які мають роз'ємний гумовий або лігно-фолевий вкладиш. Підшипник ковзання змащується і охолоджується чистою водою з виробничого водопроводу під тиском, який на 0,1 МПа перевищує тиск в напірному патрубку насоса. Для захисту вала від зносу під сальником передбачена захисна втулка.

Для охолодження сальникового ущільнення і створення гідравлічного затвора під час роботи насоса до сальника з системи виробничого водопроводу підводиться чиста вода під напором, який перевищує напір в вихідному патрубку на 2...5 м для малогабаритних насосів і на 10...20 м для крупногабаритних.

Відцентрові насоси теплофікаційних мереж – типу „СЭ”.

Мережні насоси слугують для подачі гарячої води з температурою 120...180° С до теплофікаційних мереж ТЕЦ і в залежності від місця установки використовуються в якості насосів: першого підйому, які подають води з зворотного трубопроводу в підігрівники; другого підйому для подачі води після підігрівників в теплофікаційну мережу; рециркуляційних, які встановлюють після водогрійних котлів. Вода, що перекачується цими насосами не повинна вмішувати твердих частинок розміром більше 0,2 мм і мати концентрацією більше 5 мг/л. Насоси виконуються горизонтальними з приводом від електродвигуна в одно- або двухступінчастому виконанні. Насоси повинні мати постійно спадаючу напірну характеристику в інтервалі подач 20...100 % від номінальної. Мережні насоси повинні забезпечити нормальну роботу мережі при великих коливаннях температури води і подачі.

Усі мережні насоси горизонтальні, з робочими колесами двостороннього входу і спіральним відведенням рідини, рис. 2.14 і рис. 2.15.

Корпуса насосів виготовлені з чавуну. Для спрощення монтажу насосів, всмоктувальний і напірний патрубки розміщені в нижній частині корпусу. В двухступінчастих насосах вода від першого ступеню до другого підводиться по перевідній трубі, яка розташована зовні корпусу.

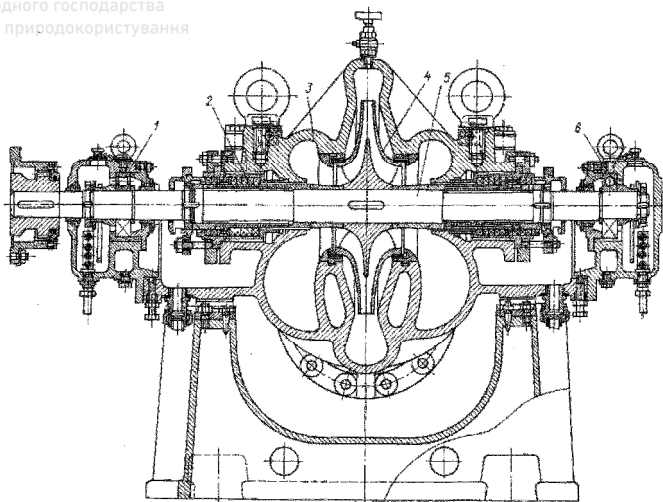


Рис. 2.14. Насос мережний СЭ 800-70:

1- підшипник роликовий; 2- кінцеве ущільнення; 3- корпус; 4- колесо; 5- ротор; 6- радіально-упорний підшипник

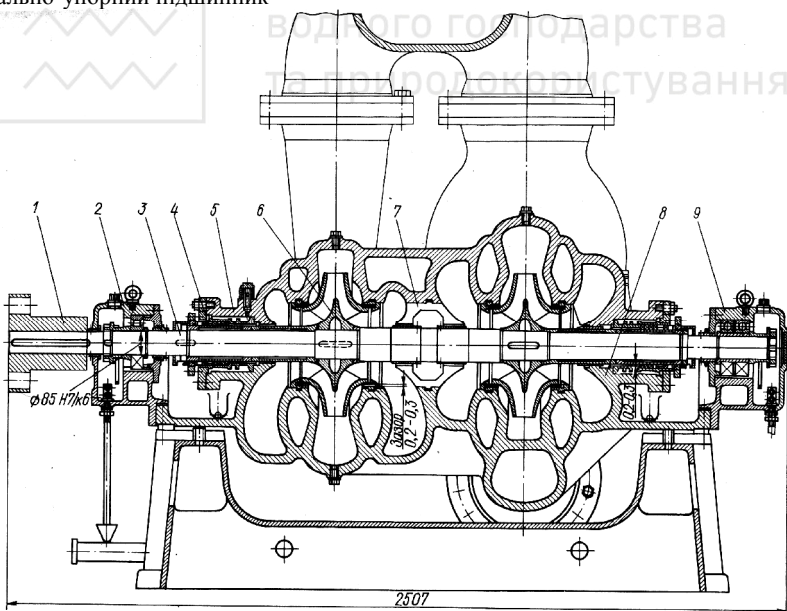


Рис. 2.15. Насос мережний СЭ 1250-140: 1- муфта; 2- роликовий підшипник; 3- ротор; 4- кінцеве ущільнення; 5- кришка корпуса; 6- колесо; 7- діафрагма; 8- нижня частина корпуса; 9- радіально-упорний підшипник.

Опорами слугують підшипники кочення. Осьове зусилля сприймається опорно-упорним підшипником, який складається з двох радіальних шарико-підшипників. Опорний підшипник з боку двигуна – роликовий. Змащування підшипників кільцеве з водяним охолодженням.

Ущільнення роторів в місцях їх виходу з корпусу здійснюється сальниками з м'якою набивкою. Сальники мають систему охолодження. Вали насосів з'єднують за допомогою зубчастих муфт, в яких передбачено компенсація порушення центрування агрегату із-за зміни температури рідини., що перекачується. Муфта заповнюється консистентним мастилом.

По горизонтальному розніманні корпусу встановлюється паронітова прокладка. Шпильки по розніманню затягуються ковпочковими гайками для попередження просочування гарячої води за різьбою шпильок.

В нижній частині корпусу виконані дві поздовжні шпонки, якими корпус фіксується по відношенню до фундаментної плити і забезпечується напрямлене теплове розширення насоса. Опорні лапи корпусу максимально наближені до осі насоса для зменшення порушення центрування насоса при його нагріванні.

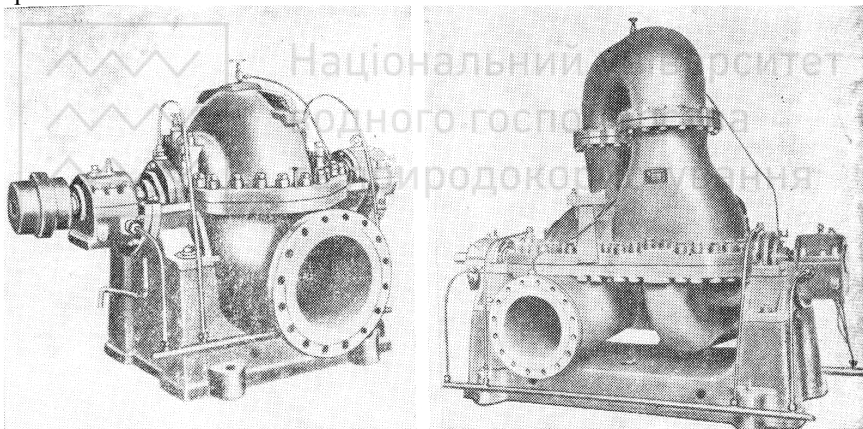


Рис. 2.16. Загальний вигляд мережних насосів типу СЭ:

А) – одноступінчастих; б) - двоступінчастих

До фундаментної плити лапи корпусу закріплюються шпильками з дисциплінарними втулками для забезпечення можливості вільного температурного переміщення в опорній площині.

Осьові насоси – типу „О”, „ОП” і напівосьові насоси – типу „Д”, „ДВ”

Особливістю напівосьових (діагональних) насосів є використання сумісної дії підйомної і відцентрової сил при створенні робочим колесом напору. З цієї причини діагональні за робочими параметрами та гідромеханічними властивостями займають проміжне місце між відцентровими і осьовими насосами. Якщо робоче колесо закритого

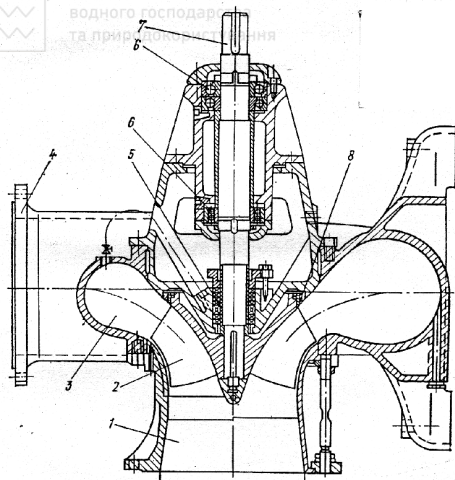


Рис. 2.17. Конструкція діагонального насоса зі спіральним відводом: 1, 4- всмоктувальний і напірний патрубки; 2- робоче колесо; 3- спіральний відвід; 5- сальникове ущільнення з гідравлічним замком; 6- підшипниковий вузол; 7- вал; 8- захисно-ущільнюючі кільця

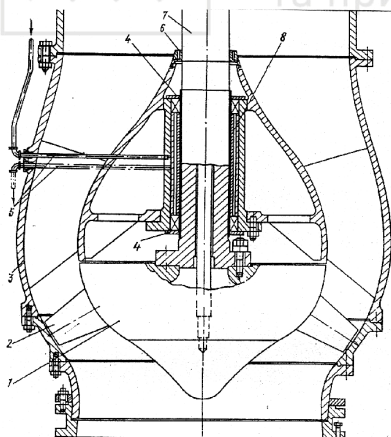


Рис. 2.18. Конструкція діагонального насоса з випрямним апаратом:

1, 2- втулка і лопать робочого колеса; 3- випрямний апарат; 4- торцеве ущільнення; 5- трубки подачі і відводу рідини для змащування підшипника; 6- вузол ущільнення; 7- вал; 8- підшипник ковзання

типу, а вода відводиться за допомогою спірального каналу, то такі діагональні насоси більш подібні до відцентрових насосів, рис. 2.17.

Якщо робоче колесо діагонального насоса відкритого типу (без переднього диска) з поворотними лопатями і відвід води здійснюється за допомогою трубчастого коліна, то такі насоси більш подібні до осьових, рис. 2.18.

Характерною рисою осьових і діагональних насосів є їх тісний зв'язок з будівельною частиною насосної станції (НС). Підвід води до цих насосів здійснюється за допомогою колін або камер у бетонній частині НС, рис. 2.19.

Якщо вода, яка перекачується, має тверді домішки більш 50 г/л, то для змащування підшипників використовується технічна вода після очищення на спеціальній установці. Витрата води для змащування становить 0,5...2 л/с, а напір повинен бути вище напору, що розвивається насосом, на 7 м.

Лопаті у осьових і діагональних насосів виконуються, як правило, з нержавіючої сталі. У місці виходу валу корпусу встановлюється сальникове ущільнення. В сучасних насосах часто сальникове ущільнення замінюють більш надійним – торцевим. Повертання лопатей насосів типу „ОП” може здійс-

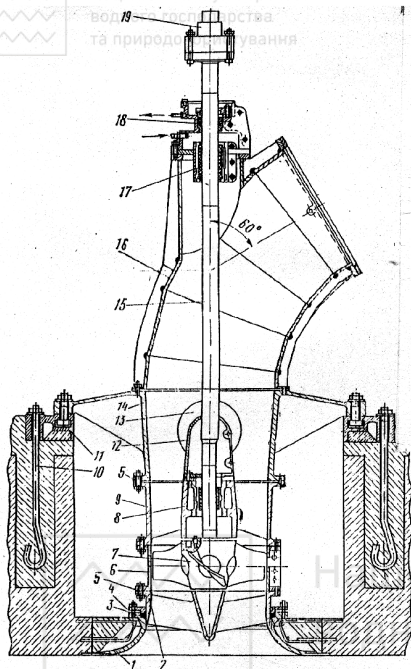


Рис. 2.19. Конструкція осьового насоса: 1- закладне кільце, яке забетоновано в блок насосної станції; 2- перехідний конус; 3- сальникова набивка; 4- нажимне кільце; 5- з'єднання корпусу; 6- камера робочого колеса; 7- втулка робочого колеса з поворотними лопатями; 8- корпус з напрямним підшипником; 9- випрямний апарат; 10- анкерні болти; 11- опори під лапи насоса; 12- кінцева частина обтічного елемента; 13- люк для ревізії насоса; 14- вихідний дифузор; 15- захисний кожух вала; 16- колінчастий відвід; 17- напрямний підшипник; 18- сальникове ущільнення; 19- муфта з'єднання насоса з вертикальним електродвигуном

нуюватися вручну при зупиненому насосі, або в стані роботи за допомогою сервоприводу або електроприводу, рис. 2.20 – 2.22.

Тяга 4 до механізму повертання лопатей робочого колеса 1 розташована у втулці робочого колеса і проходить крізь вал з центральним отвором. Лопаті цапфами 2 встановлені в підшипниках ковзання. На цапгах закріплені важелі 7, які зв'язані вертикальними тягами 6 з хрестовиною 5. Ця хрестовина зв'язана зі штоком 4. Тому осьові переміщення штоку призводять до розвороту лопаті, див. рис. 2.21б.

Насособудівні заводи поставляють осьові насоси восьми модифікацій: К- з камерним підводом; МК- малогабаритні з камерним підводом; МБК- мобільні з камерним підводом; Е- з електроприводом розвороту лопатей; ЕГ – з електрогідроприводом розвороту лопатей; МБ- малогабаритні з електроприводом розвороту лопатей; КЕ – з камерним підводом і електродвигуном розвороту лопатей; МКЕ- малогабаритні з камерним підводом і електроприводом розвороту лопатей.

Лопатеве колесо розміщується в сферичній камері, яка розміщується на закладному фундаментному кільці. Вода до робочого колеса підводиться плавно зігнутих підводом або камерою, яка значно простіше в виконанні. У малогабаритних насосів з камерним підводом к.к.д. знижується на 2...3 %. До камери на фланцях приєднується корпус насоса, який виконано у вигляді циліндричної труби зогнутої під кутом. Така форма проточної частини обумовлює максимальну конструктивну простоту осьового насоса в порівнянні з іншими типами лопатевих насосів і забезпечує мінімальні габарити насосної установки при великих подачах.

Лопатеве колесо розміщується в сферичній камері, яка розміщується на закладному фундаментному кільці. Вода до робочого колеса підводиться плавно зігнутих підводом або камерою, яка значно простіше в виконанні. У малогабаритних насосів з камерним підводом к.к.д. знижується на 2...3 %. До камери на фланцях приєднується корпус насоса, який виконано у вигляді циліндричної труби зогнутої під кутом. Така форма проточної частини обумовлює максимальну конструктивну простоту осьового насоса в порівнянні з іншими типами лопатевих насосів і забезпечує мінімальні габарити насосної установки при великих подачах.

Різні конструкції осьових насосів наведені на рис. 2.23-2.25.

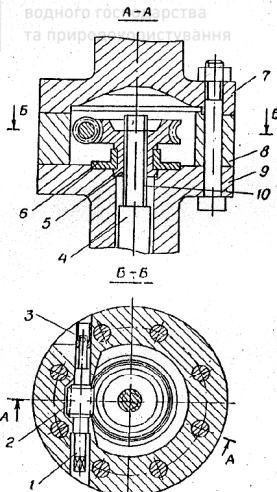


Рис 2.20. Схема ручного при-
воду розвороту лопатей робо-
чого колеса

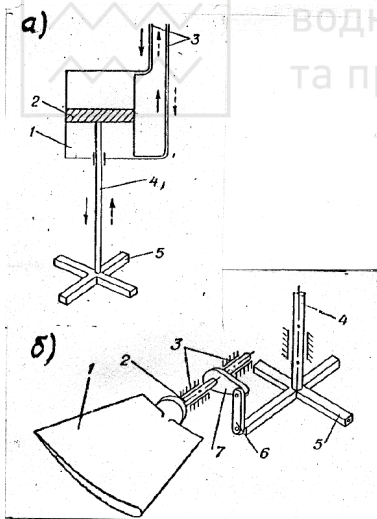


Рис. 2.21. Схема гідроприводу:
а)- сервопривід; б) механізм розвороту лопатей

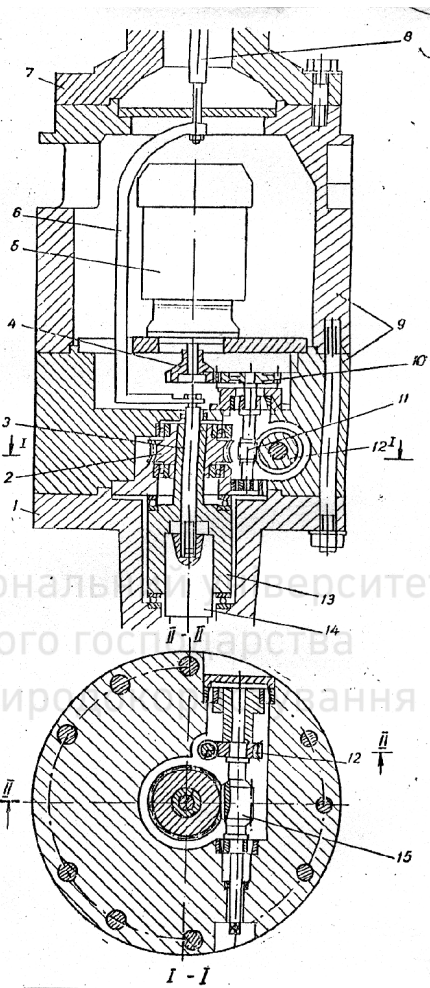


Рис. 2.22. Схема електричного приводу

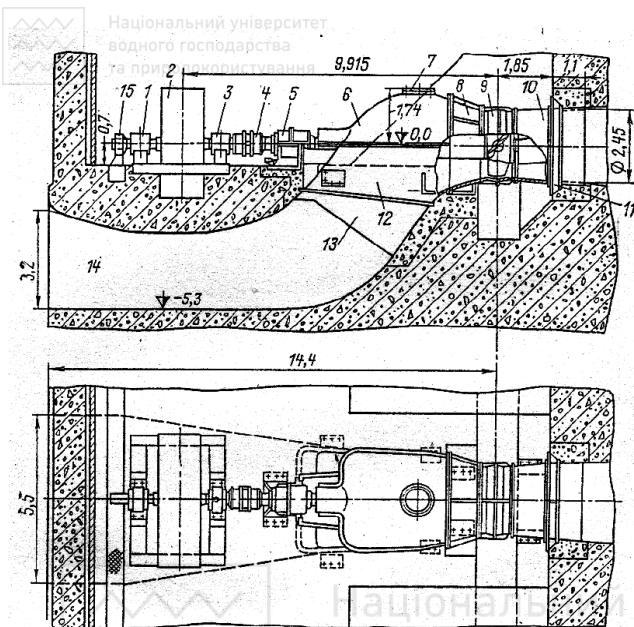


Рис. 2.23. Насосний агрегат ОПГ – 220Г

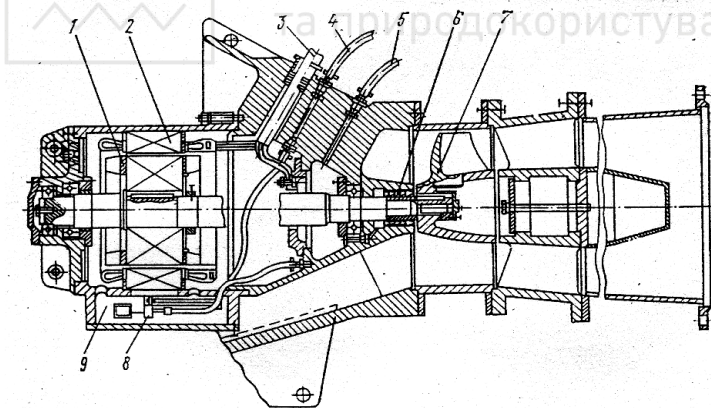


Рис. 2.24. Конструкція з моноблочного осьового насоса з занурювальним приводом марки ОПВ 250-4,2:

1- ротор електродвигуна; 2- статор; 3- силовий кабель; 4- скид води з двигуна; 5- подача стислого повітря в двигун; 6- ущільнюючий вузол; 7- робоче колесо насоса; 8- сигналізатор протікання води; 9- збірник води

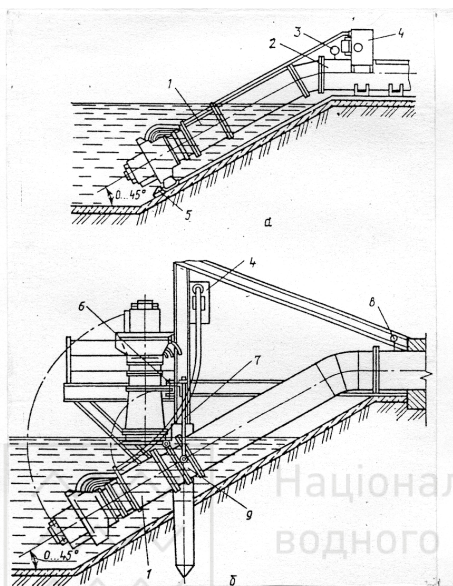


Рис. 2.25. Схеми встановлення насосів типу ОПВ з занурювальним електроприводом: 1- електронасос; 2- напірний трубопровід; 3- манометр; 4- станція управління; 5- упор; 6- захват; 7- тяжі; 8- манометр; 9- шарнір

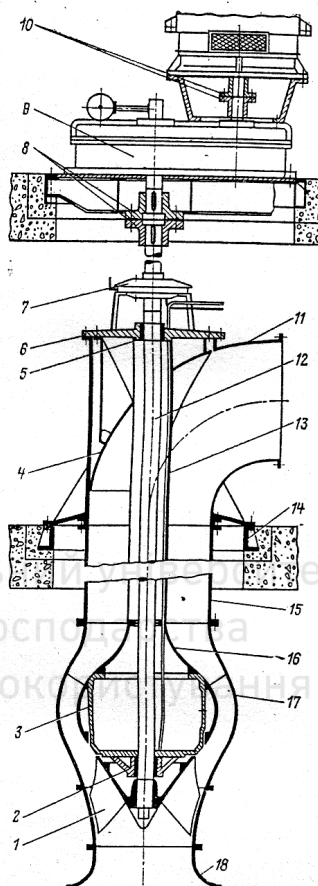


Рис. 2.26. Напівосьовий діагональний насос фірми „Сігма” середнього розміру з понижуючим редуктором

Напівосьовий насос фірми „Сігма” з вийманням ротора через верхню кришку корпусу показано на рис.2.26.

Діаметри робочих коліс осьових насосів: 55, 87, 110, 145, 185, 260 см.

Діаметри робочих коліс напівосьових (діагональних) насосів 96, 130, 170, 220см.

Робочі колеса осьових насосів мають наступну кількість лопатей в залежності від номера моделі: О6 – 3 лоп., О5 і О – 4 лоп., О2 – 5 лоп., О10 – 6 лоп.

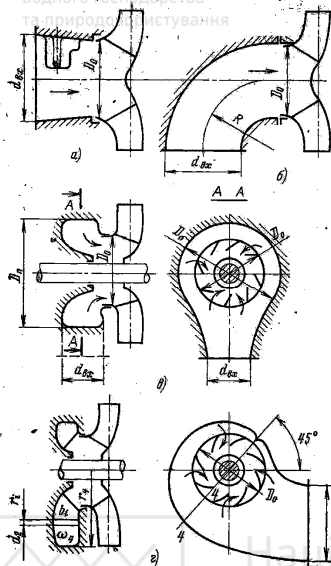


Рис. 2.27. Схеми підводів відцентрових насосів: а- осьовий; б- боковий (в вигляді коліна); в- боковий кільцевий; г- боковий напівсферальний

ного ($d_{ex} > D_0$) або циліндричного патрубку. Конфузорний патрубок забезпечує більш рівномірну структуру потоку на вході.

Допустимий кут конфузорності – до 15° . Осьовий підвід забезпечує потік без закрутки потоку ($K_I = 0$) при вході в робоче колесо. Для попередження закрутки потоку в підводі самим робочим колесом виконується ребро обтічної форми, яке напрямлено вздовж осі обертання ротора. Осьовий підвід знайшов широке застосування в горизонтальних, і вертикальних насосах.

Боковий підвід в вигляді коліна, рис 2.27 б, для насосів з $n_s < 100$ в гідравлічному відношенні можливо вважати рівноцінним осьовому. Радіус кривизни коліна вибирається максимальним з конструктивних міркувань для того, щоб зменшити утворення відриву потоку і мертвих зон в ньому. Коліно може виконуватися конфузорним ($d_{ex} > D_0$) і постійного перерізу ($d_{ex} = D_0$).

Боковий кільцевий підвід, рис. 2.27 в, представляє собою кільцеву камеру діаметром D_n з постійним поперечним перерізом, яка плавно з'єднується з входним патрубком. Незважаючи на конструктивну простоту підводи такого типу не забезпечують осесиметричного потоку на вході в робоче колесо.

2.4. Конструктивні елементи лопатевих насосів

Підвідні пристрої.

Підвідним пристроєм (підводом) називається ділянка проточної частини насоса від входного патрубка до входу в робоче колесо першого ступеню.

Підводи призначені для:

- 1) підводу рідини до робочого колеса з мінімальними втратами;
- 2) забезпечення заданого $K_I = v_{1u} r_1$, або $K_I = 0$ моменту швидкості (закрутки потоку);
- 3) створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо.

Найбільш поширені схеми підводів відцентрових насосів приведені на рис 2.27.

Найпростішим в конструктивному відношенні є *осьовий підвід*, який виконано в вигляді конфузоро-

При обтіканні вала в зоні, яка протилежна вхідному патрубку, утворюються „мертві” зони. Це призводить до зниження к.к.д. насоса. Кільцеві підводи застосовуються в багатоступінчастих секційних насосах.

Напівспіральний підвід, рис. 2.27 г, забезпечує більш сприятливе обтікання вала і дає рівномірне поле швидкостей за рахунок створення певного

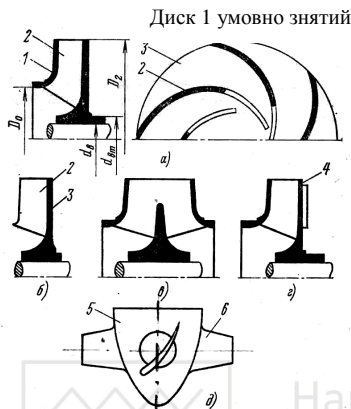


Рис. 2.28. Схеми робочих коліс лопатевих насосів: а- закритого типу; б- напіввідкритого типу; в- двопотічного; г- з імпульсом; д- робоче колесо осьового насоса

моменту швидкості K_f . Рідина, яка поступає з вхідного патрубка, розділяється на дві частини: одна безпосередньо потрапляє у вхідну частину робочого колеса, друга – (переріз 4-4), проходячи спіральної частиною, рівномірно живить робоче колесо по колу до роздільного язика. В процесі роботи точка розгалуження потоку залишається у язика. За рахунок підкрутки потоку в підводі зменшується відносна швидкість при вході на лопаті робочого колеса. Все це сприяє зменшенню втрат в насосі. Напівспіральний підвід забезпечує кращі кавітаційні якості насосів, які працюють з позитивною висотою всмоктування.

Робочі колеса.

Робоче колесо є основним елементом насоса, тому що в ньому відбувається перетворення механічної енергії

приводу в енергію рідини, яка перекачується. В зв'язку з цим проточна частина робочого колеса повинна бути виконана з максимально можливою точністю і чистотою поверхні. Робочі колеса застосовуються наступних типів: закриті, напіввідкриті, двостороннього входу, з імпульсом і осьові, рис. 2.28.

В більшості типів насосів застосовують відлиті суцільні *робочі колеса закритого типу*, (див. рис. 2.28а), які умовно складаються з трьох елементів: основного диска з маточиною 3, покривного (переднього) диска 1 і лопатей 2; останні мають циліндричну (одинарної кривизни) або просторову (подвійної кривизни) форму. Лопаті і диски утворюють міжлопатеві канали дифузorzного типу, якими протікає рідина від центру до периферії.

В маточині робочого колеса є шпонковий паз для закріплення робочого колеса на валу насоса. На покривному диску і маточині робочого колеса виконані циліндричні проточки для ущільнень.

В шламових і хімічних насосах іноді застосовують *робочі колеса напіввідкритого типу*, рис.2.28б, в яких відсутній покривний диск. Між торцями лопатей 2, відлитих сумісно з основним диском 3, і корпусом насоса виконується зазор 0,3...0,5 мм, що виконує роль переднього ущільнення.



Робочі колеса двопотічні, рис.2.28в, в принципі, являють собою два однакових, дзеркально виконаних колеса одностороннього входу, які з'єднані між собою загальною маточиною. Ці колеса бувають суцільними (литими), або складеними з двох половин (зварно-литими). Перевагою таких робочих коліс є їх врівноваженість відносно осевого зусилля.

Для розвантаження осевих зусиль або захисту від потрапляння твердих частинок до сальників застосовують *робочі колеса з радіальними імелерами*, рис. 2.28г, які представляють собою радіальні лопаті з зовнішньої сторони основного диску. Між торцями лопаток імелера 4 і корпусом виконується зазор 0,5...1 мм.

Робоче колесо осевого типу, рис 2.28д, має втулку 5, до якої закріплені лопаті 6 профільованої форми. Лопаті жорстко закріплюються (пропелерний насос) або повертаються на певний кут навколо своєї осі (поворотно-лопатевий насос). Втулка може бути циліндричною або обтічної конусоподібної форми.

Для виготовлення робочих коліс в основному використовують чавун, який забезпечує достатню міцність, дозволяє спростити технологію виробництва і скоротити їх вартість. В робочих колесах крупних насосів при обертанні від дії відцентрової сили виникають великі напруження, що здатні зруйнувати метал. В такому випадку колеса виконують литими зі звичайної вуглецевої сталі, міцність якої в порівнянні з чавуном значно вища. Для спеціальних насосів (багерні, землесоси), які перекачують рідке середовище, що вміщує абразивні матеріали, робочі колеса виконують з марганцевої і іншої легованої сталі, яка має підвищену твердість. В окремих випадках для спеціальних насосів поверхні проточної частини робочого колеса футеруються, тобто облицьовуються різними матеріалами (еластичними, антикорозійними і ін). Для подачі рідинного середовища з підвищеними кородуючими властивостями використовуються робочі колеса з бронзи. В кислотних насосах застосовуються робочі колеса зі спеціальних сплавів (залізокремневих, залізохромистих, титанових). В останні роки для виготовлення робочих коліс широко використовують пластмаси і полімерні матеріали.

Відвідні пристрої (відводи).

Безпосередньо за робочим колесом розташовується відвід насоса, який призначений для:

- відведення рідини від робочого колеса при підтриманні осевої симетрії потоку, яка обумовлює осеву симетрію відносного руху в міжлопатевих каналах робочого колеса;
- зменшення моменту швидкості і перетворення кінетичної енергії рідини в енергію тиску;
- підведення рідини до напірного патрубку або до наступного ступеня насоса.

Конструкція насоса визначається призначенням, типом і параметрами насоса. В відцентрових насосах застосовують спіральні, кільцеві і складені відводи, а також напрямні апарати лопатевого або каналного типу, рис. 2.29.

Спіральний відвід, рис.2.29а, отримав переважне розповсюдження в одно- і двоступінчастих насосах. Проточна порожнина відводу виконується безпосередньо у відлитому корпусі. Кут розходження дифузорного патрубку вибирається в межах $6...8^\circ$. Спіральний відвід являє собою канал, який розташований по колу робочого колеса і площа поперечного перерізу якого збільшується пропорційно об'єму рідини, що надходить з робочого колеса. Форма перерізів каналів спіральних відводів сучасних насосів показані на рис. 2.30.

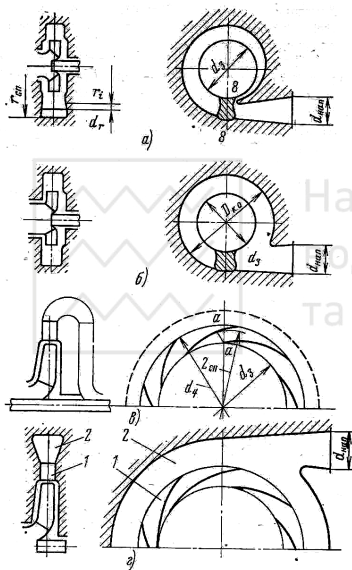


Рис. 2.29. Схема відводів відцентрових насосів: а- спіральний; б- кільцевий; в- напрямний; г- складений

В насосах, які перекачують рідину з твердими домішками, часто застосовують кільцеві відводи, рис. 2.29б, що являють собою кільцеву камеру діаметром $D_{к.о.}$, яка переходить в дифузорний патрубок.

В багатоступеневих насосах відводи часто виконуються в вигляді напрямних апаратів, рис. 2.29в. Розташована по периферії робочого колеса решітка нерухомих спіральних лопатей утворює напрямний апарат лопатевого типу. При малій кількості лопатей напрямний апарат формується в тілі відводу в вигляді окремих каналів. Таким чином, отримують напрямний апарат каналного типу. В напрямному апараті потік рідини, що виходить з робочого колеса, поділяється на ряд потоків по кількості міжлопатевих каналів. Міжлопатевий канал складається з двох частин: спіральної (до перерізу $a-a$) і дифузорної. Таким чином, напрямний апарат можливо розглядати як ряд спіральних відводів, які розташовані по периферії робочого колеса, рис 2.31.

Для крупних насосів іноді застосовують складені відводи, рис.2.29 г, які представляють собою послідовно розташовані напрямний апарат лопатевого типу 1 і спіральний або кільцевий відвід 2. Застосування складеного відводу дає можливість розширити робочу частину характеристики насоса.

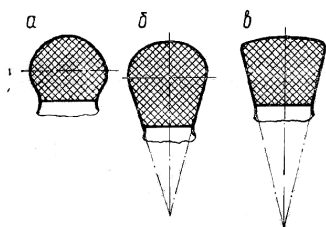


Рис. 2.30. Форми перерізів каналів відводів: а- кругла; б- окреслена дугою кола і двома прямими; в- форма сектора

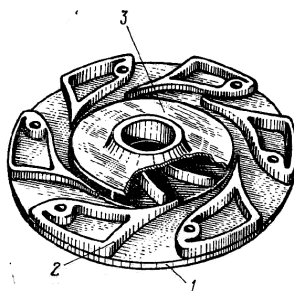


Рис. 2.31. Напрямний апарат: 1- диск; 2- лопать; 3- робоче колесо насоса

Вал насоса.

Вал насоса призначений для передачі крутячого моменту від двигуна до робочого колеса. Форма і конструкція вала визначається конструкцією насоса. Матеріалом для його виготовлення слугує конструкційна сталь. Для насосів, які перекачують рідкі середовища підвищеної агресивності, вали виконують з спеціальної легованої сталі. Робочі колеса закріплюють на валу насоса шпоночним з'єднанням. На одному з кінців вала (також на шпоночному з'єднанні) закріплюється півмуфта для з'єднання з двигуном.

Ущільнення робочого колеса.

Для зменшення перетікання рідкого середовища з області позитивного тиску в область всмоктування використовуються з зовнішньої сторони робочого колеса ущільнення, які показані на рис 2.32.

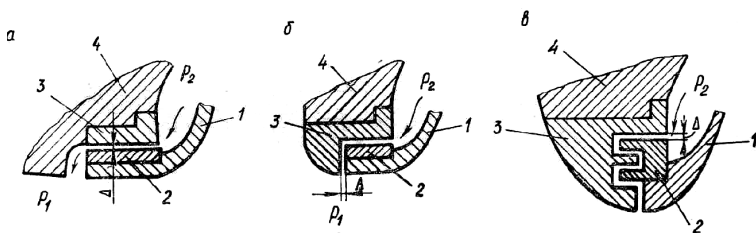


Рис. 2.32. Конструкція ущільнення робочого колеса: а- кільцеве; б- куткове; в- лабіринтове; 1- робоче колесо; 2- ущільнююче кільце, що обертається; 3- ущільнююче кільце (нерухоме); 4- корпус насоса.

Ущільнення робочого колеса завжди виконуються *щілинними*, тобто без безпосереднього тертя між твердими поверхнями ущільнюючих елементів. Зниження витрати рідини в таких ущільненнях досягається за рахунок значних втрат напору в зазорі Δ ущільнення.

A technical cross-sectional drawing of a mechanical assembly. The drawing shows a central shaft (8) passing through a housing. A pin (2) is inserted through the shaft and a component (1). A nut (3) is threaded onto the end of the pin. A washer (4) is placed between the nut and the housing. A seal or gasket (5) is located between the shaft and the housing. A component (6) is shown below the shaft. A component (7) is shown below the seal. A component (9) is shown on the left side of the shaft. A component (1) is shown at the top of the assembly.

ку. При встановленні кілець сальникової набивки стик одного кільця зміщується по відношенню до сусіднього на 120° . Зібраний сальник рівномірно обжимають за допомогою болтів і сальникової (нажимної) кришки. Нажимна кришка в підтягнутому стані повинна входити в коробку сальника на $1/3$ своєї робочої довжини. Остаточне затягування сальника регулюють при пуску насоса так, щоб невелика кількість води для змазування проходила через сальникову набивку. Сальникові ущільнення добре працюють при тиску перед ними до 10 кгс/см^2 і коловій швидкості обертання до 20 м/с .

Торцеві ущільнення отримали широке розповсюдження тому, що забезпечують практично повну герметичність, рис. 2.34. В порівнянні з сальниковими торцеві ущільнення мають наступні переваги: нормально працюють навіть при підвищеній вібрації, тому що ущільнююча площа розташована перпендикулярно осі вала; мають більшу довговічність і більш широку зону

Сальникові ущільнення – є дуже важливим і відповідальним елементом і потребують до себе найбільшої уваги в процесі експлуатації, рис. 2.33. Сальники бувають звичайні і вакуумні, в останніх в порожнині ущільнення спостерігається розрідження (вакуум), тому такі сальники виконуються з вольфрамом.

В межах сальника можливий знос шийки вала, тому для запобігання пошкодження вала на нього одягається захисна сорочка із нержавіючої сталі

Набивають сальник окремими кільцями, які мають прямий зріз і встановлюються з зазором 3...5 мм по сти-

роботи за тиском і коловою швидкістю; практично не потребують догляду в процесі експлуатації, що важливо для автоматизації насосних установок. З точки зору конструкції і виготовлення торцеві ущільнення більш складні ніж сальникові.

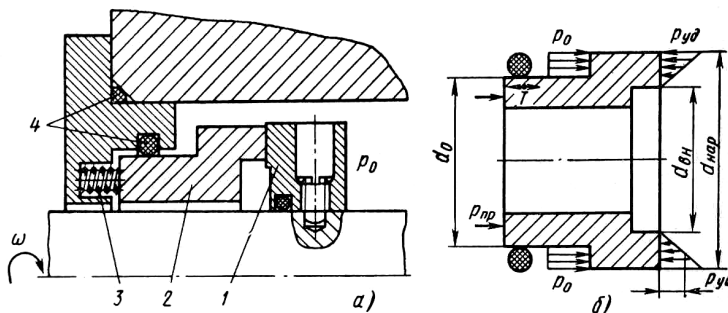


Рис. 2.34. Торцеве ущільнення вала

Ущільнення здійснюється між деталлю 2, яка не обертається, і деталлю 1, що обертається разом з валом. Ці деталі притискаються одна до одної пружинами 3. В деяких конструкціях ущільнень для стиснення кілець використовується також сила тиску ущільнювальної рідини.

Кільце 1, що обертається, закріплюється на валу насоса, а кільце 2, що не обертається, - може переміщатися в осьовому напрямі. Існують конструкції, в яких переміщається в осьовому напрямі те кільце, що обертається. Ущільнення нерухомих деталей здійснюється кільцями 4 з гуми або пластмаси. Рухомий елемент 2 центрують в корпусі за гумовим кільцем круглого перерізу, завдяки чому він має можливість переміщатися за поверхнею жорсткого елемента вздовж осі вала.

Ширина ущільнюючого пояса: для діаметрів вала 80...100 мм дорівнює $b=6...8$ мм, а для діаметрів вала до 50 мм - $b=2,5...3$ мм.

В розвантажених ущільненнях між контактуючими поверхнями утворюється рідинна плівка товщиною від десятків до декількох мікрон. При таких тонких плівках тертя необхідно розглядати як напіврідинне граничне тертя.

При роботі через ущільнення все ж таки проходить деяка кількість рідини. Роботу торцевих ущільнень вважають задовільною, якщо витікання рідини не перевищує крапельної, тобто $0,2...10$ см³/год.

Жорсткий нерухомий елемент виконують з твердого матеріалу. Рухомий в осьовому напрямі елемент виготовляють з твердого матеріалу з клейкою з більш м'якого матеріалу (графіту, кераміки, бронзи).

Кількість пружин – 6...8. Для виключення провертання рухомі елементи фіксуються шпонками, повідками, що забезпечують свободу осьових переміщень. В звичайній воді добре працюють пари тертя - сталь 2Х13 (HRC-50) і графіт 2П-100.

Торцеві ущільнення мають чисельні конструктивні різновиди, рис. 2.17. Торцеві ущільнення бувають одинарними і подвійними, одноступінчастими і двоступінчастими. Всі торцеві ущільнення поділяють на ущільнення з зовнішнім або внутрішнім підведенням рідини до торцевої щілини; ущільнення розвантажені і не розвантажені в залежності від тиску на контактних поверхнях.

На рис. 2.35а показано ущільнення з гумових кілець на тиск до 10 МПа. В цьому ущільненні пара тертя складається з нерухомого гумового кільця 1 і фасонного металевого кільця 2. Підтримання необхідного натягу ущільнення досягається пружиною 3 і частково внутрішнім еластичним кільцем 4.

На рис 2.35б показано аналогічне ущільнення з тою різницею, що фторопластове кільце 1 пари тертя і внутрішнє гумове кільце 4 виконані конічними. Ущільнення цього типу застосовуються на тиск до 0,5 МПа для води і агресивних рідин.

На рис 2.35в представлені ущільнення з нерухомим фторопластовим або пропіленовим сильфоном, яке застосовується для кислот і лугів при тисках до 0,3 МПа. Натяг ущільнення тут здійснюється одночасно дією сильфона і допоміжної пружини.

На рис 2.35г дано ущільнення з металевим сильфоном на тиск до 1 МПа.

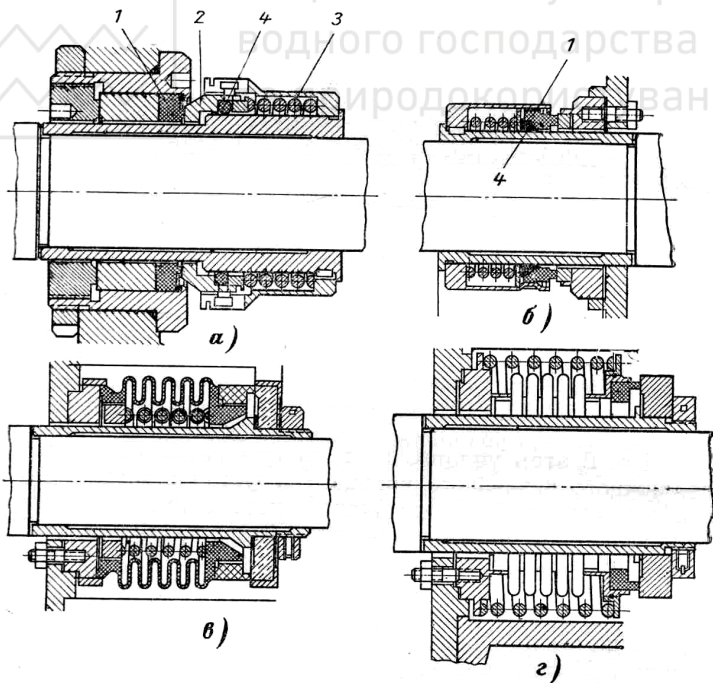


Рис. 2.35. Типи торцевих ущільнень валів



Таким чином, торцеві ущільнення мають багато позитивних властивостей. Вони працюють практично з нульовими витіканнями рідини; будучи правильно підібраними і змонтованими, вони не потребують обслуговування; відрізняються великою зносостійкістю; мало чутливі до перекосів і биттю вала.

Втрата потужності на тертя в торцевих ущільненнях складає не більше 50 % втрати потужності в звичайних сальниках.

Підшипники.

В насосах використовують *підшипники* кочення (кулькові, роликові) і ковзання. Тип підшипника визначається конструкцією насоса. Для зменшення тертя і запобігання руйнування підшипники змащуються консистентним (солідол, литол і ін.) або рідинним (автол, турбінне масло) мастильним матеріалом. В останньому випадку для підшипника виконується спеціальна камера (масляна ванна), куди заливається масло. Підшипники ковзання з лігнофолевими або гумовими вкладишами змащуються водою без домішок піску або інших абразивних частинок.

Осьове зусилля в насосах і способи його врівноважування.

Несиметричність робочого колеса з одностороннім входом призводить до виникнення осьового зусилля, яке направлене в сторону протилежну потоку рідини при вході в робоче колесо, тобто в сторону всмоктування. Це зусилля переміщує робоче колесо разом з валом, і, якщо його не врівноважити, то колесо увійде в зіткнення з корпусом, що викличе його пошкодження. В крупних багатоступеневих відцентрових машинах осьове зусилля може досягати десятків тон. Розподіл осьових тисків на передню і задню поверхні робочого колеса показано на рис. 2.36.

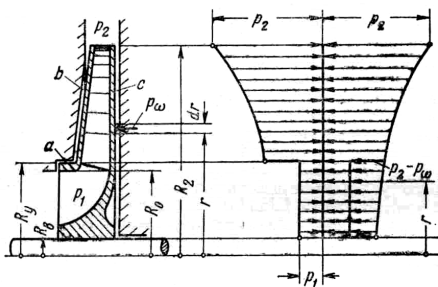


Рис. 2.36. Розподіл осьових тисків на зовнішні поверхні робочого колеса відцентрової машини.

радіуса R_2 .

Внаслідок наявності гідравлічного ущільнення при вході в робоче колесо на колі радіусом R_y зовнішній тиск на робоче колесо з переднього і

При нормальних зазорах в ущільненнях робочого колеса ($\delta = 0,2 \dots 0,4$ мм) протікання рідини малі і ними можна нехтувати. В цьому випадку вважають, що рідина в пазах внаслідок в'язкості обертається з кутовою швидкістю, яка дорівнює половині кутової швидкості робочого колеса $\omega_p = \omega/2$. Із-за обертання рідини тиск в пазах буде змінюватися за квадратичною параболою, досягаючи значення p_2 на периферії робочого колеса

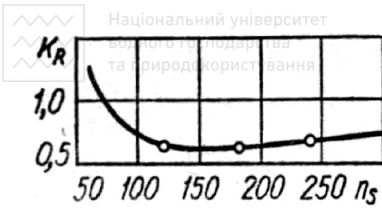


Рис. 2.37. Коефіцієнт осьового зусилля

заднього боку його врівноважується. В межах же від R_e до R_y тиски на робоче колесо не врівноважені, тому що з переднього боку діє тиск всмоктування p_1 , а з заднього – тиск p , який відповідає зниженому напору насоса за законом квадратичної параболи. Наближено величину осьової сили T_{oc} для консольних насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 60 \dots 300$ об/хв. визначають за

$$T_{oc} = k_R \rho g H \pi (R_y^2 - R_e^2), \quad (2.30)$$

де k_R – коефіцієнт осьового зусилля, який визначається за графіком, рис. 2.37; H – напір насоса, м; R_y – радіус кільця ущільнення, м; R_e – радіус втулки, м.

Для закритих коліс з прохідним валом осьове зусилля визначають за тією ж формулою, приймаючи $k_R = 0,6$ при $n_s < 60$ об/хв; і $k_R = 0,8$ при $n_s = 60 \dots 120$ об/хв.

Способи врівноваження осьового зусилля.

Майже повного врівноваження осьового зусилля можливо досягти за рахунок застосування двопотічних робочих коліс. В багатоступеневих насосах з робочими колесами одностороннього входу розвантаження осьового зусилля досягається за рахунок зустрічного (симетричного) розташування коліс, рис. 2.38а. В обох випадках через неоднаковість зазорів в ущільненнях або деякого зміщення коліс відносно центрального положення повного розвантаження добитися неможливо і неврівноважені сили при цьому сприймаються упорним підшипником. При зустрічному розташуванні робочих коліс ускладнюється конструкція насоса, збільшуються його габарити, наявність перевідних каналів (труб) призводить до збільшення втрат.

В насосах з робочими колесами одностороннього входу і звичайного їх розміщення (не зустрічного) на валу для врівноваження осьового зусилля використовують спеціальні розвантажувальні пристрої, до яких відносять:

1. Робоче колесо з двома ущільнюючими кільцями і отворами в задньому його диску, див. рис. 2.38б. В цьому випадку нижня камера за колесом ізолюється від верхньої. Рідина з нижньої камери відводиться у всмоктувальну порожнину. Такий спосіб врівноваження простий, але призводить до зростання об'ємних втрат і не дає повного врівноваження осьового зусилля.

2. Робоче колесо з ребрами (імперелерами) на зовнішній стороні диска, див. рис. 2.38в. Імперелер закручує рідину і, завдяки цьому, зменшується тиск в порожнині між колесом і корпусом. Цей спосіб дешевше і ефективніше першого. Одночасно імперелер знижує тиск перед кінцевим ущільненням і відганяє від нього тверді частинки.

3. Розвантажувальні барабани (поршні). На рис. 2.38г зображено такий пристрій, що складається з барабана і розвантажувальної камери. Розванта-

жувальний барабан жорстко закріплюють на валу. Він може бути виконаним окремо, або разом з робочим колесом. Камера 2 сполучається зі всмоктувальною порожниною насоса, таким чином рідина, яка потрапила через радіальний зазор a з області підвищеного тиску, відводиться у всмоктувальну порожнину.

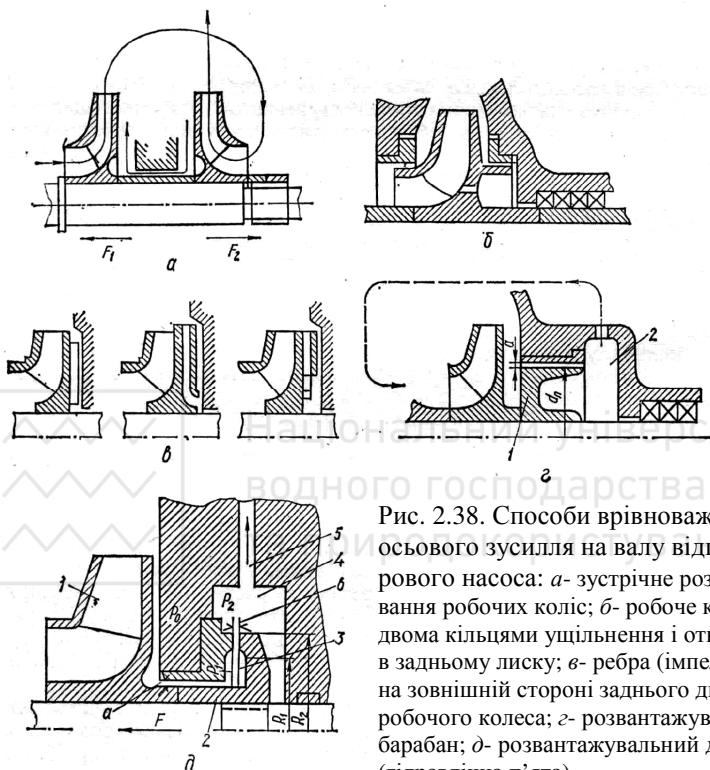


Рис. 2.38. Способи врівноваження осьового зусилля на валу відцентрового насоса: a - зустрічне розташування робочих коліс; b - робоче колесо з двома кільцями ущільнення і отворами в задньому диску; $в$ - ребра (імпелери) на зовнішній стороні заднього диску робочого колеса; $г$ - розвантажувальний барабан; $д$ - розвантажувальний диск (гідравлічна п'ята)

жнину.

Розрахунок розвантажувального пристрою зводиться до визначення діаметра барабана і тиску в камері за ним. Вказана система розвантажування добре працює на розрахункових режимах. При інших режимах змінюється протікання через зазор a , отже і тиск в камері 2.

4. Гідравлічна п'ята (диск) має властивість самостійно встановлюватися в робоче положення, рис. 2.38д. Дана система розвантаження має найбільше розповсюдження, особливо в багатоступеневих насосах. Розвантажувальний диск 2 встановлюється і жорстко закріплюється на валу за останньою ступінню насоса. Основою автоматичної системи врівноваження осьового зусилля є наявність двох щілин: з постійним радіальним зазором a , і зі змінним осьовим зазором b .



Рідина отримує можливість потрапляти з робочого колеса 1 через радіальний зазор a в камеру 3 через осьовий зазор b в камеру 4 і далі через отвір 5 уходить у всмоктувальну порожнину робочого колеса першого ступеню. Тиск в камерах 3 і 4 залежать від величини осьового зазору b . Циліндрична щілина з зазором a має постійний гідравлічний опір, опір же щілини з осьовим зазором b внаслідок його змін буде змінюватися. Осьовий зазор встановлюється автоматично за рахунок зміщення ротора таким чином, що різниця тисків по обидві сторони диска буде дорівнювати осьовому зусиллю на роторі.

Система розвантаження діє наступним чином. Нехай осьова сила $T_{oc} = F$ змістила ротор вліво (в сторону всмоктування) до граничного випадку, коли осьовий зазор b стає рівним нулю. Тоді тиск в камері 3 буде максимальним і рівним тиску рідини за робочим колесом p_o . На поверхню розвантажувального диска діє максимальна сила F' , яка напрямлена в зворотну сторону силі F . В другому граничному випадку, коли осьовий зазор b буде збільшено до максимального значення, майже весь перепад тиску $p_o - p_2$ дроселюється в циліндричній радіальній щілині a і тиск в камері 3 падає до тиску $p_1 = p_2$, а осьова сила, яка діє на розвантажувальний диск, падає до нуля. Збільшення осьового зусилля F призводить до зменшення осьового зазору b і зростанню протилежно напрямленої сили F' . Осьовий зазор b зменшується до тих пір, поки сила F' не досягне значення сили F , тобто до статичного врівноваження ротора. При зміні режиму роботи насоса може виникнути зменшення осьового зусилля F , тоді осьовий зазор b збільшиться на таку величину, при якій сила F' знизиться до значення зусилля F .

Таким чином, розвантажування осьового зусилля F здійснюється автоматично. Розрахунок такої системи зводиться до визначення розмірів диска, тисків p_1 , p_2 і розмірів радіального a і осьового b зазорів. Звичайно $a = 0,2...0,3$ мм; $b = 0,1...0,2$ м, причому мінімальна величина осьового зазору повинно бути $b_{min} = (0,001 \dots 0,0012) R_2$.

Позитивними якостями даної системи розвантажування будуть: автоматичність розвантажування осьового зусилля всіх ступенів насоса на різних режимах його роботи; завдяки дроселювання рідини в зазорах, спрощується конструкція кінцевого ущільнення вала, що особливо важливо для високонапірних насосів. До недоліків системи необхідно віднести появу додаткових механічних втрат, зв'язаних з дисковим тертям.

2.5. Переваги і недоліки відцентрових, осьових і напівосьових насосів

Позитивні якості відцентрових насосів:

- 1) Ці насоси забезпечують плавну і безперервну подачу рідини при високих значеннях к.к.д.
- 2) При досить простій конструкції забезпечується висока надійність і довговічність.



3) Конструкція відцентрового насоса дозволяє перекачувати забруднену рідину.

4) Просте з'єднання з електродвигуном за допомогою пружньо-пальцевої муфти забезпечує компактність агрегату і високий к.к.д.

Все це призвело до того, що відцентрові (і осьові) насоси є основним обладнанням на зрошувальних і осушувальних системах, системах водопостачання і водовідведення, обводнення пасовищ і т. д.

До недоліків відцентрових насосів необхідно віднести обмеженість їх використання в зоні малих подач і високих напорів, що пояснюється зниженням к.к.д при збільшенні кількості ступенів насоса; також деякі ускладнення, які виникають через необхідність заповнення рідиною (водою) насосів перед запуском у роботу.

У осьових насосів, в порівнянні з відцентровими, немає передніх дисків, тому немає і дискових втрат на гідравлічне тертя. В зв'язку з цим осьові насоси мають досить високий к.к.д $\eta = 0,85 \dots 0,9$.

Крім цього осьові насоси відрізняються спрощеною конструкцією, компактністю в плані, меншою масою, можливістю перекачування засмічених рідин. Подача осьового насоса регулюється у широких межах поворотом їх лопатей, при цьому к.к.д насоса залишається високим. Проте пристрій повороту лопатей ускладнює конструкцію насосів і збільшує їх вартість. Вказані переваги в більшій частині стосуються і напівосьових насосів.

До недоліків осьових і напівосьових насосів відноситься необхідність розміщення насоса під мінімальний рівень води з підпором не менше 1 м. Крім того, осьові насоси мають велику висоту, яка складає від осі робочого колеса насоса до верха колінчастого відводу (3,6...4) $D_{\text{рк}}$. Останнє потребує великої довжини вала і збільшує об'єм будівельних конструкцій.

Питання самоконтролю

1. Що включає насосна установка?
2. Які основні параметри насосів?
3. Що називається подачею насоса?
4. Як визначається геодезичний напір?
5. Що називається напором насоса?
6. Які існують залежності для визначення напору насоса?
7. Що називають кавітаційним запасом?
8. Як визначається кавітаційний запас?
9. Що називається потужністю насоса?
10. Як визначається потужність насоса?
11. Що називається к.к.д насоса?
12. Які втрати визначають к.к.д насоса?
13. З яких основних елементів складається горизонтальний відцентровий насос на стояку підшипникової опори?



14. В чому полягають переваги конструкції насосів двостороннього входу?

15. З яких основних елементів складається вертикальний відцентровий насос?

16. В чому переваги і недоліки багатоступінчастих відцентрових насосів?

17. Яке призначення і конструктивне виконання мають підводи відцентрових насосів?

18. Які типи робочих коліс використовують в насосах?

19. Яке призначення і конструктивне виконання мають відводи відцентрових насосів?

20. Які ущільнення робочих коліс використовують в відцентрових насосах?

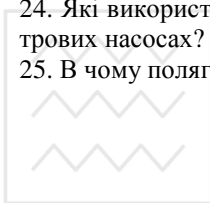
21. З чого складається і як працює сальникове ущільнення вала насоса?

22. Яка конструкція торцевого ущільнення вала насоса?

23. З якої причини виникає осьове зусилля на ротор відцентрового насоса?

24. Які використовують способи боротьби з осьовим зусиллям в відцентрових насосах?

25. В чому полягають переваги і недоліки лопатевих насосів?





3. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

3.1. Рух рідини у робочому колесі відцентрового насоса.

Рух рідини у робочому колесі відцентрового насоса досить складний (рис. 3.1).

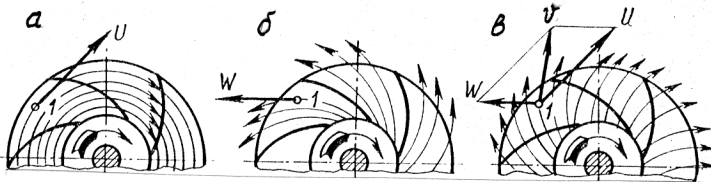


Рис. 3.1. Схема руху частинок рідини в колесі насоса:
а- переносний рух; б- відносний рух; в- абсолютний рух

Рідина підводиться до робочого колеса у осьовому напрямі з абсолютною швидкістю $\vec{v}_0$ і продовжує рухатись у міжлопатевому каналі, одночасно приймаючи участь у переносному і відносному рухах. На рис. 3.1 показано схему руху частинок рідини в одному з тому ж робочому колесі в деякий момент часу. Рух частинки 1, яка обертається разом з робочим колесом, характеризується вектором переносної швидкості $\vec{u}$, який напрямлений перпендикулярно радіусу (або по дотичній до кола обертання). Крім того, та ж частинка 1 переміщується вздовж лопаті робочого колеса і характеризується вектором відносної швидкості $\vec{w}$, який напрямлений по дотичній до лінії току (тобто, по дотичній до лопаті). Абсолютний рух характеризується вектором абсолютної швидкості $\vec{v}$, який дорівнює геометричній сумі векторів переносної і відносної швидкостей, тобто $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$. Таким чином, у будь-якій точці міжлопатєвого простору можливо побудувати трикутник (або паралелограм) швидкостей.

Для розгляду кінематики потоку при русі рідини в робочому колесі будуть трикутники швидкостей на вході 1 і виході 2 з робочого колеса (рис. 3.2), вважаючи, що при цьому у всіх точках перерізів на вході або на виході з робочого колеса трикутники швидкостей будуть однаковими.

На рис. 3.2 показані основні величини, які характеризують розміри робочого колеса, і трикутники швидкостей на вході 1 і виході 2: D_1, D_2 – діаметри на вході в канали і виході з них (діаметри входу і виходу); R_1, R_2 – радіуси входу і виходу; b_1, b_2 – ширина лопаті (каналу) на вході і виході; S_1, S_2 – товщина лопаті на вході і виході; w_1, w_2 – відповідні відносні швидкості; u_1, u_2 – переносні швидкості; v_1, v_2 – абсолютні швидкості; α_1, α_2 – кути між векторами абсолютних і переносних швидкостей; β_1, β_2 – кути між векторами відно-

сних і продовженнями векторів переносних швидкостей, v_{1u} , v_{2u} – проекції абсолютних швидкостей на напрям переносних швидкостей; v_{1r} , v_{2r} – проекції абсолютних швидкостей на напрям радіуса (меридіональні швидкості); z – кількість лопатей, l_1 , l_2 – плечі векторів абсолютних швидкостей відносно осі обертання робочого колеса.

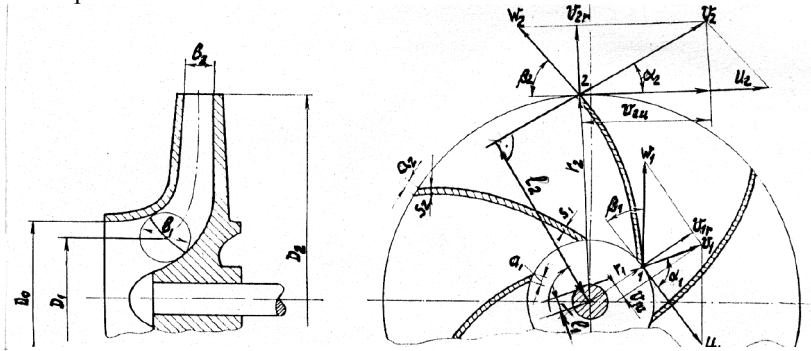


Рис. 3.2. Схема робочого колеса насоса і трикутники швидкостей

Площі перерізів на вході f_1 і виході f_2 робочого колеса являють собою циліндричні поверхні висотою відповідно b_1 і діаметром D_1 на вході та b_2 і D_2 – на виході.

Без урахування стиснення $f_1 = \pi D_1 b_1$; $f_2 = \pi D_2 b_2$; з урахуванням стиснення $f_1 = \pi D_1 b_1 - z a_1 b_1$; $f_2 = \pi D_2 b_2 - z a_2 b_2$. Якщо $a_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1}$ і $a_2 = \frac{S_2}{\sin \beta_2}$,

то $f_1 = b_1(\pi D_1 - z \frac{S_1}{\sin \beta_1})$; $f_2 = b_2(\pi D_2 - z \frac{S_2}{\sin \beta_2})$. Внесемо за дужки в цих

виразах відповідно πD_1 і πD_2 , після перетворення отримаємо

$$f_1 = \pi D_1 b_1 \psi_1; \quad (3.1) \quad f_2 = \pi D_2 b_2 \psi_2; \quad (3.2)$$

$$\text{де} \quad \psi_1 = 1 - \frac{z S_1}{\pi D_1 \sin \beta_1}; \quad (3.3) \quad \psi_2 = 1 - \frac{z S_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}; \quad (3.4)$$

ψ_1 , ψ_2 – коефіцієнти стиснення потоку, $\psi_1 = 0,75 \dots 0,83$, $\psi_2 = 0,9 \dots 0,95$.

Переносні швидкості визначаються за формулами:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = R_1 \omega, \quad (3.5)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = R_2 \omega, \quad (3.6)$$

де n – частота обертання робочого колеса, об/хв., ω – кутова частота обертання робочого колеса, с^{-1} , при чому

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}. \quad (3.7)$$



Радіальні складові абсолютних швидкостей можна визначити так:

$$v_{1r} = \frac{Q}{f_1} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1 \psi_1}; \quad (3.8)$$

$$v_{2r} = \frac{Q}{f_2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2}; \quad (3.9)$$

З трикутника швидкостей впливають такі корисні співвідношення (наприклад, для виходу з робочого колеса):

$$v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2; \quad (3.10) \quad v_{2r} = v_2 \sin \alpha_2; \quad (3.11)$$

З теореми косинусів

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2 u_2 v_2 \cos \alpha_2; \quad (3.12)$$

Переносна швидкість

$$u_2 = v_{2u} + v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2; \quad (3.13)$$

$$\frac{v_2}{u_2} = \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}. \quad (3.14)$$

Аналогічні рівняння справедливі і для входу в робоче колесо.

Відповідно, з рис. 3.2

$$l_2 = R_2 \cos \alpha_2; \quad (3.15)$$

$$l_1 = R_1 \cos \alpha_1; \quad (3.16)$$

Для діючих насосів $\beta_2 = 15...40^\circ$.

Для більшості насосів $\alpha_1 = 90^\circ$. Тоді $\cos \alpha_1 = 0$, $\sin \alpha_1 = 1$ і $v_{1u} = 0$, $v_{1r} = v_1$.

Для зменшення втрат напору при вході рідини на лопать треба обов'язково дотримуватись умови безударного входу, яка забезпечується збігом напрямку вхідного елемента лопаті з напрямком відносної швидкості w_1 .

Проте досліди показують, що невелике відхилення елемента лопаті від напрямку відносної швидкості не призводить до відриву потоку, і гідравлічні втрати на удар не відбуваються. Тому в сучасних насосах лопаті встановлюються під кутом β' більшим від кута лопаті β_1 на $3...8^\circ$ ($0,05...0,136$ рад). Різниця кутів $\beta_{am} = \beta' - \beta_1$ називається кутом атаки. Кут β_1 визначають з трикутника швидкостей при розрахунковому режимі роботи насоса.

Внаслідок збільшення кута порівняно з розрахунковим збільшується площа проходу між лопатями і зменшується швидкість, що призводить до зменшення втрат енергії в самому робочому колесі.

Вхідна кромка лопаті повинна бути заокруглена. Це робить лопать менш чутливою до відхилень напрямку відносної швидкості, які спостерігаються при зміні подачі насоса.

Поліпшення умов обтікання вхідної кромки зменшує втрати напору при вході рідини на лопать і підвищує к.к.д насоса.

3.2. Основне рівняння лопатевих насосів.

Для виведення основного рівняння напору насоса Л. Ейлером було зроблено такі припущення:

- робоче колесо має нескінченну кількість дуже тонких лопатей;
- рідина ідеальна, тобто рухається без втрат напору.



Основне рівняння насоса зв'язує геометричні та кінематичні характеристики робочого колеса з напором насоса. Якщо визначати енергію, що в цих умовах передається насосом одиниці ваги рідини, то вона дорівнюватиме теоретичному напору H_T насоса.

Рівняння напору лопатевих насосів виводиться на основі рівняння моментів кількості руху, яке формулюється так:

Зміна моменту кількості руху маси рідини, що протікає за 1 с при переході від одного перерізу (1-1) до іншого (2-2), дорівнює моменту зовнішніх сил між цими перерізами, тобто дорівнює крутячому моменту $M_{кр}$.

У лопатевому насосі зовнішні сили прикладаються до потоку дією лопатей робочого колеса з крутячим моментом $M_{кр}$, що передається від двигуна.

Відомо, що кількість руху – це добуток маси на швидкість mv . Момент кількості руху потоку на радіусі R_1 на вході в робоче колесо (переріз 1-1) дорівнює:

$$M_1 = \rho Q v_1 l_1 \quad (3.17)$$

Момент кількості руху потоку на радіусі R_2 на виході з колеса (переріз 2-2) дорівнює:

$$M_2 = \rho Q v_2 l_2 \quad (3.18)$$

де ρ – густина рідини.

Позначимо момент зовнішніх сил $M = M_{кр}$, тоді

$$M = M_2 - M_1 = \rho Q (v_2 l_2 - v_1 l_1), \quad (3.19)$$

або

$$M = \rho Q (v_2 R_2 \cos \alpha_2 - v_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (3.20)$$

Помножимо обидві частини рівняння на кутову швидкість ω тоді

$$M\omega = \rho Q (\omega v_2 R_2 \cos \alpha_2 - \omega v_1 R_1 \cos \alpha_1); \quad (3.21)$$

$M\omega$ – являє собою потужність, яка необхідна для передачі енергії рідині, тобто

$$M\omega = N = \rho g Q H_T; \quad (3.22)$$

Враховуючи (3.5), (3.6) отримаємо

$$\rho g Q H_T = \rho Q (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1). \quad (3.23)$$

Звідси, теоретичний напір

$$H_T = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (3.24)$$

Це і є формула Л. Ейлера, яку він вивів вперше. Якщо $\alpha_1 = 90^\circ$, то $\cos \alpha_1 = 0$

$$H_T = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 v_{2u}}{g}. \quad (3.25)$$

Дійсний напір, який створюється насосом, менший від теоретичного. Пояснюється це тим, що частина напору витрачається на подолання гідрравлічних опорів всередині насоса. Ці втрати враховуються введенням гідрравлічного к.к.д η_h . Крім того, при скороченні кількості лопатей (що має місце на практиці) не всі частинки рідини, взяті між сусідніми лопатями, рухаються по

однакових траєкторіях, внаслідок чого трикутники швидкостей на виході з колеса для різних струминок неоднакові. Для врахування скінченної кількості лопатей з вводять у формулу напору поправочний коефіцієнт $k < 1$. Тоді рівняння напору набере вигляду

$$H = \eta_e k \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}; \quad (3.26)$$

За формулою Пфлейдерера

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{z \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]}}, \quad (3.27)$$

де за формулою А. А. Ломакина

$$\varphi = 0,6(1 + \sin \beta_2) \quad (3.28)$$

Величина η_e коливається в межах 0,80...0,95, а значення коефіцієнта k може змінюватися в межах 0,75...0,95.

З основного рівняння видно, що H_T пропорційний v_{2u} . З рівняння (3.13) $v_{2u} = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$, тому при збільшенні β_2 тангенціальна складова абсолютної швидкості v_{2u} зростає. Здавалося б, що вигідно робити насоси з лопатями, які загнуті наперед. Проте на практиці робочі колеса відцентрових насосів роблять з лопатями, які загнуті назад. Такі конструкції коліс дозволяють вже в самому насосі більшу частину енергії отримувати у вигляді тиску, а меншу у вигляді швидкісного напору. Загнуті наперед лопаті використовують у вентиляторях.

Розглянемо рух рідини у проточному тракті осьового насоса і відзначимо такі його особливості.

а) Швидкості потоку рідини в поперечних перерізах перед лопатями робочого колеса і після випрямного апарату – розподілені рівномірно, а напрям їх співпадає з напрямом осі насоса.

б) В межах робочого колеса і випрямного апарату кожен струмінь рідини рухається по поверхні циліндра, віссю якого є вісь насоса.

в) Рух рідини вздовж радіусів будь-якого перерізу робочого колеса або випрямного апарату – відсутній.

г) Випрямний апарат перетворює обертальний рух рідини (закрутку потоку) знову у поступальний рух і далі рідина рухається поступально паралельно осі насоса.

Розрахункова схема потоку і робочого колеса наведена на рис. 3.3.

Враховуючи особливості осьового насоса,

$$D_2 = D_{pk}; \quad R_1 = R_2 = R; \quad u_1 = u_2 = u = \pi D_2 n / 60; \\ v_1 = v_2 = v_2 \sin \alpha_2 = Q_T / [\pi (D_{pk}^2 - D_{em}^2) / 4] = v_{сер}. \quad (3.29)$$

Звідси



$$v_2 = v_{2r} / \sin \alpha_2; \quad (3.30)$$

$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2; \quad (3.31)$$

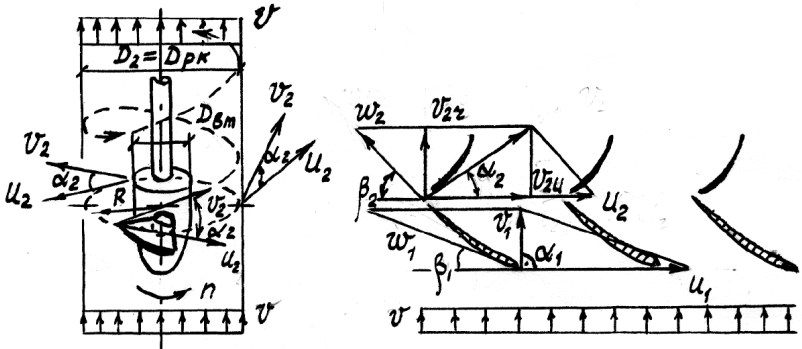


Рис. 3.3. Розрахункова схема осевого насоса і решітка профілей лопатей

Тоді стає відомим

$$H_T = (u_2 v_{2u}) / g; \quad (3.32) \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = v_{2r} / (u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (3.33)$$

Це дає струминна теорія.

Проте струминна теорія, яка не розглядає рух рідини в межах робочого колеса, не забезпечує раціональні способи розрахунку лопатевої системи робочих коліс. Тому з'явилась вихрова теорія, яку розробив М.Е.Жуковский.

Ця теорія базується на уяві про механізм силової взаємодії потоку рідини з тілом, яке потік оточує. Тобто базою вихрової теорії є процес оббігання потоком рідини лопаті робочого колеса. В окремих циліндричних перерізах вони мають форму крила і складають решітку профілів, (див. рис 3.3).

Середня лінія профілю, яка поділяє його на половину по всій довжині називається *хребтом*, рис. 3.4.

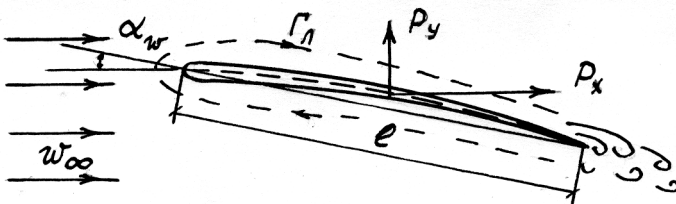


Рис. 3.4. Профіль циліндричного перерізу лопаті робочого колеса осевого насоса



Пряма лінія, яка з'єднує кінці хребта називається *хордою профілю* і має довжину l , а кут між напрямом швидкості потоку рідини перед лопаттю w_∞ і хордою називається *кутом атаки* α_w .

При оббіганні рідиною профілю на його поверхні утворюються сильно завихрений пограничний шар і вихорі зриваються з вихідної кромки лопаті. Навкруги профілю утворюється циркуляція Γ_d , яка дорівнює циркуляції вихрового сліду. Значення Γ_d визначається формулою

$$\Gamma_d = k w_\infty l \alpha_w \quad (3.34)$$

де k - постійна, яка залежить від форми профілю лопаті.

За рахунок циркуляції швидкості сумарна швидкість під профілем менша, а над профілем більша ніж w_∞ , тому знизу тиск на лопать більший ніж зверху, що забезпечує *підйомну силу* P_y . Цю силу P_y та силу лобового опору P_x при різних кутах атаки α_w , визначають при дослідіах в аеродинамічних трубах. Результати дослідів представляють у вигляді графіків залежності відповідних коефіцієнтів від кута атаки α_w .

$$C_x = f(\alpha_w);$$

$$C_y = f(\alpha_w).$$

Значення сил знаходять за формулами

$$P_x = C_x \rho (w_\infty^2 / 2) l b \quad (3.35)$$

$$P_y = C_y \rho (w_\infty^2 / 2) l b. \quad (3.36)$$

де ρ - густина рідини, кг/м^3 ; b - довжина крила (профілю) в напрямі проти рисунку - для осевого насоса $b = (D_{pk} - D_{em})/2$, м; l - довжина хорди профілю, м.

Найбільш ефективні режими роботи профілю (з найбільшим гідравлічним к.к.д) при $C_x / C_y = (C_x / C_y)_{min}$. Цим режимам відповідають найчастіше кути атаки $\alpha_w = 2 \dots 4^\circ$.

Інтенсивність вихрового (гвинтового) руху у потоці рідини визначається *циркуляцією швидкості* Γ , яка є роботою вектора швидкості

$$\Gamma = \oint \vec{v} \cos(\vec{v} \angle \vec{ds}) ds = \oint \vec{v} \cos \alpha ds \quad (3.37)$$

де v - швидкість потоку у даній точці, α - кут між напрямом вектора швидкості і дотичною до контуру у даній точці, ds - елементарний відрізок контуру.

Розглянемо замкнутий контур радіуса $R_2 = D_2/2 = D_{pk}/2$, тоді на виході з робочого колеса

$$\Gamma_2 = \oint v_2 \cos \alpha_2 ds \quad (3.38)$$

Для даної схеми, див. рис. 3.3, у будь-якій точці контуру

$$v_2 = const;$$

$$\alpha_2 = const.$$



$$\Gamma_2 = v_2 \cos \alpha_2 \oint ds = 2\pi R_2 v_2 \cos \alpha_2 . \quad (3.39)$$

Звідси

$$v_2 \cos \alpha_2 = \Gamma_2 / (2\pi R_2) ; \quad (3.40)$$

Аналогічно для входу на робоче колесо

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 v_1 \cos \alpha_1 ; \quad (3.41)$$

$$v_1 \cos \alpha_1 = \Gamma_1 / (2\pi R_1) . \quad (3.42)$$

Враховуючи, що $R_1 = R_2 = R$, та $u_1 = u_2 = u$ і підставляючи ці вирази в формулу Л.Ейлера, одержимо

$$H_T = (u_2 \Gamma_2 - u_1 \Gamma_1) / (2\pi R g) = u (\Gamma_2 - \Gamma_1) / 2\pi R g ;$$

Використавши заміну $u = 2\pi R n / 60$, дістанемо

$$H_T = (\Gamma_2 - \Gamma_1) n / (60 g) \quad (3.43)$$

При $\alpha_2 = 90^\circ$

$$H_T = \Gamma_2 n / (60 g) . \quad (3.44)$$

Різниця циркуляцій $(\Gamma_2 - \Gamma_1)$ створюється за рахунок циркуляції навколо лопатей робочого колеса, тому $\Gamma_2 - \Gamma_1 = z_n \Gamma_n$ і

$$H_T = (\Gamma_2 - \Gamma_1) n / (60 g) = n z_n \Gamma_n / (60 g) . \quad (3.45)$$

Повертаючи усі лопаті одночасно, можливо збільшити, або зменшити кут атаки α_w і відповідно змінити циркуляцію навколо лопаті, а, отже, і характеристику насоса.

3.3. Характеристики лопатевих насосів.

3.3.1. Теоретична напірна характеристична лінія насоса.

Залежності напору H , потужності N , коефіцієнта корисної дії η , допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{дон}}$ від подачі Q насоса при заданому діаметрі робочого колеса $D_{\text{рк}}$ і постійній частоті обертання n називається **характеристикою насоса**. Характеристика насоса складається з характеристичних ліній.

Скорочено робочі характеристичні лінії насоса запишемо так:

$H=f(Q)$ – напірна; $N=f(Q)$ – потужності; $\eta=f(Q)$ – к.к.д; $\Delta h_{\text{дон}}=f(Q)$ – кавітаційна;

Розглянемо шлях отримання теоретичної напірної характеристичної лінії відцентрового насоса. Пригадаємо рівняння Л. Ейлера при $\alpha_1=90^\circ$

$$H_T = \frac{u^2 v_{2u}}{g} . \quad (3.46)$$

За рівнянням (3.6) $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \text{const}$, - постійна швидкість переносного руху.

Знайдемо v_{2u} з рівняння (3.13):



$$v_{2u} = u_2 - v_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

тоді за залежністю (3.9)

$$v_{2u} = u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.47)$$

Після підстановки в (3.29)

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q \operatorname{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2 \psi_2}; \quad (3.48)$$

або

$$H_T = A - B Q, \quad (3.49)$$

де

$$A = \frac{u_2^2}{g}, \quad (3.50)$$

$$B = \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2 \psi_2}. \quad (3.51)$$

Таким чином, теоретична напірна характеристична лінія насоса – це пряма лінія, яка має похил в залежності від значення коефіцієнта B .

При $\beta_2 < 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ – характеристична лінія знижується;

при $\beta_2 = 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ – характеристична лінія горизонтальна;

при $\beta_2 > 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ – характеристична лінія зростає, рис. 3.5.

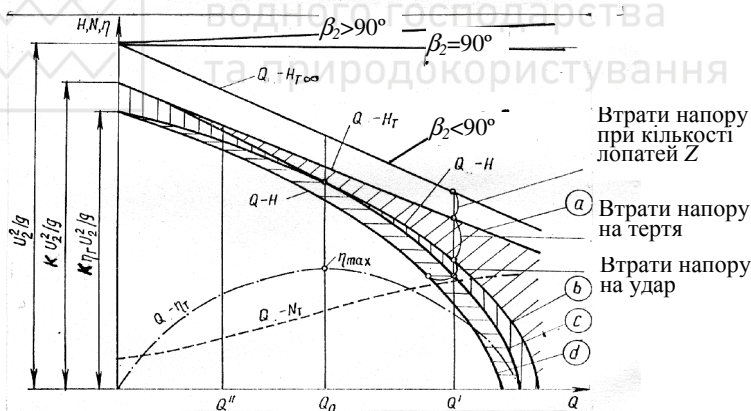


Рис. 3.5. Теоретична напірна характеристична лінія насоса

Кількість лопатей враховує коефіцієнт $k = 0,75 \dots 0,95$ (лінія a). Втрати напіру в міжлопатевих каналах враховує коефіцієнт корисної дії η_g (крива b). Втрати напіру на удар визначаються залежністю $h_{y0} = k_2 (Q_{opt} - Q)^2$, де k_2 – коефіцієнт, що враховує втрати напіру на удар (крива c); $Q_{вирт}$ – витрата зворотного витікання рідини (крива d).

При $Q = 0$, $H_T = A = u_2^2 / g$. При $H_T = 0$, $Q = A / B$.



Висновок. Теоретично отримати напірну характеристичну лінію насоса з достатньою точністю неможливо через невизначеність коефіцієнтів гідравлічних залежностей, тому проводять параметричні дослідження.

3.3.2. Експериментальна характеристика насоса. Параметричні дослідження насосів.

Виготовлені на заводі насоси підлягають заводським дослідженням за ГОСТ 6134-71. При дослідженні визначаються гарантовані заводом параметри: подача Q , напір H , потужність N і к.к.д η при постійній частоті обертання n і діаметрі робочого колеса D_{pk} .

Дослідження виконують на спеціальних стендах, рис. 3.6

Вимірювання параметрів здійснюється за допомогою таких приладів і пристроїв:



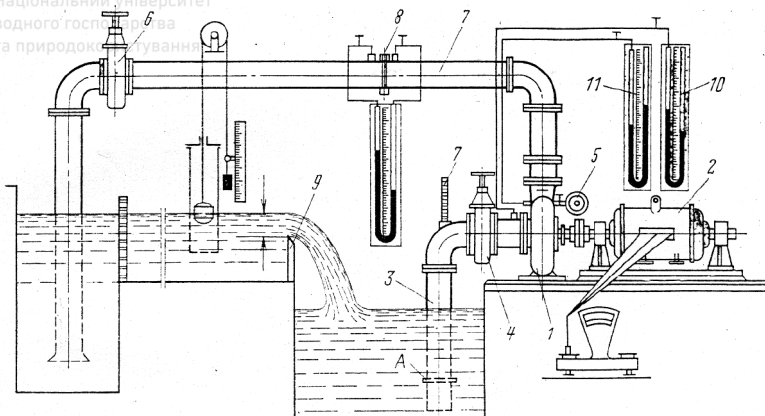


Рис. 3.6. Схема установки для параметричних досліджень насоса:
1- насос; 2- мотор-ваги; 3- всмоктувальний трубопровід; 4,6- засувки; 5- ма-
новакуумметр; 7- термометр; 8- дифманометр; 9- мірний водозлив; 10,11-
ртутні манометри

подача: 1) пристрої, які звужують потік рідини (діафрагми, труби та сопла Вентурі); 2) водозливи; 3) мірні баки (об'єм, час); 4) індукційні або ультразвукові витратоміри; 5) виміри швидкостей у різних точках живого перерізу (вертушки, датчики, трубки Піто і т. д.).

перепад тиску: ртутним дифманометром, двома зразковими манометрами.

напір: за показами пружинних зразкових манометрів, вакуумметрів, ртутних вакуумметрів або дифманометрів.

потужність: вимір крутячого моменту за допомогою мотор-ваги або ватметра з коригуванням к.к.д.

Послідовність досліджень. Для кожної подачі Q , яку визначають за мірною діафрагмою за перепадом Δh ($Q=c\sqrt{\Delta h}$), знаходять напір

$$H=V+M+z+\frac{v_2^2-v_1^2}{2g}, \text{ (м). Частота обертання вала насоса } n \text{ вимірюється та-}$$

хометром. Крутячий момент $M_{кр}=Gr$, де G – вага, r – плече. Тоді потужність насоса $N= M_{кр} \omega$, причому $\omega=\frac{2\pi n}{60}$. Корисна потужність $N_u=\rho g QH$; коефіціє-

єнт корисної дії $\eta=\frac{N_u}{N}$. Значення Q , H , N , η визначають не менш як для

12...15 режимів роботи насоса. Будують графіки $H=f(Q)$; $N=f(Q)$; $\eta=f(Q)$.

Традиційно, робоча характеристика насоса виглядає так, як показано на рис. 3.7.

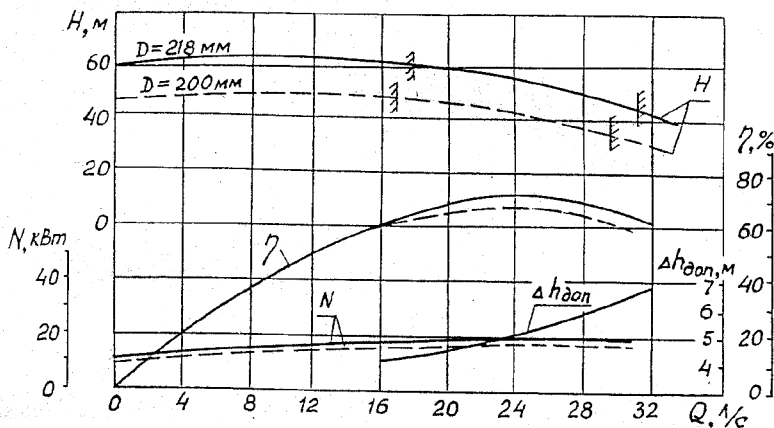


Рис. 3.7. Робоча характеристика відцентрового насоса

К 90/55, $n = 2900$ об/хв

Типи напірних характеристичних ліній відцентрових насосів.

Режим роботи насоса з максимальним к.к.д. η_{opt} називають **оптимальним**. Цьому режиму відповідають оптимальні значення подачі Q_{opt} , напіру H_{opt} , потужності P_{opt} .

Напірні характеристичні лінії відцентрових насосів можуть бути трьох типів:

$$1) \text{ стабільні: а) повільноспадаючі } k = \frac{H_o - H_{opt}}{H_{opt}} \cdot 100\% \leq 12\%;$$

б) крутоспадаючі $k > 12\%$;

де H_o – напір насоса у разі нульової подачі $Q=0$.

2) нестабільні - з максимальним напором H_{max} при $Q \neq 0$.

Насоси з повільноспадаючими напірними характеристичними лініями мають здібність до саморегулювання, тобто, дозволяють підтримувати майже постійний напір при широкому діапазоні зміни подачі. Такі насоси використовують на насосних станціях підкачки, які працюють на закриту зрошувальну мережу (33М).

Насоси з крутоспадаючими напірними характеристичними лініями знаходять використання на головних НС і НС 1-го підйому, коли при значних коливаннях рівнів води у джерелі водозабору необхідно забезпечити відносно постійну подачу насоса.

Таблиця 3.1. - Допустимі похибки вимірювань, %.

Параметри	Малі і середні насоси	Великі насоси	Виробничі дослідження
Подача Q	2,0	1,6	2,5
Напір H	1,0	1,0	1,0
Потужність P	1,6	1,0	2,0
Частота обертання n	0,2	0,2	0,5
К.к.д. η	2,5	2,0	3,2

Примітка. Для моторної ваги $\varepsilon_{дон}=0,5\%$.

3.3.3. Аналітичні залежності для характеристичних ліній насоса.

Якщо режими роботи насосів необхідно встановлювати неодноразово, то знаходять аналітичні залежності для характеристичних ліній насоса і використовують ЕОМ.

В межах рекомендованої зони роботи насоса напірна характеристична лінія має такий вигляд:

$$H = H_{\phi} - S_{\phi} Q_{\phi}^2; \quad (3.52)$$

де H – напір; H_{ϕ} , S_{ϕ} – фіктивний напір (м) і фіктивний опір насоса ($\text{с}^2/\text{м}^6$) або ($\text{с}^2/\text{л}^2$). Коефіцієнти H_{ϕ} , S_{ϕ} знаходять за двома точками “а” і “є”, які розташовані у першій і останній чвертях рекомендованої зони роботи насоса. Для точок “а” і “є” складають два рівняння, знявши з графічної характеристичної лінії координати точок Q_a , H_a ; Q_e , H_e .

$$H_a = H_{\phi} - S_{\phi} Q_a^2;$$

$$H_e = H_{\phi} - S_{\phi} Q_e^2;$$

Тоді

$$H_a - H_e = S_{\phi}(Q_e^2 - Q_a^2), \quad \text{звідси}$$

$$S_{\phi} = \frac{H_a - H_e}{Q_e^2 - Q_a^2}; \quad (3.53)$$

$$H_{\phi} = H_a + S_{\phi} Q_a^2. \quad (3.54)$$

Для к.к.д аналітична залежність для характеристичної лінії має вигляд:

$$\eta = BQ - A Q^2. \quad (3.55)$$

Для характеристичної лінії допустимого кавітаційного запасу

$$\Delta h_{дон} = EQ^2 + FQ + C; \quad (3.56)$$

Існують більш складні апроксимації характеристичних ліній насосів в вигляді трьохчленних парабол, які отримують як результат обробки експериментальних кривих [8].

Питання до самоконтролю

1. Яка схема руху рідини в робочому колесі відцентрового насоса?
2. Як будуються паралелограми швидкостей на лопаті робочого колеса відцентрового насоса?



Національний університет

водного господарства та природокористування

3. Яка теорема покладена в основу виводу основного рівняння лопатевих насосів?
4. Як виглядає основне рівняння лопатевих насосів?
5. В чому полягає спрощена теорія осьових насосів?
6. Як зв'язаний теоретичний напір насоса з циркуляцією швидкості?
7. Як визначається необхідний кут розвороту лопатей робочого колеса осьового насоса?
8. Від чого залежить вигляд напірної характеристичної лінії відцентрового насоса?
9. Яка послідовність проведення параметричних досліджень насоса?
10. З яких характеристичних ліній складається робоча характеристика насоса?
11. Які параметри насоса належать до оптимальних?
12. Що таке робоча зона насоса?
13. Який вигляд мають аналітичні характеристики насоса?



Національний університет
водного господарства
та природокористування



4.1 Кавітація і її особливості.

4.1.1 Висотне розміщення насоса.

Розглянемо варіанти розміщення насоса відносно мінімального рівня води в джерелі водозабору, рис. 4.1.

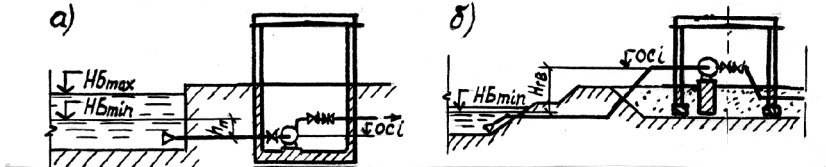


Рис. 4.1. Схеми висотного розміщення насоса:

а) камерний тип будівлі НС – від’ємна висота всмоктування, $H_{zv} < 0$; б) наземний тип будівлі – позитивна висота всмоктування, $H_{zv} > 0$

1-ий варіант. Розташування насоса “під залив”, $H_{ГВ} < 0$, тобто з від’ємною висотою всмоктування в насосних станціях камерного типу. Підпір насоса $h_n = -H_{ГВ}$. Цей варіант зручний для експлуатації, тому що знімає питання заповнення насосів водою – нема необхідності встановлювати вакуумну систему, але у цьому варіанті значна вартість будівельної частини насосної станції

2-ий варіант Розташування насоса з позитивною висотою всмоктування $H_{ГВ} > 0$. Тут виникає необхідність заповнення насосів водою за допомогою спеціальної вакуумної системи. Проте в цьому варіанті простіша і дешева будівля насосної станції, через те що відсутня підземна частина у вигляді герметичної залізобетонної камери.

Таким чином, другий варіант має переваги, тому що більш дешевий, але його застосування повинно бути обґрунтовано всмоктувальною здатністю насоса.

Як високо можливо піднімати насос над рівнем води.? Чи можливо підняти його на 5, 10, 15 м? Чим обмежується висотне положення насоса, тобто величина $H_{ГВ} = \downarrow \text{osci} - \downarrow \text{HБ}_{\text{min}}$?

З’ясуємо, що таке статичний розрив рідини, а саме розрив суцільності рідини при відсутності швидкості її руху, $v = 0$. Уявимо собі насос, як закритий п’єзометр, рис. 4.2. На поверхню води, над якій встановлені п’єзометри, діє атмосферний тиск p_{amb} , який відповідає напору $H_{\text{amb}} = p_{\text{amb}} / \rho g = 10$ м.вод.ст., тому розрив суцільності води і поява над рівнем води в п’єзометрі парогазової суміші виникає при висоті п’єзометра більше 10 м. В загальному випадку розрив суцільності рідини відповідає критичному вакууму, який визначається за формулою

$$H_{\text{вак.кр}} = 9,94 - \nabla z / 900 - p_v / \rho g, \quad (4.1)$$



Рис. 4.2. Схеми заповнення водою закритих пезометрів

Кавітація – це процес порушення суцільності рідини, який виникає у тих місцях потоку, де зниження тиску досягає критичного значення при даній температурі.

Порушення суцільності потоку – це *холодне кипіння рідини*. Пароутворення забирає тепло, тому виникає запізнення і тиск стає дещо меншим критичного. Процес кавітації супроводжується виникненням великої кількості бульбашок (порожнин, каверн), які заповнені паро-газовою сумішшю. Якщо ці бульбашки знаходяться у зоні вакууму, то вони зростають і перетворюються у великі порожнини – каверни. Якщо бульбашки виносяться потоком у зони тиску, який більше критичного, то вони руйнуються – колапсують у зв'язку з конденсацією пари і розчиненням газів. При цьому утворюються мікрогідродари, які руйнують матеріал стінок лопатей і камери гідромашини.

Таким чином, процес виникнення, переміщення та руйнування паро-газових порожнин у рідині називається кавітацією.

Кавітація змінює характер руху рідини, обумовлює додаткові втрати енергії, створює вібрацію, шум, ерозію (руйнування) матеріалу.

Причини виникнення кавітації в гідромашинах:

1. Збільшення відносної швидкості рідини у робочому колесі (РК),
2. Утворення вихорів та відриву потоку від стінок РК (відомо, що у центрі вихору теоретично швидкість зростає до нескінченності, а тиск падає до нуля),
3. Збільшення висоти всмоктування (наприклад, при зниженні $\downarrow H_B$),
4. Зниження барометричного тиску,
5. Підвищення температури перекачуваної рідини,
6. Наявність незадовільних умов входу рідини на лопать РК, невдала конструкція лопаті,
7. Перетікання рідини крізь щілини, обтікання виступів шорсткості,
8. Додаткові втрати напору у всмоктувальній трубі (наприклад, попадання в трубу сторонніх речей).

Що відбувається при сильному розвитку кавітації?

Насос знижує подачу, напір, к.к.д і, в решті решт, зриває режим роботи. Тому експлуатація гідромашин при розвинутій кавітації заборонена.

де ∇z - відмітка поверхні землі над рівнем океану, м; p_v - тиск насиченої пари рідини, $p_v/\rho g = 0,23$ м при температурі $t = 20^\circ \text{C}$

4.1.2 Визначення поняття кавітації.

З'ясуємо вплив швидкості потоку на розрив суцільності рідини. Для цього введемо поняття кавітації.

Кавітація - складний комплекс явищ: тут присутні динаміка поверхні розділу рідини-газ, фазові перетворення, дифузія, турбулентність і ін.

В теперішній час кавітацію вивчають експериментально. Чисельні дослідження показують, що явище кавітації обумовлюють такі фактори:

1. Опір рідини напруженням розтягу (об'ємна міцність рідини),
2. Вміст розчинених газів у рідині і, так званих, *ядер кавітації*, тобто субмікроскопічних газових порожнин розміром від 0,1 до 10 мкм (мікрометрів, 1 мкм = $1 \cdot 10^{-6}$ м), тобто від 1/1000 до 1/100 мм.
3. Деякі фізичні і термодинамічні властивості рідини – поверхневий натяг σ , тиск насиченої пари рідини p_v , в'язкість ν і ін.).
4. Час проходження рідини крізь зону пониженого тиску.

4.1.3 Опір рідини зусиллям розтягу (об'ємна міцність рідини).

Об'ємну міцність рідини вперше досліджував Берто у 1850 р. термічним методом. Осборн Рейнольдс (1878 р.) дослідив її відцентровим способом.

Дослід полягав у наступному. Оберталася U-подібна капілярна трубка з рідиною, рис. 4.3.

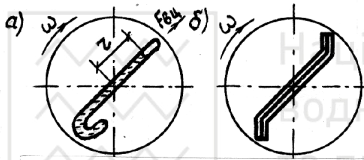


Рис.4.3. Дослідження об'ємної міцності рідини при обертанні: а)- U- подібного капіляра; б)- Z- подібного капіляра

Розрив рідини фіксувався при кутовій швидкості ω . Це давало можливість визначити об'ємну міцність рідини за формулою

$$Z = p_{amb} - 0,5\rho\omega^2 r^2, \quad (4.2)$$

де ρ - густина рідини, ω - кутова швидкість обертання у момент розриву рідини, r - відстань від центру обертання до вільної поверхні рідини в капілярі. Сучасний метод ще більш спрощений, рис.4.3. Обертують z-подібний капіляр. Викид рі-

дини фіксують електричним пристроєм.

В дослідях одержано максимальне значення об'ємної міцності $Z=280$ кг/см² =28 МПа. З точки зору теорії розрив рідини в усьому об'ємі одночасно повинен наступати при $Z=1500$ МПа. Фактично ж розрив рідини відбувається не в усьому об'ємі, а у найбільш слабкому місці. Наявність хоча б однієї бульбашки газу у рідині змінює увесь хід розриву рідини.

Розглянемо рівновагу шарової бульбашки, яка вміщена в рідину з гідростатичним тиском p і має внутрішній тиск газу p_g і пари p_n рис. 4.4. Якщо замінити нижню частину бульбашки силами поверхневого натягу з коефіцієнтом σ , то умова рівноваги бульбашки, як рівність нулю суми проєкцій всіх діючих сил на вертикальну вісь Y, буде мати такий вигляд:

$$(p_g + p_n) \pi R^2 - p \pi R^2 - \sigma 2\pi R = 0,$$

де R — радіус бульбашки. Звідси

$$p_g + p_n = p + 2\sigma/R \quad (4.3)$$



Рис. 4.4. Схема рівноваги кавітаційної бульбашки

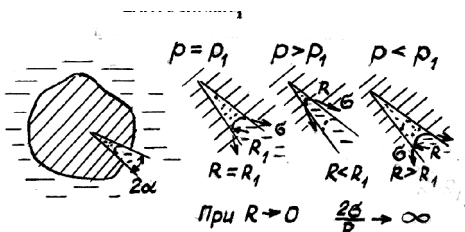


Рис. 4.5. Схема утворення ядер кавітації

Висновок. Тиск у середині бульбашки завжди більший від гідростатичного тиску на величину $2\sigma/R$. Чим менше радіус R , тим більша різниця тисків. Це положення справедливе навіть при повній конденсації пари в бульбашці.

Як же можуть існувати маленькі бульбашки з діаметром $d = 10^{-8}$ м? Вони мають миттєво розчинитися в навколишній рідині.

4.1.4 Вміст нерозчиненого газу в рідині. Ядра кавітації.

Стежити за ядрами кавітації важко через їх малий розмір. Відносно ядер кавітації є декілька гіпотез. Остання і найбільш поширена – гіпотеза Е.Гарвея.

Ядром кавітації – є нерозчинений газ, який вміщений у мікроскопічній щілині незмочуваної твердої частинки.

У зв'язку з тим, що щілина незмочувана, дія поверхневого натягу не збільшує, а зменшує тиск газу над вільною поверхнею рідини. Розглянемо модель ядра кавітації, рис 4.5. Для наведеної схеми, умова рівноваги вільної поверхні рідини в щілині набуває такого вигляду

$$p_r = p - 2\sigma/R \quad (4.4)$$

При зростанні тиску рідини p складова поверхневого натягу $2\sigma/R$ перешкоджає повному розчиненню газу, тому що при малих радіусах настає рівновага. Навпаки, при зменшенні тиску вільна поверхня рідини переміщується до границі твердої частинки, бульбашка зростає, виходить з щілини і перетворюється в кулеподібну.

4.1.5 Руйнування кавітаційних бульбашок.

При руйнуванні бульбашок місцевий тиск зростає до декількох сот мегапаскаль. Швидкісна кінозйомка показала, що це не миттєвий а багаторазовий згасаючий процес руйнування і наступного зростання бульбашки, рис. 4.6.

При руйнуванні кавітаційної бульбашки поблизу твердої стінки віникають такі явища: 1) частина енергії переходить у сферичну хвилю, яка розходить у всі боки., при цьому тиск зростає до 1000 МПа, а руйнування поверхні буде тоді, коли відстань до неї буде менше радіуса бульбашки $l < R_{max}$; 2) в матеріалі стінки утворюється зона пластичних деформацій, зона стиску і зона розтягу.

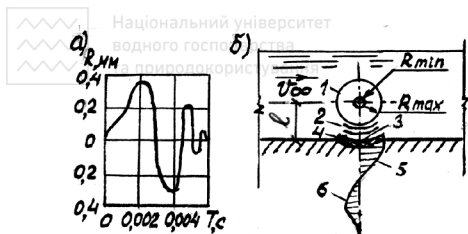


Рис. 4.6. Схема руйнування каві-

таційної бульбашки поблизу твер-
дої стінки

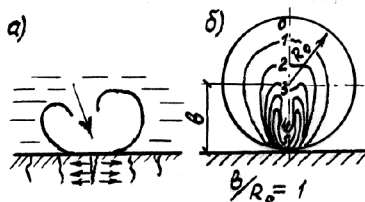


Рис.4.7. Схема руйнування каві-

таційної бульбашки на твердій поверх-
ні: М.Корнфельд, 1951 р., Лаутерборн,
1974 р.

Руйнування бульбашки безпосередньо на твердій поверхні за даними М. Корнфельда (1951 р.) проходить як притискання і руйнування форми оболонки бульбашки, рис. 4.7. При цьому створюється мікрорструмінь з великою швидкістю $v = 130$ м/с, а тиск на поверхні зростає до 200 МПа. Якщо у поверхні існують мікросілінки, то підвищений тиск спрацьовує як клин, розхи-тує і вигризав цілі об'єми речовини, що супроводжується виникненням великих тангенціальних сил і порушень. Кінозйомка кавітаційних процесів (Лаутерборн, 1974 р.) підтвердила цю картину, рис. 4.7.

4.1.6 Кавітаційна ерозія.

Корозійна стійкість матеріалу обумовлена наявністю захисної плівки оксиду на поверхні. Якщо в результаті кавітаційної ерозії ця плівка безперервно порушується, то підсилюються корозійні процеси

Високошвидкісна кінозйомка показала, що кавітаційна каверна може за 0,002 с зрости до 6 мм у діаметрі і повністю зникнути за 0,001 с. Теоретично при цьому тиск повинен зрости до 350 МПа, але цього мало щоб пояснити кавітаційне руйнування. Та ж зйомка показала, що на площі 1 см^2 за 1 с може створитися і зруйнуватися 30 млн. кавітаційних каверн, але тільки одна з 30 тис. каверн приймає участь у руйнуванні матеріалу. Це 1000 ударів за секунду на 1 см^2 поверхні. В одну точку удари приходяться через 100 хв. Причина в тому, що ефективні удари виникають тільки при $l < R_{\text{max}}$.

Висновок. Причиною кавітаційного руйнування матеріалу є сильні удари, а не їх кількість.

Кавітацію супроводжують такі явища: 1) слабе світло – причини невідомі, напевно через нагрів газу за $1/200 - 1/1000$ с; якщо газ відсутній нема і спалаху світла; 2) одночасне замикання декількох каверн підвищує тиск у 10 разів.

Дослідами встановлено, що втрата матеріалу пропорційна швидкості потоку у 7 степені.

$$\Delta G = A v^{\alpha}, \quad (4.5)$$

де v -відносна швидкість руху рідини, $\alpha = 6 \dots 7$, теоретично $\alpha = 8$.

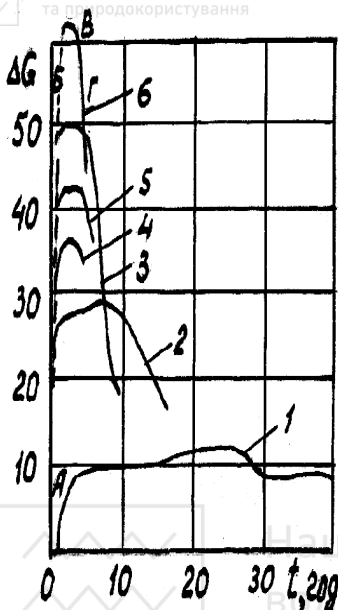


Рис.4.8. Швидкість кавітаційної ерозії для різних матеріалів:
 ΔG – швидкість втрати матеріалу, мг/год; t – тривалість випробувань, год; 1- нержавіюча сталь; 2- монель-метал; 3- гарматний метал; 4- високоміцна латунь; 5- низько вуглецева сталь; 6- латунь

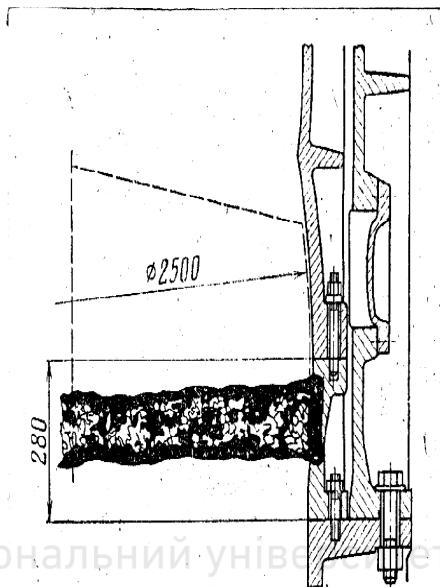


Рис. 4.9. Кавітаційна ерозія камери робочого колеса осьового вертикального насоса

Найбільш поширеним і відносно стійким проти кавітації матеріалом є нержавіюча сталь, рис. 4.8.

Великі гідромашини за 1 рік роботи руйнуються на 10...40 мм, тому періодично при ремонтах необхідно відновлювати зони руйнування за допомогою електрозварювання, рис 4.9.

4.1.7 Класифікація явищ кавітації.

Типи кавітації. На рис 4.10 показані: *профільна кавітація*, при якій каверна виникає на добре обтічному елементі і замикається на ньому, і *зривна кавітація*, яка виникає у вихорах за погано обтічними елементами. Зривна кавітація поділяється на *щільнну* і *місцеву*. Щільнна кавітація включає *торцеву* кавітацію.

Форми кавітації. Форми кавітації залежать від форми кавітаційних каверн, геометрії і параметрів течії рідини.

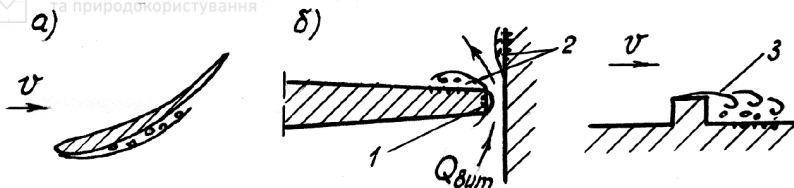


Рис. 4.10. Типи кавітації: а)- профільна; б) –щілинна, 1- торцева; 2- щілинна, 3- місцева



Рис. 4.11. Форми кавітації: а) бульбашкова; б) плівкова; в) суперкавітація

Існують такі форми кавітації, рис. 4.11. *Бульбашкова* - при різних траєкторіях сферичних каверн. *Плівкова* – стала каверна з прозорою поверхнею. *Приєднана* – бульбашки ідуть і замикаються на одній траєкторії. *Вихрова* – вихори не підходять до обтічних елементів. *Суперкавітація* - бульбашки об'єднуються у велику каверну, яка перевищує у декілька разів розміри елемента. Опір потоку при суперкавітації різко зменшується.

Стадії розвитку кавітації

1 стадія. - *Початкова кавітація* – відповідає появі перших незначних ознак кавітації: слабкий шум, невелика кількість бульбашок, які утворюють несталу кавітаційну зону. Характеристики гідромашини не змінюються.

2 стадія. - *Частково розвинена кавітація* – характеризується наявністю сталої кавітаційної зони, яка стискає живий переріз потоку. Зростає шум, погіршуються показники гідромашини.

3 стадія. – *Повністю розвинена кавітація*, при якій настає зрив роботи даного гідравлічного пристрою – збільшуються втрати напору при незмінній подачі – далі падіння тиску, подачі, к.к.д.

4.2 Кавітаційні характеристики.

Як з'ясувати, при яких умовах роботи насоса виникає кавітація?

Теоретично це зробити досить важко, тому на практиці виконують кавітаційні дослідження, в результаті яких одержують кавітаційні характеристики лінії. Відповідно з розрахунковою схемою, рис. 2.1, складаємо рівняння Бернуллі для перерізів I-I і 1-1 всмоктувального трубопроводу насоса відносно осі насоса Т-Т.

$$-H_{ГВ} + p_{\text{атм}}/\rho g = p_1/\rho g + v_1^2/2g + h_e \quad (4.6)$$



Звідси

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$V = p_{1V}/\rho g = H_{1V} = (p_{amb} - p_1)/\rho g = H_{ГВ} + v_1^2/2g + H_{Л,1} \quad (4.7)$$

Абсолютний тиск у всмоктувальному патрубку насоса

$$p_{1V}/\rho g = p_{amb}/\rho g - p_{1V}/\rho g = p_{amb}/\rho g - H_{1V} \quad (4.8)$$

Кавітаційним запасом називається перевищення питомої енергії у всмоктувальному патрубку насоса над енергією тиску насиченої пари рідини.

$$\Delta h = E_1 - p_{1V}/\rho g = p_{1V}/\rho g + v_1^2/2g - p_{1V}/\rho g \quad (4.9)$$

Після підстановки (4.8), отримаємо

$$\Delta h = p_{amb}/\rho g - H_{1V} - p_{1V}/\rho g + v_1^2/2g \quad (4.10)$$

Тоді, враховуючи, що $H_{amb} = 10,33$ м і $p_{1V}/\rho g = 0,23$ м при $t = 20^\circ$, одержимо

$$\Delta h = 10,1 - H_{1V} + v_1^2/2g; \quad (4.11)$$

За цією залежністю визначається кавітаційний запас при проведенні експериментальних досліджень кавітації, рис. 4.12; 4.13.

Таблиця 4.1 – Тиск насиченої пари води в залежності від температури.

температура $t^\circ\text{C}$									

Як видно з таблиці 4.1, чим вище температура, тим більше погіршуються умови роботи насоса.

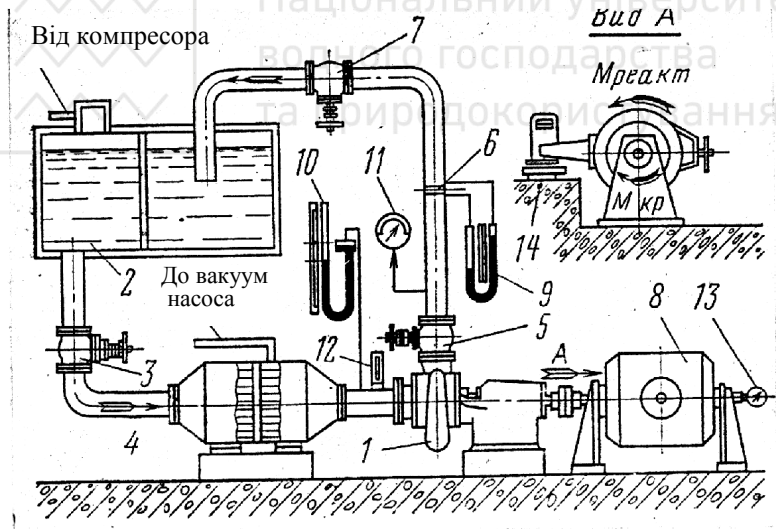


Рис 4.12. Схема кавітаційного стенда для невеликих насосів:

1-насос; 2- ємність на всмоктуванні; 3- засівка всмоктування; 4- бак для вирівнювання потоку рідини; 5- засівка нагнітання; 6- мірна діафрагма; 7- кінцева засівка; 8- електродвигун; 9- дифманометр; 10- мановакуумметр; 11- манометр; 12- термометр; 13- тахометр

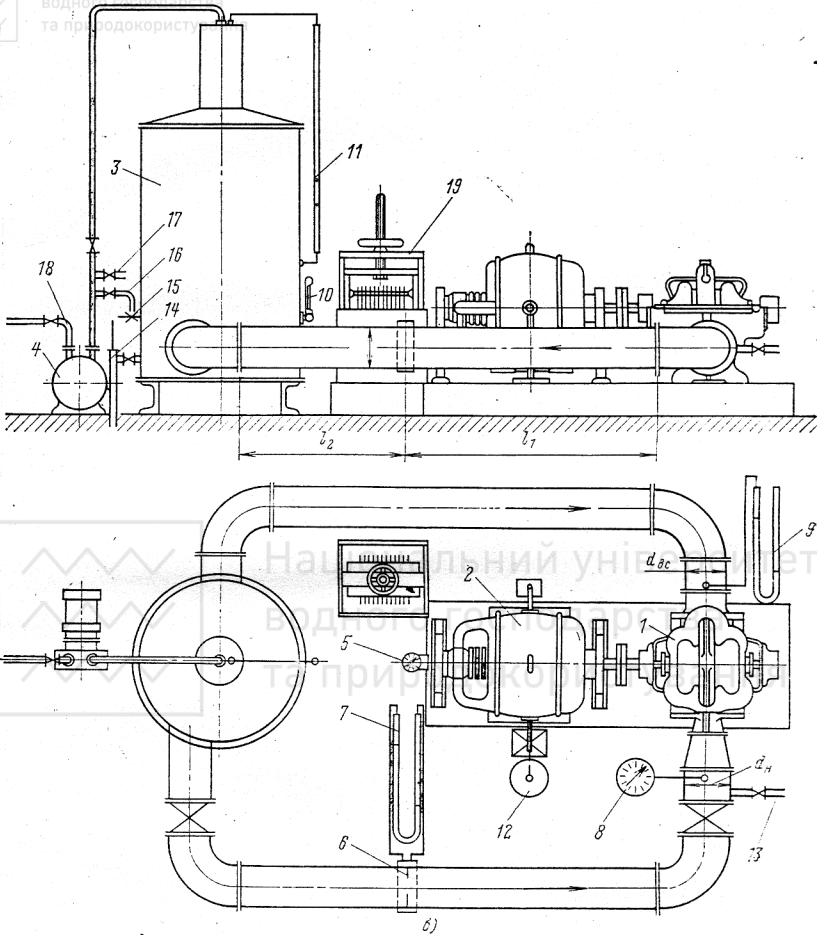


Рис. 4.14. Схема кавітаційного стенда для насосів типу „Д”:

1- насос; 2- мотор-вага; 3- кавітаційний бак; 4- вакуумний насос; 5- тахометр; 6- діафрагма; 7- ртутний манометр; 8- зразковий пружинний манометр; 9- ртутний вакуумметр; 10- термометр; 11- водомірне скло; 12- показчик рівноваги; 13- відвід води; 14- підвід води; 15- відвідна лінія; 16- підвід води до вакуумметра; 17- випуск повітря; 18- відвідна трубка вакуумного насоса; 19- реостат

Як досягти в досліді зменшення кавітаційного запасу Δh ?

Підставимо у залежність (4.10) величину H_{1V} з формули (4.7), тоді

$$\Delta h = p_{amb}/\rho g - p/\rho g - H_{ГВ} - H_{Л,1} \quad (4.12)$$

Ця залежність показує чотири способи зменшення величини Δh .



1) шляхом зменшення $p_{amb}/\rho g$ - це досягається збільшенням вакууму на вході в насос в закритих кавітаційних стендах, 2) підвищенням температури рідини – дорого, 3) збільшенням геодезичної висоти всмоктування $H_{ГВ}$ – дорого, 4) збільшенням втрати напору у всмоктувальному трубопроводі – $H_{Л,1}$ – легко і дешево - шляхом закриття засувки на цьому трубопроводі.

Для визначення критичного кавітаційного запасу $\Delta h_{кр}$ за даними експериментальних досліджень будують часткову кавітаційну характеристику $H = f(\Delta h)$, рис. 4.14.

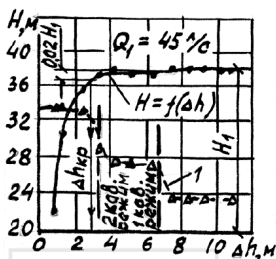


Рис. 4.14. Часткова кавітаційна характеристика насоса: 1- рівень шуму

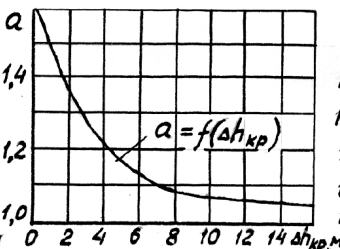


Рис. 4.15. Графік залежності $a = f(\Delta h_{кр})$

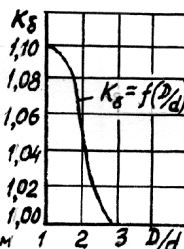


Рис. 4.16. Графік залежності $K_\delta = f(D_2/d)$

Як показують досліди при зменшенні Δh підсилюється шум, тріск, удари, що сигналізує про появу 1-го початкового кавітаційного режиму. Про це ж свідчить поява першого стрибка на кавітаційній складовій шуму, див. рис. 4.14. Другий стрибок кавітаційного шуму відповідає частково розвиненій кавітації і 3-й стрибок відповідає режиму зриву роботи насоса.

Критичний кавітаційний запас $\Delta h_{кр}$ відповідає 2% зниженню напору від його первісного значення і знаходиться графічно з часткової кавітаційної характеристики насоса.

Допустимий кавітаційний запас знаходять за формулами

$$\Delta h_{дон} = A \Delta h_{кр}, \quad (4.13)$$

$$A = a K_\delta K_{pid}, \quad (4.14)$$

де коефіцієнти a , K_δ знаходять за графіками рис. 4.15 і рис.4.16, $K_{pid}=1$ для води.

Допустима висота всмоктування визначається за залежністю

$$H_{вак}^{дон} = p_{amb}/g - p_v/g - \Delta h_{дон} + v_e^2/2g. \quad (4.15)$$

За ДСТУ 3503-97 вводяться наступні визначення і позначення.

Чистий повний напір $NPSH$. $NPSH$, м – різниця абсолютного напору та напору, який відповідає тиску пароутворення у вхідному перерізі насоса.

Наявний $NPSH$. $NPSH_a$, м, – $NPSH$, що визначається за подачею насоса та характеристиками перемішуваної рідини



$$NPSH_a = z_I + \frac{p_I + p_{amb} - p_V}{\rho g} + \frac{V_I^2}{2g} = z_I + \frac{p_I + p_{amb} - p_V}{\rho g} + \frac{V_I^2}{2g} - H_{JI,1}$$

Це позначення відповідає кавітаційному запасу Δh .

Критичний $NPSH$. $NPSH_c$, м, – мінімальне значення $NPSH$, що визначає для даної рідини та частоти обертання границю, до якої насос стало працює, за якою через кавітацію різко погіршується будь-який з його параметрів чи показників (наприклад, падіння напору чи к.к.д у відцентрових насосах).

Це позначення відповідає критичному кавітаційному запасу $\Delta h_{кр}$.

Потрібний $NPSH$. $NPSH_r$, м, – мінімальне значення $NPSH$, за якого забезпечуються параметри, надійність та ресурс роботи насоса.

Це позначення відповідає допустимому кавітаційному запасу $\Delta h_{дон}$.

Характеристична лінія $NPSH_r(Q)$ – графічне зображення залежності потрібного $NPSH$ від подачі за постійною частоти обертання.

Це визначення відповідає кавітаційній характеристичній лінії насоса $\Delta h_{дон}(Q)$.

4.3 Визначення відмітки осі насоса.

Для визначення відмітки осі насоса необхідно з'ясувати самий гірший в кавітаційному відношенні його режим роботи з витратою Q_n . Такий режим для відцентрових насосів відповідає найбільшій подачі в умовах прийнятої схеми автоматизації. За визначеним значенням Q_n з кавітаційної характеристичної лінії насоса знімають значення допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{дон}$. Знаходять найбільшу можливу геометричну висоту всмоктування за формулою

$$H_{ГВ} = H_{amb} - H_V - \Delta h_{дон} - H_{JI,1}, \quad (4.16)$$

де $H_{amb} = 10,33$ м, $H_V = p/\rho g = 0,23$ м при $t = 20^\circ$ С. В першому наближенні втрати напору у всмоктувальній лінії приймають $H_{JI,1} = 1$ м.

Тоді відмітка осі насоса

$$Loc_i = \downarrow HB_{min} + H_{ГВ} \quad (4.17)$$

де $\downarrow HB_{min}$ – мінімальна розрахункова відмітка води в нижньому б'єфі. Безпеченість цього рівня води залежить від категорії надійності подачі води. Для третьої категорії надійності забезпеченість мінімальних рівнів води відповідає 90%.

Для насосів, які мають кавітаційну характеристику у вигляді $H_{вак}^{дон} = f(Q)$, визначення геометричної висоти всмоктування виконують за залежністю

$$H_{ГВ} = H_{вак}^{дон} - v_1^2/2g - H_{JI,1} \quad (4.18)$$

Вертикальні відцентрові і осьові насоси потребують підпору не менше

$$h_n = -H_{ГВ} = 1 \text{ м.}$$

Висновок. Існуюча методика визначення висотного положення насоса запобігає кавітаційному зриву роботи насоса, але дозволяє експлуатувати його в умовах наявності кавітації, тому необхідно планувати попереджувальні ремонти обладнання для відновлення розрахункових значень його к.к.д.



В ряді випадків, проектні організації з умов стійкої експлуатації насоса знижують відмітку осі насоса на величину запасу $h_{зан} = 0,5 \dots 1,5$ м.

4.4 Способи попередження та послаблення кавітації.

1-ий спосіб. За допомогою впуску повітря у всмоктувальний трубопровід насоса не більше 1% за об'ємом. При цьому подача насоса може зменшитися на 5%.

2-й спосіб. Шляхом підвищення тиску на вході в насос за допомогою струминного насоса. Підвищення напору на вході в насос при цьому можливо знайти за формулою

$$\Delta H = C (d/D_e)^m (v^2/2g), \quad (4.19)$$

де d – діаметр сопла, D_e – діаметр всмоктувального трубопроводу, v – швидкість води в перерізі сопла, C – коефіцієнт, $C=4,07$; m – показник степені, $m=7/3$, рис 4.17.

Витрата води, що скидається через струминний насос, визначається за залежністю

$$Q_{ск} = v \omega_{con}, \quad (4.20)$$

де ω_{con} – площа сопла.

$$\omega_{con} = \pi d^2/4, \quad (4.21)$$

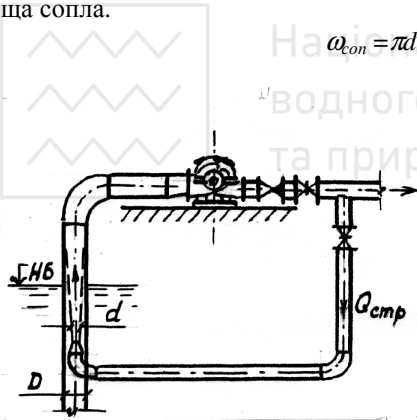


Рис. 4.17. Схема підвищення тиску на вході в насос за допомогою струминного насоса

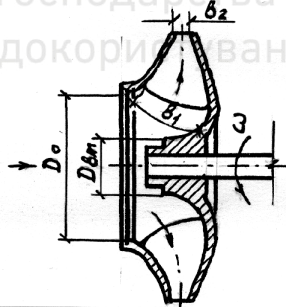


Рис. 4.18. Робоче колесо відцентрового насоса з розширеним входом

При $v = 40$ м/с довжина ділянки передачі енергії повинна бути не менш $5D_e$. Коефіцієнт корисної дії насосної установки зі струминним насосом визначається так

$$\eta_y = \eta_{де} \eta \frac{(Q - Q_{ск})(H + \Delta H)}{QH} \quad (4.22)$$

де $\eta_{де}$ – к.к.д. двигуна, η – к.к.д. насоса, Q – подача насоса, H – напір насоса.

Цей спосіб особливо ефективний для свердловинних насосів.

За допомогою закручування потоку лопатями двоякої кривизни (напрямним апаратом) на вході в насос, що забезпечує коефіцієнт кавітаційної швидкохідності $C=1200\dots1500$. За формулою С.С.Руднева цей коефіцієнт знаходять так

$$C = \frac{n\sqrt{Q_{opt}}}{(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}} \quad (4.23)$$

де n - частота обертання насоса, Q - подача насоса, $\Delta h_{кр}$ - критичний кавітаційний запас, м; причому всі параметри повинні відповідати оптимальному режиму роботи насоса.

Для звичайних насосів $C = 500\dots600$, для спеціальних насосів зі шнеком $C = 800\dots1000$.

4-ий спосіб. Шляхом використання робочих коліс насоса з розширеним входом, рис. 4.18. При цьому необхідно витримати співвідношення $f_1/f_o=2,5$; де f_1 - площа живого перерізу на вході на лопаті робочого колеса; f_o - площа живого перерізу на вході в насос.

$$f_1 = \pi D_1 b_1$$

$$f_o = \pi(D_o^2 - D_{em}^2)/4$$

При такому робочому колесі швидкість при вході на лопаті зменшується, тому зменшуються і втрати напору, що дозволяє отримати коефіцієнт кавітаційної швидкохідності $C=2500$.

5-ий спосіб. Застосування шнеку або внутрішньої спіралі на корпусі насоса, рис. 4.19.

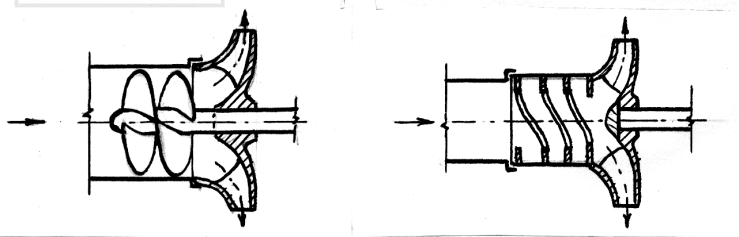


Рис. 4.19. Схема надання енергії потоку на вході в насос: а) за допомогою шнека; б) з місцевим закручуванням потоку – за допомогою внутрішньої спіралі

Крім цих способів для послаблення кавітаційної ерозії необхідно підвищувати якість поверхні проточної частини насоса і використовувати для його виготовлення кавітаційно стійкі матеріали, такі як неіржавіюча сталь, берилієва бронза, латунь.

Особливі умови роботи насоса при неусталених режимах.

При пусках відцентрових насосів і наявності довгих всмоктувальних трубопроводів ефект дії інерційних сил призводить до появи розриву суцільності потоку всередині робочого колеса, рис. 4.20.

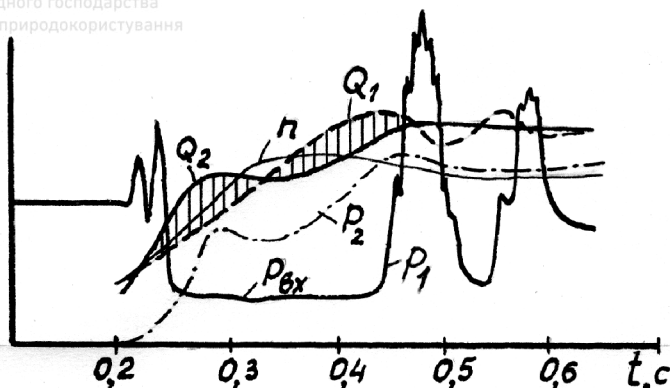


Рис. 4.20. Схема розриву суцільності потоку в робочому колесі відцентрового насоса при його пуску

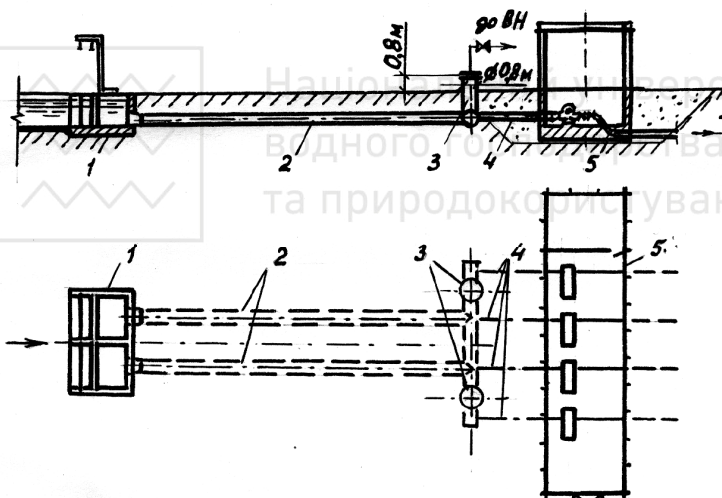


Рис. 4.21. Схема попередження кавітаційного розриву потоку в насосі з довгими всмоктувальними трубопроводами при пусках за допомогою двох водовопітряних колон: 1- водозабір з касетними фільтрами; 2- підвідні трубопроводи; 3- водовопітряні колони; 4- всмоктувальні трубопроводи; 5- насосна станція

Досліди, які проведені Козелковим В.П. за допомогою оптичних волокон підтвердили виникнення кавітаційних порожнин в середині робочого колеса при пусках насоса з наступним їх замиканням і відповідним підвищенням тиску. Це явище може привести до зриву в роботі насоса і унеможливилює процес його запуску. Інститут Укріпровводгосп знайшов практичний вихід з

цієї ситуації для насосних станцій з відносно довгими всмоктувальними трубопроводами, рис. 4.21.

За допомогою водоповітряних колон (ВПК) діаметром 0,8 м і висотою 0,8 м над поверхнею землі зона кавітаційного розриву суцільності потоку переноситься з робочого колеса в водонапірну колону. При пуску насоса рівень води у ВПК знижується і вода підпитує насос, а за цей час долається інерційний напір у всмоктувальному трубопроводі.

Питання до самоконтролю

1. В чому полягає поняття критичного вакууму?
2. Що називається кавітацією?
3. Які причини виникнення кавітації?
4. Які фактори обумовлюють кавітацію?
5. Як з'ясовується об'ємна міцність рідини?
6. Що таке ядра кавітації?
7. Як відбувається процес руйнування кавітаційних бульбашок?
8. Від чого залежить процес кавітаційної ерозії?
9. Яка класифікація явищ кавітації?
10. Що називається кавітаційним запасом?
11. Як отримують часткову кавітаційну характеристику насоса?
12. Як отримують кавітаційну характеристичну лінію насоса?
13. Як визначають відмітку осі насоса?
14. Які існують способи попередження і послаблення кавітації?



5. ПОДІБНІСТЬ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ.

5.1. Закони подібності. Формули подібності.

Складність робочого процесу у насосі не дає можливості точно розрахувати його. Крім того, теоретичний розрахунок виконують тільки для оптимального режиму. Коли ж скористатися законами подібності, то можливо з великою точністю розрахувати всі параметри насоса, якщо відомі усі параметри насоса-моделі. Контрольні випробування виконують на кількох моделях малого розміру. Добуті результати перераховують за формулами подібності. Такий метод дослідження полегшує й робить дешевшим процес удосконалення конструкції насоса. В основі законів подібності лежать уявлення про геометричну подібність проточної частини робочих органів насосів, кінематичну і динамічну подібності режимів роботи.

Геометрично подібними лопатевими машинами називають такі, в яких усі відповідні розміри знаходяться в однаковому співвідношенні (однакова кількість та форма лопатей робочого колеса, умови підводу та відводу води та ін.). Співвідношення розмірів визначається **лінійним масштабом моделювання**:

$$i_D = \frac{R_n}{R_m} = \frac{D_n}{D_m} = \frac{b_{2n}}{b_{2m}}, \quad (5.1)$$

де індекси “*n*” і “*m*” відповідають натурному і модельному насосам.

Кінематична подібність передбачає, що безрозмірні поля швидкостей потоків моделі і натури однакові. Практично, це зводиться до постійного відношення швидкостей у вхідних і вихідних паралелограмах (трикутниках) і рівності кутів $\alpha_n = \alpha_m$, $\beta_n = \beta_m$.

З кінематичної подібності трикутників швидкостей виходить:

$$\frac{u_n}{u_m} = \frac{w_n}{w_m} = \frac{V_n}{V_m} = \frac{V_{rn}}{V_{rm}} = \frac{V_{un}}{V_{un}} = const. \quad (5.2)$$

Відомо, що

$$u_n = R_n \omega_n; \quad (5.3) \quad u_m = R_m \omega_m. \quad (5.4)$$

$$\text{тоді } \frac{u_n}{u_m} = \frac{R_n \omega_n}{R_m \omega_m} = \frac{60 R_n 2\pi n_n}{60 R_m 2\pi n_m} = i_D i_n, \quad (5.5)$$

де $i_n = \frac{n_n}{n_m}$ - масштаб моделювання частоти обертання.

Динамічна подібність передбачає пропорційність сил, що діють на схожі об'єми в кінематично подібних потоках, і рівність кутів, які характеризують напрям дії цих сил.

Повна гідродинамічна подібність досягається при рівності критеріїв подібності: **Рейнольдса**: $Re_n = Re_m$;



$$Re = \frac{u_2 D_2}{\nu}, \quad (5.6)$$

де ν - кінематична в'язкість рідини;

Фруда: $Fr_n = Fr_m$;

$$Fr = \frac{u_2^2}{g D_2}; \quad (5.7)$$

Струхаля (для неусталених потоків): $St_n = St_m$;

$$St = \frac{u_2 t}{D_2}. \quad (5.8)$$

Ейлера: $Eu_n = Eu_m$;

$$Eu = \frac{P_2}{\rho u_2^2}. \quad (5.9)$$

Критерії (числа) подібності є безрозмірними величинами.

Зазвичай, лопатеві насоси випробовують при $Re > 10000$, тобто у зоні автомодельності, в якій коефіцієнт гідравлічного опору потоку λ не залежать від числа Рейнольдса. Тоді залишається витримати тільки рівність критеріїв Фруда, тобто моделювання потоків необхідно здійснювати за критеріями Фруда:

а) подача насоса визначається залежністю

$$Q = \pi D_2 b_2 v_{2r} \eta_o \psi_2; \quad (5.10)$$

Припустимо, що $\eta_{0n} = \eta_{0m}$, $\psi_{2n} = \psi_{2m}$, тоді масштаб моделювання витрат

$$i_Q = \frac{Q_n}{Q_m} = \frac{\pi D_{2n} b_{2n} v_{2rn}}{\pi D_{2m} b_{2m} v_{2rm}} = i_D^2 i_D i_n = i_D^3 i_n; \quad (5.11)$$

б) масштаб моделювання напорів i_n знаходимо, використовуючи основне рівняння лопатевого насоса у вигляді:

$$H = \eta_c k \frac{u_2 v_{2u}}{g}; \quad (5.12)$$

Тобто, приймаючи $\eta_{2n} = \eta_{2m}$ і $k_n = k_m$,

$$i_H = \frac{H_n}{H_m} = \frac{u_{2n} v_{2un}}{u_{2m} v_{2um}} = i_D^2 i_n^2; \quad (5.13)$$

в) масштаб моделювання потужностей i_N визначається формулою потужності на валу насоса:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}; \quad (5.14)$$

при $\rho_n = \rho_m$ і $g_n = g_m$ маємо

$$i_P = \frac{N_n}{N_m} = \frac{Q_n H_n \eta_m}{Q_m H_m \eta_n} = i_D^5 i_n^3 \frac{\eta_m}{\eta_n}. \quad (5.15)$$



Таким чином, ми отримали три рівняння подібності:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^3 \left(\frac{n_H}{n_M} \right) = i_D^3 i_n; \quad (5.16)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right) = i_D^2 i_n^2; \quad (5.17)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{D_H}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 = i_D^5 i_n^3; \quad (5.18)$$

при $\eta_H = \eta_M$

Формули пропорційності – це формули, які використовують для одного

насоса при різних частотах обертання, тобто при $D_H = D_M = D$, $\frac{D_H}{D_M} = 1$,

$\eta_H = \eta_M$, і при $n_H \neq n_M$, тому:



$$\frac{Q_H}{Q_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right) = i_n; \quad (5.19)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 = i_n^2; \quad (5.20)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 = i_n^3; \quad (5.21)$$

5.2. Коефіцієнт швидкохідності та його зв'язок із формою робочих коліс.

Що є критерієм подібності насосів?

При проектуванні насосів-натур і виборі насоса-моделі необхідно, щоб заданий режим роботи насоса-натур з параметрами Q , H , n відповідав **оптимальному** режимові роботи модельного насоса, тобто, щоб цей режим був подібний заданому. Критерієм подібності у цьому випадку є коефіцієнт швидкохідності n_s . Для подібних насосів цей коефіцієнт повинен бути однаковим.

Коефіцієнтом швидкохідності n_s називають частоту обертання такого умовного насоса, геометрично подібного даному, що створює подачу $Q_s = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ при напорі $H_s = 1 \text{ м}$.

Скористаємося формулами подібності. Уведемо наступні позначення: індексом "s" позначимо параметри модельного насоса, який має напір $H_s = 1 \text{ м}$, подачу $Q_s = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$, частоту обертання n_s . До речі, корисна потужність модельного насоса $N_s = 0,736 \text{ кВт} = 1 \text{ к.с.}$ Параметри натурного насоса запишемо без індексів. Тоді система рівнянь (5.16), (5.17) приймає вигляд:



$$\frac{Q}{Q_s} = i_D^3 \frac{n}{n_s}; \quad (5.22)$$

$$\frac{H}{H_s} = i_D^2 \left(\frac{n}{n_s} \right)^2. \quad (5.23)$$

З другого рівняння знайдемо $i_D = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H_s}} \frac{n_s}{n}$ і підставимо в перше:

$$\frac{Q}{Q_s} = \left(\frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H_s}} \right)^3 \left(\frac{n_s}{n} \right)^3 \frac{n}{n_s} = \left(\frac{H}{H_s} \right)^{3/2} \left(\frac{n_s}{n} \right)^2, \text{ звідси}$$

$$n_s^2 = \frac{Q}{Q_s} n^2 \left(\frac{H_s}{H} \right)^{3/2}; \text{ тоді} \quad n_s = \frac{H_s^{3/4}}{\sqrt{Q_s}} \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

Підставимо чисельні значення параметрів модельного насоса, і враховуючи, що параметри насоса повинні відповідати оптимальному режиму роботи, отримаємо:

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}}. \quad (5.24)$$

В цій формулі n_s і n в об/хв; Q_{opt} в м³/с; H_{opt} в м. В загальному вигляді

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{\frac{Q_{opt}}{i_{ex}}}}{\left(\frac{H_{opt}}{i_{cm}} \right)^{3/4}}, \quad (5.25)$$

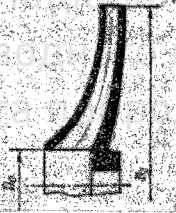
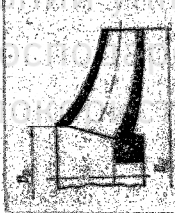
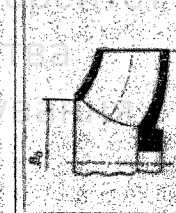
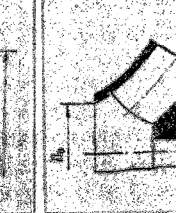
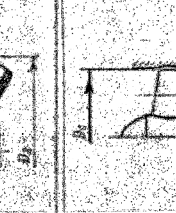
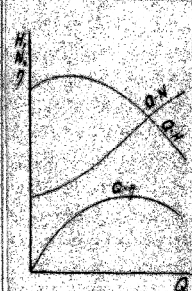
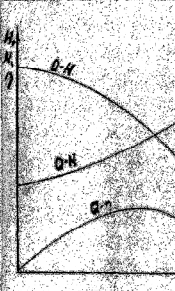
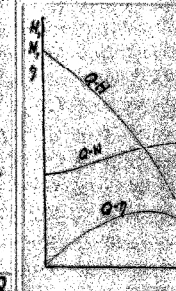
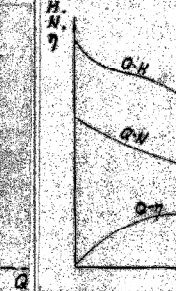
де i_{ex} – кількість входів на робоче колесо, i_{cm} – кількість робочих коліс багатоступінчастого насоса.

Коефіцієнт швидкохідності дозволяє об'єднувати різні групи насосів за критерієм їх геометричної і кінематичної подібності. В залежності від n_s насоси поділяють на наступні різновиди: відцентрові -тихохідні, -нормальні, -швидкохідні, а також діагональні і осьові.

З формули для n_s видно, що тихохідні насоси пристосовані для створення великих напорів при малій подачі. Конструктивно таке колесо дуже витягнуте у радіальному напрямі. Із збільшенням n_s розміри коліс зменшуються, таблиця 5.1.

Таблиця 5.1.

Різновиди робочих коліс лопатевих насосів

Типи коліс Параметри	Відцентрові насоси			Діагональні	Осьові
	тихохідні	нормальні	швидкохідні		
Переріз робочого колеса					
Коефіцієнт швидкохідності $n_{\text{ш.об/хв}}$	40...70	70...150	150...350	350...600	600...1200
Співвідношення діаметрів D_2/D_0	3...2,5	2,5...1,6	1,6...1,2	1,2...1,1	1,0...0,8
Форма лопатей	циліндрична			подвійної кривизни	
Робочі характеристики					



Насоси швидкохідні застосовують при великій подачі і малому напорі.

Таким чином, тихохідні насоси застосовують для створення напору в закритих зрошувальних мережах, а швидкохідні для підйому великих мас води в канали або водосховища.

Із збільшенням швидкохідності n_s напірна характеристична лінія $H-Q$ стає більш крутою, а у осьових насосів з'являється провал ("сідло").

Потужність N тихохідних насосів зростає при збільшенні подачі Q , а у швидкохідних зменшується. У зв'язку з цим відцентрові насоси запускають на закрити засувку або зворотний клапан, а осьові не обладнують запірними пристроями. При $Q=0$ потужність зростає зі збільшенням n_s .

Чим більший коефіцієнт швидкохідності відцентрових насосів, тим більш крутою стає характеристика к.к.д, і тим відносно меншим стає діапазон подач і напорів (зона нормальної роботи), у якому робота насоса є економічно виправданою. Це режими, в яких к.к.д знижується не більш ніж на 10% від його максимального значення.

Для багатоступеневих насосів n_s визначають для одного ступеня, підставляючи у формулу для n_s значення H/i_{cm} .

Останнім часом спостерігається тенденція для використання більш швидкохідних насосів, для яких габарити, вага і вартість суттєво зменшуються. Проте із збільшенням n_s зменшується допустима висота всмоктування, і це обмежує використання великої частоти обертання вала насоса.

5.3. Зміна частоти обертання та обточування робочих коліс. Перерахунок характеристик насоса.

А) Зміна частоти обертання вала колеса.

Як визначити необхідну частоту обертання вала колеса, для якого відома його напірна характеристична лінія (при постійних n і D) і задані параметри: подача $Q_{зад}$ і напір $H_{зад}$ робочої точки 3, рис. 5.1?

З формул пропорційності (друга формула) маємо:

$$\frac{n_n}{n_m} = \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{H_m}}, \text{ тоді з першого рівняння } \frac{Q_n}{Q_m} = \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{H_m}}, \text{ або}$$

$$\frac{Q_n}{\sqrt{H_n}} = \frac{Q_m}{\sqrt{H_m}} = a = idem. \quad (5.26)$$

Остаточно отримуємо рівняння кривої пропорційності:

$$Q = a \sqrt{H}, \quad (5.27)$$

де a – коефіцієнт пропорційності.

Перехідна крива, тобто крива пропорційності - є квадратичною параболою. Вона з'єднує точки з однаковими к.к.д і подібними режимами роботи насоса.

Для побудови цієї кривої за заданими параметрами насоса, подачею $Q_{зад}$ і напором $H_{зад}$, знаходять коефіцієнт пропорційності за формулою (5.26)



$$a = \frac{Q_{зад}}{\sqrt{H_{зад}}} ; \quad (5.28)$$

Обчислюють координати кривої пропорційності у формі таблиці:

$H, \text{ м}$						
$Q=a\sqrt{H}, \text{ л/с}$						

Будують цю криву на графіку, рис. 5.1, на якому побудована напірна характеристика насоса.

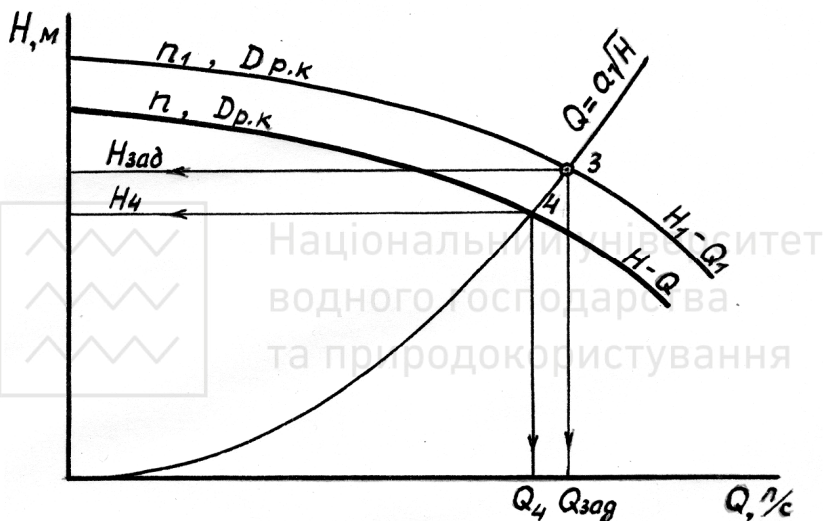


Рис. 5.1. Перерахунок напірної характеристики насоса

Крива пропорційності повинна пройти через точку 3 з заданими параметрами. Позначимо точку перетину кривої пропорційності і напірної характеристичної лінії насоса цифрою 4. З графіка знімаємо координати точки 4: $Q_4 = \dots$ л/с і $H_4 = \dots$ м; застосовуємо формули пропорційності, приймаючи, що індекс 3 відповідає натурному насосу з частотою обертання n_1 , а індекс 4 – модельному насосу з частотою обертання n .

$$\frac{Q_{зад}}{Q_4} = \frac{n_1}{n}, \text{ звідси} \quad n_1 = n \frac{Q_{зад}}{Q_4} ; \quad (5.29)$$

$$\frac{H_{зад}}{H_4} = \frac{n_1^2}{n^2}, \text{ звідси} \quad n_1 = n \sqrt{\frac{H_{зад}}{H_4}} ; \quad (5.30)$$



Результати розрахунків за формулами (5.29) і (5.30) повинні збігатися.

Для знаходження інших точок напірної характеристичної лінії з новою частотою обертання n_1 необхідно координати точок напірної характеристики з n перерахувати за формулами пропорційності.

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n}, \quad (5.31)$$

$$H_1 = H \left(\frac{n_1}{n} \right)^2, \quad (5.32)$$

Якщо к.к.д не змінюється в точках з подібними режимами роботи, то характеристична лінія к.к.д переміщується у ліву сторону при $n_1 < n$, і у праву сторону при $n_1 > n$. Необхідно узгодити із заводом-виробником насосів допустимість збільшення частоти обертання насоса.

Допустимий кавітаційний запас перераховують за формулою:

$$\Delta h_{1don} = \Delta h_{don} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2, \quad (5.33)$$

а допустиму вакуумметричну висоту всмоктування - за формулою:

$$H_{1вак}^{don} = 10 - (10 - H_{вак}^{don}) \left(\frac{n_1}{n} \right)^2, \quad (5.34)$$

де $H_{вак}^{don}$ – допустима вакуумметрична висота всмоктування насоса при частоті обертання n .

Аналітичне рішення

$$n_1 = n \sqrt{\frac{H_{зад} + S_{\phi} Q_{зад}^2}{H_{\phi}}}; \quad (5.35)$$

де H_{ϕ} і Q_{ϕ} - фіктивні напір і опір насоса.

Б) Обточування лопатей робочого колеса.

Змінити частоту обертання вала насоса практично не завжди можливо. Застосування відцентрових насосів суттєво розширюється, якщо використати обточування лопатей робочого колеса насоса.

Внаслідок обточування змінюється зовнішній діаметр колеса, що веде до зменшення напору (тобто, збільшення напору таким чином не можливе). Обточувати потрібно не тільки лопаті, а й диски робочих коліс, за винятком насосів із турбінним відводом. За емпіричними формулами:

при $n_s < 200$ об/хв

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D}; \quad (5.36)$$

$$\frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D} \right)^2; \quad (5.37)$$

при $n_s > 200$ об/хв



$$\frac{Q_{об}}{Q} = \left(\frac{D_{об}}{D} \right)^{3/2} \quad (5.38)$$

$$\frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D} \right)^3 \quad (5.39)$$

Для визначення к.к.д. насоса з обточеним робочим колесом можна скористатися такою формулою

$$\eta_{об} = 1 - (1 - \eta) \left(\frac{D}{D_{об}} \right)^{0,45}, \quad (5.40)$$

або такими наближеними рекомендаціями: для насосів з $n_s = 60 \dots 120$ об/хв на кожні 10% обточки ККД насоса зменшиться на 1%, а для насосів з $n_s > 120$ об/хв – на кожні 4% обточки.

Найбільш доцільні такі межі обточування робочих коліс, %:

при $60 < n_s < 120$	15...20;
$120 < n_s < 200$	11...15;
$200 < n_s < 350$	7...11.

Щоб знайти необхідні значення $D_{об}$ при заданих n , $D = D_{p.k.}$, $Q_{зад}$, $H_{зад}$ необхідно побудувати криву пропорційності з коефіцієнтом $a = \frac{Q_{зад}}{\sqrt{H_{зад}}}$; знайти координати її перетину з напірною характеристичною лінією насоса $H - Q$ в точці 4, тобто Q_4 і H_4 . Після того знаходять зовнішній діаметр обточуваного робочого колеса за формулами:

$$D_{об} = D \frac{Q_{зад}}{Q_4}; \quad (5.41) \quad D_{об} = D \sqrt{\frac{H_{зад}}{H_4}} \quad (5.42)$$

Аналітичне рішення

$$D_{об} = D \sqrt{\frac{H_{зад} + S_{\phi} Q_{зад}^2}{H_{\phi}}}. \quad (5.43)$$

Заводи в каталогах, звичайно, дають нижнє положення напірної характеристичної лінії $H - Q$ при найбільшому обточуванні робочого колеса та межі нормальних зон роботи насоса. Якщо такі поля побудувати разом для різних типорозмірів насосів, то отримаємо зведений графік зон (полів) використання насосів, рис. 5.2.

5.4. Універсальні характеристики насосів

5.4.1. Універсальні характеристики відцентрових насосів

За аналогією з топографічною картою можна побудувати універсальну характеристику відцентрового насоса.

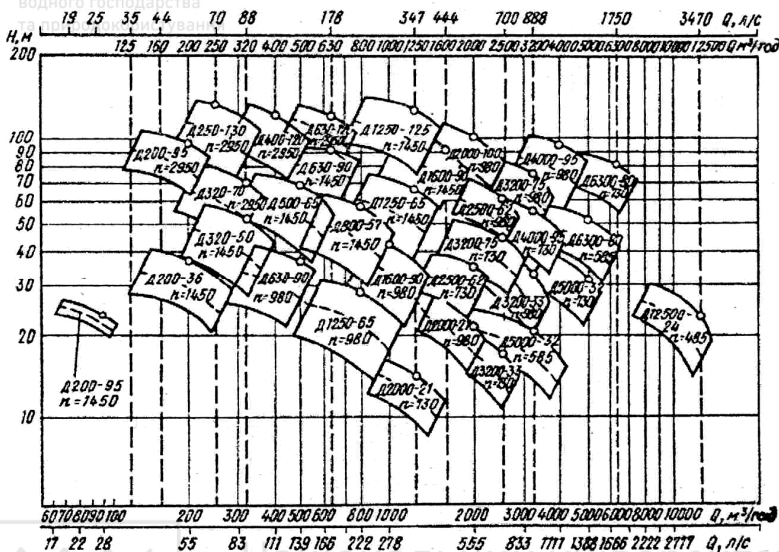


Рис. 5.2. Зведений графік полів насосів типу Д

1-ий тип характеристики.

У полі прямокутної сітки відкладають основні параметри насоса Q і H при різних частотах обертання n і постійному діаметрі робочого колеса $D_{p.k.}$, а к.к.д - η , будують у вигляді ліній їх рівних значень, рис. 5.3.

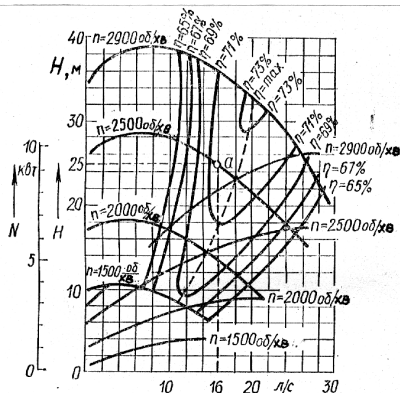


Рис. 5.3. Універсальна характеристика відцентрового насоса

2-ий тип характеристики.

У полі $H - Q$ при $n = \text{const}$ будують напірні характеристичні лінії для різних значень $D_{об}$, а к.к.д - η будують, як лінії їх рівних значень. Окремо будують кавітаційну характеристику $\Delta h_{доп} - Q$, яка не залежить від змін діаметра робочого колеса, рис. 5.4.

Як правило, ці характеристики використовують для насосів типу "В".

Універсальна характеристика даного типу полегшує питання аналізу режимів роботи насосів.

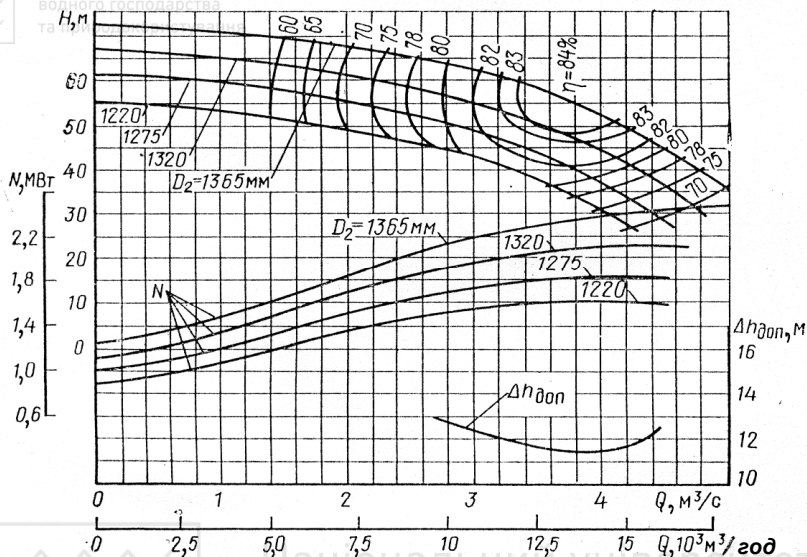


Рис. 5.4. Універсальна характеристика відцентрового насоса 1000 В-4/6, $n=500$ об/хв.

5.4.2. Універсальні характеристики осевих і діагональних насосів і їх використання.

Для аналізу режимів роботи осевих і діагональних насосів використовують їх універсальні характеристики, рис. 5.5. На таких характеристиках гра-

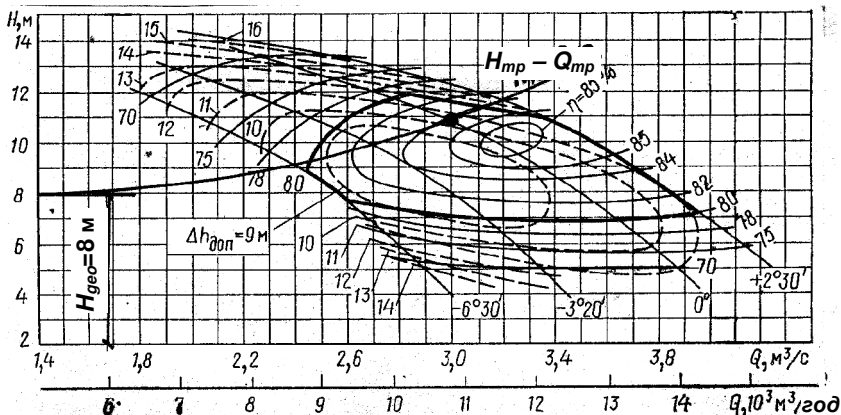


Рис. 5.5. Універсальна характеристика осевого насоса ОПВ 5-87, $n = 585$ об/хв.

фічно представлені напірні характеристичні лінії осьового насоса при різних кутах повороту його лопатей. На цих же графіках показані лінії рівних к.к.д η і лінії рівних допустимих кавітаційних запасів Δh_{oon} .

Для аналізу режимів роботи насоса на цей же графік наносять характеристичну лінію установки (трубопроводу) за рівнянням $H_{mp} = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2$. За допомогою універсальної характеристики можливо, наприклад, визначити якій кут повороту лопатей відповідає необхідній подачі насоса. Для подачі $Q = 3 \text{ м}^3/\text{с}$ (точка А) необхідно прийняти поворот робочого колеса на $\theta = 3^\circ$. При цьому насос буде розвивати напір $H = 10,8 \text{ м}$, к.к.д $\eta = 84,2\%$ і $\Delta h_{oon} = 10,5 \text{ м}$. При визначенні параметрів необхідно використовувати інтерполяцію. Таким чином, регулювання подачі осьового насоса можливо виконувати в широких межах за допомогою зміни кута установки лопатей робочого колеса насоса.

Максимальна потужність у осьового насоса відповідає нульовій подачі (при $Q = 0$). Тому з метою недопущення перевантаження двигуна пуск його необхідно виконувати на відкритий трубопровід.

В осьових насосах знаходять застосування узагальнені характеристики, які

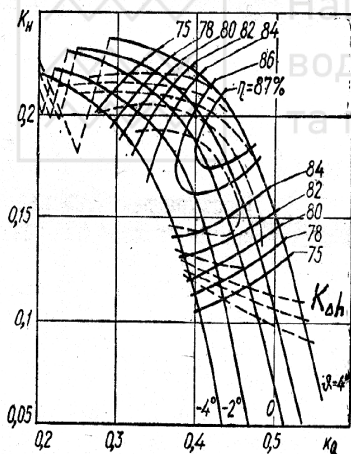


Рис. 5.6. Приведена (узагальнена) характеристика насоса ОП-3

побудовані в безрозмірних координатах. Такі характеристики одержують шляхом перерахунку характеристик модельного насоса за допомогою формул подібності. Для осьових насосів передбачені наступні коефіцієнти: $k_Q = Q/(nD^3)$ – коефіцієнт подачі; $k_H = H/(n^2D^2)$ – коефіцієнт напору; $k_{Ah} = \Delta h/(n^2D^2)$ – коефіцієнт кавітаційного запасу. Користуючись узагальненими характеристиками і зазначеними коефіцієнтами і маючи діаметр робочого колеса D і частоту обертання насоса n , можливо побудувати характеристику будь-якого насоса типу «О» або «ОП» для даної моделі робочого колеса. На рис. 5.6 наведена узагальнена характеристика насоса ОП-3.

Питання до самоконтролю

1. В чому полягає геометрична, кінематична і динамічна подібність насосів?
2. Як виглядають формули подібності і пропорційності?
3. Що називають коефіцієнтом швидкохідності?
4. Як визначається коефіцієнт швидкохідності?



5. Як за заданими параметрами визначається необхідна частота обертання робочого колеса насоса?
6. Як за заданими параметрами визначається необхідний діаметр обточування робочого колеса?
7. Як виконується перерахунок характеристичних ліній насоса при зміні частоти обертання робочого колеса?
8. Як виконується перерахунок характеристичних ліній насоса при обточування робочого колеса?
9. Які характеристики насосів відносять до універсальних?
10. Як визначають параметри насосів за допомогою універсальних характеристик?
11. Який вигляд має узагальнена універсальна характеристика осьового насоса?





6.1 Характеристична лінія установки і визначення режиму роботи насоса.

6.1.1 Характеристична лінія установки.

Характеристичною лінією установки називають залежність напору установки від подачі насоса (витрати трубопроводу) при заданих матеріалі, діаметрі, довжині трубопроводу і геометричній висоті подачі (геометричному напорі H_{geo}).

Напір насоса, що подає воду в трубопровід, повинен бути більшим геодезичного напору H_{geo} на величину гідравлічних втрат в трубопроводі

$$H = H_{geo} + H_{JL,1} + H_{JL,l} \quad (6.1)$$

де $H_{JL,1}$ – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі, $H_{JL,l}$ – втрати напору у напірному трубопроводі.

Використовуючи залежності гідравліки, отримаємо

$$H_A = H_{geo} + (\lambda_6 l_6 / D_6 + \Sigma \zeta_6) (v_6^2 / 2g) + (\lambda_n l_n / D_n + \Sigma \zeta_n) (v_n^2 / 2g), \quad (6.2)$$

де індекси $6, n$ – відповідно відносять величину до всмоктувального або напірного трубопроводу; λ, l, D – відповідно коефіцієнт опору трубопроводу, його довжина і діаметр; ζ – коефіцієнт місцевого опору; v – швидкість в трубопроводі; g – прискорення сили тяжіння.

Вважаючи, що

$$v_6 = Q / \omega_6; \quad v_n = Q / \omega_n; \quad \omega_6 = \pi D_6^2 / 4; \quad \omega_n = \pi D_n^2 / 4;$$

де Q – витрата трубопроводу, виконуємо підстановку, тоді

$$H_A = H_{geo} + [(\lambda_6 l_6 / D_6 + \Sigma \zeta_6) / (\omega_6^2 2g) + (\lambda_n l_n / D_n + \Sigma \zeta_n) / (\omega_n^2 2g)] Q^2. \quad (6.3)$$

Позначимо s_{mp} – коефіцієнт опору трубопроводу, тоді

$$s_{mp} = (\lambda_6 l_6 / D_6 + \Sigma \zeta_6) / (\omega_6^2 2g) + (\lambda_n l_n / D_n + \Sigma \zeta_n) / (\omega_n^2 2g) \quad (6.4)$$

$$H_A = H_{geo} + s_{mp} Q^2. \quad (6.5)$$

Таким чином, ми отримали рівняння характеристичної лінії установки.

Як побудувати характеристичну лінію установки ?

Приклад 6.1. Задано: $H_{geo}, D_6, l_6, D_n, l_n$ труби сталеві.

Рішення. За формулою (6.4) знаходимо s_{mp} , причому коефіцієнти опору трубопроводів визначаємо за формулою Ф.А. Шевелева

$$\lambda_6 = 0,021 / D_6^{0,3}; \quad \lambda_n = 0,021 / D_n^{0,3}.$$

Задаючи значення Q , визначають H_A у табличній формі.

Q	0			Q_{mp}
$H_A = H_{geo} + s_{mp} Q^2$				

За визначеними значеннями Q, H ,будують характеристичну лінію установки $H_A(Q)$.

Приклад 6.2. Задані параметри напірного залізобетонного трубопроводу

$D_n, l_n \downarrow ВБ, \downarrow НБ$ (всмоктувальний трубопровід відсутній). Знайти s_{mp} .



Рішення. Знаходять $H_{geo} = \angle BB - \angle HB$; $s_{mp} = 1,1A l_n$, де A - питомий опір залізобетонного трубопроводу з діаметром D_n , c^2/m^5 ; l_n - довжина трубопроводу, м.

Приклад 6.3 Дано: Витрата трубопроводу Q_{mp} , матеріал трубопроводу – азбестоцемент, довжина і діаметр трубопроводу – відповідно l_n , D_n . Знайти s_{mp} .

Рішення. За таблицею Ф.А.Шевелева при Q_{mp} знаходимо значення гідравлічного похилу $1000i$, тоді

$$s_{mp} = 1,1 \cdot 1000i l_n / Q_{mp}^2 = H_{J1} / Q_{mp}^2, \quad (6.5a)$$

де l_n - довжина трубопроводу в км, H_{J1} - загальні втрати напору в установці при витраті Q_{mp} .

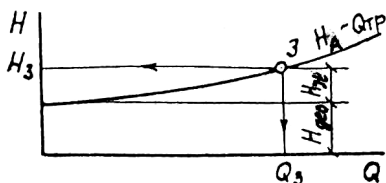


Рис. 6.1. Визначення коефіцієнту опору трубопроводу

геодезичний напір H_{geo} і подача Q_3 . Знайти s_{mp} .

Рішення. За подачею Q_3 з напірної характеристики насоса, рис. 6.2, знаходимо H_3 , тоді

$$H_{J1} = H_3 - H_{geo}$$

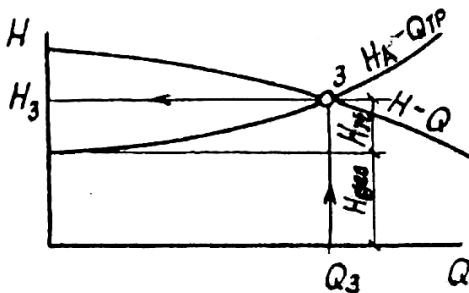


Рис 6.2. Визначення коефіцієнту опору трубопроводу

$H_{geo} = 30 - (-20) = 50$ м; $s_{mp} = H_{J1} / Q^2 = 50 / 1^2 = 50$ с/м⁵, тобто $H_A = -20 + 50Q^2$. Задаються Q і знаходять координати характеристики трубопроводу

$Q, m^3/c$	0	0,5	1,0	1,5
H_A, m	-20	-7,5	30	102,5

Будують характеристику трубопроводу $H_A(Q)$, рис.6.3.

6.1.2 Сумісна робота насоса і трубопроводу (водогону).

Приклад 6.4 Задані параметри роботи насоса: напір H_3 , подача Q_3 і геодезичний напір H_{geo} . Знайти s_{mp} .

Рішення. З розрахункової схеми, рис.

6.1, $H_{J1} = H_3 - H_{geo}$ тоді

$$s_{mp} = H_{J1} / Q_3^2.$$

Приклад 6.5. Задана графічно напірна характеристична лінія насоса $Q-H$,

на характеристична лінія насоса $Q-H$,

та природокористування

$$s_{mp} = H_{J1} / Q_3^2.$$

Примітка. Якщо задано напір H_3 , то за кривою $Q-H$ знаходять Q_3 .

Приклад 6.6 Задано: $\angle HB = 100$ м, $\angle BB = 80$ м, насос подає $Q = 1$ м³/с і розвиває напір $H = 30$ м. Знайти s_{mp} і побудувати напірну характеристичну лінію установки $H_A(Q)$.

Рішення. Знаходять $H_{geo} = \angle BB - \angle HB = 80 - 100 = -20$ м. Позначають $Q_3 = Q = 1$ м³/с; $H_3 = H = 30$ м. Знаходять $H_{J1} = H_3 -$

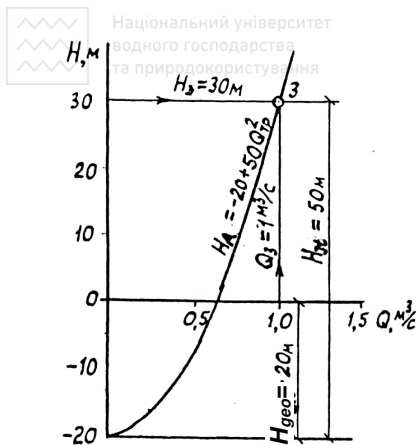


Рис. 6.3. Напірна характеристична лінія установки при $H_{geo} < 0$

Режим роботи насоса на заданий трубопровід (водогін) визначають методом накладання напірної характеристичної лінії установки $H_A - Q$ на напірну характеристичну лінію насоса $H - Q$, рис. 6.4.

Точка перетину цих характеристик A називається *робочою точкою*. Ця точка визначає всі параметри насоса: подачу Q_A , напір H_A , потужність N_A , коефіцієнт корисної дії - η_A і допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{допA}$.

Щоб зменшити подачу насоса до Q_B , див. рис. 6.4, необхідно прикрити запірну засувку насоса так, щоб втрати напору при витраті Q_B зросли на $h_{зас}$.

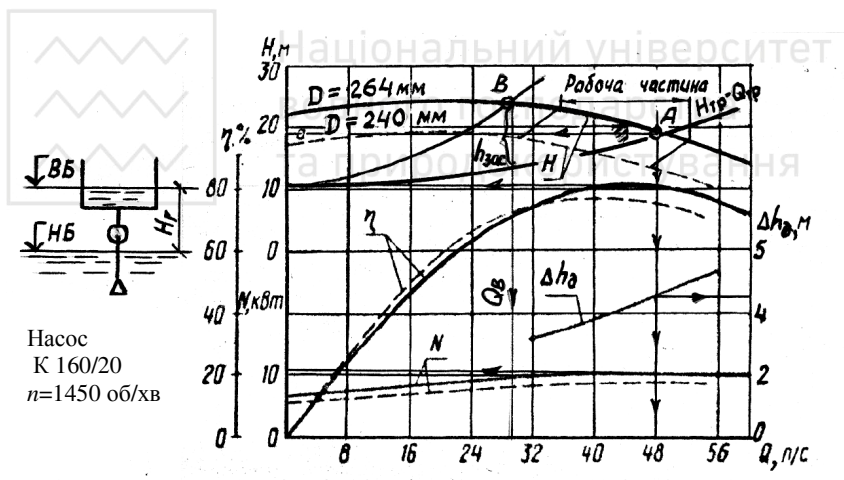


Рис. 6.4. Сумісна робота насоса і трубопроводу при коефіцієнті опору трубопроводу $S_{mp}=3906 \text{ с}^2/\text{м}^5$

Якщо режими роботи насоса необхідно визначати багаторазово то використовують аналітичну напірну характеристику насоса і ЕОМ. В межах зони нормальної роботи насоса напірна характеристична лінія насоса має вигляд

$$H = H_{\phi} - s_{\phi} Q^2$$

Вирішуємо це рівняння сумісно з рівнянням напірної характеристичної лінії установки.



$$H = H_{\phi} - s_{\phi} Q^2$$

$$H_A = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2$$

Приймаючи, що в точці A $H = H_A$, $Q = Q_{mp}$, віднімають з першого рівняння друге рівняння

$$0 = H - H_A = H_{\phi} - H_{geo} - s_{\phi} Q^2 - s_{mp} Q^2$$

Тоді

$$(s_{\phi} + s_{mp}) Q^2 = H_{\phi} - H_{geo}$$

Звідси

$$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi} - H_{geo}}{s_{\phi} + s_{mp}}} \quad (6.7)$$

Напір в точці A знаходимо, наприклад, з першого рівняння системи

$$H_A = H_{\phi} - s_{\phi} Q_A^2 \quad (6.8)$$

6.2 Нестійка робота відцентрового насоса (помпаж).

При нестабільній напірній характеристичній лінії насоса його робота на початковій висхідній частині характеристики $H-Q$ може бути нестійкою. Може мати місце неусталений процес подачі води насосом. Такий процес має назву “помпаж”. При цьому утворюються поштовхоподібні зміни подачі і напору насоса, які супроводжуються гідравлічними ударами.

Помпажний режим роботи насоса є недопустимим за міркуваннями надійності всієї системи.

Розглянемо помпаж при роботі одного насоса на поодинокій трубопроводі, рис. 6.5.

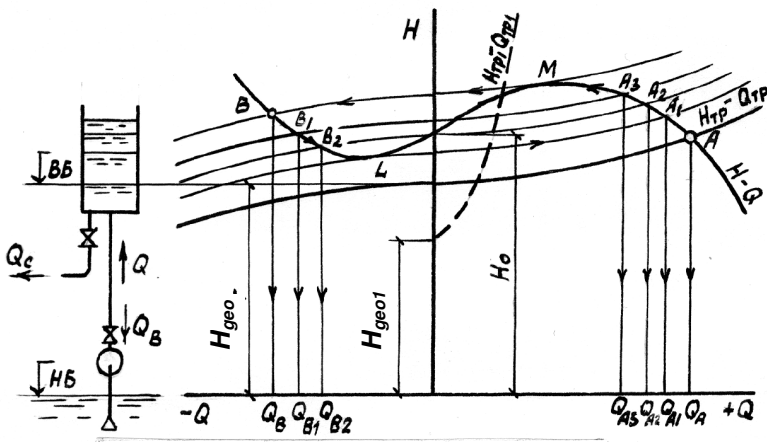


Рис. 6.5. Нестійка робота насоса (помпаж)



Вода поступає у резервуар з витратою Q і виходить з нього з витратою Q_c при геодезичному напорі H_{geo} . Внаслідок того, що резервуар наповнюється при $Q > Q_c$, а випорожнюється при $Q < Q_c$; він являє собою місце, у якому порушується баланс витрат. При наповненні резервуара ($Q > Q_c$) геодезичний напір зростає, характеристична лінія установки (трубопроводу) піднімається і робоча точка переміщується ліворуч - точки А, А₁, А₂ до точки М, в якій характеристична лінія установки торкається напірної характеристичної лінії насоса. Після цього робоча точка різко переміщується (перескакує) у другий квадрант, точка В, тобто насос припиняє подавати воду у резервуар, і переходить у гальмівний режим роботи, пропускаючи воду через себе назад у джерело водозабору з витратою Q_B . Робоча точка швидко переміщується у положення В₁, В₂, В₃. З точки L режим роботи стрибком переміщується у перший квадрант з подачею Q_I . Процес повторюється.

Стійка робота на висхідній частині напірної характеристичної лінії насоса можлива при

$$\frac{dH_{mp}}{dQ_{mp}} > \frac{dH_{насоса}}{dQ_{насоса}} \quad (6.9)$$

$$i \quad H_{\Gamma} < H_o, \quad (6.10)$$

де H_o - напір насоса при подачі $Q = 0$.

На рис.6.5 напірну характеристичну лінію такої установки показано пунктирною лінією.

6.3 Паралельна робота насосів.

6.3.1 Паралельна робота двох однакових насосів на один трубопровід.

Якщо один насос не забезпечує подачу необхідної кількості рідини в трубопровід, включають разом в паралельну роботу два або більше насосів. У цьому випадку кожний насос має окремий всмоктувальний трубопровід і спільний напірний трубопровід. Задача графічно вирішується методом накладання характеристичних ліній, рис 6.6.

Для побудови сумарної напірної характеристики $H-2Q$ паралельної роботи двох насосів необхідно подвоїти подачу одного насоса при заданому напорі $Q_B = 2 Q_A$; ав = ве і так далі.

Щоб визначити режим роботи насосів, треба побудувати на цьому ж графіку характеристичну лінію установки (трубопроводу) $H_{mp} - Q_{mp}$ і знайти точку С перетину обох характеристик. Два насоса при паралельній роботі подають Q_C з напором H_C . Кожний насос подає $Q_E = Q_C/2$.

Коли працює один насос на трубопровід, режим його роботи визначається точкою А, при цьому насос подає Q_A при напорі H_A .

Дефіцитність подачі називається різниця сумарної подачі двох насосів на два індивідуальних трубопроводи ($2 Q_A$) і подачі двох насосів при їх паралельній роботі на один загальний трубопровід, тобто

$$Q_{def} = 2 Q_A - Q_C. \quad (6.11)$$

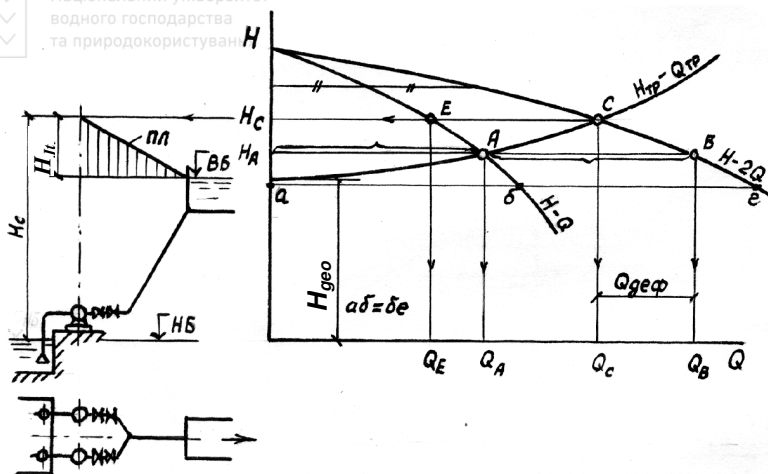


Рис. 6.6. Паралельна робота двох однакових насосів

Аналітичне рішення:

Задана напірна характеристична лінія насоса в аналітичному вигляді

$$H = H_\phi - s_\phi Q_n^2, \quad (6.12)$$

де Q_n - подача насоса, і характеристична лінія установки (трубопроводу),

$$H_{mp} = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2, \quad (6.13)$$

де Q_{mp} - витрата трубопроводу, причому при кількості одночасно працюючих насосів z_n подача одного насоса буде

$$Q_n = Q_{mp} / z_n; \quad (6.14)$$

Підставимо (6.14) в (6.12) і вирішимо сумісно рівняння (6.12), (6.13) для робочої точки С при $H = H_{mp}$. Система двох рівнянь

$$H = H_\phi - s_\phi (Q_{mp} / z_n)^2,$$

$$H_{mp} = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2.$$

Віднімемо друге рівняння з першого

$$0 = H - H_{mp} = H_\phi - H_{geo} - s_\phi (Q_{mp}^2 / z_n^2) - s_{mp} Q_{mp}^2.$$

Звідси

$$Q_{mp}^2 [(s_\phi / z_n^2 + s_{mp})] = H_\phi - H_{geo}.$$

Тоді остаточно подача двох насосів

$$Q_{mp} = Q_C = \sqrt{\frac{H_\phi - H_{geo}}{s_\phi / z_n^2 + s_{mp}}} \quad (6.15)$$

Подача одного насоса $Q_n = Q_C / z_n$

Напір насосів $H_C = H_1 = H_2 = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2$.

6.3.2 Паралельна робота двох різних насосів на один трубопровід.

Будуємо напірну характеристичну лінію паралельної роботи насосів за правилом: при заданому напорі подачі насосів додаються, рис. 6.7.

Точка перетину цієї характеристичної лінії з напірною характеристичною лінією установки (трубопроводу), точка С, визначає режим роботи насосів з сумарною подачею $Q_C = Q_{C1} + Q_{C2}$ і напором H_C .

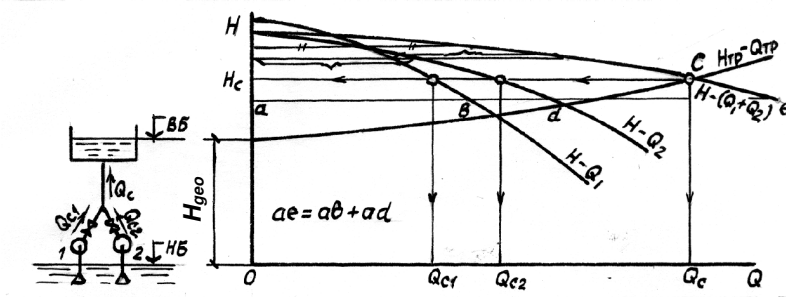


Рис. 6.7. Паралельна робота двох різних насосів і трубопроводу

Аналітичне рішення:

Сумарна напірна характеристика двох різних насосів при їх паралельній роботі має такий вигляд

$$H = H_{\phi n} - s_{\phi n} Q^2, \quad (6.16)$$

де

$$H_{\phi n} = \frac{(\sqrt{H_{\phi 1} s_{\phi 1}} + \sqrt{H_{\phi 2} s_{\phi 2}})^2}{(\sqrt{s_{\phi 1}} + \sqrt{s_{\phi 2}})^2}, \quad (6.17)$$

$$s_{\phi n} = \frac{s_{\phi 1} \cdot s_{\phi 2}}{(\sqrt{s_{\phi 1}} + \sqrt{s_{\phi 2}})^2}, \quad (6.18)$$

$H_{\phi 1}, H_{\phi 2}$ – фіктивні напори першого і другого насосів; $s_{\phi 1}, s_{\phi 2}$ – фіктивні опори першого і другого насосів

Для визначення параметрів паралельної роботи розв'язуємо систему рівнянь

$$\begin{aligned} H &= H_{\phi n} - s_{\phi n} Q^2, \\ H_{mp} &= H_{geo} + s_{mp} Q^2. \end{aligned}$$

Віднімаючи, отримуємо для точки С при $H = H_{mp}$

$$Q_C = \sqrt{\frac{H_{\phi n} - H_{geo}}{s_{\phi n} + s_{mp}}}. \quad (6.19)$$

Напір насосів

$$H_C = H_1 = H_2 = H_{geo} + s_{mp} Q_C^2. \quad (6.20)$$

Подачі насосів



$$Q_{c1} = \sqrt{\frac{H_{\phi 1} - H_1}{s_{\phi 1}}}, \quad (6.21)$$

$$Q_{c2} = \sqrt{\frac{H_{\phi 2} - H_2}{s_{\phi 2}}}, \quad (6.22)$$

6.3.3 Паралельна робота трьох однакових насосів на два трубопроводи.

Щоб визначити параметри насосів в цих умовах необхідно побудувати напірну характеристичну лінію паралельної роботи двох та трьох насосів і напірну характеристичну лінію паралельної роботи двох трубопроводів. Для побудови напірної характеристичної лінії трьох насосів при їх паралельній роботі необхідно при заданих напорах потроїти їх подачу. Для побудови характеристичної лінії паралельної роботи двох однакових трубопроводів необхідно при заданих напорах подвоїти пропускну здатність одного трубопроводу, рис. 6.8, причому $av=bc$.

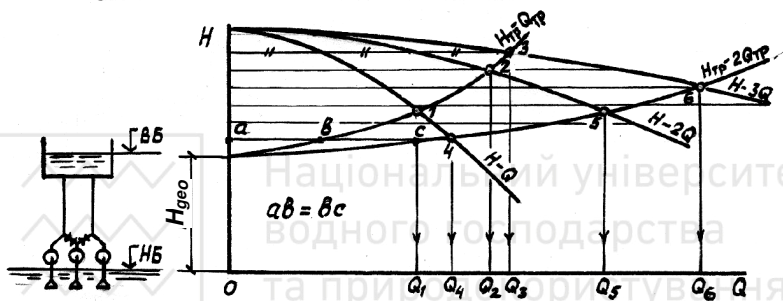


Рис. 6.8. Паралельна робота трьох однакових насосів на два трубопроводи

На перетинах характеристик отримують робочі точки 1-6, які визначають робочі режими насосів з параметрами, що наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. Параметри насосів при їх паралельній роботі.

Кількість насосів	Кількість трубопроводів	Робоча точка	Параметри насоса		
			Сумарна подача	Подача одного насоса	Напір насосів
1	1	1	Q_1	Q_1	H_1
2	1	2	Q_2	$Q_2/2$	H_2
3	1	3	Q_3	$Q_3/3$	H_3
1	2	4	Q_4	Q_4	H_4
2	2	5	Q_5	$Q_5/2$	H_5
3	2	6	Q_6	$Q_6/3$	H_6

Аналitичне рішення.

Позначимо для узагальнення точку 6 буквою С, тоді $Q_{mp} = Q_c / z_{mp}$;

$Q_n = Q_c / z_n$ і система рівнянь приймає вигляд

$$H = H_{\phi} - s_{\phi} (Q_c / z_n)^2,$$

$$H_{mp} = H_{geo} + s_{mp} (Q_c / z_{mp})^2.$$

128

перетину цієї характеристики з характеристичною лінією установки (трубопроводу) дає робочу точку С з сумарною подачею Q_c і подачею насосів Q_{c1} і Q_{c2} , які визначаються за відповідними характеристичними лініями при напорі H_c , причому напір другого насоса $H_2 = H_c$, а напір першого насоса $H_1 = H_c + H_3$.

Аналітичне рішення.

Напірна характеристика другого насоса

$$H_2 = H_\phi - s_\phi Q_n^2,$$

а першого

$$H_1 = H_\phi - (s_\phi + s_3) Q_n^2.$$

Далі задача зводиться до залежностей підрозділу 6.3.2, який стосується паралельної роботи двох різних насосів, причому

$$H_{\phi 1} = H_{\phi 2} = H_\phi, \quad s_{\phi 2} = s_\phi,$$

$$s_{\phi 1} = (s_\phi + s_3).$$

Питання до самоконтролю

1. Що називається напірною характеристичною лінією установки (трубопроводу)?
2. Як визначається коефіцієнт напірної характеристичної лінії установки?
3. Як визначаються параметри сумісної роботи насоса і трубопроводу?
4. Як аналітично визначаються координати робочої точки при сумісній роботі насоса і трубопроводу?
5. В чому полягає процес нестійкої роботи відцентрового насоса?
6. Як визначаються параметри паралельної роботи двох однакових насосів на трубопроводі графічно і аналітично?
7. В чому особливість паралельної роботи двох різних насосів на трубопроводі?
8. Як визначаються параметри роботи трьох однакових насосів на два трубопроводи?



7.1 Послідовна робота однакових і різних насосів.

В умовах виробництва може виявитися, що напір насосів недостатній для подачі рідини на потрібну висоту. В таких випадках насоси з'єднують послідовно. При цьому перший насос подає рідину до всмоктувального патрубка другого насоса, який, в свою чергу, подає її в напірний трубопровід. Зовнішньою ознакою такого з'єднання є один нагнітальний і один всмоктувальний трубопровід.

7.1.1 Послідовна робота двох однакових насосів.

Для побудови сумарної напірної характеристичної лінії $H_{I+2}-Q$ насосів, що працюють послідовно, необхідно при заданих подачах подвоїти ординати напірної характеристики одного насоса $H_F = 2H_G$, або $ab = bc$, рис. 7.1.

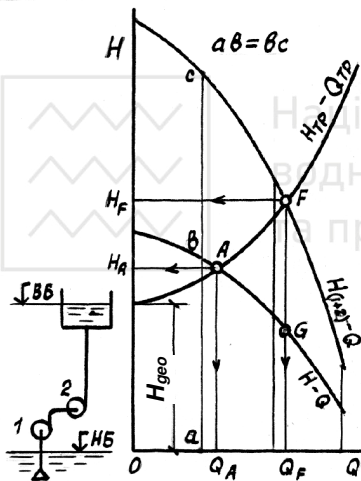


Рис. 7.1. Послідовна робота двох однакових насосів

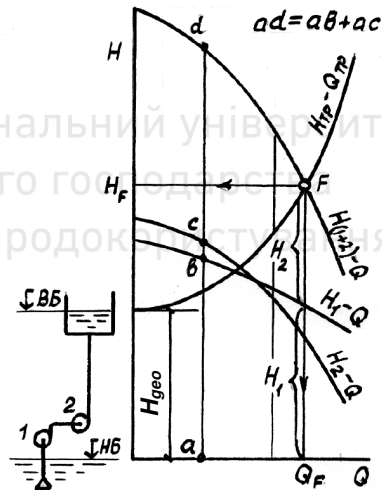


Рис. 7.2. Послідовна робота двох різних насосів

При заданій напірній характеристичній лінії установки (трубопроводу) $H_{тр}-Q_{тр}$ режим роботи одного насоса визначається робочою точкою А – з подачею Q_A і напором H_A . При послідовній роботі – робоча точка F, відповідає подачі Q_F , при напорі $H_F = 2H_G$. При цьому кожен насос розвиває напір H_G .

Значне збільшення напору досягається при напірних трубопроводах з крутими напірними характеристичними лініями.



Аналітична напірна характеристика z_n однакових послідовно працюючих насосів має такий вигляд

$$H = z_n (H_\phi - s_\phi Q_n^2),$$

а характеристична лінія установки (трубопроводу)

$$H_{mp} = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2.$$

Одержану систему рівнянь вирішуємо для робочої точки F, в якій $H = H_{mp}$; $Q_n = Q_{mp}$, тоді

$$z_n H_\phi - H_{geo} = Q_F^2 (z_n s_\phi + s_{mp})$$

Звідси подача насосів

$$Q_F = \sqrt{\frac{z_n H_\phi - H_{geo}}{z_n s_\phi + s_{mp}}}. \quad (7.1)$$

Напір насосів

$$H_F = H_{geo} + s_{mp} Q_F^2 \quad (7.2)$$

Напір одного насоса

$$H_G = H_F / z_n = H_F / 2$$

7.1.2.Послідовна робота двох різних насосів

Послідовна робота двох різних насосів вирішується графічно аналогічно попередньому випадку, причому сумарна напірна характеристична лінія насосів одержується додаванням напорів насосів при заданих подачах, рис. 7.2. Режим роботи насосів визначається робочою точкою F, в якій подача Q_F , напір H_F , а напір кожного насоса H_1 і H_2 .

7.1.3 Послідовна робота двох однакових насосів, які розташовані на різних насосних станціях.

Задача вирішується методом приведення напірної характеристичної лінії першого насоса до точки підключення його до всмоктувального патрубку другого (точка a) на величину втрат напору у з'єднувальному трубопроводі H_{J3} , рис. 7.3.

Характеристична лінія з'єднувального трубопроводу

$$H_{J3} = s_3 Q_n^2.$$

Приведений напір першого насоса при заданій подачі Q знаходять за формулою

$$H_1' = H_1 - H_{J3}.$$

За координатами: подачею Q і напором H_1' будують приведену напірну характеристичну лінію першого насоса $H_1' - Q$, див.рис.7.3.

Напірна характеристична лінія послідовної роботи насосів в цьому випадку будується за рівнянням $H_{1+2} = H_1' + H_2$.

Робоча точка F визначає подачу насосів Q_F і напір кожного насоса

$$H_2 = H_{F2}; H_1 = H_{F1} = H_{F2} - H_{J3}.$$

Аналітичне рішення.

Напірні характеристики насосів:

а) першого
$$H_1 = H_\phi - (s_\phi + s_3) Q^2,$$



б) другого господарства $H_2 = H_\phi - s_\phi Q^2$.
та природокористування

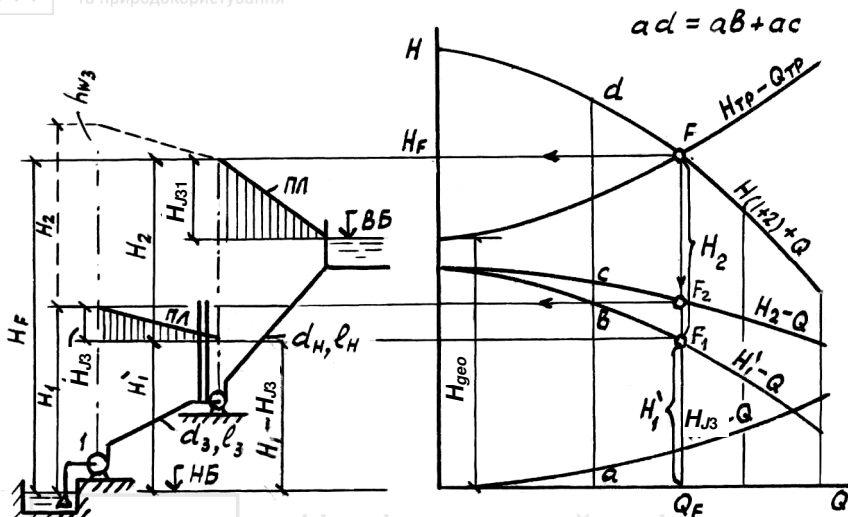


Рис. 7.3. Послідовна робота двох різних насосів, які розташовані на різних насосних станціях

Сумарна напірна характеристика при послідовній роботі насосів

$$H_{1+2} = 2H_\phi - (2s_\phi + s_3) Q^2.$$

Характеристика трубопроводу

$$H_{mp} = H_{geo} + s_{mp} Q_{mp}^2.$$

Система рівнянь вирішується для точки F при $H_{1+2} = H_{mp}$ і $Q_u = Q_{mp}$

$$0 = H - H_{mp} = 2H_\phi - H_{geo} - (2s_\phi + s_3 + s_{mp}) Q^2.$$

Звідси подача насосів

$$Q_F = \sqrt{\frac{2H_\phi - H_{geo}}{2s_\phi + s_3 + s_{mp}}}. \quad (7.3)$$

Напір насосів

$$H_F = H_{geo} + s_{mp} Q^2. \quad (7.4)$$

Напір другого насоса

$$H_2 = H_\phi - s_\phi Q_F^2.$$

Приведений напір першого насоса.

$$H_1 = H_F - H_2.$$

Розглянута схема з'єднання насосних станцій має деякі особливості. При непередбачуваних збільшеннях витрати води в трубопроводах, які призводять до збільшення втрат напору, можливе недопустиме зниження тиску (кавітація) на вході в насоси другого ступеню підняття води. Щоб попередити

це явище, безпосередньо перед насосами другого ступеню встановлюють водонапірну колону. При випадкових короточасних збільшеннях витрати частина води з колони буде поступати у трубопровід і тиск на вході в насоси підвищиться, і, навпаки, при зменшенні витрати води її частина з трубопроводу піде в колону і зменшить підняття тиску в трубопроводі.

7.1.4 Послідовна робота трьох насосних станцій.

Розглянемо роботу трьох послідовно з'єднаних насосних станцій (НС), рис. 7.4.

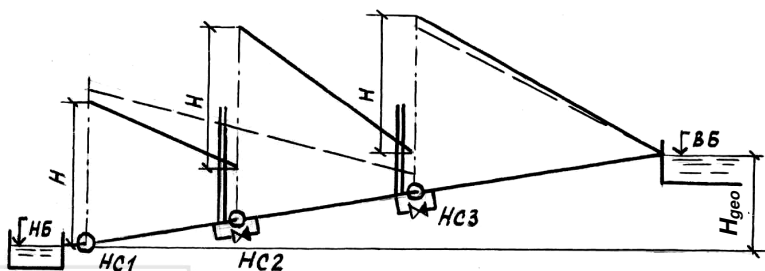


Рис. 7.4. Послідовна робота трьох насосних станцій

При невеликій геодезичній висоті підйому напори, які розвивають НС, в основному витрачаються на подолання гідравлічних опорів. В кінці напірних трубопроводів першої і другої НС встановлені водонапірні колони. Часткову подачу води по трубопроводах у випадку аварійного відключення другої або третьої НС забезпечують обвідні лінії, які обладнані зворотними затворами (клапанами), і тарелі цих клапанів при нормальному режимі роботи НС закриті. Діаметр обвідних ліній і зворотних затворів дорівнює діаметру напірних трубопроводів.

Коли напір у всмоктувальному трубопроводі НС, яка відключається, стає більшим напору у напірному трубопроводі, зворотний затвор відкривається, вода починає надходити в обвідну лінію, витрата води у трубопроводі дещо знижується, а напори насосів, що не відключені, підвищуються. На рис. 7.4 п'єзометричні лінії при роботі всіх насосів показані суцільними лініями, а при відключенні другої НС – пунктирною лінією. Положення п'єзометричних ліній визначає необхідну висоту водонапірних колон на входах другої і третьої НС.

7.2. Робота насоса на розгалужений водогін.

Задача вирішується методом приведення напірної характеристичної лінії насоса до точки розгалуження трубопроводів (точка *a*), рис. 7.5, шляхом віднімання від напірної характеристичної лінії насоса втрат напору у з'єднувальному трубопроводі. Характеристична лінія з'єднувального трубопроводу з діаметром d_3 і довжиною l_3



$$H_{J3} = s_3 Q_n^2,$$

де s_3 - коефіцієнт опору з'єднувального трубопроводу.

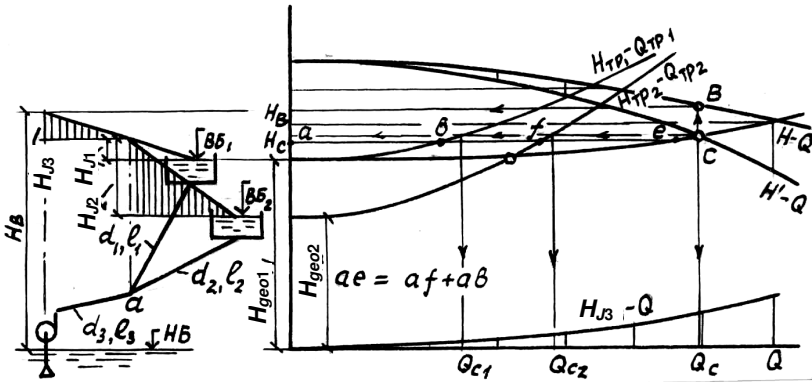


Рис. 7.5. Робота насоса на розгалужений трубопровід

Будують характеристичні лінії трубопроводів з параметрами H_{geo1} , d_1 , l_1 і H_{geo2} , d_2 , l_2 . Визначають координати сумарної напірної характеристичної лінії паралельної роботи двох різних трубопроводів шляхом додавання абсцис характеристичних ліній трубопроводів при заданих напорах. Точка перетину сумарної напірної характеристичної лінії трубопроводів з приведеною напірною характеристичною лінією насоса (точка C), визначає режим роботи насоса з параметрами Q_C , H_B , причому в резервуари насос подає відповідно Q_{C1} і Q_{C2} .

7.3. Вплив коливання рівня води в джерелі водозабору на режим роботи насоса.

Задані: напірна характеристична лінія насоса $H-Q$ і напірна характеристична лінія трубопроводу $H_{mp}-Q_{mp}$, рис. 7.6.

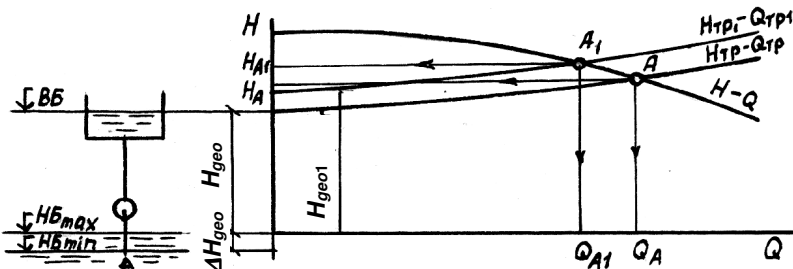


Рис. 7.6. Сумісна робота насоса і трубопроводу при коливанні рівнів води в джерелі водозабору

Робоча точка A при $\downarrow H_{B_{max}}$ відповідає подачі Q_A і напору H_A .



Що станеться, якщо рівень води у джерелі водозабору знизиться до $\downarrow H_{B_{min}}$, тобто на $\Delta H_{geo} = \downarrow H_{B_{max}} - \downarrow H_{B_{min}}$.

Геодезичний напір при цьому збільшиться і стане рівним

$$H_{Г1} = H_{geo} + \Delta H_{geo}.$$

Проводять напірну характеристичну лінію установки (трубопроводу) з новим значенням геодезичного напіру H_{geo1} . Нова робоча точка A_1 визначає новий режим роботи насоса з параметрами: подача $Q_{A1} < Q_A$ і напір $H_{A1} > H_A$.

Аналітичне рішення.

$$Q_{A1} = \sqrt{\frac{H_{\phi} - H_{geo1}}{s_{\phi} + s_{mp}}}, \quad (7.5)$$

$$H_{A1} = H_{\phi} - s_{\phi} Q_{A1}^2. \quad (7.6)$$

Питання для самоконтролю

1. Яка схема з'єднання послідовно працюючих насосів?
2. У яких випадках виникає необхідність послідовного підключення насосів?
3. Як визначити графічно і аналітично параметри двох однакових послідовно працюючих насосів?
4. Як визначити параметри двох різних послідовно працюючих насосів?
5. Як визначити параметри послідовної роботи двох однакових насосів, які розташовані на різних насосних станціях?
6. Як визначаються параметри насоса при його роботі на розгалужений трубопровід?
7. Як впливає зміна рівня води в джерелі водозабору на режим роботи насоса?



8. НАСОСНІ СТАНЦІЇ

8.1. Призначення і типи насосних станцій

Насосними станціями називають будівлі або приміщення, в яких розташовані насосні агрегати, з'єднувальні трубопроводи, арматура, електротехнічне обладнання, контрольно-вимірювальна апаратура, вантажно-підйомне і допоміжне обладнання, що забезпечують роботу насосних агрегатів, їх ремонт або заміну.

Насосні станції класифікують наступним чином:

- за призначенням – зрошувальні, осушувальні, для водопостачання, для водовідведення і ін.;
- за видом джерела води – з водозабором із поверхневих джерел (річок, водосховищ, каналів і ін.); з водозабором із підземних джерел (із шахтних і трубчастих колодязів).;
- за розташуванням обладнання відносно поверхні землі – наземні, напівзаглиблені, камерні, заглиблені (шахтні);
- за видом гідромеханічного і енергетичного обладнання - електрифіковані насосні станції з відцентровими або осьовими насосами і станції з двигунами внутрішнього згоряння;
- за будовою – стаціонарні і пересувні насосні станції;
- за розташуванням відносно вододжерела – руслові і берегові станції;
- за компонованням з іншими гідротехнічними спорудами – роздільно збудовані і суміщені.

В галузі водопостачання за призначенням розрізняють чотири основні групи насосних станцій:

- *водопровідні*, які призначені для роботи в системах водопостачання міст, населених пунктів і промислових підприємств;
- *для водовідведення*, призначені для роботи в системах водовідведення міст і промислових підприємств;
- *меліоративні*, призначені для подачі води в системах меліорації сільськогосподарських угідь;
- *дренажні*, призначені для відкачування води в системах дренажу території і промислових майданчиків.

В свою чергу, водопровідні насосні станції поділяють на насосні станції першого і другого підйому, підвищувальні (станції підкачки) і циркуляційні.

Насосні станції першого підйому призначені для подачі води з джерела водопостачання на очисні споруди або безпосередньо в мережу, резервуари або водонапірну башту, якщо вода не потребує очистки.

Насосні станції другого підйому призначені для подачі очищеної води з резервуарів в водоводи і розподільчу мережу.



Підвищувальні насосні станції (станції підкачки) призначаються для підвищення напору в мережі окремих районів міста або на деяких ділянках районних водопроводів.

Циркуляційні насосні станції будують в оборотних системах водопостачання промислових підприємств і теплових електростанцій.

За надійністю роботи насосні станції повинні відповідати категорії надійності систем водопостачання. Згідно СНІП 2.04.02-84 встановлені три категорії систем водопостачання:

- перша – допускає зниження подачі води на господарсько-питні потреби не більш 30% розрахункової витрати, а на виробничі потреби - до межі, яка встановлена аварійним графіком. Тривалість зниження не повинна перевищувати 3 діб. Перерва в подачі або зниження її нижче зазначеної межі не повинні перевищувати 10 хв;
- друга – зниження подачі така ж як і для першої категорії; Тривалість зниження не повинна перевищувати 10 діб. Перерва в подачі або зниження її нижче зазначеної межі не повинні перевищувати 6 годин;
- третя - зниження подачі така ж як і для першої категорії; Перерва в подачі або зниження її нижче зазначеної межі не повинні перевищувати 24 годин;

До першої категорії надійності відносять насосні станції протипожежних водопроводів, а також об'єднаних господарчо-протипожежних при кількості мешканців більш 50000 чол., а також виробничо-протипожежних водопроводів.

До другої категорії надійності відносять насосні станції, які в системі водопостачання мають ємність з необхідним протипожежним запасом води і забезпеченим розрахунковим напором, а також населених пунктів з кількістю мешканців більш 5000 чол.

До третьої категорії надійності відносять насосні станції господарсько-протипожежних водопроводів населених пунктів з кількістю мешканців менш 5000 чол., а також насосні станції, які подають воду при зрошенні або осушенні; а також в цеха промислових підприємств, де можлива зупинка водопостачання.

Для гарантійної надійної роботи насосної станції необхідно забезпечити для неї безперебійне електропостачання, для чого приймається така ж надійність електрообладнання за „Правилами устроювання електроустановок (ПУЕ)”.

8.2. Напірні водоводи

Напірні водоводи призначені для подачі води від насосної станції до водовипускних споруд або до місця відбору води.

Напірні водоводи насосних станцій прокладають з азбестоцементних, залізобетонних і сталевих труб. Чавунні труби знайшли обмежене застосування в зв'язку з їх високою вартістю і значною масою.

Азбестоцементні труби застосовують при діаметрах від 100 до 500 мм і тиску в них до 1,5 МПа; збірні залізобетонні труби – при діаметрах від 500 до 1600 мм і тисках до 1,5 МПа. При використанні залізобетонних труб зі сталевим осередком тиск може бути збільшеним до 3 МПа. Монолітні залізобетонні труби застосовують при тисках до 0,5 МПа і практично при будь-яких діаметрах. Сталеві труби застосовують для будь-яких діаметрів і тисків, а практично через їх дефіцитність лише в тих випадках, коли інші труби не можуть бути використані.

Всі трубопроводи прокладають в ґрунті, крім того сталеві труби можливо прокладати відкрито на опорах.

При проектуванні напірних трубопроводів необхідно враховувати наступні вимоги: трасу вибирають на стійких до зсуву ділянках; по можливості прокладають трубопровід з безперервним підйомом. Як виключення, дозволяються ділянки зі зворотним похилом. Для забезпечення випорожнення напірних трубопроводів їх прокладають завжди з похилом не менш 0,001 в напрямі водовипуску; необхідно уникати поворотів трубопроводу в плані і вертикальній площині.

Після вибору траси напірних трубопроводів призначають число ниток. При довжині трубопроводів до 100 м число ниток дорівнює числу насосів. При довжині трубопроводів 100...300 м об'єднання декількох ниток в одну повинно бути обґрунтовано техніко-економічними розрахунками. При довжині трубопроводів більше 300 м об'єднання їх обов'язкове.

Економічний діаметр трубопроводів вибирають на основі техніко-економічних розрахунків.

В необхідних випадках напірні трубопроводи облаштовують засувками для виділення ремонтних ділянок, вантузами для випуску повітря, випусками для спорожнення трубопроводів, компенсаторами, клапанами для впуску-випуску повітря і зворотними клапанами.

8.3. Визначення режимів роботи, розрахункових витрат і напорів насосних станцій меліоративних систем (головних і першого підйому)

Визначення основних параметрів розглянемо на прикладі проектування насосних станцій, які подають воду у відкриті ємності. Кількість насосів Z_n визначається з умови найкращого покриття графіка водоспоживання. Розрахункова подача насоса визначається за залежністю

$$Q_n = Q_{\max} / Z_n \quad (8.1)$$

де $Q_{\max}$ – максимальна ордината графіка водоспоживання.

Графік водоспоживання насосної станції наведено на рис. 8.1. На цьому ж графіку показують наближену кількість працюючих насосів, які необхідні для покриття графіка. Цю кількість отримують за відношенням $Z_{ni} \approx Q_i / Q_n$.

Визначення геодезичних висот підйому води насосної станції

Для прикладу вважаємо, що насосна станція забирає воду з водосховища (або іншого джерела водозабору). Максимальна розрахункова відмітка рівня



води в водосховищі для третьої категорії надійності становить $\downarrow HB_{max5\%} = \dots$ м, а мінімальна $\downarrow HB_{min90\%} = \downarrow HB_{max5\%} - \Delta H = \dots$ м, де ΔH – коливання рівнів води в водосховищі. Графік зміни рівнів води в водосховищі 50% забезпеченості наведено на рис. 8.2.

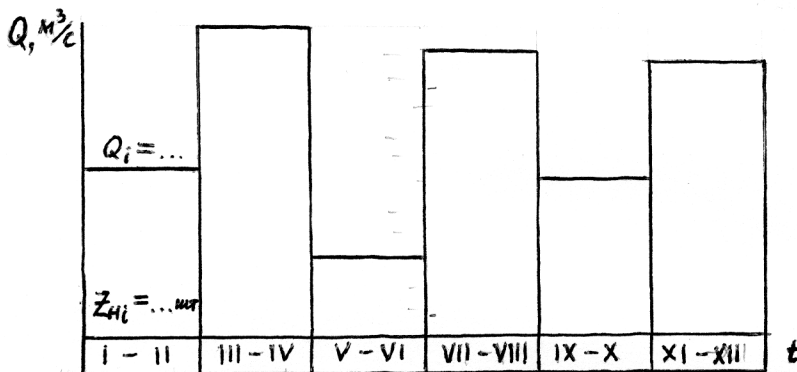


Рис. 8.1. Графік водоспоживання насосної станції



Рис 8.2. Графік зміни рівнів води в водосховищі 50% забезпеченості

Загальна довжина трубопроводу L , м.

Середньозважену висоту підйому води (середньозважений геометричний напір) насосної станції знаходять за залежністю [31, с. 69]

$$H_{Г.ср} = \frac{\sum Q_i H_{Гi} t_i}{\sum Q_i t_i}, \quad (8.2)$$

де Q_i і $H_{Гi}$ – подача і геодезична висота підйому НС за періоди роботи t_i , які приймають за графіком водоспоживання і відмітках води в верхньому $\downarrow BB_i$ і нижньому $\downarrow HB_i$ б'єфах, причому



$$H_{Гі} = \downarrow BB_i - \downarrow HB_i.$$

(8.3)

Розрахунок проводять у вигляді таблиці 8.1

Таблиця 8.1. – Визначення середньозваженої геодезичної висоти підйому води

Періоди роботи НС	Кількість діб в періоді t_i	Подача НС Q_i , $м^3/с$	Відмітки рівнів води, м		Геодезична висота підйому $H_{Гі}$, м	$Q_i H_{Гі}$	$Q t_i$
			Верхній б'єф	Нижній б'єф			
I – II							
III-IV							
V-VI							
VII-VIII							
IX-X							
XI-XII							

З таблиці 8.1 знаходять мінімальний геометричний напір $H_{Гmin} = \dots$ м і максимальний геометричний напір $H_{Гmax} = \dots$ м.

Визначення економічного найвигіднішого діаметру напірного трубопроводу d_{en}

Визначення d_{en} виконуємо за методикою [31, с. 271].

Найбільш поширеним методом техніко-економічних розрахунків при порівнянні різних варіантів інженерних рішень є метод приведених затрат [31, с.250]. Показником найкращого варіанту, який визначають на основі порівняльної економічної ефективності, є мінімум приведених затрат. Приведені затрати по кожному варіанту складаються з поточних затрат (собівартість або експлуатаційні видатки) і капітальних вкладень, приведених до однієї розмірності у відповідності з нормативом порівняльної економічної ефективності E_n , який приймають $E_n = 0,08 \dots 0,12$ в залежності від типу НС:

$$Z_i = C_i + E_n K_i \rightarrow \min, \quad (8.4)$$

де Z_i – значення приведених затрат для i - того варіанта; C_i – поточні виробничі витрати (експлуатаційні видатки); K_i – значення капіталовкладень по i -тому варіанту. Перевага віддається варіанту, який має мінімальне значення показника Z_i .

При виконанні техніко-економічних розрахунків рекомендують дотримуватися таких правил.

1. При порівнянні варіантів рішення інженерних задач, необхідно розглядати тільки такі варіанти, які можливо взаємно замінювати, наприклад, такі, які забезпечують подачу заданих об'ємів води в задані місця.



2. При співставленні різних варіантів допускається враховувати показники капіталовкладень і річних експлуатаційних видатків лише тих елементів споруд, які змінюються за варіантами.

Оптимальний, тобто економічно найвигідніший діаметр напірного трубопроводу d_{en} знаходять шляхом техніко-економічного порівняння варіантів [31, с.271;]. Розрахунок виконується для одного погонного метра трубопроводу і зводиться до знаходження мінімуму приведених затрат за формулою (2.1), маючи на увазі, що зі збільшенням діаметра трубопроводу його вартість K зростає, а вартість втраченої електроенергії зменшується. Розрахунок проводять для 5...7 значень діаметра трубопроводу. Діаметри трубопроводу D призначають так, щоб швидкість води для середнього значення діаметра складала 1,5...2,5 м/с. Матеріал трубопроводу приймають за рекомендаціями [31, с.193]: збірні залізобетонні труби – при діаметрах від 500 до 1600 мм і тиску в них до 1,5 МПа; сталеві труби використовують при будь-яких діаметрах і тисках, але у зв'язку з їх дефіцитністю лише у випадках, коли інші труби не можуть бути застосовані.

Розрахунок трубопроводу виконують на середньо кубічну витрату $q_{p.m}$, яка залежить від ступінчатого графіка водоспоживання і визначається за формулою [31, с.274]

$$q_{p.m} = \sqrt[3]{\frac{\sum (Q_i^3 \cdot t_i)}{\sum t_i}}, \quad (8.5)$$

де Q_i , t_i – відповідно витрата і тривалість роботи насосної станції в i -тий період графіка водоспоживання.

Швидкість води в трубопроводі знаходять за залежністю

$$V = \frac{q_{p.m}}{0,785 \cdot D^2}. \quad (8.6)$$

Вартість одного погонного метра трубопроводу K і питомий опір трубопроводу A визначають за таблицями, які відповідають прийнятому матеріалу труб.

Втрати напору на 1 п.м. трубопроводу визначають за залежністю

$$h_w = 1,1 \cdot A \cdot q_{p.m}^2. \quad (8.7)$$

Кількість втраченої електроенергії в кВт год знаходять за формулою

$$E = \frac{9,81 \cdot q_{p.m} \cdot h_w \cdot T \cdot 24}{\eta_{na}}, \quad (8.8)$$

де $q_{p.m}$ – розрахункова витрата трубопроводу, м³/с; $T = \sum t_i$ – тривалість роботи насосної станції за рік, діб; η_{na} – коефіцієнт корисної дії насоса.

В першому наближенні приймають $\eta_{na} = 0,8$.

Вартість втраченої електроенергії

$$a = a_0 \cdot E, \quad (8.9)$$



де a_0 – вартість -1 кВт год. електроенергії.

Відрахування на відновлення δ і ремонту b знаходять за залежностями

$$\delta = \delta_0 \cdot K, \quad (8.10)$$

$$b = b_0 \cdot K, \quad (8.11)$$

де δ_0 і b_0 – приймають відповідно таблиці 5.2.

Таблиця 8.2. – Відрахування на відновлення і ремонту

Найменування відрахувань	Позначення	Одиниці вимірювання	Матеріал трубопроводу	
			сталь	залізобетон
Відрахування на відновлення	δ_0	%	1	1
Відрахування на ремонт	b_0	%	0,87	0,54

Річні експлуатаційні витрати

$$C = a + \delta + b. \quad (8.12)$$

Приведені затрати знаходять за формулою (8.4).

Розрахунок зводять у таблицю. Для прикладу в таблиці 8.3 приведені результати розрахунку при $q_{p.m} = 8,4 \text{ м}^3/\text{с}$; $E_n = 0,08$; $\eta_{na} = 0,8$; і вартості електроенергії $a_0 = 1 \text{ коп/кВт год}$; тривалості роботи НС $T = 183 \text{ доби}$. За даними таблиці мінімальні приведені затрати $3_{min} = 59,35 \text{ грн}$ при діаметрі труб $d_{e.n} = 2,1 \text{ м}$. Труби сталеві засипні індивідуального виготовлення. За результатами розрахунків побудовані графіки залежностей $K = f(D)$, $C = f(D)$ і $3 = f(D)$, рис. 8,3.

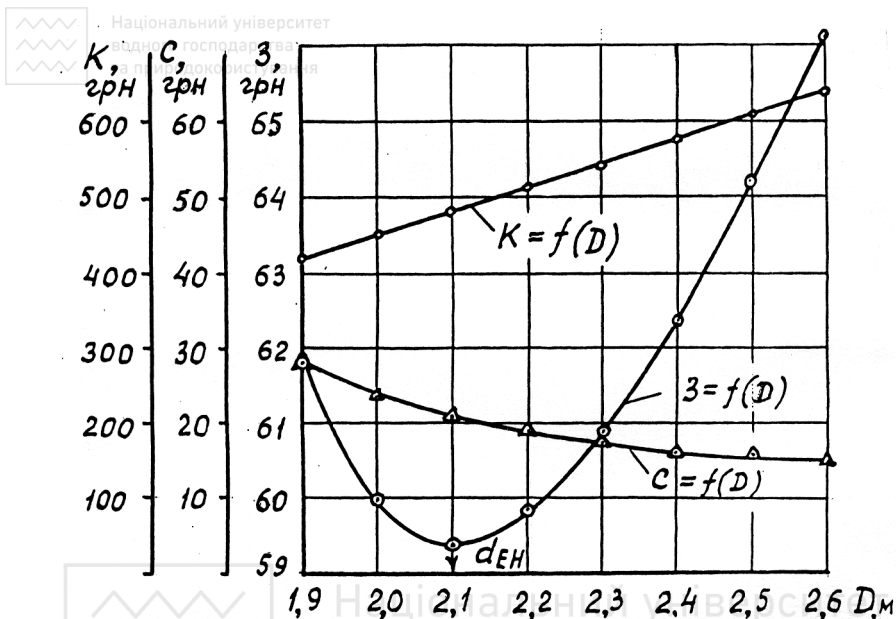


Рис. 8.3 Графіки залежностей $K=f(D)$, $C=f(D)$ і $3=f(D)$

Таблиця 8.3. - Розрахунок оптимального діаметра трубопроводу.

№ варіанта	$D, \text{м}$	$V, \text{м/с}$	$K, \text{грн}$	$A, 10^{-6} \text{с}^2/\text{м}^6$	$h_w, \text{м}$	$E, \text{кВт год}$	$a, \text{грн.}$	$\delta, \text{грн.}$	$b, \text{грн.}$	$C, \text{грн.}$	$3, \text{грн.}$
1	1,9	2,96	421,2	57,78	0,00448	2031,2	20,31	4,21	3,66	28,18	61,88
2	2,0	2,68	450,9	44,04	0,00342	1547,2	15,472	4,51	3,92	23,90	59,97
3	2,1	2,43	480,6	34,0	0,00264	1194,3	11,943	4,81	4,18	20,90	59,35
4	2,2	2,21	511,7	26,58	0,00206	931,97	9,320	5,12	4,50	18,94	59,88
5	2,3	2,05	542,7	20,99	0,00163	737,4	7,374	5,43	4,72	17,52	60,94
6	2,4	1,86	572,4	16,76	0,00130	589,92	5,889	5,72	4,98	16,60	62,39
7	2,5	1,71	602,1	13,49	0,00105	475,02	4,75	6,02	5,24	16,01	64,18
8	2,6	1,58	631,8	10,96	0,00085	383,5	3,83	6,32	5,49	15,64	66,18

Визначення розрахункових напорів НС

В процесі функціонування насосних станцій мають місце три розрахункових напори:

1) напір в усталеному режимі при максимальній кількості працюючих насосів називається робочим H_p



2) мінімальний пусковий напір – напір, з яким насос працює при заповненні системи; використання

3) максимальний пусковий напір – найбільший напір, що виникає в період пуску насосної установки в роботу

В схемах з'єднання насосів і трубопроводів місцеві опори включаються послідовно і характеристика Q - H системи однозначно апроксимується виразом

$$H_p = H_{\Gamma} + h_{\text{вод}} + ALQ_{mp}^2 + \sum \zeta_{n,mp} \left(\frac{Q_{mp}^2}{\omega_{np}^2 2g} \right)^2 = H_{\Gamma} + S_{\text{сист}} Q_{mp}^2, \quad (8.13)$$

де $h_{\text{вод}}$ - втрати напору в водозабірних спорудах, у першому наближенні приймаються $h_{\text{вод}} = 1,5$ м; Q_{mp} - витрата трубопроводу (для блочної схеми $Q_{mp} = Q_n$), м³/с; $\sum \zeta_{n,mp}$ - сума місцевих опорів напірного трубопроводу; $S_{\text{сист}}$ - питомий опір системи трубопроводів, с²/м⁵. Причому

$$S_{\text{сист}} = h_{\text{вод}} / Q_{mp}^2 + AL + \sum \zeta_{n,mp} / (\omega_{np}^2 2g); \quad (8.14)$$

Знаходять $S_{\text{сист}}$ за формулою (3.2) і H_p за формулою

$$H_p = H_{\Gamma,св} + S_{\text{сист}} Q_{mp}^2. \quad (8.15)$$

При виборі насосів необхідно розглядати технічну можливість їх роботи при екстремальних значеннях геодезичного напору

$$H_{pmin} = H_{\Gamma min} + S_{mpmin} Q_{mp}^2 \quad (8.16)$$

$$H_{pmax} = H_{\Gamma max} + S_{mpmax} Q_{mp}^2 \quad (8.17)$$

Приймають $S_{mpmin} = S_{\text{сист}}$.

При роботі насосів на незаряджений сифонний водовипуск враховують перевищення гребеня сифона над максимальним рівнем води в верхньому б'єфі $h_{\text{сиф}}$. Тоді

$$S_{mpmax} = S_{\text{сист}} + h_{\text{сиф}} / Q_{mp}^2. \quad (8.18)$$

За наведеними формулами визначають коефіцієнти опорів трубопроводу і розрахункові напори H_{pmin} і H_{pmax} .

Добір гідромеханічного обладнання

Виходячи з отриманих необхідних параметрів насоса добирають не менше двох варіантів обладнання з такою умовою, щоб характеристики трубопроводу перетинали робочу зону насоса. Для цього, користуючись зведеним графіком областей використання осьових насосів, які наведені в каталогах осьових насосів, добирають відповідні марки насосів за значеннями параметрів Q_n і H_p , а потім перевіряють їх за значеннями екстремальних напорів. Іноді конкуруючим варіантом може бути діагональний насос типу ДПВ. Якщо насоси зазначених типів добрати не вдається, то переходять к розгляду варіантів насосної станції з насосами інших типів.

Аналіз режимів роботи насосів і вибір оптимального варіанту гідромеханічного обладнання

Універсальні характеристики осьових і діагональних насосів знаходять за матеріалами відповідних каталогів насосів. На ксерокопіях універсальних характеристик вибраних насосів будують характеристики напірних трубопроводів. Координати останніх розраховують у вигляді таблиці 8.4

Таблиця 8.4. – Координати характеристик напірного трубопроводу

$Q_{max}, \text{м}^3/\text{с}$							
$H = H_{\Gamma,св} + S_{сист} Q_{mp}^2, \text{м}$							
$H = H_{\Gamma,min} + S_{mpmin} Q_{mp}^2, \text{м}$							
$H = H_{\Gamma,max} + S_{mpmax} Q_{mp}^2, \text{м}$							

Для зниження затрат на експлуатацію НС перевагу необхідно віддавати насосним агрегатам, які мають менший річний середньозважений ККД η_{piv} , який визначають за формулою

$$\eta_{piv} = \frac{\sum \eta_i t_i Q_i H_i}{\sum t_i Q_i H_i}, \quad (8.19)$$

де η_i, Q_i, H_i – відповідно коефіцієнт корисної дії, %; подача, $\text{м}^3/\text{с}$; напір, м на i -тому режимі роботи насосного агрегату, що відповідає певному періоду графіка водоспоживання; t_i – тривалість i -того періоду, діб. Розрахунки виконуємо для кожного варіанту в табличній формі, таблиці 8.5.

Таблиця 8.5. – Аналіз режимів роботи насоса....., $n=....\text{об/хв}$

Періоди роботи НС	Тривалість періоду t_i , діб	Кількість працюючих насосів Z_{ni} , шт	Витрата водоспоживання $Q_i, \text{м}^3/\text{с}$	Геометричний напір $H_{\Gamma}, \text{м}$	Різниця геометричних напорів $\Delta H_{\Gamma i}, \text{м}$
I-II					
III-IV					
V-VI					
VII-VIII					
IX-X					
XI-XII					

Продовження таблиці 8.5.

Періоди роботи НС	Кут розвороту лопатей РК $\theta, \text{град}$	Фактичні			ККД $\eta_i, \%$	$\eta_i Q_i t_i H_i$	$t_i Q_i H_i$	$\Delta h_{дон}, \text{м}$	$N=9,81 Q_i H_i / \eta_i, \text{кВт}$
		Подача насоса Q_{ni}	Напір $H_i, \text{м}$	Подача насосної станції $Q_i, \text{м}^3/\text{с}$					

	водного господарства та природокористування	м ³ /с							
I-II									
III-IV									
V-VI									
VII-VIII									
IX-X									
XI-XII									
						Σ =	Σ =		

Вибір розрахункових екстремальних режимів роботи насоса

Для обраного за максимумом $\eta_{pн}$ насоса з таблиці 8.5 визначають найгірший режим роботи з точки зору розвитку кавітаційних явищ, якому відповідає режим з найбільшим значенням потрібного кавітаційного запасу – позначимо його $\Delta h_{доп.м} = \dots \text{м}$ і режим з найбільшою необхідною потужністю двигуна насоса $N_{м} = \dots \text{кВт}$.

Визначення висотного положення насоса

Уточнюємо втрати напору у водозабірних спорудах, які обладнуються, як правило, грубими решітками і обертальними сітками з лобовим або боковим підведенням води.

Щоб знайти глибину води на вході у всмоктувальну трубу, визначають в першому наближенні відмітку осі насоса за формулами

$$\downarrow \text{осі} = \downarrow H_{Б.мін} + H_{ГВ.доп}; \quad (8.20)$$

$$H_{ГВ.доп} = H_{б.м} - H_n - \Delta h_{доп} - h_{вод}; \quad (8.21)$$

де $H_{ГВ.доп}$ – допустима геометрична висота всмоктування, м;

$H_{б.м} = (p_c / \rho g)$ – параметр, який враховує абсолютний мінімальний барометричний (атмосферний) тиск, м;

$H_n = p_{нас} / \rho g$ – параметр, який враховує тиск пароутворення при максимальній температурі в сітчастій камері, м;

$p_{нас}$ – тиск насиченої водяної пари;

ρ – густина рідини, для води $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Таблиця 8.6. – Значення параметра $H_{б.м}$ в залежності від висоти над рівнем моря

Висота над рівнем моря, м	0	500	1000	1500	2000
$H_{б.м} = (p_c / \rho g)$	9,97	9,41	8,86	8,34	7,85

Таблиця 8.7 - Значення параметра H_n при різних температурах води

$t^\circ \text{C}$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
$H_{н.р} = p_{нас} / \rho g \text{ м}$	0,062	0,089	0,125	0,174	0,238	0,323	0,432	0,575	0,752	0,995



У другому наближенні уточнюють втрати напору у водозабірних спорудах.

У випадку блочної насосної станції сумарну величину втрат напору Σh_w на водозабірних спорудах знаходять за формулою

$$\Sigma h_w = \zeta V_{ск}^2 / (2g) + h_p + h_{o.c}, \quad (8.22)$$

де ζ - коефіцієнт, який враховує опір потоку у водоприймачі і сітчастій камері: $\zeta = 0,5...0,7$ при лобовому підведенні води до сітки; $\zeta = 1,0...1,2$ при зовнішньому підведенні води до сітки; $V_{ск}$ - швидкість води в сітчастій камері (перед входом у всмоктувальну трубу).

$$V_{ск} = Q / (b_{вт} H_{ск}) \quad (8.23)$$

Як правило, сумарні втрати напору на водозабірних спорудах $\Sigma h_w = \dots$ м значно менше значення цих втрат h_p , яке приймалося у першому наближенні. Запас у визначенні відмітки осі насоса становить

$$H_{зан} = h_{вод} - \Sigma h_w. \quad (8.24)$$

З практики експлуатації насосних станцій допустимий запас приймають 0,5...1,5 м. В усіх випадках занурення ↓ осі осьових і діагональних насосів під $\downarrow H_{Бmin90\%}$ приймають не менше 1 м.

8.3. Електричний привод насосів

Для приводу насосів застосовують двигуни електричні, внутрішнього згоряння, парові, вітрові і ін. Найбільшого розповсюджені електродвигуни.

Усю систему приведення в дію насоса за допомогою електроенергії називають електроприводом. Цю систему умовно поділяють на три частини: електродвигун, апаратуру для управління електродвигуном і пристрій для передачі енергії від електродвигуна до насоса (варіатор частоти обертання).

Широке застосування електроприводу в насосних станціях пояснюється його перевагами перед іншими типами приводів: значно скорочується об'єм будівельних робіт, простіші фундаменти, легше автоматизація пуску і зупинки двигуна, значно менші експлуатаційні витрати, кращі умови праці при експлуатації, чистіше приміщення, в декілька разів менша маса двигунів на одиницю потужності.

Насосні станції забезпечують електроенергією, як правило, від централізованих джерел електроенергії – енергосистем через систему ліній електропередачі. Насосні станції першої категорії надійності повинні забезпечуватися від двох незалежних джерел. На насосних станціях використовують трьохфазні асинхронні і синхронні електродвигуни змінного струму.

Асинхронні електродвигуни виконують як з короткозамкненим, так і з фазним ротором. У електродвигуні з короткозамкненим ротором, рис. 8.4, в порівнянні з електродвигунами з фазним ротором простіше конструкція, менше маса, габаритні розміри і вартість. Їх можна підключати безпосередньо до мережі за допомогою простого рубильника або дистанційною системою управління з магнітним пускачем.

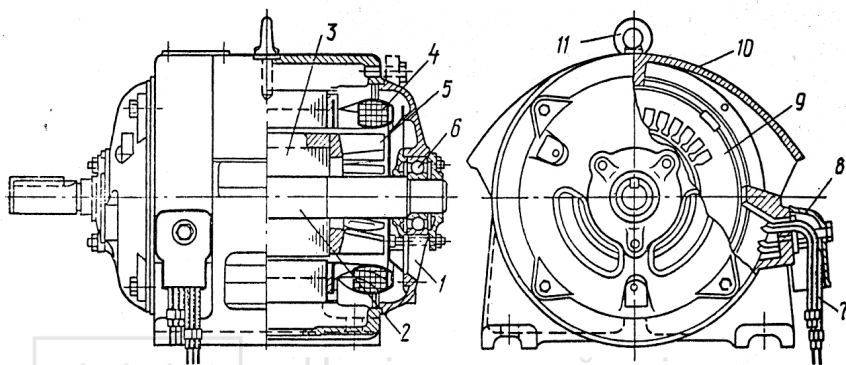


Рис. 8.4. Конструкція асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором: 1- вікно для забору повітря; 2- вал; 3- ротор; 4- обмотка; 5- вентиляційні крила; 6- шарикопідшипники; 7- виводи обмотки статора; 8- захисна кришка виводів; 9- впресований в станину статор; 10- чавунна станина; 11 – підйомне кільце

Проте слід мати на увазі, що при прямому підключенні до мережі пускова сила струму в порівнянні з номінальною зростає в декілька разів (в 5...7 разів), і це негативно відбивається на роботі інших споживачів, які приєднані до тієї ж мережі. Виконання електродвигунів може бути горизонтальним і вертикальним.

Частоти обертання магнітного поля в статорах асинхронних електродвигунів більші частот обертання їх валів, табл.8.8.

Таблиця 8.8. – Частоти обертання асинхронних і синхронних електродвигунів при номінальній їх потужності в залежності від числа пар полюсів

Число пар полюсів	Електродвигун		Число пар полюсів	Електродвигун	
	Асинхронний (середнє значення)	Синхронний		Асинхронний (середнє значення)	Синхронний
1	2900	3000	5	585	600
2	1450	1500	6	485	500
3	960	1000	8	368	375
4	730	750	10	290	300

Асинхронні електродвигуни працюють з ковзанням вала $S = 0,012...0,06$ відносно магнітного поля статора. Чим більше навантаження на електродвигун (більша потужність споживання), тим більшу степінь ковзання має його вал відносно магнітного поля статора.

Для насосів з горизонтальним валом промисловістю випускається асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором єдиної серії 4А потужністю 0,06...400 кВт при $n \geq 3000$ об/хв. і висоті осі обертання 50...355 мм. Електродвигуни потужністю 0,06...0,37 кВт виготовляються на напругу 220 і 380 В; 0,55...11 кВт – на 220, 380 і 660 В; 15...110 кВт – на 220/380 і 380/660 В; 132...400 кВт – на 380/660 В.

Для приводу вертикальних насосів випускаються асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором серії ВАН потужністю 315...2500 кВт, напругою 6 кВ і номінальною частотою обертання 375...1000 об/хв.

Виготовляються електродвигуни серії ВАН, рис. 8.5, в вертикальному підвісному виконанні з під'ятником і двома напрямними підшипниками (один з яких розташований в верхній хрестовині, а другий – в нижній), з фланцевим кінцем вала для приєднання до насоса.

Вентиляція електродвигуна здійснюється за розімкненим циклом за допомогою потоку повітря, який створюється ротором і вентиляторами. Холодне повітря надходить в машину знизу з фундаментної ями через нижню хрес-

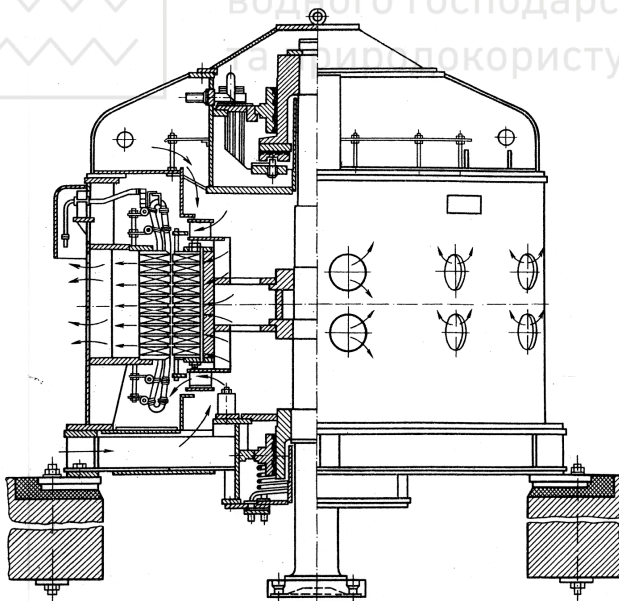


Рис. 8.5. Загальний вигляд вертикального асинхронного двигуна серії ВАН

товину і зверху через вікна в верхній хрестовині. Нагріте повітря викидається через отвори в копусі статора.

Синхронні електродвигуни змінного струму застосовуються для приводу потужних насосів, які характеризуються більш тривалою роботою. Частота обертання синхронних електродвигунів зв'язана постійним співвідношенням з частотою мережі змінного струму, до якої ця машина приєднана: $pn = 3000$ (де p – число пар полюсів, n – частота обертання ротора).

Ротор синхронної машини відрізняється від ротора асинхронної наявністю робочої обмотки для створення постійного магнітного поля, яке взаємодіє з магнітним полем статора, що обертається. Робоча обмотка ротора живиться постійним струмом від збудника, яким може бути або генератор постійного струму, або тиристорний збудник.

Основні переваги синхронного електродвигуна перед асинхронним наступні:

- синхронний електродвигун може працювати з коефіцієнтом потужності ($\cos \varphi$), який дорівнює одиниці і навіть випереджаючим, що покращує коефіцієнт потужності мережі і, отже, призводить до економії електроенергії;
- при коливаннях напруги в мережі синхронний електродвигун працює більш стійко, дозволяючи короточасні зниження напруги до 0,6 від номінальної;

Основним недоліком синхронних електродвигунів є те, що момент на їх валу при пуску дорівнює нулю, тому їх необхідно розкручувати тим чи іншим способом до частоти, яка наближується до синхронної. З цією метою в більшості сучасних синхронних двигунів в роторі виконують додаткову пускову короткозамкнену обмотку, яка аналогічна обмотці асинхронного двигуна.

Для насосів з горизонтальним валом використовують синхронні двигуни загального призначення серій СД2, СДН-2, СДНЗ-2, СДЗ різних типорозмірів, які мають великий діапазон потужності (132...4000 кВт) і частот обертання (100...1500 об/хв.) при напрузі 380...6000 В.

Для приводу вертикальних насосів виготовляються дві серії синхронних двигунів трьохфазного струму частотою 50 Гц, потужністю 630-12500 кВт, напругою 6 і 10 кВ, з випереджаючим $\cos \varphi = 0,9$; що дозволяє отримувати від двигуна при його роботі в номінальному режимі реактивну потужність в межах до 40 % від номінальної. Перша серія ВСДН 15..17 габаритів включає машини з параметрами $N = 630...3200$ кВт, $n = 375...750$ об/хв.. Друга серія електродвигунів ВДС 18...20 габаритів включає машини більших потужностей ($N = 4000...12500$ кВт) і менших частот обертання ($n = 250...375$ об/хв).

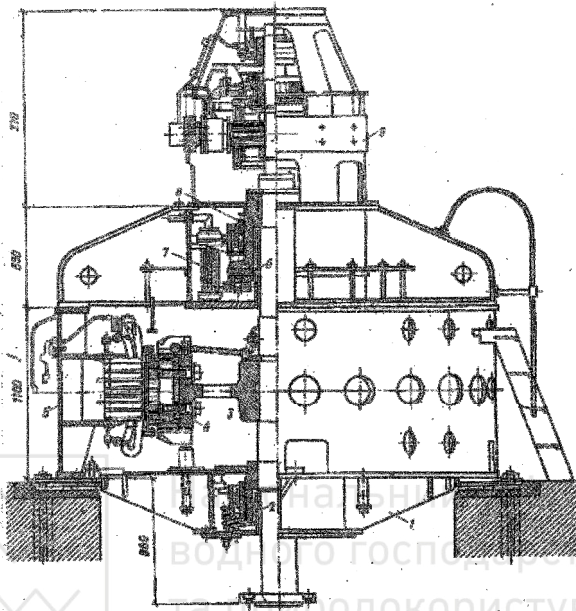


Рис. 8.6. Вертикальний асинхронний електродвигун ВДС-325/44-16 (5000кВт, 6000 В, 375 об/хв): 1- нижня хрестовина; 2- нижній підшипник; 3- ротор; 4- полюси; 5- статор; 6- підп'ятник; 7- охолоджувач масла; 8- верхній підшипник; 9- збудник двигуна.

циліндричної форми, активна сталь якого набрана пакетами з листової сталі і закріплена в станині стяжними шпильками. Ротор двигуна виконано з литої сталі. Полюси закріплені до обох болтами. В верхній хрестовині розміщені підп'ятник, верхній напрямний підшипник і охолоджувач масла. Ця хрестовина є навантаженою і сприймає вагу всіх частин агрегату, що обертаються, і тиск води на робоче колесо насоса. В нижній хрестовині двигуна встановлений нижній напрямний підшипник. Збудник двигуна (в даному випадку генератор постійного струму з самозбудженням) разом з контактними кільцями насаджено на окремий вал, який має фланцеве з'єднання з валом двигуна. Двигун має проточну вентиляцію.

Позначення марок електродвигунів цього типу включає дані про їх габарити. Так, наприклад, марка двигуна ВДС-325/44-16, що показаний на рис. 8.6, означає: вертикальний (В), двигун (Д), синхронного типу (С) з діаметром розтки статора 325 см, довжиною сердечника статора 44 см і числом полюсів $2p = 16$.



Електродвигуни, які розміщуються в приміщеннях з нормальним середовищем, звичайно приймають в захищеному виконанні. Електродвигуни, що розміщують на відкритому повітрі, необхідно приймати в закритому виконанні, для низьких температур – у волого морозостійкому виконанні. При розміщенні привідних електродвигунів в особливо вологих місцях їх приймають в крапле- або бризказащищеному виконанні.

Визначення марки електродвигуна

В результаті аналізу усіх експлуатаційних режимів роботи насоса визначають найбільшу потужність на валу насоса $N_{max}=.....\text{кВт}$, яка для осьового насоса відповідає певному куту розвертання лопатей робочого колеса $\theta =.....\text{градусів}$.

Необхідна потужність електродвигуна визначається за формулою

$$N_{oe} = kN_{max} \quad (8.1)$$

де k - коефіцієнт запасу, який приймають згідно таблиці 8.9.

Таблиця 8.9 – Значення коефіцієнта запасу k

Потужність електродвигуна, кВт	2.....5	5.....10	10.....50	50.....350	> 350
Коефіцієнт запасу k	1,5...1,3	1,3.....1,15	1,15...1,1	1,1.....1,05	1,05

За таблицями технічних параметрів електродвигунів (або за відповідним каталогом електродвигунів) приймаємо вертикальний електродвигун з потужністю, яка найближча більша по відношенню до значення N_{oe} і частота обертання двигуна практично співпадає з частотою обертання насоса. Для горизонтальних насосів добираються електродвигуни горизонтального типу.

Питання для самоконтролю

1. Як поділяються насосні станції за призначенням?
2. За якими ознаками класифікують насосні станції?
3. Як визначають матеріал труб напірних трубопроводів?
4. Як приймають кількість ниток напірних трубопроводів?
5. З яких міркувань призначають кількість насосних агрегатів?
6. Як знайти подачу насоса?
7. Як визначити середній геодезичний напір насоса?
8. Як знайти середньо кубічну витрату трубопроводу?
9. В чому полягає розрахунок економічно найвигіднішого діаметра напірного трубопроводу?
10. Як визначити напір насоса?
11. Як добрати насос за розрахунковими параметрами?
12. Як проаналізувати режими роботи насосів у відповідності з графіком водоспоживання?
13. Які типи електродвигунів застосовують на насосних станціях?
14. Як визначити необхідні тип і марку електродвигуна?



9.1 Параметри об'ємних гідромашин.

9.1.1 Основні поняття.

Об'ємним називається насос, в якому рідина переміщується шляхом періодичної зміни об'єму камери, яка поперемінно з'єднується з входом і виходом насоса.

Переміщення рідини у об'ємному насосі здійснюється шляхом витіснення її з робочої камери робочим органом. У якості робочого органа можуть бути поршні, плунжери (скалки), шестерні, гвинти, пластини і ін. За характером руху робочого органа об'ємні насоси поділяються на поршневі зі зворотно-поступальним рухом робочого органу і ротаційні з обертальним або обертально-поступальним рухом робочого органа.

За ДСТУ 3063-95 *ротаційним* називається об'ємний насос з робочими органами, що здійснюють неперервний обертальний рух, утворюючи цим робочі камери, об'єм яких періодично то збільшується в зоні низького тиску (фаза всмоктування), то зменшується в зоні високого тиску (фаза витіснення).

Основні відмінності об'ємних насосів від розглянутих лопатевих:

а) подача об'ємного насоса здійснюється циклічно, а не рівномірно, причому за один цикл подається порція, яка дорівнює робочому об'єму насоса; б) напірний трубопровід об'ємних насосів періодично відокремлюється від всмоктувального пристроєм розгалуження; в) об'ємний насос має здібність самовсмоктування, тобто здатний створювати вакуум у всмоктувальному трубопроводі; г) тиск, який створює насос, не залежить від швидкості руху робочого органа.

9.1.2 Технічні показники (параметри) об'ємних гідромашин.

Середня подача в секунду об'ємних насосів визначається за формулою

$$Q = \eta_0 \frac{Vn}{60}, \quad (9.1)$$

де V – робочий об'єм насоса, тобто об'єм рідини, який витісняється робочим органом за один цикл (поворот вала кривошипа в поршневих насосах і ротора в роторних насосах); n – кількість робочих циклів у хвилину; η_0 – об'ємний к.к.д насоса.

Об'ємний к.к.д насоса дорівнює відношенню дійсної середньої в часі подачі до ідеальної теоретичної середньої подачі.

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_m} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}, \quad (9.2)$$

де ΔQ – зворотне витікання рідини в насосі.

У об'ємних насосах прирощенням кінетичної енергії нехтують, тому тиск насоса

$$p_n = p_2 - p_1, \quad (9.3)$$



де p_2 і p_1 – відповідно тиск на виході і вході в насос. Напір насоса

$$H = \frac{p_n}{\rho g}, \quad (9.4)$$

де ρ - густина перекачуваної рідини, $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння.

Гідравлічна (корисна) потужність насоса

$$N_u = Q p_n = \rho g Q H. \quad (9.5)$$

Потужність насоса, яка споживається,

$$N = M_n \omega_n, \quad (9.6)$$

де M_n – крутячий момент на валу насоса, ω_n – кутова швидкість насоса.

К.к.д. насоса – це відношення корисної потужності до потужності, що споживається

$$\eta = \frac{N_u}{N} = \frac{Q p_n}{M_n \omega_n}. \quad (9.7)$$

Аналогічно лопатевим насосам гідравлічний к.к.д. враховує втрати енергії на подолання гідравлічних опорів

$$\eta_{\Gamma} = \frac{p_2 - p_1}{p_{in}} = \frac{p_n}{p_{in}}, \quad (9.8)$$

де p_{in} – індикаторний тиск, який утворюється у робочій камері насоса і відповідає теоретичному тиску.

Об'ємний к.к.д. враховує втрати, які пов'язані з витіканням рідини, див. формулу (9.2). Механічний к.к.д. враховує втрати потужності на тертя в механізмах насоса

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - \Delta N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_{in}}{N}, \quad (9.9)$$

де P_{in} – індикаторна потужність, яка передається рідині у робочій камері і відповідає гідравлічній потужності в лопатевих насосах.

$$N_{in} = Q_m p_{in}. \quad (9.10)$$

Тоді, якщо (9.7) помножити і поділити на N_{in} , то

$$\eta = \frac{N_n N_{in}}{N_{in}} = \frac{Q p_n N_{in}}{N Q_m p_{in}} = \frac{p_n Q N_{in}}{p_{in} Q_m N} = \eta_c \eta_o \eta_{\text{мех}}, \quad (9.11)$$

Тобто загальний к.к.д. насоса дорівнює добутку частинних к.к.д: гідравлічного, об'ємного і механічного.

9.2 Типи, принципи дії та конструкції об'ємних насосів.

9.2.1 Зворотно-поступальні насоси.

9.2.1.1 Поршневі насоси.



Поршневий насос – це насос з робочим органом, що здійснює прямолінійний зворотно-поступальний рух.

При великій кількості конструкцій всі їх можливо за принципом дії поділити на чотири групи: а) насоси простої дії; б) насоси подвійної дії; в) насоси потрійної дії; г) насоси диференціальної дії.

- 1) за кількістю подач;
- 2) за розташуванням циліндрів – горизонтальні, вертикальні;
- 3) за конструкцією поршня – власне поршневі та плунжерні;
- 4) за способом приведення насоса в дію – приводні – від окремого двигуна через кривошипно-шатунний механізм, прямодіючі парові, ручні.

Схема насоса з поршнем простої дії і його теоретична індикаторна діаграма показані на рис 9.1

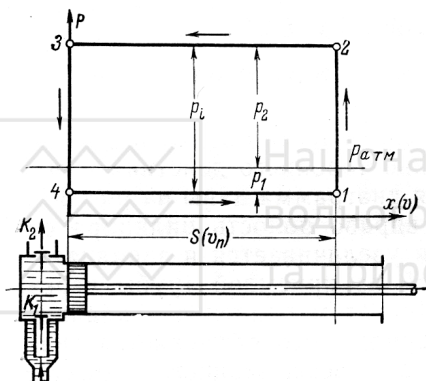


Рис. 9.1. Теоретична індикаторна діаграма поршневого насоса

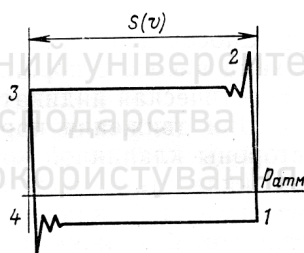


Рис. 9.2 Дійсна індикаторна діаграма поршневого насоса

При переміщенні поршня вправо порожнина циліндра з боку клапанної коробки збільшується і заповнюється рідиною, яка поступає з приймальної труби через всмоктувальний клапан K_1 . При цьому тиск в клапанній коробці нижче атмосферного, що обумовлюється гідравлічним опором всмоктувального тракту, розташуванням поверхні рідини нижче осі циліндра і низьким тиском над цією поверхнею.

Зміна тиску на протязі всього ходу поршня праворуч зображується лінією всмоктування 4-1. В точці 1 поршень змінює напрям руху на зворотне і всмоктувальний клапан автоматично закривається; в клапанній коробці виникає різке підвищення тиску до величини тиску подачі p_2 , різниці тисків під клапаном і над ним долає вагу і натяг пружини напірного клапана і він відкривається. При рівномірному русі поршня від точки 2 ліворуч виникає подача рідини при постійному тиску p_2 . В крайньому лівому положенні по-

ршень знову змінює напрям руху. При цьому тиск в клапанній коробці швидко падає за лінією 3-4, напірний клапан K_2 закривається і відкривається всмоктувальний клапан K_1 . Діаграма тисків, яка називається індикаторною діаграмою, замикається.

Індикаторна діаграма показує, як змінюється тиск в циліндрі і клапанній коробці насоса на протязі подвійного ходу поршня. Площа індикаторної діаграми має розмірність $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{м}^2$ і являє собою роботу поршня за два ходи, яка віднесена до 1 м^2 його поверхні.

Дійсна індикаторна діаграма, рис. 9.2, відрізняється від теоретичної в основному наявністю коливань тиску на початку всмоктування і на початку подачі. Ці коливання обумовлені впливом інерції клапанів насоса і злипанням щільно притертих поверхонь їх до сідел. Тому, наприклад, в момент відриву від сідла напірного клапана (точка 2) в клапанній коробці повинно створюватися підвищений тиск, який дає силу, що здатна відірвати клапан від сідла і подолати його інерцію.

Як тільки клапан відкривається, тиск в клапанній коробці миттєво знижується і клапан здійснює декілька швидких коливань в потоці рідини; при цьому він дроселює потік, утворюючи коливання тиску в клапанній коробці, що і відображається на лінії подачі індикаторної діаграми.

Схема поршневого насоса, рис.9.3: а) простої дії, б) подвійної дії.

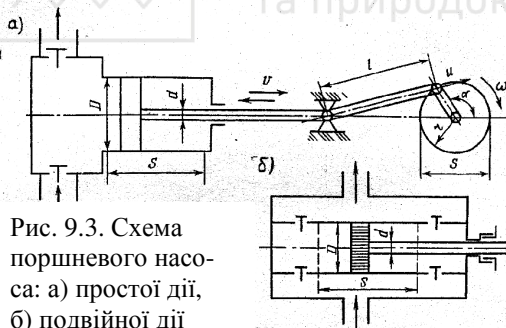


Рис. 9.3. Схема поршневого насоса: а) простої дії, б) подвійної дії

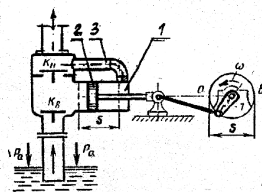


Рис. 9.4. Схема поршневого насоса диференціальної дії

Насос простої дії за один оберт (подвійний хід поршня) виконує один такт всмоктування і один такт нагнітання.

Об'єм води, який витісняється (м^3)

$$V = SF, \quad (9.12)$$

де F – площа поршня (плунжера), м^2 , S – хід поршня, м .

Секундна теоретична подача насоса

$$Q_m = \frac{FSn}{60}, \quad (9.13)$$



де n – кількість обертів кривошипу за хвилину.

Дійсна подача поршневого насоса

$$Q = \eta_0 \frac{FSn}{60}, \quad (9.14)$$

Причому об'ємний к.к.д $\eta_0 \approx 0,8...0,9$.

Подача поршневого насоса не залежить від напору, який він розвиває.

Для насоса подвійної дії

$$V = SF + S(F - f) = (2F - f)S, \quad (9.15)$$

де f – площа штока поршня, м^2 .

Тоді

$$Q = \eta_0 \frac{(2F - f)Sn}{60}, \quad (9.16)$$

Насос потрійної дії являє собою три насоси простої дії, які приводяться у дію від спільного колінчастого вала. Кривошипи вала зміщені один відносно другого на 120° . Подача такого насоса

$$Q = \eta_0 \frac{3FSn}{60}, \quad (9.17)$$

тому що виконується три всмоктування, три нагнітання за один оберт кривошипа.

Для диференціального насоса подача така, як у насоса простої дії, рис. 9.4., але більш рівномірна.

До переваг поршневих насосів відносять: досить високий к.к.д, незалежність напору від подачі, здібність перекачувати рідини з різною в'язкістю, добра всмоктувальна здатність.

Недоліки: нерівномірна подача і різкі коливання тисків, тихохідність насосів, високі відносні вартість і металоємність, великі розміри, важкі фундаменти, клапани швидко спрацьовуються.

Миттєва подача поршневого насоса

$$Q = Fv = Fr\omega \sin \alpha, \quad (9.18)$$

тобто ця подача змінюється за законом синусоїди, причому

$$x = r(1 - \cos \alpha), \quad (9.19)$$

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \alpha, \quad (9.20)$$

де x , v – відповідно шлях і швидкість поршня.

Потужність поршневого насоса

Для визначення внутрішньої (індикаторної) потужності поршневого насоса скористаємося індикаторною діаграмою, яка показана на рис. 9.1. Атмо-

сферна лінія поділяє індикаторну діаграму на дві частини, що дозволяє визначити надлишкові тиски p_2 і p_1 , які долаються поршнем при ходах подачі і всмоктування. Робота поршня за хід всмоктування Fp_1s , а за хід подачі Fp_2s .

Повна робота поршня за два ходи дорівнює $(p_2+p_1)Fs$. Тиск, який взятий з індикаторної діаграми як сума $p_{in}=p_2+p_1$, називається індикаторним тиском. Отже, робота поршня насоса простої дії за один оберт вала кривошипа буде дорівнювати $p_{in}Fs$. Внутрішня (індикаторна) потужність насоса

$$N_{in} = \frac{p_{in} F s n}{60 \cdot 1000} \quad (9.21)$$

Для насосів двосторонньої дії і багатопоршневих внутрішня потужність обчислюється як сума внутрішніх потужностей, які споживаються окремими поршнями.

Дійсна потужність N , яка підводиться від двигуна до вала насоса більше внутрішньої, через те, що частина її йде на подолання механічного тертя. Механічний к.к.д поршневого насоса

$$\eta_m = N_{in}/N. \quad (9.22)$$

Механічний к.к.д поршневих насосів знаходиться в межах $\eta_m=0,9...0,95$. Внутрішнім, або індикаторним к.к.д поршневого насоса називають відношення

$$\eta_{in} = N_{in}/N_{in} \quad (9.23)$$

де N_{in} - корисна потужність. Внутрішній к.к.д є добутком гідравлічного і об'ємного к.к.д, тобто $\eta_{in} = \eta_g \eta_o$.

З формул (9.22) і (9.23) випливає, що

$$N = N_{in} / (\eta_{in} \eta_m), \quad (9.24)$$

або

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = \frac{M g H}{1000 \eta}, \quad (9.25)$$

де M - масова подача поршневого насоса, кг/с.

Значення гідравлічного к.к.д для поршневих насосів $\eta_g=0,8...0,94$.

Загальний (повний) к.к.д $\eta = \eta_g \eta_o = 0,65...0,85$.

Висота всмоктування поршневого насоса.

Прийнявши абсолютний тиск в циліндрі насоса таким, що дорівнює тиску пароутворення p_v даної рідини при заданій температурі, запишемо умову нормальної роботи насоса (без кавітації). В початковий момент, коли швидкість у всмоктувальній трубі теоретично дорівнює нулю, а сили інерції максимальні

$$H_{ec} \leq \frac{p_{amb} - p_v}{\rho g} - \omega^2 R \frac{L_{ec}}{g} \frac{F}{F_{ec}},$$

де H_{ec} - потрібна висота всмоктування, м; p_{amb} - атмосферний тиск, Па; p_v - тиск парів рідини, Па; ω - кутова швидкість обертання кривошипу, c^{-1} ;

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; (n - \text{об/хв}); R - \text{радіус кривошипу, м}; L_{\text{вс}} - \text{довжина всмоктуваль-}$$

ної труби, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння; F – площа поршня, м^2 ; $F_{\text{вс}}$ – площа всмоктувальної труби, м^2 .

Останній член цієї нерівності являє собою напір, який витрачає рідина на подолання сил інерції.

Відношення $Q_{\text{max}}/Q_{\text{сеп}}$ – степінь нерівномірності подачі. Для насоса простої дії $Q_{\text{max}}/Q_{\text{сеп}} = \pi \approx 3,14$, для подвійної дії $\pi/2$; потрійної $\pi/3$, тобто в останньому випадку майже рівномірна.

Рівномірність подачі насосів простої та подвійної дії можна підвищити, якщо встановити нагнітальний повітряний ковпак. В період відсутності подачі вода під тиском повітря поступає в нагнітальний трубопровід. При довгих всмоктувальних лініях для більш рівномірного режиму всмоктування використовують всмоктувальний повітряний ковпак.

Об'єм повітря в напірних ковпаках W_n .

Насос простої дії $W_n = 22 \text{ FS}$; подвійної дії – 9 FS ; потрійної дії – $0,5 \text{ FS}$; четверної дії 2 FS .

Для всмоктувальних повітряних ковпаків об'єм повітря $W_n = (5 \dots 10) \text{ FS}$. Повітря повинно бути $2/3$ від загального об'єму ковпака.

Клапани

Запірні пристрої, які слугують для того, щоб рідина під час ходу всмоктування потрапляла тільки через всмоктувальний трубопровід, а під час ходу нагнітання не уходила у всмоктувальний трубопровід, називаються клапанами. Нагнітальний трубопровід перекривають нагнітальні, а всмоктувальний – всмоктувальні клапани. Всі вони розміщуються в гідравлічному блоці насоса – в клапанній коробці. Звичайно вони виконуються самодіючими, тобто їх відкриття і закриття відбувається автоматично за рахунок різниці тисків по одну і другу їх сторони.

Клапани в поршневих насосах є найбільш відповідальними деталями. Більшість неполадок в роботі насоса пов'язано з їх несправністю. Незалежно від типу і конструкції клапанів до них пред'являють такі основні вимоги: забезпечення герметичності; робота без стуку; створення мінімальних гідравлічних опорів; швидке відкриття і закриття; правильна посадка на сідло.

Найбільш розповсюдженим є тарілковий клапан, рис. 9.5а, який являє собою круглий диск, що прикриває круглий отвір. Опорна поверхня, на яку сідає диск, називається сідлом клапана. Посадка клапана на сідло відбувається під дією власної маси. Для вірної і щільної посадки необхідно збільшити масу клапана. Проте з її зростанням зростає його інерція, а отже, і гідравлічний опір в момент його відкриття. Для запобігання цього дію недостатньої маси клапана компенсують пружиною. Опорні поверхні тарілкових клапанів з метою кращого ущільнення часто виконують конічними, рис. 9.5б. Крім тарілкових застосовують шарнірні або відкидні і шарові клапани.

Герметичність клапана досягається якісною обробкою опорних поверхонь і вибором відповідного матеріалу для них. Для опорних поверхонь використовують дерево, шкіру, гуму, пластичні маси, сталь, чавун, бронзу. Метали приймаються для чистої води. Шкіра довговічна при перекачуванні води з температурою не більше 20...25°C. Гума звичайно застосовується при невеликих тисках і при перекачуванні води (від -30°C до 90°C).

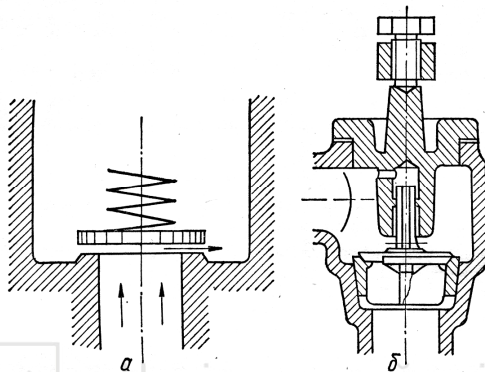


Рис. 9.5. Клапан поршневого насоса: а – схема тарілкового клапана; б - тарілковий конічний клапан

Щільна посадка клапана на сідло забезпечується належною конструкцією напрямних ребер. Звичайно це Т-подібні ребра. Зменшення гідравлічного опору клапана досягається головним чином зменшенням його маси, а також раціональним вибором розмірів щілини прохідного перерізу. Безударна посадка клапана і підйом його без стуку забезпечується вибором висоти підйому клапана і частоти обертання вала насоса. Проф. І. І. Куколевський встановив, що робота клапана без помітного стуку відбувається в тому випадку, коли виконується умова $\pi n h_{\max} / 30 \leq 60 \dots 65$, мм/с, де $h_{\max}$ – максимальний підйом клапана, мм; n – частота обертання (число ходів поршня) в хвилину.

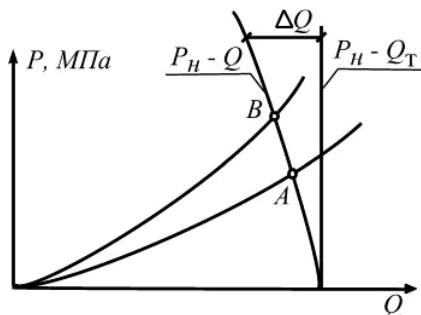


Рис. 9.6. Характеристика об'ємного насоса і трубопроводу

Характеристика поршневого насоса

Регулювати подачу насоса засувкою не можна. Це можна робити зміною частоти обертання або перепуском частини рідини у всмоктувальну лінію.

Звичайно будують криву впливу тиску на подачу поршневого насоса і отримують дійсну характеристику тиску $p_n - Q$, рис.9.6.

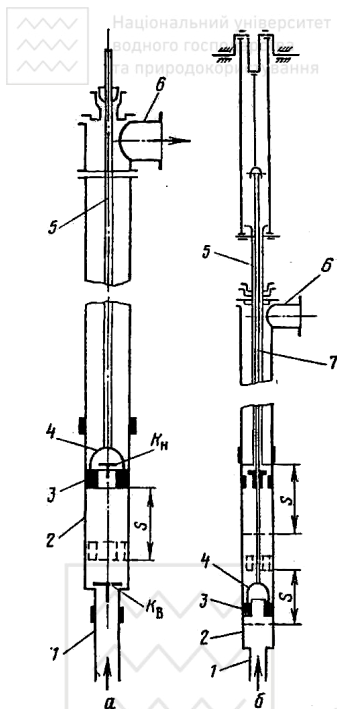


Рис. 9.7. Схеми поршневих прямооточних насосів

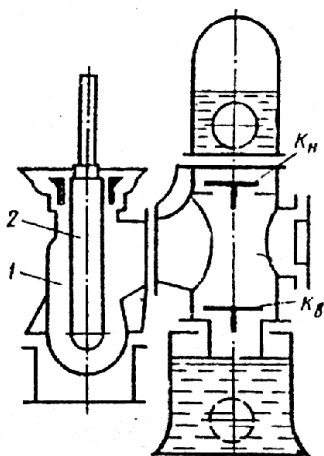


Рис. 9.8. Схеми плунжерного насоса

Як бачимо теоретична подача не залежить від тиску. Дійсна ж подача зі збільшенням тиску падає через збільшення зворотного витікання рідини. Фактична подача визначається точкою перетину характеристичної лінії установки (трубопроводу) та характеристичної лінії насоса, точки А, В.

При досягненні максимального тиску відбувається відкриття зворотного клапана. З цього ясно, що пуск поршневих насосів необхідно здійснювати при відкритій засувці на напірній лінії.

Для підняття води із свердловин використовують поршневі прямооточні (штангові) насоси, рис. 9.7.

Поршневим прямооточним насосом називають насос, у якого всмоктувальний і нагнітальний клапани розташовані співвісно так, щоб перекачувана рідина проходила крізь насос по прямій лінії.

При підйомі поршня вгору нагнітальний клапан K_n закритий, а всмоктувальний K_b – відкритий, через нього в циліндр 2 поступає вода. Одночасно вода йде у напірний трубопровід 6. При ході поршня униз K_n – відкри-

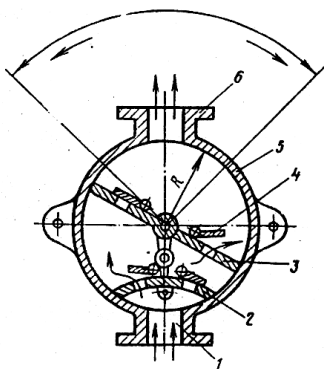


Рис. 9.9. Схеми крильчастого насоса (насос Альвейера): 1,6- всмоктувальна і нагнітальна труби, 2- нерухома діафрагма, 3- крило, 4- відкидний клапан, 5- корпус

вається, K_v – закривається. Через клапан K_n – у простір над поршнем поступає вода, а в напірний трубопровід – ні, тобто цей насос працює як насос простої дії. На рис. 9.8 і 9.9. показані відповідно плунжерний і крильчастий насоси.

Крильчастий насос – насос з ручним приводом, у якого робочий орган здійснює гойдальний (напівобертальний) рух.

9.2.1.2. Мембранні насоси.

Мембранний насос – це насос, у якого замість поршня робочим органом є мембрана, внаслідок руху якої досягається ефект витіснення.

У мембранних насосах, рис. 9.10а., робочі органи виконані у вигляді пружної мембрани 4, яка герметично закриває робочу камеру 3.

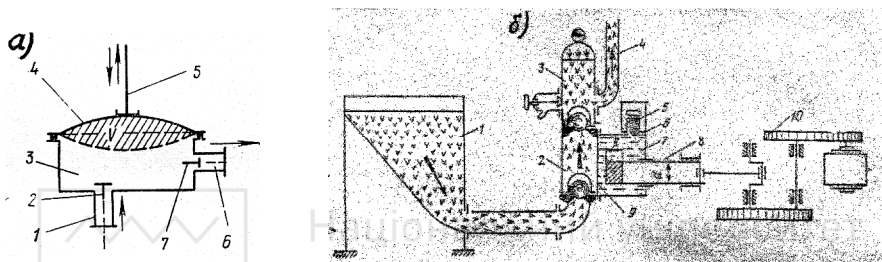


Рис. 9.10. Мембранні насоси: а) схема насоса; б) розчинонасос типу С:

1- живитель; 2- клапанна коробка; 3- повітряний ковпак; 4- розчинопровід; 5- запобіжний клапан; 6- пристрій для заливання; 7- циліндр; 8- плунжер; 9- гумова діафрагма; 10- шатунно-кривошипний механізм

Робоча камера має всмоктувальний патрубок 1 і напірний – 6 з відповідними клапанами. Мембрана закріплена до штоку 5, який здійснює зворотно-поступальний рух. При ході штока у низ тиск під мембраною піднімається і через клапана 7 робоче середовище виштовхується у патрубок 6. При переміщенні штока вгору у робочій камері 3 утворюється розрідження і через клапан 2 рідина поступає у насос.

Мембранні насоси використовуються для перекачування як чистих, так і забруднених рідин без великих механічних домішок.

Середня подача мембранного насоса

$$Q = \eta_o \frac{Vn}{60}$$

де V – робочий об'єм насоса, м^3 ; n – число подвійних рухів штока у хвилину.

Такі насоси із шаровими зворотними клапанами з успіхом застосовують для відкачування забруднених рідин. При виконанні будівельних робіт знайшли широке використання мембранні насоси з механічним приводом – розчинонасоси – рис. 9.4б.

Принцип дії полягає у тому, що під дією плунжера при його русі у бік мембрани рідина, яка заповнює циліндр, примушує мембрану вигинатися у



середину і душити на розчин. Той відкриває нагнітальний клапан і розчин виходить у повітряний ковпак і далі у напірний трубопровід. При зворотному русі плунжера відбувається всмоктування розчину з живильника через всмоктувальний клапан.

Випускають такі насоси з подачею 1-6 м³/год при напорах 70-150 м, дальність подачі 50-150 м, з висотою 14-30 м.

9.2.2 Насоси об'ємні ротаційні.

9.2.2.1 Загальні відомості.

До ротаційних насосів відносяться: шлангові, рідиннокільцеві, шестеренні, гвинтові, шибєрні, радіально-поршневі, аксіально-поршневі і інші.

Особливий характер процесів всмоктування і нагнітання, перенос робочих комірок з рідиною з області всмоктування у область нагнітання дозволяє відмовитися в конструкції цих насосів від всмоктувальних і нагнітальних клапанів.

Ротаційний насос, як правило, складається зі статора (нерухомого корпусу); ротора, який жорстко зв'язаний із ведучим валом насоса; і витиснювачів.

Робочий процес роторного насоса розділяють на три етапи:

- 1) Заповнення робочих комірок рідиною з області всмоктування;
- 2) Замикання робочих комірок і перенесення їх з області всмоктування у область нагнітання;
- 3) Витіснення рідини із робочих комірок у область нагнітання.

Конструктивні особливості ротаційних насосів, їх робочий процес дозволяє відмітити такі характерні властивості:

- *оберненість* – можливість переводити насос в режим гідромотора;
- *значна швидкохідність* (частота обертання ротора може досягати 5000-7000 об/хв);
- *висока рівномірність подачі*, яка обумовлена великою кількістю робочих комірок;
- *порівняльно мала подача і високий тиск*;
- *самовсмоктування* – властивість створювати вакуум, достатній для підйому рідини до рівня розташування насоса (в межах допустимої висоти всмоктування).

Ротаційні насоси можуть бути регульованими, або ні.

9.2.2.2. Шлангові насоси.

Робочим органом насоса є ротор 1, який являє собою металевий диск, на зовнішньому боці якого закріплені ролики 2, що обертаються. Їх може бути 2 рис. 9.11 а; і більше, рис.9.11 б. Ротор обертається у підшипниках, які встановлені у станині 4. До цієї ж станини закріплено шланг 3 з еластичного матеріалу (гуми, пластмаси), до якого з одного боку підключено всмоктувальний, а з другого нагнітальний трубопровід.

Переміщення рідини відбувається за рахунок витіснення защемлених у шлангу об'ємів рідини. Подача такого насосу наближено визначається так:



$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 n \left[\pi \left(D - \frac{d}{2} \right) - z d_p \right] \eta_0, \quad (9.26)$$

де d – внутрішній діаметр шланга, м; n – частота обертання ротора, об/хв; D – зовнішній діаметр ротора, м; d_p – діаметр ролика, м; z – кількість роликів.

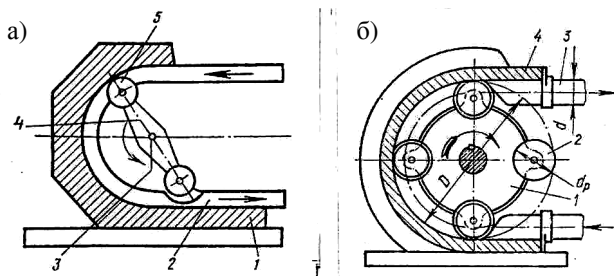


Рис 9.11. Схеми шлангових насосів

Регулювання подачі здійснюється зміною частоти обертання. Шлангові насоси використовують як насоси дозатори

9.2.2.3. Рідиннокільцеві насоси.

Рідиннокільцеві насоси відносять до об'ємних. Вони призначені для заповнення водою відцентрових насосів, які працюють з позитивною висотою всмоктування, перед їх пуском. Робоче колесо розташовано ексцентрично відносно циліндричного корпусу, рис. 9.12.

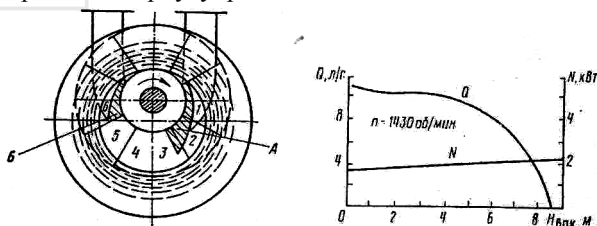


Рис. 9.12. Схема рідиннокільцевого вакуумного насоса і характеристика насоса ВВН-0,75

Принцип дії. Попередньо у корпус насоса подають воду, приблизно 0,5 від його об'єму. При обертанні робочого колеса вода відкидається до периферії корпусу і утворюється водяне кільце, яке повинно зверху торкатися втулки робочого колеса, а знизу втулки підтримувати повітряні камери 1,2,3,4,5,6, які поділяються на дві області – всмоктувальну 1,2,3 і напірну 4,5,6. Об'єм камер 1,2,3 поступово збільшується і у них за рахунок цього утворюється вакуум, тому з всмоктувального трубопроводу через серповидний отвір А в торцевій кришці корпусу у ці камери поступає повітря, одночасно об'єм ка-

мер 4,5,6 зменшується і повітря з них виштовхується через серповидний отвір Б у нагнітальний трубопровід.

Для поповнення води, що виштовхується з повітрям, необхідна циркуляція води через корпус.

Теоретична витрата повітря або газу, який відкачується насосом за умови занурення лопаті у товщу водяного кільця на глибину a і торканні втулкою його поверхні

$$Q_{n.m} = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_1 - 2a)^2 - D_0^2] - z(l_1 - a)S \right\} b \frac{n}{60} \quad (9.27)$$

де D_1 – діаметр колеса, м; D_0 – діаметр втулки, м; z – кількість лопатей; b – ширина лопатей, м; S – товщина лопаті, м; l_1 – довжина лопаті, м; n – частота обертання, об/хв.

Фактична витрата повітря

$$Q_{нов} = Q_{n.m} \eta_o, \quad (9.28)$$

де η_o – об'ємний ККД насоса, $\eta_o = 0,7...0,8$.

Загальний ККД рідиннокільцевих вакуумних насосів невеликий 0,2...0,3; але це не має суттєвого значення, тому що вони працюють періодично і короткий час. Такі насоси прості за конструкцією і надійні в експлуатації.

У їх корпус заливають чисту воду, щоб запобігти зношування робочого колеса та корпусу. Щілина між ротором та корпусом не повинна бути більше 0,1 мм. Випускають насоси типу ВВН з витратою 0,75; 1,5; 3; 6; 12; 25 м³/хв і типу ДВВН-100; ДВВН – 150.

Таблиця 9.1.

Основні параметри рідиннокільцевих насосів
(ГОСТ 20889-80).

Типорозмір	Подача номінальна м ³ /хв	Вакуум при номінальній подачі, % не менше	Максимально досягаємий вакуум, % не менше	Питома потужність кВт/(м ³ /хв), не більше	Маса, кг, не більше
ВВН-0,75	0,75	60	85	2,8	50
ВВН-1,5	1,5	70	90	2,2	110
ВВН-3	3	70	90	2,0	120
ВВН-6	6	70	95	2,0	320
ВВН-12	12	70	95	1,7	475
ВВН-25	25	70	95	1,7	1300
ВВН-50	50	70	95	1,7	3000
ДВВН-100	100	65	85	1,8	8000
ДВВН-150	150	65	85	1,8	12000

9.2.2.4. Шестеренні насоси.

Це найбільш поширений тип ротаційних насосів. Робочий орган шестеренного насоса – це пара шестерень – ведуча 2 і ведена 4, які обертаються у



протилежний бік, рис. 9.13. Зуби шестерень переміщують рідину з області всмоктування в область нагнітання. Ці області ізолюються одна від одної при зчепленні шестерень.

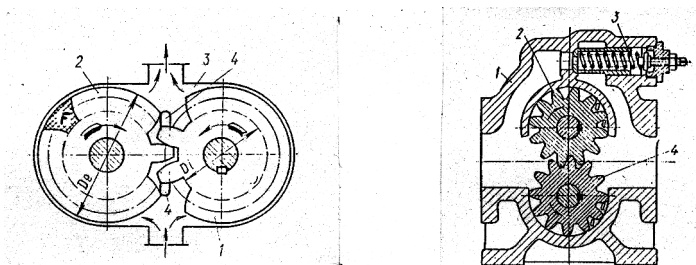


Рис 9.13. Схеми шестеренних насосів

Всмоктування забезпечується тим, що рідина захоплюється западинами між зубами і переміщується у область нагнітання. Для обмеження тиску у насосі, застосовують запобіжний клапан 3, рис. 9.13б, тиск відкриття якого регулюється пружиною. Відсутність клапанів і можливість безпосереднього з'єднання насосів з двигуном дають змогу працювати при великих кількостях обертів до 3000 об/хв.

Промисловість випускає насоси з подачею від 0,22 до 144 м³/год і тиском 0,4 до 14 МПа. К.к.д шестеренного насоса досить низький і у кращих випадках досягає 60...70%.

Об'єм V , який витискується насосом за повний оберт

$$V = 2z\Omega b, \quad (9.29)$$

де Ω - площа западини між зубами, м²; b - ширина зуба, м; z - кількість зубів однієї шестерні.

За рекомендаціями професора Т.М.Башти, площу западин визначають через площу зуба Ω_z ,

$$\Omega = 1,1\Omega_z$$

тоді

$$1,1z\Omega_z = 1,1\pi D_n m, \quad (9.30)$$

де D_n - діаметр початкового кола ведучої шестерні, м; m - модуль зачеплення

$m = \frac{D_n}{z}$, тоді одержимо

$$V = 2,2\pi D_n m b, \quad (9.31)$$

і подача насоса

$$Q = \eta_o \frac{2,2\pi D_n m b n}{60}, \quad (9.32)$$

де n - кількість обертів шестерень за хвилину.

Характеристики шестеренного насоса – це залежність подачі, потужності і к.к.д від тиску.

Крутячий момент

$$M = m^2 z b (p_n - p_v), \quad (9.33)$$

де p_n, p_v – відповідно тиск нагнітання і всмоктування.

Шестеренні насоси застосовують для перекачування в'язких рідин: масла, вазеліну, різних масел, тощо. Використовують їх в системах змащування, в гідросистемах мобільних машин, в гідропередачах. Переваги шестеренних насосів - простота конструкції; недоліки – пульсація, шум, вібрація, обмежений тиск. Позначають шестеренні насоси так: Ш W_d – P_d , де W_d – робочий об'єм в см^3 , зменшений у 10 разів. P_d – тиск в МПа, який збільшений в 10 разів, наприклад Ш-8-25, $W_d = 80 \text{ см}^3$, $P_d = 2,5 \text{ МПа}$.

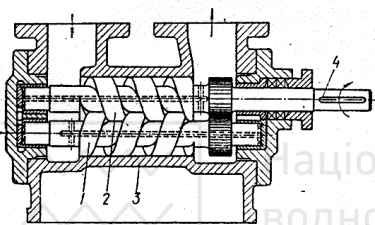


Рис. 9.14. Схема двогвинтового насоса

9.2.2.5. Гвинтові насоси - найбільш поширені трьохгвинтові, але застосовують і двогвинтові. Ці насоси за принципом дії об'ємні. В них здійснюється безперервна подача рідини. Основними органами насоса є гвинти 1 і 2, які перебувають у зачепленні, рис 9.14. Один з гвинтів ведучий, а решта ведені. Гвинти вміщено в корпус 3. Кінець вала 4 ведучого гвинта виходить з корпусу і з'єднується з

двигуном. Нарізки ведучого і веденого гвинтів протилежні за напрямом. Рідина, яка міститься між двома сусідніми витками на ведених і ведучому гвинті, переміщується вздовж гвинта так само, як рухалася б уздовж гайки, що не має можливості обертатися разом з гвинтом. Виступи ведучого гвинта виконують роль поршнів, які проштовхують рідину вздовж осі гвинта. Самі гвинти відділяють приймальну частину насоса від напірної.

Гвинтові насоси виконують з трапецоїдним і спеціальним профілем нарізки. Широкому розповсюдженню цих насосів сприяє їх високий к.к.д. Вони мають рівномірну подачу, працюють без шуму, відрізняються малою масою. Випускаються такі насоси з подачами від $0,3$ до $800 \text{ м}^3/\text{год}$ при тисках $0,5 \dots 25 \text{ МПа}$ і к.к.д $60 \dots 80\%$, (ГОСТ 20883-83Е).

Подачу трьохгвинтових насосів для співвідношень діаметрів гвинтів, рис. 9.15, можна визначити так

$$Q = \frac{3\pi n}{16 \cdot 60} (D^2 - d^2), \quad (9.34)$$

де τ - крок гвинта, м; D – зовнішній діаметр ведучого гвинта, м; d – діаметр внутрішнього кола середнього гвинта, м; n – частота обертання, об/хв. Як правило крок гвинта знаходиться із співвідношення $t = (10/3)d$.

$$Q = \eta_o(n/60) \cdot 1,243d^2 \tau \quad (9.35)$$

де d – внутрішній діаметр ведучого гвинта і зовнішній діаметр веденого гвинта.

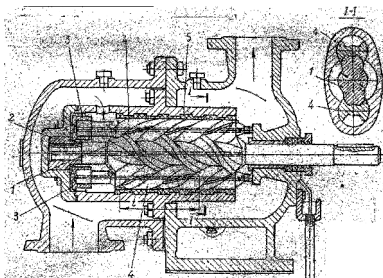


Рис. 9.15. Схема трьохгвинтового насоса

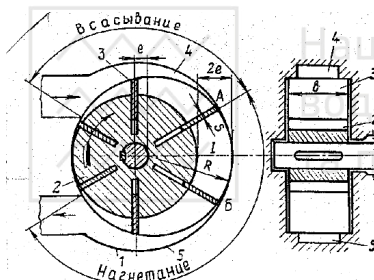


Рис. 9.16. Схема шибєрного (пластинчастого) насоса

9.2.2.6. *Шибєрні насоси.* На рис. 9.16 наведена схема шибєрно-роторного насоса. У корпусі 1 ексцентрично розташовано ротор 2. В пазах ротора вільно пересуваються прямокутні пластини 3 (шибєри), які притискаються до внутрішньої поверхні корпусу за рахунок відцентрових сил, а іноді за допомогою спеціальних пружин. Робочою камерою насоса є порожнина I , яка ущільнюється на ділянці А-Б, що дорівнює відстані між двома сусідніми пластинами. При обертанні ротора до точки А робочі комірки розширюються, тому рідина через канал 4 перетікає у ці комірки зі всмоктувального трубопроводу. При положенні пластини у точці А виникає замикання робочого об'єму. При подальшому обертанні ротора від точки А починається виштовхування рідини, тому що попередня пластина в точці Б розмикає робочий об'єм і каналом 5 він з'єднується з

нагнітальним трубопроводом.

Середня подача шибєрного насоса ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$Q = (\eta_o/60) 2\pi R b 2e n = (\eta_o/15) \pi R b e n, \quad (9.36)$$

де R – внутрішній радіус корпусу, м; b – ширина пластини, м; e – ексцентриситет, м; n – частота обертання ротору, об/хв.

Формула (9.36) правдива для насосів, у яких пази пластин поперемінно з'єднуються зі всмоктувальною і напірною областями насоса. Якщо ж пластини в пазах не виконують функції допоміжних насосів, то при визначенні подачі необхідно враховувати об'єм, який займають пластини

$$Q = (\eta_o/30)(2\pi R - z\delta) b e n, \quad (9.37)$$

де z – кількість пластин, δ – товщина пластини, м.

В деяких шибєрних насосах подача регулюється за рахунок зміни ексцентриситету Шибєрні насоси застосовують для перекачування масел, які одно-



9.2.2.7. Радіально-поршневі насоси.

Радіально-поршневим називається насос, у якого поршні (осі циліндрів) розташовані радіально (у формі зірки) в одній площині.

В радіально-поршневому насосі, рис. 9.17, поршні обертаються разом з ротором – блоком циліндрів 2, і одночасно приймають участь у зворотньо-поступальному русі у радіальному напрямі в середині циліндрів.

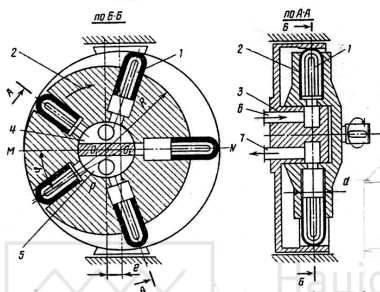


Рис. 9.17. Схема радіально-поршневого насоса

При обертанні ротора сферичні головки поршнів опираються в кільцеву напрямну внутрішньої поверхні статора. Хід поршня h за половину оберту ротора визначається ексцентриситетом e , причому $h=2e$. Подача кожного поршня за один оберт

$$V_n = 2 e F, \quad (9.38)$$

де F - площа поршня, м^2 . Тоді робочий об'єм (м^3) і подача насоса ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$V = z V_n = 2 e z F, \quad (9.39)$$

$$Q = (\eta_o / 60) 2 e F z n. \quad (9.40)$$

Розподіл рідини здійснюється нерухомою цапфою 3 з прорізами 4,5; які утворюють всмоктувальну і напірну порожнини. При обертанні кожен циліндр половину оберту (при висуненні поршня) з'єднаний з входом 4, 6 а другу – (при входженні поршня) з виходом 5, 7. Графік подачі насоса – рівномірний. Регулювання подачі здійснюється зміною ексцентриситету e . В насосах з регульованою подачею передбачається можливість зміни ексцентриситету e на ходу машини. Для цього статор насоса виконується так, щоб мати можливість переміщуватися відносно ротора. Перехід статора через центр ротора веде до зміни напрямку подачі насоса. В елементах гідроприводу це призводить до зміни напрямку обертання гідромотора. Тиск, який розвивається радіально-поршневим насосом досягає 30 МПа.

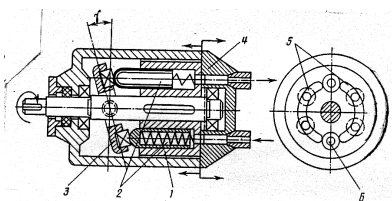


Рис. 9.18. Схема аксіально-поршневого насоса

9.2.2.8. Аксіально-поршневі насоси.

Аксіально-поршневим насосом називається поршневий насос, у якого поршні (осі циліндрів) розташовані паралельно один одному на боковій циліндричній поверхні або один поруч одного на боковій поверхні конуса обертання.



Аксіально-поршневі насоси відрізняються найбільшою компактністю і мають, як правило, найменшу масу при передачі рівної потужності в порівнянні з іншими об'ємними насосами. Малі радіальні габарити насоса забезпечують їм малі моменти інерції, тому вони можуть швидко змінити частоту обертання. Ці динамічні властивості забезпечили їх широке використання у якості регульованих насосів в гідроприводах. За кінематичними схемами розрізняють аксіально-поршневі насоси з нахиленим блоком і з нахиленим диском, рис. 9.18.

В роторі 1 (блок циліндрів) вздовж його осі виконані циліндри, в яких переміщуються під дією пружини поршні 2. Сферичні головки поршнів опираються в диск 3, який нахилено під кутом γ . В регульованих насосах кут нахилу диска може змінюватися в процесі роботи насоса, за рахунок чого змінюється хід поршня і подача насоса.

Для підводу і відводу рідини від циліндрів слугує торцева розподільча система, яка виконана у вигляді двох напівкільцевих порожнин 5, з якими періодично сполучаються порожнини циліндрів через вікна 6. Одна напівкільцева порожнина з'єднана з всмоктувальною лінією, а друга – з напірною. При обертанні блока циліндрів, поршень спирається в нахилений диск, періодично то виходячи з циліндра і здійснюючи такт всмоктування, то занурюючись в нього і здійснюючи такт нагнітання рідини.

За один хід поршень здійснює подачу об'ємом

$$V_n = FS,$$

де F , S - відповідно площа і хід поршня.

Хід поршня визначається за формулою

$$S = D \operatorname{tg} \gamma$$

де D - діаметр кола, на якому знаходяться осі поршнів (циліндрів).

Об'єми рідини, які поступають в трубопровід за один оберт ротора, визначаються так:

$$V = F D \operatorname{tg} \gamma Z, \quad (9.41)$$

де Z - кількість циліндрів.

Подача насоса

$$Q = (\eta_o / 60) F D \operatorname{tg} \gamma Z n \quad (9.42)$$

де n - частота обертання блока циліндрів, об/хв.

Питання для самоконтролю

1. Що називається об'ємним насосом?
2. Які основні відмінності об'ємних насосів від лопатевих?
3. Як визначаються основні показники об'ємних насосів?
4. Які існують типи поршневих насосів?
5. Чим відрізняються поршневі насоси від плунжерних?
6. Як визначається висота всмоктування поршневого насоса?
7. Як визначається об'єм повітря в напірних ковпаках, які використовуються для вирівнювання подачі поршневого насоса?



8. Яка конструкція мембранних насосів?
9. Що називають ротаційним насосом?
10. Які особливості ротаційних насосів?
11. Як визначається подача шлангових насосів?
12. Який принцип дії рідиннокільцевих насосів?
13. Який принцип дії шестеренних насосів?
14. Які переваги і недоліки шестеренних насосів?
15. Які особливості гвинтових насосів сприяють їх розповсюдженню?
16. Яка конструкція шибєрних насосів?
17. Яка конструкція і принцип дії радіально-поршневих насосів?
18. Як визначається подача радіально-поршневого насоса?
19. Яка конструкція і принцип дії аксіально-поршневого насоса?
20. Як визначається подача аксіально-поршневого насоса?





10.1 Типи та особливості роботи насосів тертя.

10.1.1 Боковоканалні насоси.

Боковоканалним називається відцентровий насос, у якого збільшення енергії рідини здійснюється в міжлопатевому просторі (комірках) крильчастого робочого колеса, що обертається в концентричному корпусі й передає імпульс рідині, яка проходить через канал, що розташований збоку від робочого колеса.

Схема боковоканалного насоса наведена на рис. 10.1б.

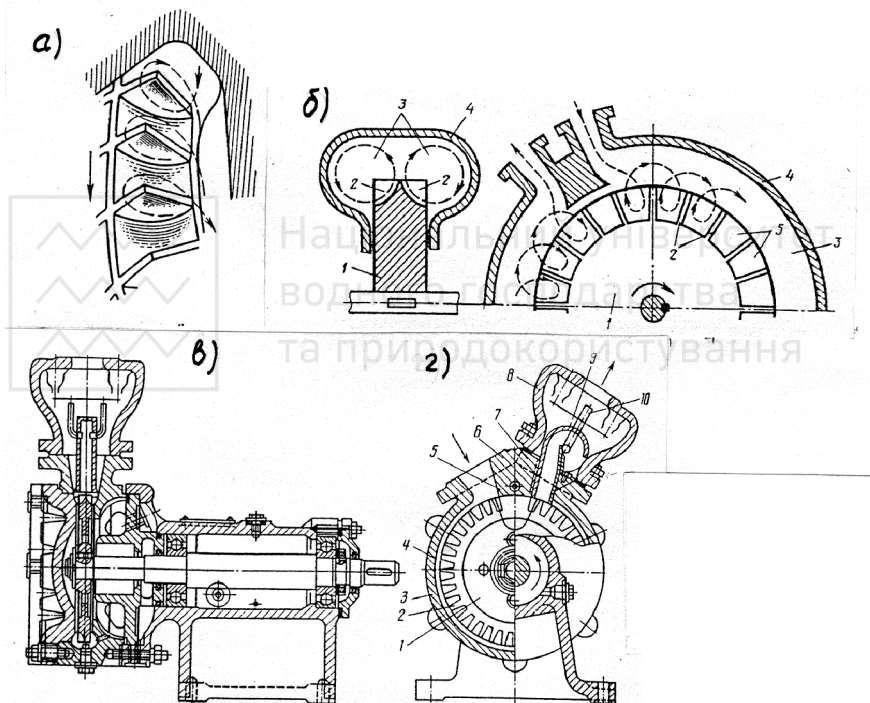


Рис. 10.1. Боковоканалний насос: а) фрагмент робочого колеса; б) схема руху рідини; в), г) схема конструкції

Робоче колесо має плоскі радіальні лопаті 2. Між лопатями створюються криволінійні канали 5. В середині корпуса 4 по периметру колеса проходить особливий боковий кільцевий канал 3, який перетинається перемичкою 6. Ця перемичка відокремлює всмоктувальну порожнину від напірної. При обертанні робочого колеса 1 його лопаті діють на рідину, яка знаходиться у кільцевому каналі і надають їй за рахунок тертя обертального руху. Одночасно в

рідині, яка заповнює міжлопатеві канали 5, виникають відцентрові сили, що обумовлюють безперервний рух її із міжлопатевих каналів 5 в кільце 3. Рідина, яка захоплюється лопатями на вході в кільцевий канал 3 потім знову попадає в міжлопатевий канал 5. В кільцевому каналі формується вихрова течія. За один оберт робочого колеса рідина декілька разів захоплюється лопатями і викидається в кільцевий канал 3. Тому при одних і тих же діаметрах робочих коліс і частотах обертання напір боковоканального насоса в 2...4 рази перевищує напір, що створюється відцентровим насосом.

Напір боковоканального насоса

$$H = \psi u^2 / (2g), \quad (10.1)$$

де ψ - коефіцієнт напору, причому $\psi = 3,3 \dots 4,5$; u - переносна швидкість, м/с., $u = \pi D n / 60$; D - діаметр робочого колеса, м; n - частота обертання робочого колеса, об/хв.

Більшість боковоканальних насосів має властивість самовсмоктування. Завдяки компактності, високим напорам, самовсмоктувальним властивостям боковоканальні насоси мають широке застосування при перекачуванні рідин, які насичені газом, хімічно агресивних речовин і ін.

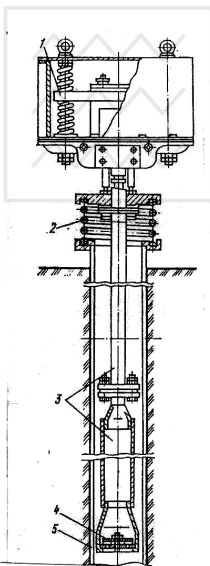


Рис. 10.2. Конструкція вібраційної водопідйомної установки ВПУ-1: 1- вібратор; 2- пружний амортизатор; 3,5- водопідйомні і обсадна труби; 4- приймальний клапан

Боковоканальні насоси випускають таких типів В, ВС, ВКС в діапазоні подач 1...50 м³/год при напорах 25...100 м., к.к.д насоса – 25...45%. Ці насоси найчастіше використовують як допоміжні в дренажних, осушувальних і протипожежних системах.

10.1.2 Насоси з електромагнітним приводом (вібраційні)- це об'ємні насоси, у яких зворотно-поступальний рух поршня відбувається під дією зміни магнітного поля.

В основу роботи вібраційних насосів покладений принцип використання інерційних сил, які виникають під дією коливальних процесів у перекачуваній рідині, що вміщується у трубопроводі. Робочий орган (клапан – поршень) цих насосів, який здійснює зворотно-поступальний рух, приводиться у дію механічним вібратором. Вібраційні насоси випускають як з поверхневими, рис. 10.2, так і зануреними вібраторами, рис. 10.3.

З шахтних колодязів і водоймищ воду забирають вібраційними насосами з зануреним вібратором, див. рис. 10.3. Робочий орган цих насосів приводиться в дію зануреним електромагнітним вібратором резонансного типу. Вібратор розміщується у корпусі 9. Дві коту-

шки 10 електромагніта і сердечник заливають епоксидною смолою. Якір 8 електромагніта встановлюють на шток 3 на відстані 3...3,6 мм від котушок вібратора. Шток проходить через гумову діафрагму 5, яка розділяє електромагнітну і гідравлічну частину насоса. Коли поршень 2 рухається вниз, приймальний клапан 1 щільно притискується до сідла, і вода через зазор між поршнем і корпусом віджимается в надпоршневую порожнину.

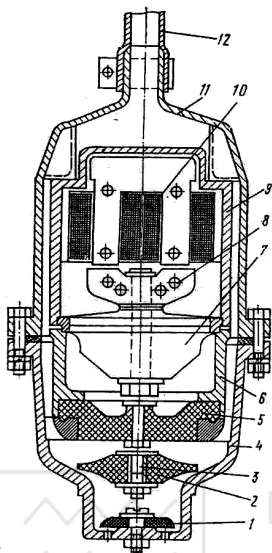


Рис. 10.3. Конструкція вібраційного насоса НЕБ-1/20 з зануреним вібратором: 1- приймальний клапан; 2- робочий орган поршень; 3- шток; 4,5,6,11- деталі корпусу; 8- якір; 10- котушка електромагніта; 12- напірний шланг

При русі вверх кінці поршня щільно притискаються до корпусу, тиск у всмоктувальній частині насоса знижується і клапан 1 відкривається. Вода із джерела поступає в насос. Одночасно жорстка середня частина поршня діє на воду, яка знаходиться над ним і витискає її у міжкорпусний простір. Із цього простору вода, охолоджуючи електромагнітний привід, по напірному шлангу 12 поступає споживачу. Частота коливань поршня складає 6000 кол/хв. Електромагніт живиться від мережі змінного однофазного струму напругою 220 В. При напорі 30...1 м подача вібраційного насоса змінюється від 0,2 до 1 л/с. Такі насоси можна встановлювати на поплавку, тобто у плаваючому положенні.

10.1.3 Струминні насоси.

Струминний насос – це апарат для збільшення енергії перекачуваної рідини змішуванням з приводним робочим середовищем (рідина, газ, пара) з використанням соплового ефекту.

Струминні насоси відносять до насосів тертя рис. 10.4а. Принцип їх дії базується на тому, що кінетична енергія передається (без проміжних механізмів) від приводного середовища до тієї рідини, що піднімається насосом. В водоструминних насосах робоча рідина під напором трубою 2 подається у сопло 3. Тут її швидкість і кінетична енергія набувають найбільшого значення, а тиск відповідно зменшується. При певній швидкості тиск у всмоктувальній камері стає меншим атмосферного, виникає вакуум. Під дією перепаду тисків вода з нижнього резервуара всмоктувальною трубою 1 іде у всмоктувальну камеру і далі в камеру змішування 4. У камері змішування робочий потік змішується з тим, що піднімається. При цьому робоча рідина віддає частину своєї енергії. Потім змішаний потік поступає у дифузор 5, де його

швидкість поступово падає, а статичний напір зростає. Далі змішаний потік іде напірним трубопроводом 6 у збірний резервуар.

Якщо знехтувати втратами напору, то потужність (Вт), яка витрачається струминним насосом на перекачування рідини з нижнього резервуара у збірний резервуар, буде

$$N_3 = \rho g Q_p H_p, \quad (10.2)$$

а корисна потужність

$$N_k = \rho g Q_3 H \quad (10.3)$$

де Q_p - витрата робочої рідини, м³/с; Q_3 - подача струменевого насоса, м³/с; H_p - робочий напір, м; H - висота підйому рідини, м; ρ - густина робочої рідини, кг/м³.

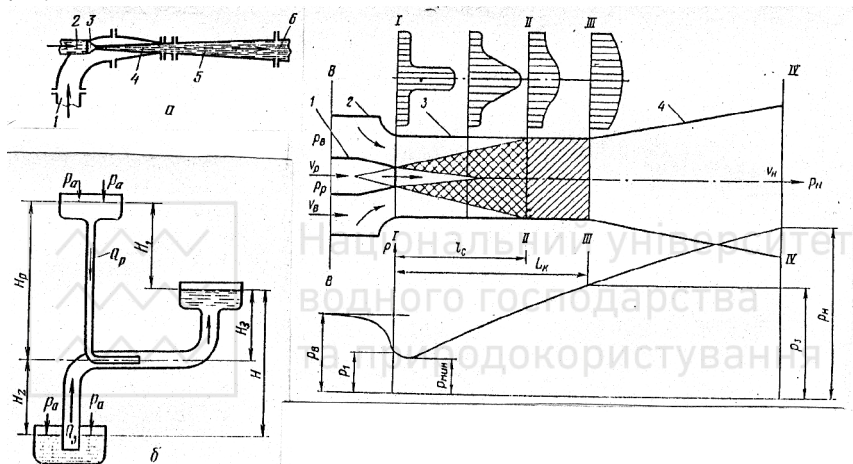


Рис 10.4. Водоструминний насос: а) схема насоса; б) схема установки насоса; в) схема руху рідини в насосі

Коефіцієнт корисної дії струминного насоса при однаковій густині робочої і перекачуваної рідини

$$\eta = (Q_3 H) / (Q_p H_p) \quad (10.4)$$

Відношенні витрат перекачуваної і робочої рідин називається коефіцієнтом інжекції (підмішування, підсмоктування).

$$\alpha = Q_3 / Q_p$$

В звичайних умовах $\alpha = 0,8 \dots 1,2$.

Відношення висоти підйому рідини і робочого напору називається коефіцієнтом напору

$$\beta = H / H_p$$

Тоді $\eta = \alpha \beta$. Фактичне значення к.к.д струминних насосів складає $\eta = 0,15 \dots 0,35$.

Відстань між площинами виходу з насадка і входом у камеру змішування струминного насоса приймається $l=2d_o$, де d_o - діаметр вихідного отвору насадка. Діаметр d_o знаходять за значенням витрати робочої рідини з формули

$$Q_p = \mu \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{2gH_p}, \quad (10.5)$$

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = 0,96$.

Діаметр камери змішування $d_3 = (1,5 \dots 2,5)d_o$. Довжина камери змішування $l_k = (9 \dots 12)(d_3 - d_o)$.

Довжина дифузора

$$l_d = (d_4 - d_3) / (2 \operatorname{tg} \alpha_0), \quad (10.7)$$

де α_0 - кут конуса дифузора, $\alpha_0 = 4 \dots 8^\circ$.

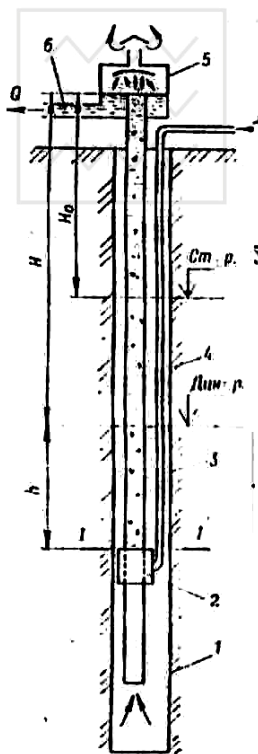
Діаметр напірної лінії d_4 знаходять при швидкості $v_n = 2 \dots 5$ м/с.. Діаметр лінії підсмоктування d_n - при швидкості $v_n = 1,0 \dots 1,5$ м/с.

Струминні насоси використовують для підйому стічної та ґрунтової води, для відсмоктування повітря із всмоктувальних ліній при запусках великих відцентрових насосів, для видалення осаду з водоприймачів водозабірних споруд і ін. Перевагою струминних насосів є простота їх конструкції, а недоліком – низький к.к.д.

До струминних насосів відносять водоструминні насоси, що працюють на воді, газоструминні (ежектори) - на газі або на повітрі, пароструминні (інжектори) - на парі, пароструминні компресори і ін.

10.1.4 Газліфтні насоси (ерліфти).

Рис 10.5. Газліфтний насос (ерліфт): 1- експлуатаційна труба; 2- змішувач; 3- повітровід; 4- водопідйомна труба; 5- повітровідділювач; 6- відвідна труба



Газліфтний насос – це гідравлічний пристрій для збільшення енергії перекачуваної рідини змішуванням і отримання емульсії зі стисненим газом.

В експлуатаційній трубі бурової свердловини 1, рис.10.5, розміщується труба 4, на нижньому кінці якої встановлено змішувач, що являє собою ділянку перфорованої труби з кожухом. До кожуха 2 змішувача приєднується повітровід 3. У верхній частині водопідйомної труби встановлюють повітровідокремлювач (сепаратор) 5. Стиснуте повітря трубопроводом 3 підводиться

до змішувача, який знаходиться нижче динамічного рівня води на глибині h , і через отвори у нижній частині водопідйомної труби переміщується з водою, утворює повітряно-водяну суміш – емульсію. Густина суміші менше густини води. На основі властивостей сполучених посудин і законів гідравліки тиск у перерізі 1-1 повинен бути рівним у всіх точках, тому стовп води висотою зовні підйомної труби повинен зрівноважуватися стовпом повітряно-водяної суміші більшої висоти з меншою густиною середовища в середині труби. Об'єм повітря, яке безперервно подається, повинен бути таким, щоб стовп повітряно-водяної суміші виходив на поверхню землі. Вода переміщується за рахунок тертя між водою і бульбашками, що піднімаються у воді.

У повітровідокремлювачі (сепараторі) повітря легко видаляється з води і виходить у атмосферу, а вода відвідною трубою поступає у резервуар.

Ефективність роботи газліфтного насоса залежить від правильного вибору занурення змішувача, яке характеризується коефіцієнтом занурення K , або процентом занурення. В таблиці 10.1 наведені значення цих величин в залежності від висоти підйому рідини H .

Таблиця 10.1

Занурення ерліфта в залежності від висоти підйому.

$K = (H+h)/H$	$B = h / (h+H) \text{ } 100\%$	$H, \text{ м}$	К.к.д., $\eta_{ерл}$
3,33...2,94	70...66	До 15	0,59...0,57
2,94...2,50	66...60	15...30	0,57...0,54
2,50...2,00	60...50	30...60	0,54...0,5
2,00...1,80	50...45	60...90	0,50...0,44
1,80...1,66	45...40	90...120	0,44...0,4
1,66...1,49	40...33	120...150	0,40

Як визначити об'єм повітря, який необхідно подавати для підйому води?

К.к.д ерліфта

$$\eta_{ерл} = \rho g Q H / A \quad (10.8)$$

де Q - витрата води, яка піднімається, $\text{м}^3/\text{с}$; H - висота підйому води, м ; A - робота струменю повітря у змішувачі, $\text{Дж}/\text{с}$.

За відомою з термодинаміки формулою

$$A = p_1 V_1 \ln p_2 / p_1, \quad (10.9)$$

де p_1 - початковий тиск повітря, Па ; V_1 - витрата повітря при тиску p_1 , $\text{м}^3/\text{с}$; p_2 - тиск повітря у змішувачі, Па . Підставимо значення за формулою (10.9) в вираз (10.8) і знайдемо витрату повітря, яку необхідно подавати у свердловину при відомих значеннях Q і H .

$$V_1 = \frac{\rho g Q H}{\eta_{ерл} p_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)}.$$

Якщо прийняти $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$; $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$; $p_1 = 98100 \text{ кПа}$ і якщо тиски виразити через напори $p_1 = \rho g 10$; $p_2 = \rho g (h+10)$; тоді



$$V_1 = \frac{QH}{\eta_{\text{епл}} 10 \ln \left(\frac{h+10}{10} \right)} \quad (10.11)$$

І питома витрата повітря ($\text{м}^3/\text{с}$) на 1 м^3 води, яка підіймається на висоту H

$$V_o = \frac{H}{\eta_{\text{епл}} 10 \ln \left(\frac{h+10}{10} \right)} \quad (10.12)$$

З формули (10.12) виходить, що витрата повітря залежить від к.к.д газліфтного насоса, глибини занурення змішувача і висоти підйому води. Початковий тиск повітря (при запуску водопідйомника у роботу) визначається за формулою

$$p_n = \rho g (H + h - H_o + 2), \quad (10.13)$$

а робочий тиск

$$p_p = \rho g h + \Sigma p, \quad (10.14)$$

де Σp - сумарні втрати тиску в повітроводі, H_o - висота підйому води над статичним рівнем.

Нижній кінець труби повинен бути на 3...6 м нижче змішувача. Діаметр водопідйомної труби визначається при швидкості суміші 2,5...3 м/с. Діаметр повітряної труби визначається при швидкості 5...10 м/с.

Характеристика газліфтного насоса показує, що підйом води починається при деякій мінімальній подачі повітря (V_{min}), яка забезпечує його стійку роботу. Максимальна подача води не співпадає з максимальним к.к.д. Подальше збільшення подачі повітря призводить до зменшення подачі води із-за зниження густини повітряно-водної суміші.

За конструкцією існують газліфтні насоси з зовнішнім розташуванням повітроводу, з внутрішнім і з підсмоктуванням (за допомогою вакуумного насоса).

До переваг газліфтних насосів відносять простоту їх конструкції, можливість використання для підйому рідини з механічними домішками і встановлення у викривлених свердловинах. Недоліки – низький к.к.д, підйом води тільки з глибоких свердловин.

Газліфтні насоси застосовують для підйому води із свердловин, а також для промивки та прокачування в процесі їх спорудження.

Промисловість газліфтні насоси не виготовляє.

10.1.5 Шнекові насоси.

Шнекові насоси (гвинти Архімеда) відносять до

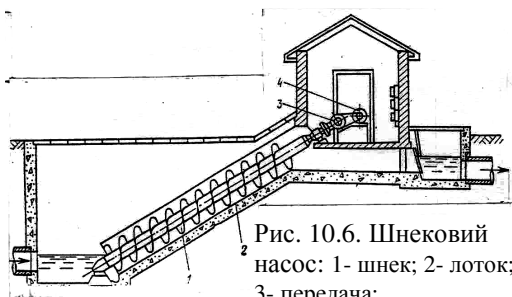


Рис. 10.6. Шнековий насос: 1- шнек; 2- лоток; 3- передача; 4- електродвигун

насосів тертя. Їх застосовують для підйому забруднених і фекальних вод на висоту 2...7 м, рис.10.6. Основний робочий орган цих насосів – шнек, який являє собою плескату тризахідну спіраль, що навита на вал і з'єднана з ним. Вал опирається на два підшипники – нижній (радіальний) і верхній (радіально-упорний). Шнек розміщується у лотку і переміщує рідину вздовж своєї осі. Частота його обертання складає 25...100 об/хв, переносна швидкість 2...5 м/с, що потребує пасової або редукторної передачі від електродвигуна. Нормальний кут установки шнека до горизонту 25...30°.

Подачу шнекових насосів регулюють зміною частоти обертання шнека. Серійно ці насоси не випускають. Для систем каналізації розроблені креслення шнекових насосів з подачею 0,01 – 2,7 м³/с; при висоті підйому 2,25...5,2 м; діаметрі шнека 280...3000 мм і частоті обертання 35...115 об/хв. ККД насоса складає 56...75%. Переваги шнекових насосів – простота конструкції і експлуатації, надійність у роботі, довговічність, можливість перекачування забрудненої рідини.

10.1.6. Стрічковий і шнуровий водопідйомники.

Стрічковий водопідйомник використовують для підняття води з шахтних колодязів, рис.10.7.

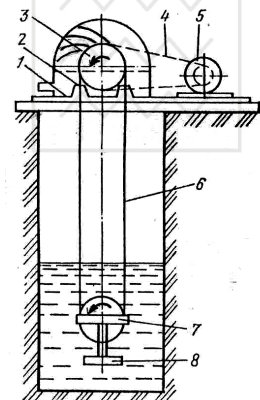


Рис. 10.7. Схема установки стрічкового водопідйомника: 1- опірна рама; 2- корпус; 3,7- ведучий і нижній шкиви; 4- клинопасова передача; 5- двигун; 6- стрічка; 8- вантаж

Нижню частину стрічки 6 занурюють у воду на глибину на менше 0,5 м. Натяг стрічки забезпечується вантажем 8 на шківі 7. Ведучий шків 3 набуває обертів від двигуна 5 через клинопасову передачу. При обертанні ведучого шківів 3 стрічка піднімається з води і утримується на своїй поверхні завдяки силам тертя тонкого шару води. В момент переходу через ведучий шків цей шар води під дією відцентрових сил скидається у водоприймальний корпус 2, звідти зливним лотком іде у резервуар. Рациональна швидкість руху стрічки 4...6 м/с. Стрічку виконують перерізом 50x5, 100x5, 100x4 мм. Зі збільшенням висоти підйому к.к.д стрічкового водопідйомника зростає при відносно невеликому зменшенні подачі.

Промисловість випускає декілька типів стрічкових водопідйомників: ВЛМ – 100, ГЛВ – 250 і ін. Водопідйомник ВЛМ-100 розвиває подачу 4...7 м³/год при підйомі води з глибини до 100 м. Частота обертання його ведучого шківів 350...450 об/хв. Подача водопідйомника ГЛВ-250 складає 3...5,4 м³/год при підйомі з глибини 250 м, а швидкість руху стрічки 4,5...6,5 м/с.

Шнурові водопідйомники призначені для підйому води з бурових свердловин. Діаметр обсадної труби свердловини пови-

нен бути не менш 150 мм. Принцип дії цих водопідйомників аналогічний попередньому. Робочим органом у них слугує гумований перфорований шнур перерізом 32x12; 32x11 мм. Додатковим вузлом є труба, в якій шнур переміщується знизу вгору.

Випускають такі шнурові водопідйомники: типу ВШП-30 з подачею 8 м³/год при підйомі води з глибини до 30 м, і ВШП-50 на подачу 50 м³/год при глибині підйому води 50 м. К.к.д таких водопідйомників не перевищує 50 %.

10.1.7. Гідроударний підйомник (гідротаран).

Гідроударний підйомник використовує явище гідравлічного удару в трубах. Такими пристроями піднімають воду з джерел, які розташовані вище місця встановлення гідротарана не менш як на 1 м, рис. 10.8.

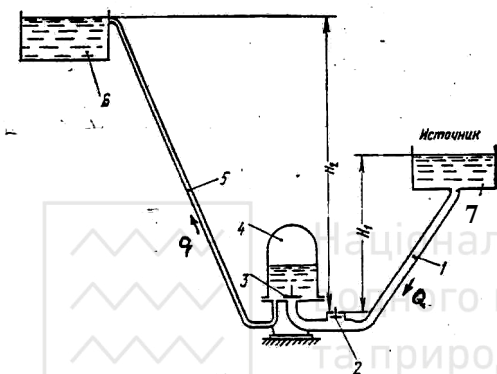


Рис. 10.8. Гідроударний підйомник: 1- живильна труба; 2, 3- ударний і нагнітальний клапани; 4- повітряний ковпак; 5- напірна труба; 6- напірний бак

Через гідроударний підйомник повинна скидатися витрата води, яка перевищує в декілька разів його подачу. Перед початком роботи гідротарана засувка на живильній трубі 1 закрита. При відкритті засувки вода з джерела 7 по живильній трубі 1 під напором почне вибігати в атмосферу через клапан 2 зі зростаючою швидкістю. Коли під дією гідродинамічного тиску знизу клапан 2 підніметься, вибіг води на зовні припиниться. Швидкість води у трубі 1 різко знизиться, що призведе до виникнення в ній гідравлічного удару, який супроводжується різким підвищенням тиску. Коли цей тиск перевищить тиск у водоповітряному ковпаку (ВПК) 4, то клапан 3 відкриється і вода заповнить ВПК. Потім під дією надлишкового тиску вода з ВПК по трубі 5 підніметься у напірний бак 6, тобто на висоту H_2 . Тиск у трубі 1 впаде. Після закриття клапана 3 вода з джерела знову піде через ударний клапан 2 і все буде повторюватися з початку. Гідроударний підйомник діє автоматично. Для надійної його роботи довжина живильної труби повинна складати (5...8) H_1 . Число гідроударів залежить від габаритів і налагодження гідроударного підйомника. Для різних типорозмірів воно змінюється в межах від 20 до 100 в 1 хв.

К.к.д гідроударного підйомника знаходять за формулою

$$\eta = \frac{qH_2}{QH_1}, \quad (10.15)$$



де q, Q – осереднені у часі відповідно подача гідроударного підйомника і витрата робочої води, м³/с; H_1 – напір на ударний клапан, м; H_2 – висота підйому води, м. З урахуванням втрат напору згідно рис. 10.8.

$$H_1 = H_n - h_{w1},$$

$$H_2 = H_n + h_{w2},$$

де H_n, h_{w1} – відповідно напір і втрати напору на живильній трубі, м; H_n, h_{w2} – відповідно напір і втрати напору на напірному трубопроводі, м. Для існуючих гідроударних підйомників $H_1 = 1 \dots 20$ м; $H_2 = 100 \dots 120$ м.

К.к.д тарана η , подача q , витрата Q і відношення H_2 / H_1 зв'язані між собою згідно таблиці 10.2.

Таблиця 10.2

Значення робочих параметрів гідроударного підйомника.

H_2 / H_1	η	q/Q	H_2 / H_1	η	q/Q
2	0,84	0,290	12	0,43	0,034
4	0,72	0,152	16	0,32	0,019
6	0,63	0,118	20	0,23	0,0112
10	0,49	0,046			

Розроблені конструкції гідроударних підйомників ТГ-1, ТГ-2 з напором 100 м і подачею 5 л/с; УИЖ-К100 з напором 100 м і подачею до 3 л/с; ЕПИ-100 і ЕПИ-150 з напорами відповідно 100 і 150 м і подачею 18 л/с.

10.2 Гідравлічні двигуни.

Гідравлічним двигуном називається гідромашина, яка призначена для перетворення енергії потоку рідини в енергію руху вихідного елемента.

Гідравлічні двигуни поділяються на об'ємні гідродвигуни і турбіни. Об'ємні гідродвигуни за характером руху вихідного елемента поділяються на гідроциліндри (з поступальним рухом вихідного елемента), поворотні гідродвигуни (з обмеженим кутом обертання вихідного елемента) і гідромотори (з необмеженим кутом повороту вихідного елемента).

Об'ємні гідродвигуни можливо класифікувати за тими ж ознаками, що і об'ємні насоси, але з урахуванням властивості їх оберненості, під якою розуміється придатність гідромашини для роботи в якості як насоса, так і гідромотора.

Основні параметри гідродвигуна: робочий об'єм V , витрата Q , перепад тиску Δp , крутячий момент $M_{кр}$, потужність N , об'ємний к.к.д η_o і механічний к.к.д. $\eta_{мех}$.

Робочий об'єм для гідромоторів поршневого типу

$$V = F S i_n Z, \quad (10.16)$$

де F – площа поршня, м²; S – хід поршня, м; i_n – кількість поршнів, Z – кількість циклів за один оберт. Для гідроциліндрів $V = F S$, де S – хід поршня гідроциліндра. Для гідромоторів зворотно-обертального типу $V = F S_I$, де S_I – хід пластини, який заміряно по дузі, що описана її центром тяжіння.

Так як і ротаційний насос, гідромотор характеризується ідеальною витратою рідини через гідромотор за один оберт ротора

$$Q_T = Vn / 60 \quad (10.17)$$

де n - частота обертання ротора, об/хв.

Дійсна витрата більша ніж ідеальна, тому

$$\eta_o = Q_T / Q = Q_T / (Q_T + Q_{\text{вит}}) \quad (10.18)$$

З формул (10.17) і (10.18) частота обертання вала

$$n = 60 Q \eta_o / V \quad (10.19)$$

Перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p = p_1 - p_2, \quad (10.20)$$

де p_1 - тиск на вході, p_2 - тиск на виході.

Корисна потужність гідромотора

$$N_k = M_{кр} \omega \quad (10.21)$$

Потужність, яка споживається гідромотором

$$N = Q \Delta p \quad (10.22)$$

Відношення N_k / N визначає загальний к.к.д гідромотора, причому

$$\eta = \eta_o \eta_{\text{мех}} = N_k / N \quad (10.23)$$

Враховуючи, що кутова частота обертання $\omega = 2\pi n / 60$, одержимо

$$M_{кр} \omega = \eta_o \eta_{\text{мех}} \Delta p Q$$

Тоді

$$M_{кр} = \frac{Q_T}{Q} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \frac{\Delta p Q}{\omega} = \frac{V \eta_{\text{мех}} \Delta p}{2\pi} \quad (10.24)$$

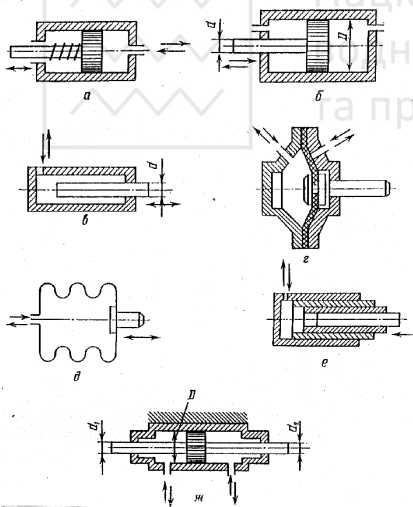


Рис.10.9. Конструктивні схеми гідроциліндрів: а) поршневий односторонньої дії; б) поршневий двосторонньої дії; в) плунжерний; г) мембранний; д) сифонний; е) телескопічний; ж) зі штоком, який розташовано з обох боків поршня

10.2.1 Гідроциліндри

Гідроциліндр – це об’ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідного елемента. Конструктивні схеми гідроциліндрів наведені на рис. 10.9.

При експлуатації гідроциліндрів, особливо з великими інерційними навантаженнями на вихідному елементі, з метою попередження ударних навантажень, використовують пристрої гальмування. В таких конструкціях передбачені демпфіруючі пристрої, що забезпечують повільний рух поршня. Основні параметри поршневих гідроциліндрів – це *рушійне зусилля на штоку G і швидкість переміщення поршня v* . Без врахування сил тертя, протитиску і



сил інерції теоретичне зусилля на шток

$$G_T = \Delta p F \quad (10.25)$$

де Δp - перепад тисків рідини, Па; F - робоча площа поршня, м^2 . При цьому для гідроциліндра двосторонньої дії при подачі рідини у поршневу порожнину $F = (\pi D^2)/4$, а при подачі у штокову порожнину $F = (\pi/4)(D^2 - d^2)$, де D , d - відповідно діаметр поршня і штока, м.

Для плунжерного гідроциліндра $F = (\pi d^2)/4$, де d - діаметр плунжера, м.

Розрахункова швидкість поршня без урахування витоків

$$v = Q/F.$$

При відповідному виборі D і d можливо мати різні зусилля і швидкості руху штока.

Механічний к.к.д гідроциліндра коливається від 0,97 до 0,81 і визначається силою тертя. При ущільненні штока гумовими кільцями або шкіряними манжетами витки практично дорівнюють нулю, тобто $\eta_o = 0$.

Теоретична потужність гідроциліндра

$$N_T = \Delta p F v$$

де Δp - перепад тисків, Па;

Втрати потужності на подолання сил тертя

$$N_{тер} = G_{тер} v,$$

де $G_{тер}$ - зусилля на подолання тертя в конструкції гідроциліндра

Номинальна потужність гідроциліндра

$$N = N_T - N_{тер}$$

Коефіцієнт корисної дії гідроциліндра.

$$\eta = N / N_T = 1 - N_{тер} / N_T.$$

10.2.2 Поворотні гідродвигуни.

За видом робочих елементів поворотні гідродвигуни бувають шибєрні, поршневі і мембранні.

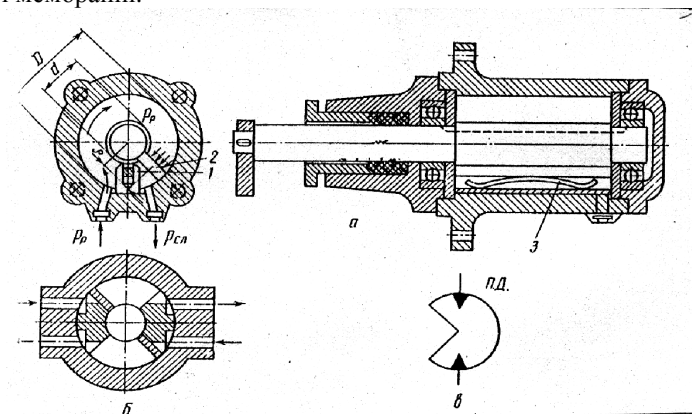


Рис. 10.10. Схеми шибєрних поворотних гідродвигунів: а) однопластинчастих; б) двопластинчастих; в) умовне позначення поворотного гідро двигуна

Робочий елемент пластина (шибєр), яка жорстко з'єднана з валом, рис. 10.10.

Розрахунковий крутячий момент на валу

$$M = (p_p - p_z) F l, \quad (10.26)$$

де p_p , p_z - відповідно тиск робочий і тиск зливу, Па, F - площа пластини, m^2 ; l - плече прикладання сили, м.

Перепад тиску

$$\Delta p = p_p - p_z; \quad F = 0,5(D-d)b; \quad l = D/2 - (D-d)/4 = (D + d)/4,$$

де b - ширина пластини, м. Тоді розрахунковий крутячий момент

$$M = (\Delta p b / 8) (D^2 - d^2) \quad (10.27)$$

Кутова швидкість вала ω визначається з умови рівності витрат рідини Q і об'єму, який описується пластиною в одиницю часу.

$$Q = v_{ок} F \quad (10.28)$$

де переносна швидкість $v_{ок} = \omega l$, звідси

$$\omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2) b} \quad (10.29)$$

Поршневі поворотні двигуни

Поршневі поворотні двигуни - це гідродвигуни з робочими елементами в вигляді поршнів. На рис. 10.11 показаний двопоршневий гідродвигун з рейковим перетворювачем, який використовують у навантажувачах, екскаваторах, як привід дискових затворів і ін. Недолік - наявність зазору в зачепленні, що сприяє появі ударів при зміні знака навантаження.

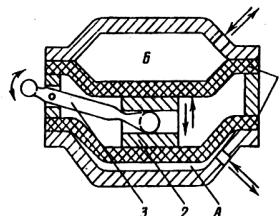
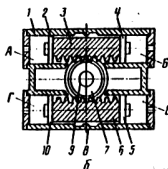
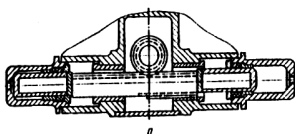


Рис. 10.11. Схеми поршневих гідродвигунів:
а) двопоршневих; б) чотирьохпоршневих

Рис. 10.12. Схема мембранного поворотного гідродвигуна

Розрахунковий крутячий момент $M_{кр}$ і кутову швидкість ω на вихідному елементі гідродвигуна знаходять за формулами

$$M_{кр} = \Delta p \pi d^2 D_k Z / 8, \quad (10.30)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z}, \quad (10.31)$$

де $(\pi d^2)/4$ – площа поршня, m^2 ; d – діаметр поршня, m ; D_k – діаметр кола зубчатого колеса, m ; Z – кількість поршнів, які працюють одночасно.

Мембранні гідродвигуни.

Мембранним гідродвигуном називається гідродвигун з робочим елементом у вигляді мембрани, рис.10.12. Принцип дії полягає в наступному. Якщо забезпечити тиск у робочій камері B і випускати рідину з камери A , повзун 2 під дією сили тиску переміщується вниз, при цьому вільний кінець важеля здійснює поворот за годинниковою стрілкою. Кут повороту не перевищує 20° від нульового положення. Аналогічно гідродвигун працює в протилежному напрямі.

10.2.3 Гідромотори.

Гідромотори – це об'ємні гідродвигуни обертального руху. В різних галузях господарства використовують такі типи гідродвигунів: шестеренні з внутрішнім і зовнішнім зачепленням, шиберні, радіально-поршневі, аксіально-поршневі.

Завдяки властивості оберненості насосів, за виключенням насосів з клапанним розподілом, любий з них в принципі може бути використаний в якості гідромотору. Проте в конструкції гідромоторів присутні деякі відмінності у порівнянні з насосами, які обумовлені різними функціональними призначеннями цих гідромашин.

Шестеренні гідромотори.

Шестеренні гідромотори уніфіковані з шестеренними насосами, проте мають деякі особливості: високий перепад тисків необхідний для того, щоб зрушитися з місця, нестійка робота на малих обертах і значна пульсація крутячого моменту.

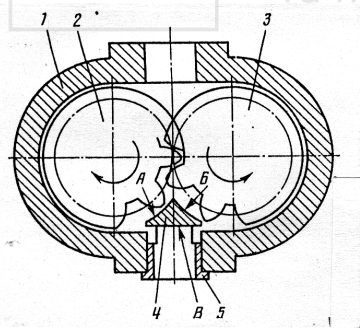


Рис. 10.13. Схема шестеренного гідромотора з пристроєм для покращення пуску: 1- корпус; 2,3- шестерні зовнішнього зачеплення; 4- пристрій для покращення пуску; 5- втулка

Повний і об'ємний к.к.д лише у вузькому діапазоні чисел обертів і навантажень досягають відповідно 0,8 і 0,9. Тому такі гідромотори використовують на малопотужних і швидкохідних приводах. Запускати їх необхідно без навантаження. Величина пускового моменту досягає 0,3...0,4 від номінального. Для покращення пускових характеристик шестеренних гідромоторів використовують різні конструктивні вдосконалення.

Один з варіантів наведено на рис. 10.13. Пристрій 4 у вигляді ущільнюючого елемента, який має поверхні А, Б, що охоплюють частину зубів шестерень, які виходять із зачеплення, і поверхню В, як дотичну до подільних кіл

шестерень. Завдяки цьому: по-перше, досягається часткове розвантаження опір ковзання від радіальних зусиль, які обумовлюють тертя в опорах в момент пуску до подачі змазки у опори ковзання; по-друге, зменшується зусилля притискання шестерень 2, 3 до розточки корпусу 1; по-третє, збільшується пусковий момент за рахунок послаблення протидіючого йому крутячого моменту в результаті послаблення дії рідини на зуби шестерень у зоні їх зачеплення. Крім того потік напрямлено по дотичній до подільних кіл шестерень 2, 3, що дозволяє ефективно використати динамічну дію потоку. Все це разом дозволяє збільшити пусковий момент в 1,3...1,5 рази.

Шибєрні гідромотори.

Шибєрні гідромотори за конструкцією і принципом дії подібні до шибєрних насосів. Проте більшість насосів цього типу не може бути використані як гідромотори без зміни конструкції. Причина цього – широта діапазону зміни частоти обертання і реверсивність гідромоторів. При пусках гідромоторів відсутні стабільні відцентрові сили, які висувають пластини, тому виникає необхідність примусового висування пластин.

Аксiально-поршневий гідромотор показано на рис. 10.14.

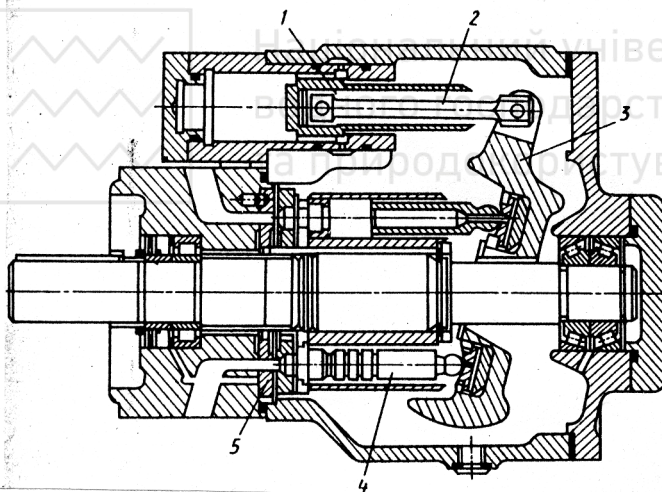


Рис. 10.14. Гідромотор аксiально-поршневого типу з регульованим нахилом диску: 1 – гідроциліндр, 2 – тяга; 3 - нахилений диск, 4 – поршень, 5 –розподільчий пристрій

10.2.4 Гідравлічні турбіни.

Гідравлічною турбіною називається ротаційний двигун, який перетворює енергію водного потоку (енергію положення, тиску та швидкості) в енергію вала, що обертається. Для приведення в дію гідротурбін в більшості випадків використовують енергію рік та іноді енергію морських припливів і відливів. Гідравлічні турбіни складаються із робочого колеса з лопатями спеціального

Гідравлічні турбіни бувають активні і реактивні. Реактивні турбіни, в свою чергу, поділяються на поворотні-лопатеві, радіально-осьові і діагональні.

Активні турбіни

Активні (ківшеві, турбіни Пельтона) гідротурбіни – це турбіни, в яких використовують тільки кінетичну енергію струменя, який вільно витікає з сопла і діє тільки на частину лопатей (ковшів) робочого колеса. Увесь діючий напір перед входом потоку на робоче колесо необхідно перетворити в кінетичну енергію. Потік в процесі роботи турбіни не має надлишкового тиску, і його тиск дорівнює атмосферному. Так як $H_{cm}=0$, то такі турбіни називають вільноструменевими.

Принципову схему активної турбіни розглянемо на прикладі ківшевої турбіни, див. рис. 10.15.

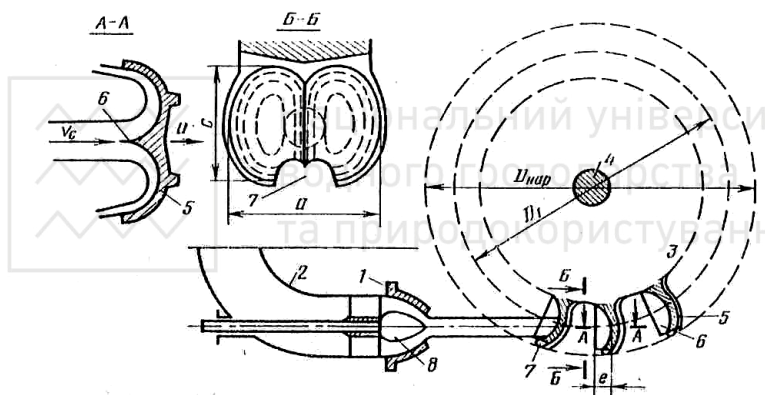


Рис. 10.15. Схема ківшевої турбіни: 1 – сопло, 2 – напірний трубопровід; 3 – робоче колесо, 4 – вал, 5 – лопаті, 6 – ніж, 7 – прорізь, 8 – голка

До основних елементів ківшевої турбіни відносять сопло 1, до якого вода підводиться трубопроводом 2, і робоче колесо 3, що встановлено на валу 4. Лопаті 5 виконані у вигляді ковшів. Кожна лопать складається з двох криволінійних поверхонь, які розділяються ножем 6. Сопло 1 і робоче колесо 3 розміщують вище рівня води, а поперечна вісь симетрії ножів співпадає з віссю струменя. Робоче колесо з загальною кількістю лопатей 12...40 обертається у повітрі. Прорізь 7 попереджує удар тильної сторони лопаті о струмінь в момент обертання колеса. Струмінь при набіганні на лопать 5 поділяється ножем 6 на дві рівні частини, які обтікають криволінійні поверхні і за рахунок зміни швидкості руху і його напрямку створюють тиск на лопать. При цьому виникає крутячий момент, який обертає робоче колесо. Отже потік створює на ковші тільки активний тиск. Голка 8 слугує для регулювання потужності турбіни за рахунок зміни витрати води.



Швидкість води на виході з сопла визначається за формулою

$$v_0 = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (10.32)$$

де H – напір над віссю сопла, м; φ – коефіцієнт опору (швидкості) при виході з сопла., $\varphi=0,98\dots0,99$.

Діаметр струменя в залежності від конструкції сопла

$$d_{\text{max}} = (0,87\dots0,83)d, \quad (10.33)$$

де d – діаметр отвору сопла, м.

При кількості сопел Z_o об'ємна витрата

$$Q = v_o F_o Z_o, \quad (10.34)$$

де F_o – площа струменя, причому $F_o = (\pi d_o^2)/4$, тоді

$$F_o = Q/(v_o Z_o);$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4F_o}{\pi}} \quad (10.35)$$

Потужність турбіни

$$N = \rho g Q H \eta, \quad (\text{Вт}) \quad \text{або} \quad N = \rho g Q H \eta / 1000, \quad (\text{кВт}) \quad (10.36)$$

причому $\eta=0,88$.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_{sk} = \frac{n \sqrt{N}}{H^4 \sqrt{H}} \quad (10.37)$$

де N – потужність турбіни в кінських силах, причому 1 к.с. = 0,736 кВт.

Діаметр робочого колеса

$$D_1 = (225\dots252) \frac{d_o}{n_{sk}} \sqrt{Z_o}, \quad (10.38)$$

Частота обертання агрегату

$$n = \frac{n'_1 \sqrt{H}}{D_1}, \quad (10.39)$$

де n'_1 – визначається з таблиці 10.3.

Таблиця 10.3.

Основні параметри ківшевих турбін.

Напір H , м	D_1/d_o	n'_1 , об/хв	Q'_1 , л/с	n_{sk} на одне колесо	Кількість ковшів Z
200	7-9	36-38	69,2-42	33,7-24,9	16-19
300	8-11	36,5-38,5	53-28,2	29,9-20,6	17-20
400	9,5-12,5	37-39	37,7-21,7	25,5-18,4	18-21
500	11-14	37,5-39,5	28,2-17,3	22,4-16,5	19-23
750	16-19	38-40	13,2-9,35	15,5-12,45	24-28
1000	23	39,5	6,38	10,65	27-31
1500	42	40	1,93	5,92	39-46
1800	60	40,5	0,94	4,2	44-60

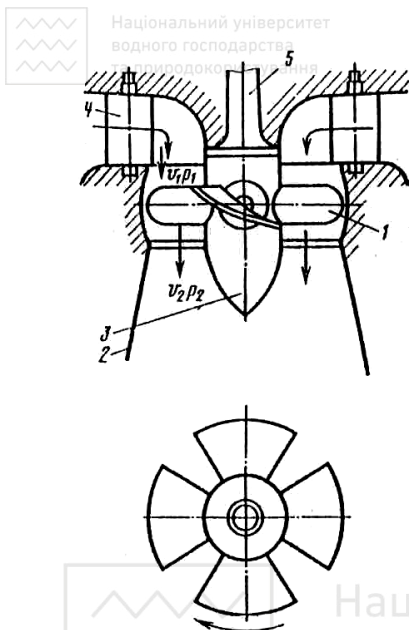


Рис. 10.16. Схема поворотнлопатевої турбіни: 1 – робоче колесо, 2 – відсмоктувальна труба, 3 – втулка, 4 – напрямний апарат

Розміри ковзів:

$$a = (2,8 \dots 3,6)d_o; \quad c = (1,5 \dots 2,8)d_o;$$

$$e = (0,9 \dots 1,0)d_o.$$

Реактивні турбіни.

Реактивні турбіни використовують в основному потенціальну енергію рідини, тобто $E_p > 0$ і $H_{cm} > 0$. Тиск води при вході на лопаті повинен бути більше тиску потоку, що сходять з лопаті турбіни $p_1 > p_2$.

Установка з поворотнлопатевою турбіною, рис.10.16, включає робоче колесо з поворотними лопатями 1, відсмоктувальну трубу 2, втулку робочого колеса 3, поворотні лопаті напрямного апарата 4 і вал турбіни 5.

Реактивні турбіни характеризуються суцільністю потоку, у якому в міру проходження по криволінійним поверхням лопатей колеса надлишковий тиск весь час падає, а швидкість збільшується, в наслідок чого потік створює реактивний тиск на лопаті і обертає робоче колесо. Криволінійні лопаті робочого колеса змінюють напрям потоку, отже дія потоку на

лопаті робочого колеса складається з реактивного тиску, який виникає при зростанні швидкості, і тиску зв'язаного з відхиленням потоку.

Параметри реактивних гідротурбін - це напір, потужність і к.к.д.

Різниця рівнів води у верхньому і нижньому б'єфах називається *геометричним (статичним) напором*

$$H_T = H_{cm}; \text{ рис.10.17.}$$

$$H_T = \downarrow BB - \downarrow HB.$$

Напір турбіни H , м; являє собою різницю питомих енергій E_I -на вході в турбіну і $E_{вих}$ - на виході з неї.

$$H = E_I - E_{вих}. \quad (10.40)$$

Нехтуючи різницею швидкісних напорів, напір турбіни визначається залежністю

$$H = H_T - h_w, \quad (10.41)$$

де h_w - гідравлічні втрати у відповідному і відвідному водогоні.

Корисна потужність турбін (кВт)

$$N_{кор} = \rho g Q H / 1000. \quad (10.42)$$

Проте не уся ця потужність передається валу турбіни, тому що є втрати в самій турбіні. Ці втрати враховує к.к.д турбіни

де P - потужність на валу турбіни, яка визначається за формулою (кВт)

$$N = \rho g Q H \eta / 1000, \quad (10.44)$$

де Q - витрата турбіни, м³/с; H - напір турбіни, м; η - к.к.д турбіни, в долях.

К.к.д турбін досягає досить високих значень і при найбільш сприятливих умовах становить 0,94...0,95, а в умовах максимального навантаження 0,88...0,93.

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення і принцип дії боковоканального насоса?
2. Які переваги мають боковоканальні насоси перед відцентровими?
3. Як визначається напір боковоканального насоса?
4. За рахунок чого боковоканальний насос утворює значно більший напір, ніж відцентровий?
5. Який принцип дії насосів з електромагнітним приводом?
6. Який принцип дії і особливості струминних насосів?
7. Як визначаються параметри струминних насосів?
8. Де застосовуються водоструминні насоси ?
9. Від чого залежить ефективність роботи водоструминного насоса?
10. Де застосовують шнекові насоси?
11. Яке призначення стрічкових водопідіймників?
12. Яке явище використовується при роботі гідроударного підійомника?
13. Що називається гідравлічним двигуном?
14. Як класифікують гідравлічні двигуни?



Національний університет

13. Як визначають параметри гідравлічних двигунів?
14. Що називається гідроциліндром?
15. Як визначають параметри гідроциліндрів?
16. Як визначають параметри поворотних гідродвигунів?
17. Що називається гідромотором?
18. Чим відрізняються шестеренні гідромотори від шестеренних насосів?
19. Які існують типи гідравлічних турбін?



Національний університет
водного господарства
та природокористування



11. КОНСТРУКЦІЇ, ПАРАМЕТРИ І ХАРАКТЕРИСТИКИ АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

11.1 Конструкції і принцип дії аеродинамічних машин.

11.1.1. Аеродинамічні машини

Вентилятори - це машини, які призначені для переміщення газового середовища за рахунок надання йому додаткової енергії. Вентилятори використовують для створення потоку повітря в будівлях, охолодження двигунів та іншого обладнання, для пневмотранспорту.

Відцентровий вентилятор, рис. 11.1, складається з лопатевого радіального колеса 1, спірального корпуса 2 (кожух або завиток), вихідного патрубку 3 і підводу 4.

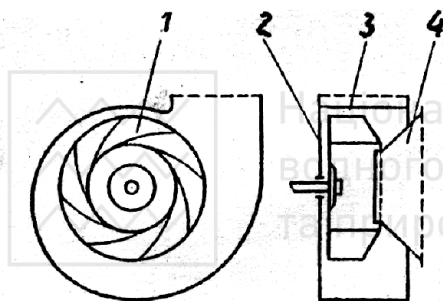


Рис. 11.1. Схема відцентрового вентилятора: 1- лопатеве радіальне колесо; 2- спіральне колесо; 3- вихідний патрубок; 4- підвід

Робочий процес вентилятора здійснюється таким чином: газове середовище до робочого колеса поступає в осьовому напрямку підводом 4, в якому можуть бути встановлені поворотні лопаті для регулювання подачі вентилятора.

В робочому колесі напрям течії газового середовища з осьового переходить у радіальний. Під дією відцентрових сил газове середовище, яке знаходиться у міжлопатевому просторі, підвищує свою енергію і викидається у спіральний канал, який утворюється корпусом 2, і далі - в напірний патрубок постійного поперечного перерізу.

У спіральному відводі 2 енергія швидкості газового середовища перетворюється у енергію тиску, яка іде на подолання опору у системі повітроводів.

В залежності від призначення вентилятора лопаті робочих коліс можуть бути трьох типів: загнуті уперед, радіальні, загнуті назад. Колеса з лопатями, які загнуті назад, використовуються в вентиляторах низького тиску.

Відцентрові вентилятори в залежності від подачі проектується серіями, які складаються із декількох різних за розмірами, але геометрично подібних машин. Номер вентилятора визначається зовнішнім діаметром робочого колеса в дециметрах.

Осьовий вентилятор, рис 11.2, складається з вхідної горловини 1, яка слугує для забезпечення входу газового середовища у вентилятор, вхідного

напряжного апарату 2, робочого колеса 3, випрямного апарату 4, дифузора 5, корпуса 6, електродвигуна 7, який встановлюється на кронштейні 8. Цей кронштейн закріплюється на опорній стійці 9.

При обертанні робочого колеса 3 здійснюється перетворення енергії двигуна в енергію газового середовища за рахунок сильної закрутки потоку, повороту і переміщення його у осьовому напрямі. На випрямному апараті здійснюється ліквідація закрутки потоку і перетворення кінетичної енергії газу в енергію тиску.

Регулювання осьових вентиляторів може здійснюватися чотирма способами: зміною частоти обе-

ртання, напрямним апаратом на вході, поворотом лопатей і одночасно двома останніми способами.

Позитивною якістю осьових вентиляторів є те, що при зміні напрямку обертання робочого колеса змінюється і напрям потоку, тобто вони реверсивні. Осьові вентилятори використовують при тисках 0,03...10 КПа і подачах до 130 м³/с. Номер осьового вентилятора визначається діаметром робочого колеса, який вимірюється в дециметрах. Робочі колеса таких вентиляторів можуть мати розміри від 250 до 2000 мм.

Інші типи вентиляторів, в основному, являють собою модернізацію радіальних (відцентрових). Це прямоточні, смерчові, дискові, вихрові, діаметральні, дахові, рис 11.3.

В прямоточному вентиляторі потік з лопатевого колеса надходить у спіральний корпус за діагоналлю. Такі вентилятори використовують в установках з малими габаритами за радіусом.

В смерчових вентиляторах при обертанні колеса попереду його виникає смерчоутворення і гвинтовий рух повітря, завдяки чому домішки проходять,

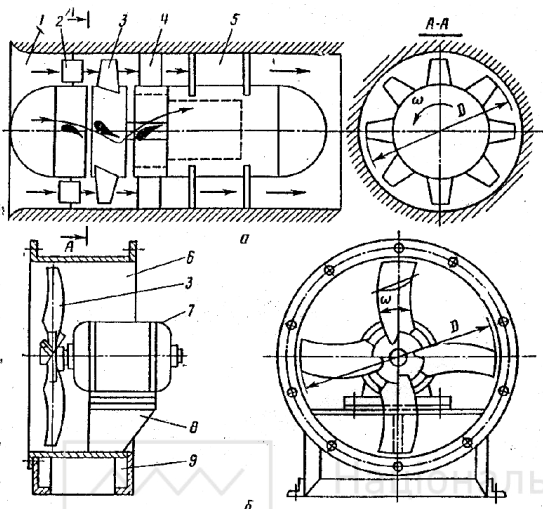


Рис. 11.2. Схеми осьових вентиляторів:
а) з напрямним апаратом; б) без напрямного апарату (тип МЦ); 1- горловина; 2- напрямний апарат; 3- робоче колесо; 4- випрямний апарат; 5- дифузор; 6- корпус; 7- електродвигун; 8- кронштейн; 9- опорна стійка

обминаючи колесо. Такі вентилятори використовують у якості пиłosосів і в тих випадках, коли виникає небезпека механічного пошкодження корпусу і самих лопатей.

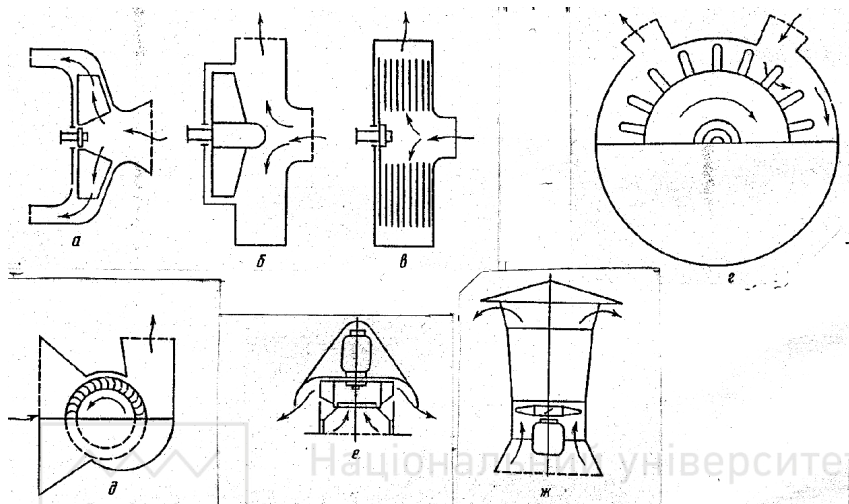


Рис. 11.3. Схеми різних типів вентиляторів: а) прямоточний; б) смерчковий; в) дисковий; г) вихровий; д) діаметральний, ж) даховий

Дисковий вентилятор має робоче колесо у вигляді дисків – кілець, які розташовані на невеликій відстані одне від другого. Їх використовують в тому випадку, коли шум є небажаним, наприклад, у кондиціонерах.

У вихровому вентиляторі робочим колесом слугує втулка з радіально - відкритими лопатями, які розташовані у циліндричному корпусі. Завдяки тому вихровий вентилятор при відносно малій продуктивності створює великий тиск, працює порівняно безшумно. Проте конструктивно цей вентилятор відносно складний.

Діаметральний вентилятор має робоче колесо із загнутими вперед лопатями, яке частково встановлено в коліно-подібному корпусі. При обертанні робочого колеса створюється вихрове несиметричне поле, яке викликає двократне проходження потоку вздовж діаметра крізь решітки лопатей колеса. Такі вентилятори забезпечують високий тиск, їх використовують для створення повітряних завіс, обдування електронної апаратури.

Вентилятори будь-якого типу, які розташовані вертикально у короткому патрубку в отворі покрівлі, називають покрівельними (даховими). Такі вентилятори призначені наперед усього для витяжної безмережної вентиляції виробничих приміщень. Перераховані вентилятори мають дещо менший ККД ніж радіальні і осьові.

Повітрорудувні машини стискають і переміщують повітря трубами при тисках менших 0,3 МПа, а компресори - при тисках більших 0,3 МПа. Вони подібні за принципом дії, але мають невеликі конструктивні відмінності. Вони бувають динамічними і об'ємними. До динамічних відносять лопатеві (відцентрові і осьові), до об'ємних - поршневі, пластинчасті, роторні. Ті та інші можуть бути одно та двоступінчастими.

11.1.2. Динамічні повітрорудувно-компресорні машини

Повітрорудувки

Широке використання в системах водопостачання і водовідведення набули багатоступінчасті відцентрові повітрорудувки типу ТВ, рис. 11.4.

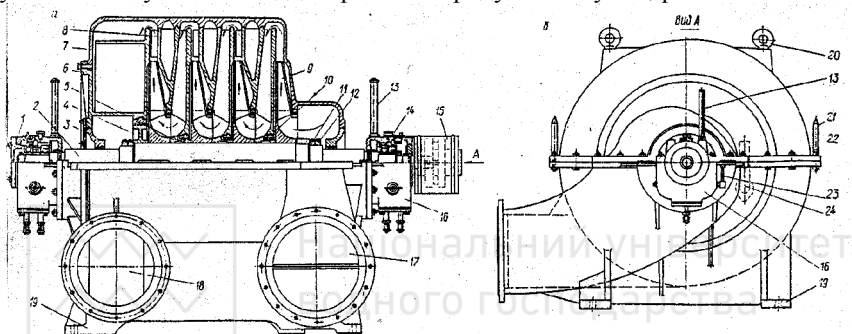


Рис. 11.4. Повітрорудувка (тип ТВ) - а) поздовжній переріз ; б) вигляд з боку всмоктувального патрубку: 1- корпус радіально-упорного підшипника; 2- вал; 3- кінцеве ущільнення; 4- розвантажувальна п'ята; 5- дистанційна втулка; 6-кришка; 7- корпус; 8- діафрагма; 9- робоче колесо; 10- ущільнення; 11- гайка; 12- контргайка; 13- чохол термометра; 14- радіальний підшипник; 15- огороження муфти; 16- масляна ванна; 17- всмоктувальний патрубок; 18- нагнітальний патрубок; 19- опорні лапи; 20- рим-болт; 21- напрямляюча колонка; 22- установочний гвинт; 23- мастилопоказчик; 24- розвантажувальна труба

Існує 11 типорозмірів таких машин. Їх маркування включає буквені і чисельні дані. Наприклад, ТВ-175-1,6 (ТВ - турбоповітрорудувка, подача - $Q=175 \text{ м}^3/\text{хв}$; кінцевий абсолютний тиск $P=1,6 \text{ кгс/см}^2 = 16 \text{ м вод.ст.} = 0,16 \text{ МПа}$).

Кожний ступінь повітрорудувки складається з робочого колеса зварної конструкції, лопатєвого напрямного апарату і зворотно-направного апарату. Виходячи з того, що швидкість руху повітря усередині не перевищує 80 - 100 м/с, густина повітря практично не змінюється, тому розміри усіх ступенів однакові. Повітря до першого ступеню підводиться спіральним підводом, а з останнього - відводиться також спіральним відводом. Корпус повітрорудувки литий, чавунний з горизонтальним розніманням. Робочі колеса посаджені на призматичні шпонки. За останнім ступенем на валу є п'ята (думміс) для розвантаження ротора від осьового зусилля. Опори вала виконані у вигляді підшипників ковзання, які розміщені в чавунних корпусах, що утворюють мас-



ляні ванни. Змащування підшипників рідинне за допомогою кілець, які розташовані на валу. Одна заливка мастила

4 л. Для охолодження підшипників у їх корпусах є водяні камери, через які пропускають воду з витратою 0,6 л/с.

В зв'язку з відносно невеликим стиском повітря температура його не перевищує 150 ... 200° С. Тому спеціальних охолоджуючих пристроїв у повітродувках не передбачають. Турбоповітродувки поділяють на дві групи за напрямком обертання вала: 1 група - проти часової стрілки, 2 група - за часовою стрілкою, якщо дивитися з боку електродвигуна. Номінальна частота обертання ротора для повітродувки усіх розмірів $n = 3000$ об/хв.

Компресори.

Компресор – це енергетична машина або пристрій для створення тиску і переміщення газів або їхніх сумішей.

Компресорний агрегат – це компресор (компресори) з приводом.

Ступінь компресора – це елемент компресора, який забезпечує створення тиску і переміщення газу в межах заданого діапазону тисків.

Компресори класифікуються за такими ознаками: а) за принципом дії - об'ємної дії і динамічної дії; б) за конструктивним виконанням - горизонтальні, вертикальні, опозитні, V-подібні, W- подібні, прямокутні, зірчасті; 3) за призначенням – транспортні, багатогазові, мікрокомпресори, криогенні, компресори загального призначення.

Компресор об'ємної дії - це компресор, в якому робочий процес здійснюється внаслідок циклічної зміни об'ємів робочих камер.

Компресор динамічної дії – це компресор в якому робочий процес здійснюється динамічною дією на неперервний потік стискуваного газу.

Турбокомпресор - це компресор динамічної дії, в якому дія на потік стискуваного газу здійснюється обертовими ґратками лопаток ротора.

11.1.2.1. Компресори динамічної дії.

Радіальний турбокомпресор - це турбокомпресор, в якому потік в обертових ґратках лопаток у меридіональній площині має радіальний напрямок.

Відцентровий турбокомпресор – це турбокомпресор, у якому потік в обертових ґратках лопаток у меридіональній площині спрямований від центру до периферії.

Осьовий турбокомпресор – це турбокомпресор, в якому потік в обертових ґратках лопаток у меридіональній площині має осьовий напрямок.

Вихровий турбокомпресор – це відцентровий компресор з багаторазовою циркуляцією стискуваного газу через обертові ґратки лопаток.

Струминний компресор – це компресор динамічної дії, в якому дія на потік стискуваного газу здійснюється вдуванням струменю газу, який має більшу питому енергію.

Відцентровий шестиступінчастий компресор показано на рис. 11.5.

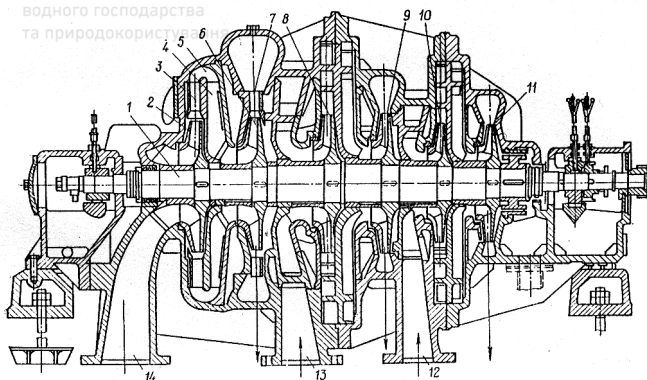


Рис. 11.5. Відцентровий шестиступінчастий компресор: 1- вал; 2, 6, 8, 9, 10, 11- робочі колеса; 7- кільцеві дифузори; 4- зворотний напрямний апарат; 5- напрямний апарат; 12, 13- канали для підводу газу з холодильників; 14- всмоктувальний патрубок

У відмінну від повітродувок швидкість повітря в його проточній частині така, що густина газу збільшується. Тому розміри ступенів за напрямком переміщення газового середовища зменшуються. Процес стиску повітря в компресорі супроводжується виділенням значної кількості теплоти, яку необхідно відводити. З цією метою компресор поділено на секції і обладнано двома проміжними холодильниками. Відбір стиснутого газу для охолодження здійснюється після другої (7) і четвертої (9) ступені. З холодильників охолоджений газ по каналах 12 і 13 підводиться до третьої (8) і п'ятої (10) ступені для подальшого стиску. Кінцевий стиск відбувається в шостій (11) ступені, після якої стиснений газ через спіральний відвід поступає у технологічні повітроводи.

Регулювання відцентрових повітродувок і компресорів може переслідувати дві мети: забезпечення постійного тиску при змінній подачі, або забезпечення постійної подачі при зміненому тиску. Найбільш економічним способом регулювання є зміна частоти обертання ротора. Регулювання можливо проводити дроселюванням потоку на нагнітальному або всмоктувальному трубопроводі за допомогою затворів, всмоктувальних клапанів і напрямних апаратів. Більш доцільним є регулювання з боку всмоктування.

11.1.2.2. Осьові турбокомпресори.

В зв'язку з тим, що ступінь підвищення тиску осьовою секцією значно менше відцентрової, то осьові компресори мають більшу кількість секцій. Кожна секція складається з вінця лопаток, що обертаються, і нерухомого вінця напрямних лопаток. Робочі лопатки закріплені на дисках, або барабани ротора, а напрямні - жорстко закріплені на корпусі компресора, рис 11.6.

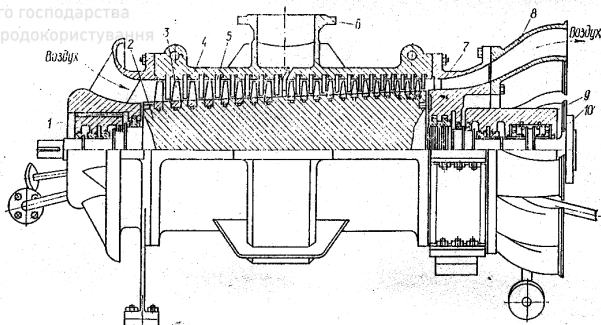


Рис. 11.6. Осьовий турбокомпресор: 1- опорний підшипник; 2- барабан; 3- робоча лопатка напрямного апарата; 6- патрубок проміжного відбору; 7- дифузор; 8- перехідний патрубок; 9- опорно-упорний підшипник; 10- фланець жорсткої муфти

У компресора передбачено проміжний відбір стисненого повітря через патрубок 6 після восьмої секції. Ротор компресора обертається у двох підшипниках ковзання, які змащуються рідким мінеральним мастилом.

Зміна параметрів Q і P (регулювання) осьових повітродувок і компресорів виконується за рахунок зміни частоти обертання ротора, а в окремих випадках за рахунок напрямного апарату з рухомими лопатками на вході в першу секцію.

11.1.3. Повітродувки і компресори об'ємної дії.

Поршневий компресор – це компресор об'ємної дії, зміна об'ємів робочих камер якого здійснюється поршнями зі зворотно-поступальним рухом.

Аксiальнопоршневий компресор – це поршневий компресор з механізмом руху, вісь обертання вала якого паралельна до осей робочих циліндрів або утворює з ними кут не більше 45° .

Мембранний компресор – це компресор об'ємної дії, я якому зміна об'ємів робочих камер здійснюється циклічно коливними мембранами.

Роторний компресор (Нд* ротаційний компресор) – це компресор об'ємної дії, в якому зміна об'ємів камер, утворених порожниною корпусу і ротором (роторами), відбувається в наслідок обертання ротора (роторів).

Пластинчастий роторний компресор – це роторний компресор з ексцентрично розміщеним у циліндричній порожнині ротором з радіально рухомими в його пазах пластинами.

Рідиннокільцевий роторний компресор – це роторний компресор з ексцентрично розміщеним у циліндричній порожнині ротором з нерухомими і радіально закріпленими на ньому лопатками, ущільнення в якому створюється кільцем рідини, що формується під час обертання ротора.

Роторно-поршневий компресор – це роторний компресор, в якому циліндрична порожнина та ротор мають спеціальні профілі, а вісь обертання ротора оббігає вісь порожнини.

Гвинтовий роторний компресор – це роторний компресор, що має гвинтоподібні ротори зі спряженими і різноспрямованими зубцями.

Шестерневий роторний компресор (Нд повітродувка, компресор Рутса) – це роторний компресор з двома роторами, що мають зубчасті спряжені профілі.

11.1.3.1. *Рідиннокільцеві роторні компресори (повітродувки)* відрізняються від рідиннокільцевих насосів при однакових подачах розмірами і розміщенням розподільчих вікон, що дає можливість дещо зменшити питомі витрати потужності при роботі компресора рис. 11.7.

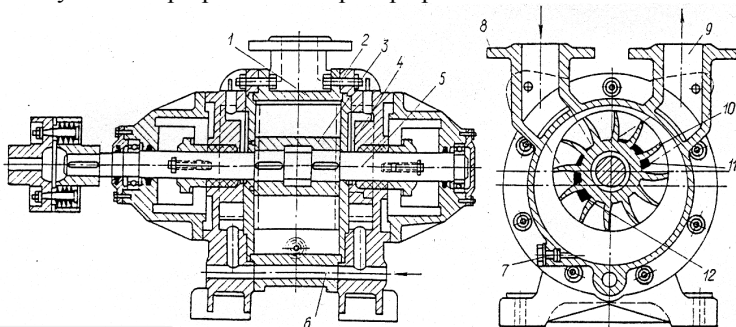


Рис. 11.7. Рідиннокільцевий вакуумний насос (тип В) – повітродувка:

1- корпус; 2- кришка; 3- ротор; 4- камера гідрозатора; 5- вал; 6- підвід води; 7- злив води; 8- всмоктувальний патрубок; 9- нагнітальний патрубок; 10- лопать; 11- нагнітальне вікно; 12- всмоктувальне вікно

Відповідно з ГОСТ 20889 випускають одноступінчасті компресори типу ВК на подачі від 0,75 до 50 м³/хв і двоступінчасті типу ДВК з подачами 100 або 150 м³/хв, кінцевий тиск 0,5 МПа, маса від 50 до 12000 кг.

***Примітка.** Нд – терміни-сіноніми не допустимі до вживання.

11.1.3.2 *Пластинчасті роторні компресори* за конструкцією аналогічні шибєрним насосам. На рис. 11.8 показано пластинчастий роторний компресор, який конструктивно об'єднаний з охолоджуючим пристроєм.

Повітря, яке стиснуте у першому ступені компресора, надходить у труби охолоджувача, в міжтрубному просторі якого циркулює охолоджуюча вода. Далі охолоджене повітря підводиться до другого ступеню і, одержавши додатковий стиск, другий раз надходить у охолоджувач, а після цього - до споживача. Крім холодильника вода циркулює в охолоджуючий сорочці корпусу компресора. Для зменшення втрат енергії на тертя кінців пластин і корпусу в кожному ступені вміщують по два кільця, які вільно обертаються.

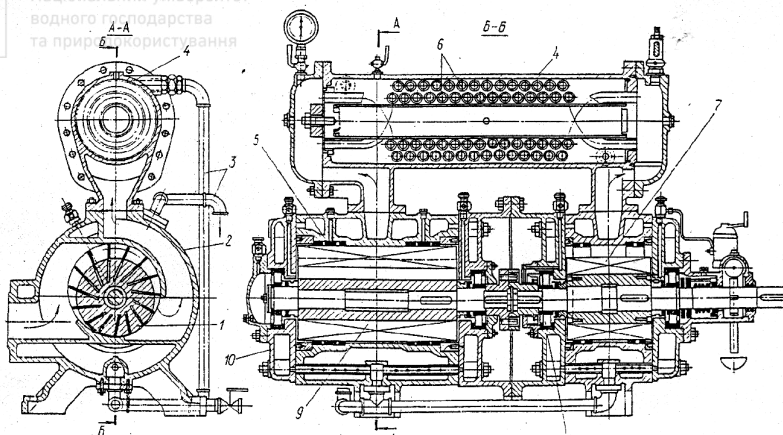


Рис. 11.8. Пластинчастий двохступінчастий компресор: 1- ротор, 2- корпус; 3- труби для підводу і відводу охолоджуючої води; 4- охолоджувач; 5- розвантажувальне кільце; 6- охолоджуючі труби; 7- пластина (шибер) другого ступеня; 10-кришка

До зовнішньої поверхні кільця підводиться мастило. З метою зменшення сил тертя пази пластин нахилені по відношенню до радіусу на $7...10^0$ в бік обертання ротору. Регулювання подачі пластинчастих компресорів здійснюється зміною частоти обертання ротора (найбільш економічне), дроселюванням потоку на всмоктувальному боці і перепуском стисненого повітря з нагнітального трубопроводу у всмоктувальний. Пластинчасті компресори мають подачу до $500 \text{ м}^3/\text{хв}$ і тиск до 1,5 МПа.

11.1.3.3 *Поршневі компресори*, як і поршневі насоси, за конструктивними ознаками являють собою найбільш багаточисельну групу машин. З метою скорочення кількості різновидів поршневих компресорів проведена їх нормалізація. Заводи випускають компресори стандартизованого номенклатурного ряду з уніфікованими вузлами (поршні циліндри, вали рами і ін.). Це дає можливість випускати компресори з різними параметрами (Q , p) при менших витратах коштів.

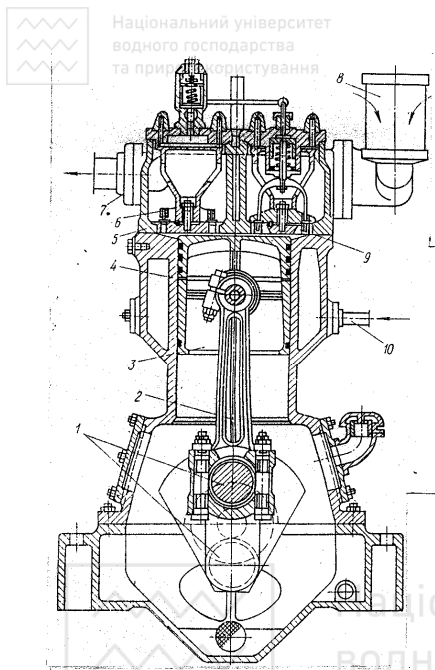


Рис. 11.9. Поршневий компресор:
1- колінчастий вал; 2- шатун; 3- поршень; 4- робочий циліндр; 5- кришка циліндра; 6- нагнітальний клапан; 7- нагнітальний трубопровід; 8- повітрязабірник; 9- всмоктувальний клапан; 10- підвід охолоджуючої води

Основною відмінністю одноступінчастого поршневого компресора, рис.11.9, від насоса є наявність камери охолодження циліндра, в яку подається вода, тому, що найбільше підняття тиску досягає $\epsilon=7$. В поршневих компресорах також не передбачають повітряні ковпаки.

Регулювання подачі одноступінчастих поршневих компресорів проводиться зміною частоти обертання вала, дрослюванням при всмоктуванні, віджиманням пластин всмоктувального клапана, зміною мертвого простору, перепуском стиснутого повітря із всмоктувального в напірний трубопровід. При регулюванні подачі багатоступінчастих компресорів необхідно змінювати подачу всіх ступенів одночасно. Якщо ж регулювати подачу лише першого ступеню стиску, то автоматично перерозподіляється робота між усіма ступенями і температура у кінці стиску в нерегульованих ступенях досягає недопустимих значень.

11.2. Параметри вентиляторів, повітряних машин і компресорів

11.2.1. Вентилятори.

Енергетичні параметри роботи вентиляторів характеризуються подачею, тиском, ККД і потужністю.

Об'ємна подача вентилятора Q - це об'єм газового середовища, який переміщується за одиницю часу. Подача визначається або дійсними умовами на всмоктуванні (нагнітанні), або приведенням до нормальних умов: $t=20^0$ С; $p=760$ мм рт. ст.=1 ат=1 кг/см²=0,1 МПа, $\rho_n=1,2$ кг/м³ і відносна вологість 50%.

Повний тиск p , який утворюється вентилятором, відраховується від атмосферного і складається з суми статичного $p_{ст}$ і динамічного p_0 тисків

$$p = p_{ст} + p_0 \quad (11.1)$$

Статичний тиск

$$p_{ст} = p_v + p_n \quad (11.2)$$

де p_v - вакуумметричний тиск на всмоктуванні, Па; p_n - тиск нагнітання, Па. Динамічний тиск визначається середньою швидкістю на виході з вентилятора

$$p_0 = \rho_n v_n^2 / 2 \quad (11.3)$$



Тиск, який створюється вентилятором, невеликий, тому стиском газів в вентиляторах можливо знехтувати, і тоді теоретичні основи роботи лопатевих насосів придатні і для вентиляторів. Проте при швидкості $v_n > 50 \text{ л/с}$ необхідно враховувати стискання газового середовища.

Аналогічно з насосами іноді користуються поняттям повного напору вентилятора, в м вод. стовпа.

$$H = p / (\rho g). \quad (11.4)$$

Корисна потужність вентилятора (кВт)

$$N_{\text{кор}} = Q p / 1000, \quad (11.5)$$

де параметри вентилятора: Q - подача, $\text{м}^3/\text{с}$; p - тиск, Па.

Коефіцієнт корисної дії вентилятора дорівнює відношенню корисної потужності до потужності, яка споживається вентилятором.

$$\eta = N_{\text{кор}} / N = Q p / 1000 N. \quad (11.6)$$

ККД відцентрових вентиляторів складає 0,62...0,9; осьових - 0,85...0,94.

З формули (11.6) випливає залежність для потужності N при заданих параметрах вентилятора (кВт)

$$N = Q p / (1000 \eta), \quad (11.7)$$

де η - коефіцієнт корисної дії вентилятора, в долях.

Переносна швидкість повітря u (м/с) на виході з робочого колеса вентилятора діаметром D (м) визначається за формулою

$$u = \pi D n / 60 \quad (11.8)$$

Швидкохідність (питома частота обертання) вентиляторів знаходиться

так

$$n_y = (5,5 n \sqrt{Q}) / (p^{3/4}), \quad (11.9)$$

де Q - подача, $\text{м}^3/\text{с}$; p - тиск, Па; n - частота обертання, об/хв.

Значення n_y - визначає вид і розміри основних елементів вентилятора. Тому ця величина слугує не тільки для класифікації, але також і для підбору вентиляторів для заданого режиму роботи.

11.2.2. Повітродувні машини і компресори.

До основних параметрів, що характеризують роботу повітродувних машин і компресорів, відносять об'ємну подачу Q , $\text{м}^3/\text{с}$; або масову подачу $M = \rho_n Q$, кг/с ; початковий тиск p_1 , Па; кінцевий тиск, p_2 , Па; ступінь підвищення тиску $\varepsilon = p_2 / p_1$; і потужність N , кВт.

Потужність цих машин визначається за формулою

$$N = \rho_n Q L / (1000 \eta), \quad (11.10)$$

де ρ_n - густина газу, який поступає у машину, кг/м^3 ; Q - подача газу, $\text{м}^3/\text{с}$; L - питома енергія стиску газу, Дж/кг; η - повний ККД машини, $\eta = \eta_o \eta_m \eta_t$ (η_o - об'ємний, η_m - механічний, η_t - термодинамічний к.к.д.).

У відмінність від насосів ефективність повітродувок і компресорних машин неможливо оцінювати тільки енергетичним к.к.д. Стиск газу при різних умовах теплообміну супроводжується різними термодинамічними процесами. Досконалість процесу оцінюється термодинамічним к.к.д: ізотермічним $\eta_t = \eta_{iz} = L_{iz} / L$; або ізоентропічним $\eta_t = \eta_a = L_a / L$; де L_{iz} , L_a - питомі енергії

відповідно ізотермічного і ізоентропічного процесу; L - питома енергія дійсного політропічного процесу, який протікає у машині з показником політропи α .

$$L_{iz} = p_1 V_1 \ln(p_2/p_1) \quad (11.11)$$

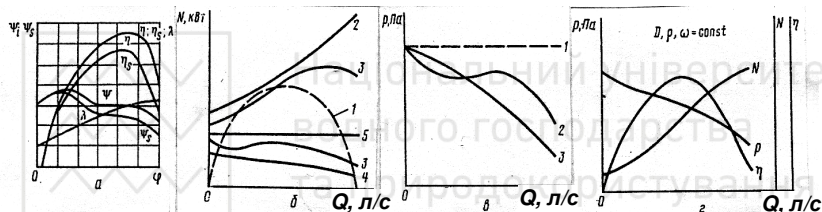
$$L_a = [k/(k-1)] p_1 V_1 [(p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1], \quad (11.12)$$

де k - показник степеню, який дорівнює відношенню теплоємностей стислого газу при постійному стиску і при постійному об'ємі, $k = C_p / C_v$. Для повітря $k = 1,4$; V_1 - питомий об'єм повітря при тиску p_1 .

Ізотермічний к.к.д ($\eta_{iz} = 0,65 \dots 0,85$) використовується для оцінки роботи компресорів з інтенсивним водяним охолодженням (поршневі, шибєрні), а ізоентропічний к.к.д ($\eta_a = 0,8 \dots 0,9$) точніше характеризує роботу повітродувки і компресорів з неінтенсивним охолодженням (відцентрові і осьові).

11.3. Характеристики аеродинамічних машин

Характеристиками вентиляторів, рис 11.10, називають графічні залежності тиску (напору), потужності і к.к.д від подачі. Розрізняють аеродинаміч-



ні і безрозмірні аеродинамічні характеристики, рис. 11.11.

Рис. 11.10. Характеристики вентиляторів: а) безрозмірна аеродинамічна характеристика при постійній частоті обертання, б) характеристика потужності $N=f(Q)$ для різних типів вентиляторів; в) характеристика тиску $p=f(Q)$; г) повна характеристика

Характеристики будують на основі дослідження вентиляторів при постійній частоті обертання і для повітря з густиною $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Типова аеродинамічна (повна) характеристика вентилятора наведена на рис. 11.10г. Повні характеристики вентилятора дозволяють підібрати для даного повітродувки найбільш економічний вентилятор.

Характеристика тиску

Характеристика тиску (напірна характеристика) вентилятора, яка відображає графічну залежність тиску від подачі, див. рис. 11.10в, являє собою безперервно спадаючу криву 3, або спадаючу криву 2 з вигином. Для різної частоти обертання колеса вентилятора будуть відповідні характеристики тиску, які, як правило, еквідистантно розміщені між собою.

Використовувати вентилятори з сідлоподібною формою характеристики при значному статичному напорі не бажано. Не рекомендується також експлуатація вентилятора із-за низького к.к.д на початковій ділянці сідлоподібної характеристики. Забороняється експлуатація вентиляторів. При



$$\eta < 0,9\eta_{\max}$$

$$(11.13)$$

Характеристика потужності

З формули $N_{\text{кор}} = Q p / 1000$ виходить, що $N_{\text{кор}} = 0$, якщо $Q = 0$ або $p = 0$, тобто характеристика потужності має починатися з нуля, досягати максимуму і знову знижуватися, див. рис. 11.10б. В дійсності ж для відцентрових вентиляторів (лопаті загнуті уперед) потужність безперервно і круто зростає (крива 2). Для вентилятора із загнутими назад лопатями характеристика потужності, ще не досягаючи значення Q_{opt} , починає перегинатися і знижуватися (крива 3). У деяких вентиляторів зі збільшенням подачі потужність неухильно падає (крива 4). Існують осьові вентилятори, потужність яких практично не змінюється до Q_{max} (крива 5).

Характеристика коефіцієнта корисної дії.

К.к.д в початковій точці дорівнює нулю, далі зі збільшенням подачі, зростає до деякого максимального значення і знову падає. Осьові вентилятори мають максимальне значення к.к.д вище ніж радіальні, див. рис. 11.10г. Безрозмірні аеродинамічні характеристики, див. рис. 11.10а і рис.11.11.

Розрізняють такі безрозмірні коефіцієнти:

1. Коефіцієнт витрати (подачі)

$$\phi = 4Q / (\pi D_2^2 u_2) \quad (11.14)$$

2. Коефіцієнт повного ψ , статичного $\psi_{\text{ст}}$ і динамічного $\psi_{\text{д}}$ тиску

$$\psi = p / (0,5 \rho_n u_2^2), \quad (11.15)$$

$$\psi_{\text{ст}} = p_{\text{ст}} / (0,5 \rho_n u_2^2), \quad (11.16)$$

$$\psi_{\text{д}} = p_{\text{д}} / (0,5 \rho_n u_2^2) \quad (11.17)$$

$\psi = 0,8 \dots 2,5$ - для радіальних вентиляторів: $\psi = 0,05 \dots 0,2$ для осьових вентиляторів в зв'язку з відсутністю відцентрових сил.

3. Коефіцієнт потужності, яка споживається вентилятором

$$\lambda = 1000 N / (0,125 \rho_n \pi D_2^2 u_2^3) \quad (11.18)$$

4. Повний ККД вентилятора визначається через безрозмірні коефіцієнти

$$\eta = \phi \psi / \lambda \quad (11.19)$$

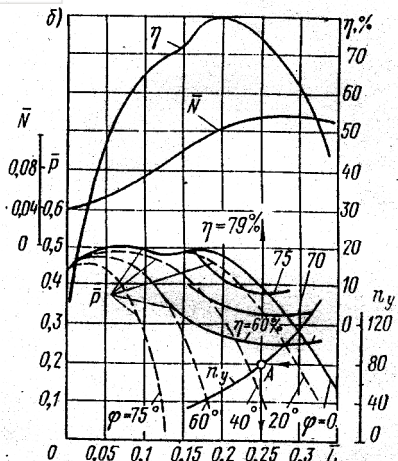


Рис. 11.11. Безрозмірна характеристика радіального вентилятора Ц 4-70; $\bar{L} = \varphi$; $\bar{P} = 0,5\Psi$; $\bar{N} = 0,5\lambda$

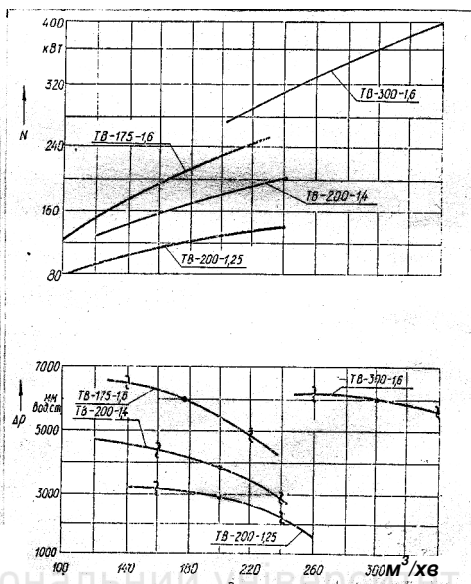


Рис. 11.12. Характеристики повітродувки типу ТВ (умови всмоктування $P_H=0,1$ МПа; $t=20^\circ\text{C}$; $\rho=1,165\text{кг/м}^3$)

5. Статичний к.к.д вентилятора

$$\eta_{cm} = Qp_{cm} / (1000N). \quad (11.20)$$

Вибір вентилятора виконують за характеристиками на основі розрахунку мережі (за подачею і тиском). Крім того, керуються конструктивними і експлуатаційними характеристиками вентилятора. Прийнятий вентилятор повинен працювати найбільш економічно, тобто з максимальним к.к.д. Перед вибором вентилятора бажано визначити коефіцієнт його швидкохідності. При $n_y > 100$ перевагу необхідно віддати осьовому вентилятору, якщо $n_y < 100$, то - радіальному вентилятору.

В якості критерію вибору типу вентилятора може також слугувати тиск. При $p > 300$ Па рекомендується відцентровий вентилятор.

Після вибору типу вентилятора необхідно вибрати найбільш придатну серію. При виборі радіальних вентиляторів коефіцієнт швидкохідності входить у найменування серії. В даному випадку визначальним критерієм є розрахунковий тиск. Для кожної серії радіальних вентиляторів в залежності від конструкції робочого колеса завод-виробник лімітує за міркуваннями міцності переносну швидкість, а відповідно і тиск. Коли обрана серія, то залишається обрати розмір вентилятора (номер) і за характеристикою визначити частоту обертання і к.к.д.



Потужність привідного двигуна вентилятора визначається за формулою

$$N_{\text{дв}} = m Q_p / (1000 \eta_{\text{пер}}), \quad (11.21)$$

де $m = 1,05 \dots 1,2$ - коефіцієнт запасу потужності; $\eta_{\text{пер}}$ - к.к.д. передачі, $\eta_{\text{пер}} = 1$ - при з'єднанні двигуна з вентилятором через муфту, $\eta_{\text{пер}} = 0,92$ - при клино-пасовій передачі.

При малих тисках рекомендують використовувати осьові вентилятори. Їх потужність менше залежить від зміни подачі, вони зручні в регулюванні.

Позначення відцентрових вентиляторів складається з букви Ц, для відцентрових вентиляторів і ЦП для пилових, п'ятикратного значення коефіцієнта повного тиску, коефіцієнта швидкохідності і номера вентилятора. Наприклад, Ц4-70-№4. Тут Ц - відцентровий, 4 - коефіцієнт повного тиску при оптимальному режимі роботи, тобто $\psi = 0,8$; 70 - коефіцієнт швидкохідності, 4 - номер вентилятора, при цьому діаметр робочого колеса $D = 4 \text{ дм} = 400 \text{ мм}$.

Приклад позначення осьового вентилятора О 6-300 №6,3.

Характеристиками динамічних лопатевих повітрорудних і компресорних машин називають залежності кінцевого тиску (або ступеню підвищення тиску ϵ), потужності, внутрішнього (політропічного або ізотермічного) к.к.д. від подачі при заданій частоті обертання робочого колеса. Наприклад, характеристики тиску деяких повітрорудок наведені на рис. 11.12.

Аналітична характеристика тиску має вигляд

$$\Delta p = a_0 - a_2 Q^2 \quad (11.22)$$

Наприклад, для повітрорудки ТВ 175-1,6 відповідно $a_0 = 7588,89$ і $a_2 = 0,0555$.

Лопатеві повітрорудні машини, як і насоси, з'єднують паралельно і послідовно при роботі на один повітропровід. Тому методика добору повітрорудних машин і аналіз їх сумісної роботи аналогічна методиці роботи з насосами.

11.4. Робота аеродинамічних машин на мережу

Термодинамічні властивості газів.

На відміну від крапельних рідин фізичні властивості газів функціонально залежать від температури і тиску. Гази мають властивість розширюватися і стискатися в дуже широких межах. Їм властиві великі швидкості. Тому більшість положень гідравліки неможливо механічно переносити на динаміку газів.

Проте в техніці малих перепадів тисків і звичайних температур (наприклад в вентиляції) зміна фізичних властивостей (густини, температури, в'язкості і ін.) повітря і інших газів в процесі їх руху при малих швидкостях і тисках дуже близьких до атмосферного настільки малі, що ними можливо знехтувати. Це дає можливість в зазначених умовах перенести на аеродинаміку всі основні положення і закони гідродинаміки.

Співвідношення, яке зв'язує три параметри газу: тиск p питомий об'єм $v_{2\text{газ}}$ = V/ρ_n і його абсолютну температуру T , має такий вигляд

$$p_1 v_{1\text{газ}} / T_1 = p_2 v_{2\text{газ}} / T_2 = p v_{2\text{газ}} / T = \text{const} = R, \quad (11.23)$$

де p - тиск, Па; $v_{газ} = V/m = 1/\rho_n$ питомий об'єм газу, м³/кг; $T = t + 273,15^0$ - абсолютна температура газу, R - газова стала. Цей вираз являє собою об'єднаний закон Бойля-Маріотта і Гей-Люсака, який називають рівнянням Менделєєва-Клапейрона і записують у вигляді

$$p v_{газ} = R T \quad (11.24)$$

В характеристичному рівнянні Менделєєва-Клапейрона для ідеального газу постійна величина R називається газовою сталою і являє собою роботу, яка виконується одиницею маси ідеального газу в ізобарному процесі при зміні температури на один градус. Для повітря $R = 287,24$ Дж/(кг.град).

В аеродинаміці за стандартний газ (порівняльний еталон) приймають сухе атмосферне повітря, яке взятє в нормальних фізичних умовах ($t=0^0$ C; $p=101325$ Па) або стандартних фізичних умовах ($t=20^0$ C; $p=101325$ Па).

Термодинамічні процеси.

Процес зміни параметрів газу називають процесом зміни його стану. Кожен стан газу характеризується параметрами $v_{1газ}$, p_1 , T_1 . В процесі зміни стану газу можлива зміна усіх параметрів, або один з них лишається постійним.

Так при постійному об'ємі процес називають ізохорним, при постійному тиску - ізобарним, при постійній температурі - ізотермічним. Коли при відсутності теплообміну між газом і зовнішнім середовищем (теплота не відводиться і не підводиться) змінюються усі три параметри газу при його розширенні або стисненні, то процес називають адіабатним, а коли зміна параметрів газу відбувається при безперервному підводі або відводі теплоти - політропічним.

При політропічному процесі $p=var$, $v_{газ}=var$, $T=var$, $\Delta q \neq 0$.

Рівняння політропічного процесу

$$p v^{\kappa}_{газ} = const, \quad (11.25)$$

де κ - показник політропи. Це рівняння об'єднує усі можливі процеси:

при	$\kappa = 0$	$v^{\kappa}_{газ} = 1$; $p = const$	(ізобарний процес);
при	$\kappa = 1$	$p v_{газ} = const$	(ізотермічний процес);
при	$\kappa = k$	$p v^k_{газ} = const$	(адіабатний процес);
при	$\kappa = \infty$	$v_{газ} = const$	(ізохорний процес).

Об'ємну витрату газу з похибкою, яка не має практичного значення, вважають постійною в любому перерізі газопроводу лише в тому випадку, якщо його тиск і температура мало змінюються на шляху руху. В практиці ж часто зустрічаються великі перепади тиску, які викликаються втратами напору при високих швидкостях руху, або зміною температури у зв'язку з нагріванням газу на шляху руху. Наприклад, якщо стиснене повітря, яке мало початковий тиск 6 ат, втратило на шляху руху на гідравлічний опір 3 ат, то його об'єм збільшиться в два рази і у стільки ж разів зросте швидкість. На основі об'єднаного закону Маріота-Гей-Люсака напишемо загальну формулу для визначення любого проміжного об'єму рухомого газу в залежності від зміни його параметрів

$$v_{2газ} = p_1 T_2 v_{1газ} / (p_2 T_1). \quad (11.26)$$

Цією формулою користуються при перерахуванні об'єму газу, який визначено при нормальних фізичних умовах.

Опір тертя по довжині.

Швидкість повітря в повітроводах приймають в межах $v = 4 \dots 5$ м/с.

Для газопроводу втрати тиску $\Delta p_{тр}$ на тертя по довжині можливо знайти за формулою Дарсі

$$\Delta p_{тр} = \lambda l \rho_n v^2 / (8 R_z), \quad (11.27)$$

де R_z - гідралічний радіус: для круглої труби $R_z = d_{mp} / 4$; для прямокутної труби $R_z = av / [2(a+v)]$, λ - коефіцієнт гідралічного опору по довжині, знаходять за формулами гідраліки. Для орієнтовних розрахунків $\lambda = 0,02$.

Місцеві опори.

Запірні пристрої, фасонні частини, в яких в наслідок зміни напрямку течії виникають втрати напору, називають місцевими опорами. Втрати тиску в цих опорах знаходять за формулою

$$\Delta p_m = \Sigma \zeta \rho_n v^2 / 2 \quad (11.28)$$

Розглянемо деякі з місцевих опорів, рис. 11.13.

Зміна напрямку потоку. В плавних відводах коефіцієнт місцевого опору (КМО) визначається за формулою

$$\zeta = C_1 C_2 C_3, \quad (11.29)$$

де $C_1 C_2 C_3$ - коефіцієнти, які враховують відповідно радіус повороту, кут повороту, форму перерізу повітроводу. Коефіцієнт C_3 відноситься тільки до прямокутних повітроводів.

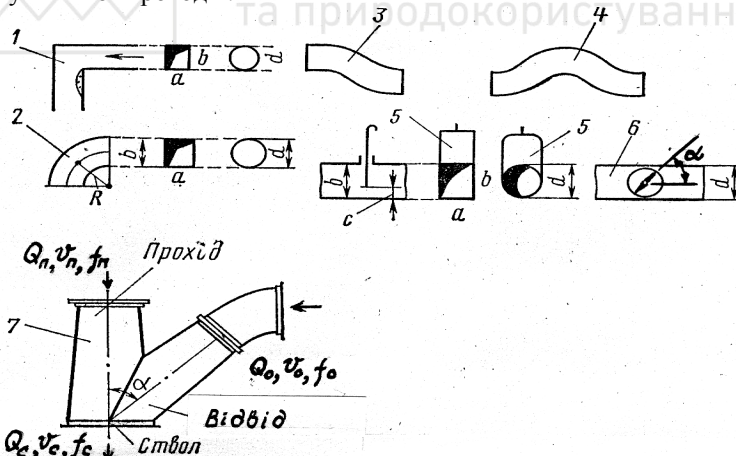


Рис. 11.13. Схеми місцевих опорів повітроводів: 1- коліна; 2- відвід; 3- подвійний відвід; 4- скоба; 5- засувка (шибер); 6- дросельний клапан; 7- трійник

Значення коефіцієнтів $C_1 C_2 C_3$.

R/d або R/b	1	1,5	2	α^0	30	45	60	90
C_1	0,25	0,175	0,15	C_2	0,46	0,62	0,77	1,0



a/b	0,5	0,65	1,0	1,5	2,0
C_3	1,5	1,3	1,0	0,7	0,48

де R - радіус заокруглення; b - сторона повітроводу прямокутного перерізу, в площині якої проходить поворот; α - кут повороту; a - зогнута сторона.

Радіус заокруглення для круглих повітроводів $1,5 d$, для прямокутних - дорівнює ширині повітроводу в площині повороту. Для коліна круглого перерізу $\zeta = 1,1$; для прямокутного $\zeta = 1,1 C_3$. Опір колін можна знизити в 3-4 рази шляхом встановлення в них напрямних лопатей.

Значення КМО елементів трійників.

Q_o / Q_c	ζ_o при f_o / f_{np}					ζ_{np} при f_o / f_{np}				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0,4	0,78	0,59	0,34	0	-0,39	-4,35	-0,13	0,18	0,31	0,38
0,8	0,81	0,69	0,56	0,44	0,29	-3,78	-0,91	-0,16	0,14	0,29

Для тих же трійників з кутами відведення $15-60^\circ$ коефіцієнт ζ_{np} знаходять за простою формулою

$$\zeta_{np} = (1 - v_{np} / v_c)^2 \quad (11.30)$$

Запірно-регулюючі пристрої - це шибері (засувки) і дросель-клапани

Таблиці для круглих повітроводів.

Значення КМО для засувки.

Шибер c/b	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	∞	193	45	18	8	4	2,1	1	0,4	0,1	0

Значення КМО для дросельних клапанів

Дросельний клапан α^0	0	5	10	15	20	25	30	40	50	55	60
ζ	0,05	0,24	0,52	0,9	1,54	2,51	3,91	6,22	10,8	58,8	118

Прикриваючи засувкою або дросельним клапаном переріз повітроводу, збільшують його опір. Ця обставина використовується при регулюванні систем повітроводу для зменшення тиску на ділянках, гілках і відводах.

Аеродинамічний розрахунок повітроводів.

Є технологічні і вентиляційні повітроводи. Вони бувають прості, складені і розгалужені, а також з рівномірною роздачею повітря. Повітроводи поділяються на всмоктувальні і напірні. Перші - під вакуумом, другі з надлишковим тиском.

Аеродинамічний розрахунок зводиться до того, що за заданою витратою повітря і прийнятим швидкостям за допомогою таблиці 11.1 і номограм визначають діаметри і лінійні втрати тиску на кожній ділянці. Одночасно на схемі виявляють місцеві опори і з таблиць вибирають КМО, підраховують втрати тиску на місцеві опори Δp_m . Загальні втрати тиску на кожній ділянці

$$\Delta p_{впр} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m \quad (11.31)$$

На відміну від водопроводів в необхідний тиск для мережі повітропроводів входять тільки втрати тиску (вільний напір і геометричний напір не включаються).

Пояснимо користування таблицею 11.1.



Нехай витрата повітря на ділянці довжиною $L = 8$ м дорівнює $Q = 1790$ м³/год. Приймаємо швидкість в межах $4 \dots 5$ м/с. Для даних умов підходить діаметр 375 мм. Шляхом інтерполяції знаходимо $R_{тр} = 0,063$ кгс/м²; швидкість $v = 4,5$ м/с; $\rho_d = 1,24$ кгс/м².

Таблиця 11.1

Значення основних параметрів для розрахунку повітроводів.

ρ_d , кгс/м ²	v , м/с	Діаметри повітроводів, мм					
		285	320	375	440	495	545
0,98	4	<u>920</u>	<u>1160</u>	<u>1590</u>	<u>2190</u>	<u>2770</u>	<u>3360</u>
		0,073	0,063	0,051	0,042	0,047	0,033
1,53	5	<u>1150</u>	<u>1450</u>	<u>1990</u>	<u>2740</u>	<u>3460</u>	<u>4200</u>
		0,107	0,092	0,076	0,063	0,055	0,049

Примітка. У чисельнику дробу дається витрата повітря в м³/год, в знаменнику - питомі втрати тиску на 1 м довжини труби $R_{тр}$, в кгс/м².

Втрати тиску на тертя на ділянці $\Delta p_{тр} = R_{тр} L = 0,063 \cdot 8 = 0,504$ кгс/м². Якщо на ділянці є місцеві опори, то підрахуємо їх КМО. Нехай сума місцевих опорів $\Sigma \zeta = 3$, тоді втрати тиску на місцеві опори будуть $\Delta p_m = \Sigma \zeta \rho_d = 3 \cdot 1,24 = 3,72$ кгс/м². Загальні втрати тиску на ділянці повітроводу дорівнюють

$$\Delta p_{впр} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m = 0,504 + 3,72 = 4,224 \text{ кгс/м}^2 = 41,44 \text{ Па} \quad (11.32)$$

Робота вентилятора на мережу.

Сума внутрішніх і зовнішніх втрат тиску в мережі визначає повний гідравлічний опір мережі p_c . Втрати тиску на тертя і місцеві опори при досить великих значеннях критерію Рейнольдса Re будуть пропорційні квадрату швидкості потоку у всіх перерізах мережі, тому для повного гідравлічного опору мережі може бути записане рівняння виду

$$p_c = B Q^2, \quad (11.33)$$

де B - коефіцієнт опору повітроводу, який визначається так

$$B = \Delta p_{впр} / Q^2 \quad (11.34)$$

Рівняння (32) прийнято називати характеристикою мережі.

У випадках послідовного з'єднання ділянок повітроводу

$$p_c = p_{c1} + p_{c2} = (B_1 + B_2 + B_3) Q^2 \quad (11.35)$$

При паралельному з'єднанні

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3} = \sqrt{p_c} (1/\sqrt{B_1} + 1/\sqrt{B_2} + 1/\sqrt{B_3}) \quad (11.36)$$

В загальному випадку $p_c = p_v$, де p_v - тиск вентилятора.

Тиск, який утворюється вентилятором, розподіляється між всмоктувальним і напірним повітроводами пропорційно їх опорам і не залежить від конструкції вентилятора. Для

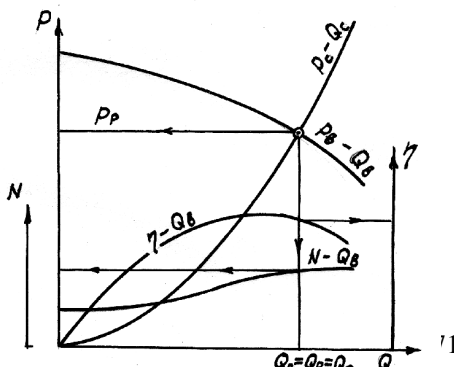


Рис. 11.14. Аеродинамічна характеристика вентилятора

аналізу роботи вентилятора використовується метод накладання характеристик вентилятора і мережі. При цьому для заданих характеристик мережі і вентилятора існує одна робоча точка (РТ) і відповідають їй розрахункові значення параметрів $p_p = p_v = p_c$; $Q_p = Q_v = Q_c$; Потужність і к.к.д вентилятора визначаються з його характеристики за значенням подачі Q_v , як це показано на рис. 11.14.

Особливості регулювання турбокомпресорів

В залежності від виду споживачів стисненого повітря компресорні установки поділяють на дві основні групи:

- 1) Споживачі потребують подачі постійної кількості повітря при змінному тиску (домени печі, вагранки, спеціальні апарати хімічної технології);
- 2) Споживачі потребують подачі повітря з постійним тиском при змінній подачі (пневматичний інструмент, відбійні молотки, пневматичний привід, вібратори різних типів).

В першому випадку зміну режиму роботи компресора називають регулюванням на постійну подачі, в другому – на постійний тиск.

Розглянемо характеристику $\varepsilon=f(M)$ компресора сумісно з характеристикою мережі, рис. 11.15. Остання в випадку повітряних мереж високого тиску досить повільно спадаюча.

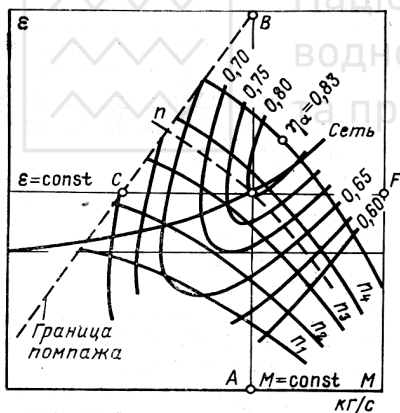


Рис.11.15. Графік регулювання компресора двома способами: 1- На $M=\text{const}$; 2- На $\varepsilon=\text{const}$

Нехай нормальний режим установки визначається при частоті обертання n , при чому $n_3 < n < n_4$.

Якщо необхідно підтримувати подачу $M=\text{const}$, то робочі точки режимів повинні розташовуватися на лінії АВ, яка паралельна осі ординат. Підвищення або пониження ступеня стиску $\varepsilon=p_2/p_1$ при $M=\text{const}$ обумовлюється споживачем і може бути досягнуте лише зміною частоти обертання вала компресора. При цьому треба мати на увазі, що точка В визначає граничну ступінь стиснення ε_{max} . Вихід за точку В, яка лежить на межі помпажу, не допустимо. Тому лопатеві компресори, які регулюються зміною частоти обертання на постійну подачу, повинні бути забезпечені запобіж-

ними клапанами, що відрегульовані на кінцеве значення тиску $p_k=0,9\varepsilon_{\text{max}}p_1$. Це дає можливість уникнути помпажних режимів. Якщо до компресора пред'являються вимоги підтримання постійної ступеня підвищення тиску $\varepsilon=\text{const}$ при змінній подачі, то можливі режимні точки повинні розташовуватися на лінії CF.



Точка С визначає граничне мінімальне значення подачі за умовами пом-пажу. В цьому випадку компресор повинен бути забезпечений автоматичним антипомпажним пристроєм, датчиком в якому слугує динамічний імпульс $c^2/2$ або тиск всмоктування, який залежить від подачі. Різні режими роботи компресора досягаються зміною частоти обертання.

Якщо приводним двигуном компресора є парова або газова турбіна, то зміна частоти обертання досягається без ускладнень регулюванням турбіни. У випадку електроприводу компресора необхідно застосування спеціальних типів двигунів з регульованою частотою обертання.

Дросельне регулювання компресора при $n=\text{const}$ є доступним в усіх випадках і простим способом регулювання. Проте він діє тільки на зменшення подачі. Регулювання можливо проводити дроселем на напірному і всмоктувальному патрубках компресора.

Питання для самоконтролю

1. В яких умовах використовують різні типи аеродинамічних машин?
2. Що називається вентилятором?
3. Як здійснюється робочий процес вентилятора?
4. В яких умовах використовують різні типи вентиляторів?
5. Яка конструкція повітродувної машини?
6. Що називається компресором?
7. Які конструктивні особливості компресорів динамічної дії?
8. Які існують типи компресорів об'ємної дії?
9. Як визначають параметри вентиляторів?
10. Як визначають параметри повітродувних машин і компресорів?
11. Які існують характеристики повітродувних машин
12. Як визначають безрозмірні параметри вентиляторів?
13. Як виглядає безрозмірна характеристика радіального вентилятора?
14. Як добирають тип і марку вентилятора?
15. Що називається характеристикою компресора?
16. Як визначають параметри роботи вентилятора на мережу?



12.1 Вітер як джерело енергії

За останні 50 років у світі спожито стільки енергії, скільки її використали за 10 попередніх століть. Недалеко той час, коли світові запаси мінерального палива і води будуть вичерпані. Значний крок вперед – використання атомної енергії. Проте цей вид енергії має недоліки – дорожнеча, небезпека для обслуговуючого персоналу, невирішеність питань видалення радіоактивних відходів. Тому тепер більше уваги приділяють одному з дуже поширених і невичерпних джерел енергії – енергії вітру. В невеликих об'ємах ця енергія використовувалась з давніх давен – вітряні млини.

Що розуміється під енергією вітру?

Вітер фактично є похідною формою сонячної енергії: рух повітряних потоків – це наслідок нерівномірного нагрівання Сонцем поверхні Землі.

Viter – це переміщення повітряних мас, яке спричинене глобальними перепадами тиску на різних географічних широтах між морями та суходолами.

На перепади тиску впливає нерівномірний розподіл сонячного випромінювання по поверхні землі від екватора до полюса. Вітер має швидкість та напрям. Із області з високим тиском відбувається відтік повітря у місце з більш низьким тиском. Відтік повітря продовжується то тих пір, поки не зникне різниця тисків.

Величина різниці тисків характеризується *баричним градієнтом*, тобто горизонтальним градієнтом тиску, який дорівнює різниці тисків, що приходить на одиницю відстані. За останню прийнято радіус меридіану (111,1 км). Чим більше баричний градієнт тим більша швидкість вітру.

Сукупність повітряних течій великого масштабу складає загальну циркуляцію атмосфери. Безпосереднім механізмом переміщення повітряних мас є циклони і антициклони. Ці хвильові і вихрові рухи великого масштабу є джерелом сильних вітрів.

Використання енергії вітру є одним з найбільш економічних способів отримання електроенергії. Енергія вітру відрізняється своєю доступністю та дешевизною. Повсюдність, екологічна чистота, практична невичерпність – основні переваги вітрової енергії.

Вадами цієї енергії є мала концентрація на одиницю поверхні, нерегулярність у просторі та часі, низькі питомі значення потенціалу (наприклад, питома потужність вітрового потоку зі швидкістю вітру 12 м/с складає близько 300 Вт/м²), залежність швидкості вітру від метеорологічних, кліматичних і топографічних умов, а також поривчастість вітру, яка впливає на якість здобутої енергії.

Людина почала використовувати енергію вітру ще до того, як навчилась приборкувати річки. Спочатку силу вітру використовували мореплавці ще за 3500 років до Н.Е. Прості вітряки використовувалися у Китаї 2200 років тому. Млини персів з вертикальною віссю для перемелювання зерна складалися



з в'язок очерету і кріпилися до дерев'яної рами, яка оберталася від подуву вітру.

Після XI сторіччя в Європі вітряні млини поступово вдосконалювалися голландцями та англійцями і нарешті набули горизонтальну вісь. У XVIII сторіччі тільки у Нідерландах було більше ста тисяч вітряних млинів для перемелювання зерна, для подавання води та розпилювання деревини. В старих вітряках лопаті були дерев'яні і спроможні використовувати близько 7% енергії вітру. Ефективність установки збільшилась удвічі (до 15%) після заміни дерев'яних лопатей на лопаті з вигнутого металу.

В Україні у 1917 р. налічувалося 20...30 тисяч вітряків, які виробляли 150...200 тисяч кВт.год енергії. Але поступово до 1955 р число вітряків зменшилось до 8500. В теперішній час на Україні розпочалося інтенсивне будівництво вітроенергетичних установок потужністю 100 кВт кожна переважно в Кримській області.

За кордоном є приклади вмілого використання енергії вітру. Так на горі Грандіас-Ноб (штат Вемонт США) споруджений вітроагрегат потужністю 1000 кВт з діаметром робочого колеса 54 м. Існує багато установок з потужністю 100...500 кВт.

Використання всього 0,2% від наявних запасів вітроенергії дозволяє покрити сучасне енергонавантаження всього сільського господарства.

12.2 Елементи теорії використання енергії вітру.

12.2.1 Класифікація вітрів.

Вітрові умови районів характеризуються гідроенергетичним кадастром, який містить в собі характеристики, що приводяться також у довідковій літературі: середньорічні та середньомісячні швидкості вітру, повторність значень та напрямків швидкості вітру на протязі року, місяця, доби; дані про поривчастість, затишшя та максимальне значення швидкості вітру; зміну швидкості вітру з висотою тощо.

У вітроенергетиці використовується вітер приземного шару, який характеризується напрямком, швидкістю переміщення та структурою.

У метеорології напрямок вітру визначається флюгером, а швидкість вітру анемометром з анемографом. Роза вітрів вказує напрямки характерних вітрів.

За способом утворення вітрового потоку вітер поділяється на три категорії: а) вітер у вигляді потужних вихорів, б) місцеві вітри: неперіодичні холодні (бора, містраль, кривець); неперіодичні теплі (сироко, фен, самун); періодичні (мусони, бризи), в) вітри загальної циркуляції атмосфери, які включають регулярні вітри теплої зони і домінуючі вітри помірної та полярної зони.

Силу вітру та межі зміни швидкості можна визначити за шкалою, яка розроблена у 1809 р. адміралом британського флоту Френсісом Бофортом, табл. 12.1.

12.2.2 Особливості енергії вітру.

Енергія вітру має цілий ряд особливостей, які відрізняють її від інших джерел енергії (палива, води і ін.). До цих властивостей можливо віднести змінність за часом, розкиданість в просторі, повсюдна розповсюдженість,

безперервна відновлюваність, залежність швидкості вітру від рельєфу місцевості і характеру поверхні землі:

1. В долинах швидкість вітру навіть при загальному напрямі вздовж долини, все ж зменшується.

2. В гірських плато спостерігається значне підсилення вітру на підвищеннях з правильними, добре обтічними повітрям схилами без різкої зміни рельєфу.

Таблиця 12.1 - Класифікація вітрів за шкалою Бофорта.

Бали шкали	Швидкість вітру, м/с	Потенційна питома потужність, Вт/м ²	Характеристика вітру	Характерні особливості вітру
1	2	3	4	5
0	0...0,4	0...0,04	штиль	Дим піднімається вертикально угору
1	0,4...1,8	0,04...3,8	тихий	На воді з'являються брижі, флюгер не рухається
2	1,8...3,6	3,8...30,3	легкий	Шелест листя, на воді виразне хвилювання
3	3,6...5,8	30,3...126,8	слабкий	Коливається листя на деревах, розвиваються легкі прапори
4	5,8...8,5	126,8...400	помірний	Коливаються тонкі гілки, піднімається пил
5	8,5...11	400...865	свіжий	Розгойдуються листяні дерева, усі хвилі баранцем
6	11...14	865...1783,6	сильний	Розгойдуються товсті гілки, гудять телефонні мережі
7	14...17	1783...3193	міцний	Усі дерева розгойдуються, з гребенів хвиль зривається піна
8	17...21	3193...6020	Дуже міцний	Ламаються гілки дерев, важко іти проти вітру
9	21...25	6020...10156*	шторм	Зриваються димарі, невеликі руйнування
10	25...29	101156...15853*	Сильний шторм	Дерева вириваються з коренем, значні руйнування
11	29...34	15853...25550**	Жорсткий шторм	Широкомасштабні руйнування
12	>34	>25550**	Ураган	Спустошувальні руйнування

3. Пункти, хоча й найбільш підвищені, але з крутими кам'янистими схилами, відрізняються малими швидкостями.

4. На рівнині великого протягу (до 200 км) при одноманітному, але не різко виявленому рельєфі мають місце великі швидкості в тих точках, які розташовані вище загального рівня долини.



5. Найбільші швидкості притаманні окремим підвищенням з правильними схилами.

6. Підвищення втрачають свої властивості збільшення швидкостей при вітрі, який напрямлений у бік перерізаного рельєфу.

7. Різниця між швидкостями вітру на підвищених пунктах серед рівнин, або на низьких точках серед самої рівнини особливо різка в період нічних спостережень, вдень же вона значно зменшується.

Якщо вітер проноситься над великою котловиною, то лінії току розходяться і швидкість вітру зменшується.

Ліс значно зменшує швидкість вітру. Спостереження за швидкістю вітру на різних відстанях від лісу дали такі результати:

Відстань від лісу в метрах	50	100	150	200	300
Швидкість вітру, м/с	1,5	2,2	3,3	4,0	4,0

В цих прикладах видно, що коли вітер дує з боку лісу у відкрите поле, то швидкість його значно зростає.

На узбережжі швидкість повітря суттєво збільшується за рахунок зменшення тертя.

Досить важливою особливістю вітру, як джерела енергії, є безперервні коливання його швидкості.

Швидкістю вітру називають відстань яку повітряний потік проходить за одиницю часу. Вона позначається буквою v і вимірюється в м/с. Швидкості вітру, які виміряні за дуже короткий період (0,5...2) секунди, називають миттєвими або дійсними. Швидкості вітру, які отримують як середні арифметичні значення миттєвих швидкостей, називають середніми швидкостями за даний відтинок часу. Якщо скласти швидкості вітру, які заміряні на протязі доби через рівні проміжки часу і поділити суму на кількість замірів, то одержимо середньодобову швидкість вітру. Склавши середньодобові швидкості вітру за місяць і поділивши їх на кількість діб у місяці, отримаємо середньомісячну швидкість вітру. Поділивши суму середньомісячних швидкостей вітру за рік на 12, одержимо середньорічну швидкість вітру.

Неоднорідність розподілу швидкості вітру у приземному шарі атмосфери перешкоджає точності визначення загальної картини режиму вітру в заданому районі місцевості. В зв'язку з цим виникла необхідність введення поняття *репрезентативності*. Результати вимірювання швидкості вітру можливо вважати репрезентативними, якщо вони залишаються вірними в межах заданої точності для будь-якої точки вказаної області в визначений момент часу або для любого заданого відтинку часу в визначеній точці простору.

12.2.3 Енергія вітру і робота повітряного потоку.

Повітряний потік, як і любое рухоме тіло, має енергію руху, або кінетичну енергію. Одним із видів використання кінетичної енергії є перетворення її в механічну роботу. Згідно з законами механіки кінетичну енергію рухомої маси повітря можливо виразити таким рівнянням



$$E = mw^2/2, \quad (12.1)$$

де m – маса повітря, що рухається, кг; w – швидкість руху повітря, м/с. Маса повітря, яке проходить крізь контур площею F (м²) за одну секунду визначається рівнянням

$$m = \rho_n F w, \quad (12.2)$$

де ρ_n – густина повітря, кг/м³; F – площа поверхні, яка окреслюється колесом вітродвигуна, м²; рис. 12.1.

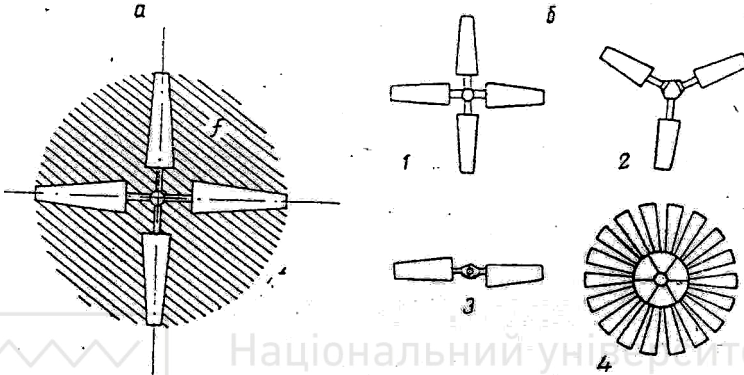


Рис. 12.1. Типи крильчастих вітродвигунів: а- площа F , яка окреслюється колесом вітродвигуна; б- крильчастий вітродвигун; 1,2,3- швидкохідні малолопатеві; 4- тихохідний багато лопатевий

Підставивши (12.2) у (12.1), одержимо енергію, яка утримується у повітряному потоці, що проходить в одну секунду крізь контур площею F

$$N = E_c = \rho_n F w^3 / 2 \quad (12.3)$$

З цього виразу видно, що енергія вітру пропорційна кубу швидкості. В механічну роботу вітродвигун може перетворювати тільки частину цієї енергії, яка визначається коефіцієнтом використання енергії вітру ξ . Тоді секунд-на робота, яка розвивається вітроколесом площею F , становить

$$N = E_c = \rho_n F v^3 \xi / 2 \quad (12.4)$$

Коефіцієнт використання енергії вітру в залежності від типу вітроколеса і режиму його роботи дорівнює $\xi = 0,25 \dots 0,35$. Фактично вираз (12.4) дає потужність вітроколеса у ватах. Густина повітря приймається $\rho_n = 1,23$ кг/м³ при температурі повітря $t = 15^\circ \text{C}$ і атмосферному тиску 760 мм рт.ст.

Як відомо площа круга

$$F = \pi D^2 / 4, \quad (12.5)$$

де D – діаметр вітроколеса, м. З урахуванням прийнятих значень величин формула (12.4) для визначення потужності вітроколеса в кВт набуває такого вигляду

$$N = D^2 w^3 \xi / 2080 \quad (12.6)$$



Експлуатаційні параметри вітронасосних установок характеризуються коефіцієнтом використання потужності вітродвигуна. Цей коефіцієнт визначається відношенням фактичної виробки вітродвигуна за даний період T до тієї виробки, яку він міг би дати, якщо працював би весь цей період з встановленою потужністю (тобто з потужністю вітродвигуна при швидкості вітру 8 м/с).

$$K = A_{\text{фак}} / (N_y T) = N_{\text{сер}} / N_y, \quad (12.7)$$

де – $A_{\text{фак}}$ – фактичний виробіток, кВт.год; N_y – встановлена потужність вітродвигуна, кВт; $N_{\text{сер}}$ – середня потужність вітродвигуна за період часу T , кВт; ; T – період часу, за який підраховується фактичний виробіток, год.

Цей коефіцієнт змінюється в залежності від середньодобових, середньомісячних і середньорічних швидкостей вітру. Для закордонних вітроустановок він становить 0,25...0,3, а для умов України поки що 0,09...0,12.

12.3 Конструкції вітроенергетичних установок.

12.3.1 Вітряні енергетичні установки.

Принцип дії вітроенергетичних установок (ВЕУ) полягає в тому, що потік повітря, як потік води, діє на лопаті вітрового колеса, змушує його обертатися і передавати отриману енергію ротору генератора електричного струму. Потужність ВЕУ збільшується пропорційно збільшенню поперечного перерізу потоку F , що може привести до значного збільшення вартості вітроколеса, гіршому використанню малих швидкостей вітру тощо. Тому площу, яку використовують, можна збільшити за рахунок збільшення кількості ВЕУ із заданим діаметром колеса. Групу спільно працюючих ВЕУ називають вітроелектричною станцією (ВЕС).

12.3.2 Класифікація ВЕУ.

ВЕУ класифікують за такими ознаками:

1. За функціональним призначенням – *мережеві* - для виробництва електроенергії-працюють в комплексі з промисловою електромережею; *автономні* – потребують спеціального технічного і технологічного забезпечення; *для виконання механічної роботи*, в тому числі і для водопідйому.
2. За потужністю – малої потужності – до 100 кВт, середньої – від 100 до 500 кВт, мегаватного класу – більше 0,5 МВт.
3. За напрямком осі вітроприймального устаткування – з горизонтальною віссю обертання – а) паралельно напрямку вітряного потоку (типу вітряк), б) перпендикулярно напрямку вітряного потоку (типу водяного колеса); з вертикальною віссю обертання перпендикулярно напрямку вітряного потоку: а) з двоярусними вертикальними лопатями на загальному валу, б) з двома лопатями у вертикальній площині, які розташовані на візках і нахилені в зовнішній бік від осі, а також об'єднані горизонтальним крилом у єдину конструкцію з центральною опорою. в) з багатьма лопатями розміщеними на візках, які зв'язані поміж собою і рухаються по колу з діаметром набагато біль-

шим за висоту (до 20 висот). Це своєрідний замкнений у кільце поїзд, який рухається по кільцевій колії

4. За числом лопатей вітроколiс: дволопатеві, трилопатеві, багатолопатеві.
5. За типом вітроколеса: крильчасті, ротори.
6. За швидкохiдністю: тихохiдні, швидкохiдні
7. За умовами роботи: iзольовані, у енергетичному комплексі з НС, ГЕС, ГАЕС, СЕС та дизельними установками.

Найбільше розповсюдження дістали вітроколеса з горизонтальною віссю обертання, яка розташована паралельно вітрового потоку, і з вертикальною віссю обертання.

12.3.3 Конструкція крильчастих вітродвигунів.

Крильчасті вітродвигуни складаються з наступних основних частин: вітроколеса, головки, хвоста, башти, вертикального вала, редуктора, механізму регулювання, рис. 12.2.

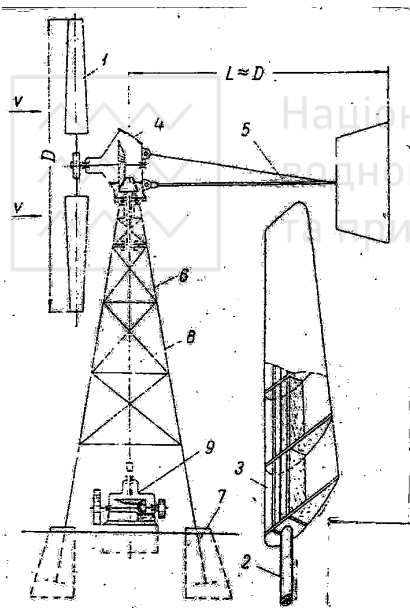


Рис. 12.2. Конструкція крильчастого вітродвигуна

Вітроколесо 1 перетворює енергію повітряного потоку в механічну роботу і складається із ряду крил. Кожне крило складається з маху 2 і лопаті 3 і закріплюється на валу вітроколеса перпендикулярно до осі вала.

Головка 4 слугує опорою для вала вітроколеса і верхнього передатного механізму. Головка вільно обертається навколо вертикальної осі.

Хвіст 5 закріплюється позаду головки, автоматично повертає головку і встановлює вітроколесо проти вітру. У швидкохiдних вітродвигунів з вітроколесами діаметром більш ніж 15 м для встановлення вітроколеса проти вітру передбачаються два додаткові вітроколеса невеликого розміру (віндрози), які закріплюються позаду головки

вітродвигуна з площиною обертання, що перпендикулярна площині обертання вітроколеса, рис. 12.3. Віндрози приходять в обертання, коли вітер починає дути під деяким кутом до основного вітроколеса: при цьому головка по-

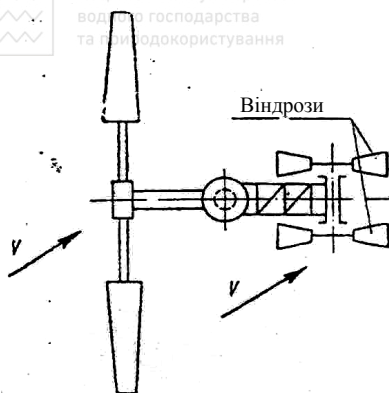


Рис. 12.3. Установка вітро-
колеса на вітер віндрозами

вертається до установлення площини вітроколеса проти вітру, тоді віндрози стають паралельно напрямку вітру і зупиняються.

Башта 6 забезпечує висотне розташування вітроколеса, при якому на вітер не впливають різного роду перешкоди (будівлі, дерева і ін.). Звичайно висота башти приймається в межах 10...20 м. Вона може бути виконана в вигляді просторової металевої ферми з ногами, які закріплюються у фундамент 7. Для малих вітродвигунів в якості опори використовують трубчасті щогли, які закріплюються розтяжками. Швидкість вітру збільшується з висотою, тому зростання

висоти башти збільшує потужність вітродвигуна.

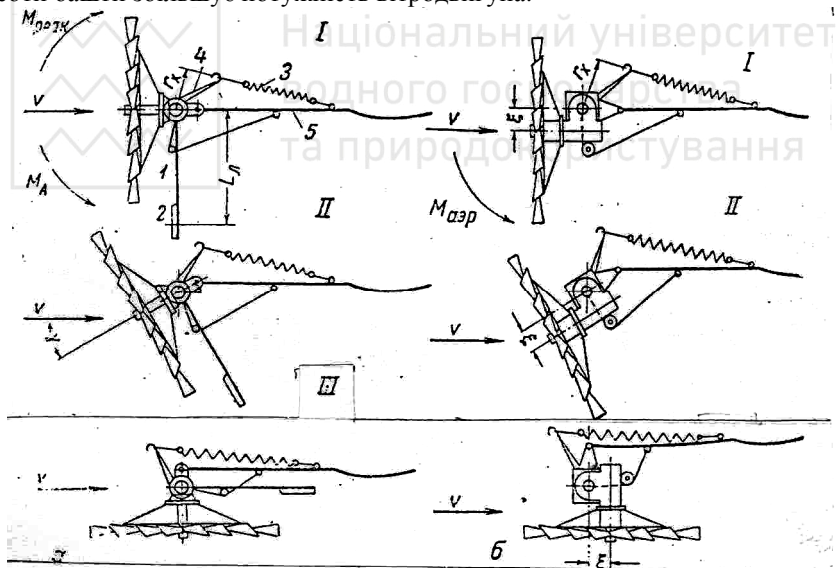


Рис. 12.4. Регулювання вітродвигуна шляхом виводу вітроколеса з-під ві-
тру: а) боковою лопатою; б) ексцентричним розташуванням вітроколеса

Вертикальний вал 8 передає обертання від верхньої передачі редуктору.

Редуктор 9 передає рух робочим машинам

Механізм регулювання призначений для автоматичного обмеження і регулювання числа обертів вітроколеса. Регулювання вітродвигунів обумовлю-

ється різними коливаннями їх потужності при зміні швидкості вітру (пропорційно третій степені швидкості вітру).

Регулювання здійснюють виводом вітроколеса з під вітру, повертанням лопаті або частини її навколо осі маху, повітряним гальмом.

Для прикладу на рис. 12.4 подані схеми регулювання шляхом виводу вітроколеса з-під вітру: а) На головці вітродвигуна позаду вітроколеса встановлена лопата 1, яка виступає за межі площі що окреслює вітроколесо, а з другого баку голови - пружина 3, яка своїми кінцями закріплена до важеля 4 і до хвоста 5. Хвіст 5 з'єднано з головою за допомогою шарніру. Діючий на лопату вітер намагається повернути головку з вітроколесом в бік лопати, а пружина відтягує головку назад. Чим більша швидкість вітру, тим більше кут повороту вітроколеса. б) Колесо розміщено ексцентрично до вертикальної осі і повертається під дією вітру. Пружина повертає колесо в вихідне положення при зменшенні сили вітру.

12.3.4 Конструкції вітронасосних установок.

Уніфікована вітроенергетична установка УВЕУ-(1-4)-6.

Установка призначена для механізації підйому води із бурових свердловин, шахтних колодязів і відкритих вододжерел, використовується в районах, де середньорічні швидкості вітру не нижчі 4 м/с, рис.12.5.

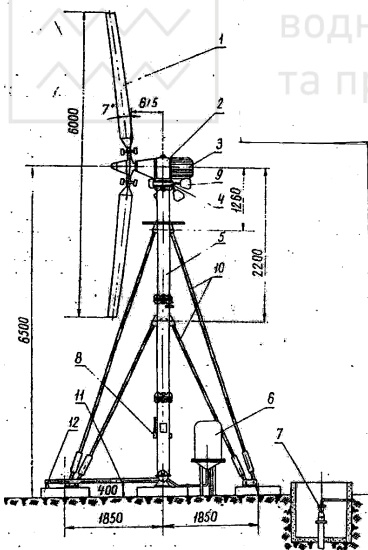


Рис. 12.5. Схема уніфікованої вітроелектричної установки УВЕУ-(1-4)-6

Установка під час бурі витримує швидкості вітру до 50 м/с. Установка може працювати в умовах сильних злив, снігових хуртовин, ожеледиці.

Уніфікація даного агрегату полягає у тому, що в залежності від вітрових умов району при одному і тому ж діаметрі вітроколеса 6 м в агрегаті використовують один з трьох електричних блоків, потужність яких складає: 1 кВт при середньорічній швидкості вітру до 4 м/с; 2 кВт – при 4..6 м/с; 4 кВт – при 6 м/с і більше. Вказані генераторні блоки забезпечують початок подачі електроенергії при швидкостях вітру відповідно 4 м/с; 4,5 м/с; 5 м/с. Продуктивність установки складає 2,5 м³/год.

Агрегат включає: 1-вітроколесо, 2-редуктор, 3-генератор трифазний без-

контактного типу ($n=1500$ об/хв, напруга 380/220 вольт), 4-редуктор віндроз, 5-трубчаста башта, 6-блок автоматичного управління установкою, електричний занурений відцентровий насос, 8-рукоятка механізму пуску і зупинки, 9-віндрози автоматичної установки на вітер, 10-тросові розтяжки, 11-стріла для підйому та опускання вітродвигуна у випадку огляду і ремонту, 12-фундамент для розтяжок, див. рис.12.5.

Агрегат УВЕУ-(1-4)-6 одна з сучасних електричних насосних установок, яка відповідає усім вимогам в умовах сільського господарства.

Агрегат вітроелектричний.

Агрегат вітроелектричний призначений для перетворення енергії вітру в електричну, рис. 12.6.

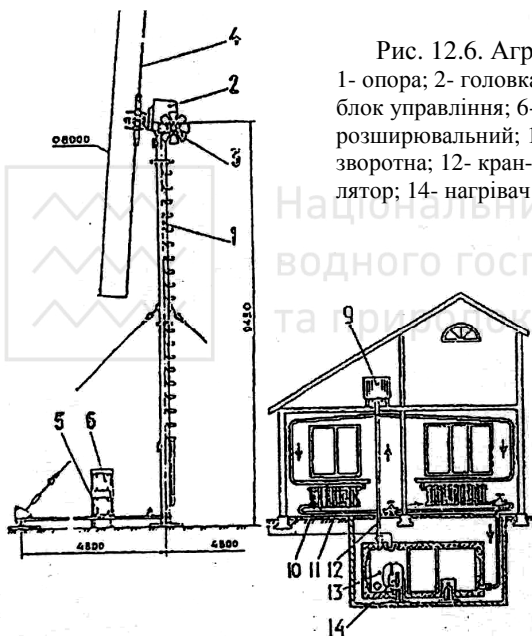


Рис. 12.6. Агрегат вітроелектричний:
1- опора; 2- головка; 3- віндроза; 4- лопаті; 5- блок управління; 6- блок збудження; 9- бак розширювальний; 10- батарея; 11- магістраль зворотна; 12- кран-регулятор; 13- теплоаккумулятор; 14- нагрівач

Призначення:

- електроживлення автономних споживачів;
- підйом і подача води з колодязів і свердловин; опалення і гаряче водопостачання житлових будинків і виробничих приміщень;
- опріснення і конденсація води;
- аерація водоймищ;
- електрохімічний захист від корозії сталевих трубопроводів і конструкцій;
- виробництво електроенергії з приєднанням до загальної мережі.



Потужність.....	8 кВт;
Діаметр вітроколеса.....	8 м;
Висота від фундаменту до осі вітроколеса.....	9450 мм;
Робочий діапазон швидкостей вітру.....	3,5...25 м/с;
Розрахункова швидкість вітру для досягнення максимальної потужності.....	9 м/с;
Кількість лопатей.....	3 шт;
Номінальне напруження.....	400/230 В;
Кількість фаз.....	3;
Частота електричного струму.....	50±1,5;
Маса агрегату (без фундаменту).....	950 кг;
Система орієнтації вітроколеса на вітер.....	віндрозний механізм;
Регулювання частоти обертання вітроколеса.....	автоматична;
Розрахунковий строк служби.....	30 років.

Вітроагрегат опалювальний в комплекті з теплоаккумулятором призначений для одержання гарячої води і обігріву приміщень – житлових будинків, теплиц, ферм. Температура гарячої води регулюється в межах 40-90°C.

Агрегат складається з опори 1, головки 2, віндрозного механізму 3, який орієнтує агрегат на вітер, рис. 12.6а. Агрегат має блоки управління 5, і збудження 6. Теплоаккумулятор 13 являє собою ємність, яка зовні має теплоізоляцію. Всередині теплоаккумулятора розміщені електронагрівачі, які віддають тепло воді. Теплоаккумулятор підключається до системи опалення. Площа опалювального приміщення знаходиться в межах 100-200 кв. м.

Основні технічні дані вітроагрегатів наведені у таблиці 12.2.

Головна задача в розвитку автономної вітроенергетики на найближчий період – створення і введення в серійне виробництво простих, надійних і недорогих конструкцій вітроагрегатів сільськогосподарського призначення на основі ГОСТ 2656-82 «Ветроагрегаты. Типы и основные параметры», таблиця 12.3.

Науково - виробнича група WINDELECTRIC поставляє побутову вітроелектростанцію WE-1000. Установка WE-1000 являє собою вискоєфективну, безшумну, самоорієнтовну систему, яка спроможна працювати в автономному режимі роботи при мінімальних швидкостях вітру від 2,5...3 м/с.

Технічна характеристика WE – 1000

Стартова швидкість вітру.....	2...2,5 м/с
Номінальна потужність.....	1 кВт
Висота щогли.....	6...9 м
Діаметр вітротурбіни.....	2,2 м

Установка оснащена блоком автономного резервного живлення - БАРП. В основі БАРП PS2500 закладена ідея інтелектуального пристрою, який здатен поглинати в себе всю наявну електроенергію для подальшого використання її в побутових цілях.

Таблиця 12.2

Основні технічні дані вітроагрегатів.

Найменування технічних даних	Марка вітроагрегатів							
	ВБ-3	“Чай-ка”, ТВМ-3	“Бу-ран”, 2В ПЛ-4	“Віхрь”, ВНП-4М	“Бер-кут”, ВЕ Н-4	ВЕВ-1-6	УВЕУ-(1-4)-6	“Со-кол”, 2Д-12М
З якими машинами агрегується	Віб-рац.	Порш.	Стріч.	Пнев-мат.	Від-центр.	Від-центр.	Від-центр.	Від-центр.
Тип приводу	Мех	Мех	Мех	Мех	Елек	Елек	Елек	Елек
Діаметр вітроколеса, м	2,8	3	4	4	4	6	6	12
Кількість лопатей	2	12	3	2	2	2	2	-
Розрахункова потужність при $w=8\text{ м/с}$, кВт	1,0	1,0	2,4	2,2	2,2	4,6	5,5	21
Швидкість обертання вітроколеса при $w=8\text{ м/с}$, об/хв	420	61	108	312	278	220	200	80
Максимальна висота підйому води, м	25	30	30	30	25	40	50	100
Розрах. продуктивність при $w=8\text{ м/с}$, куб.м/год	3	2	3	2,5	2	3	5	13
Діапазон робочих швидкостей вітру, м/с	2,5-30	3-15	4-17	4-40	4-40	4,5-30	4-50	4,5-40
Висота башти, м	6,0	5,0	5,0	5,2	5,2	6,0	6,5-9	10
Маса комплекта, кг	196	490	590	410	420	790	700	1900



Основні показники вітроагрегатів.

Показник	АВЭ-0,25-2	АВЭ-1-3	АВМ-3	АВМ-4	АВЭ-2-4	АВЭ-4-6	АВЭ-16-12	АВЭ-30-18	АВЭ-1000-24
Діаметр вітроко- леса, м	2	3			4	6	12	18	24
Потужність гене- ратора, кВт	0,25	1			2	4	16	30	100
Потужність вітро- агрегата при швидкості вітру 8 м/с, кВт	0,18	0,5	1	2	1	2,5	11	26,5	50
Початок віддачі потужності при швидкості вітру, м/с, не більше	2,5	4	2,5	2,5	4	4,6		5	

БАРП PS2500 – номінальною потужністю 2,2 кВт - це функціонально за-
вершений блок, який складається наступних вузлів:

1. Акумуляторні батареї (гелієві, без обслуговування).
2. Схема перетворення вхідної напруги від ВЕС (електромережі, дизель-генератора) в напругу, яка необхідна для заряджання акумуляторних батарей.
3. Схема контролю заряду, розряду батарей.
4. Схема перетворення постійної напруги (U акумуляторів) в змінну на-
пругу 220 В / 50 Гц.
5. Схема контролю вихідної напруги і струму, а також контроль і захист
від перевантаження, перегріву, короткого замикання, перезарядці, розряду
батарей.

6. Схема індикації степені заряду і струму навантаження.

Незважаючи на складні пускові характеристики асинхронних двигунів,
БАРП здатен забезпечувати запуск і роботу двигунів потужністю до 1,2 кВт з
одночасно підключеним навантаженням 1 кВт.

12.3.5 Експлуатація вітродвигунів.

Основні правила обслуговування вітродвигунів полягають у наступному:
його механізми щоденно оглядаються машиністом; наявними технічними
засобами своєчасно проводиться профілактичний ремонт механізмів; при
пуску установки в роботу поступово збільшують частоту обертання вітрового
коlesa шляхом повільного обертання рукоятки або штурвала лебідки; зупин-
ку вітродвигуна виконують тільки лебідкою. При її несправності для зупинки

двигуна піднімаються на балкон башти або головки, накидають кінець линви на хвіст і за її вільний кінець виводять з землі колесо з під вітру, після чого усувають несправність механізму зупинки.

В обумовлені строки виконують змащування окремих вузлів вітроподвигуна; поточний ремонт виконується не рідше одного разу на рік; капітальний – раз у три роки. В зимовий період своєчасно видаляють лід і сніг з шестерень головки і привідної лебідки, з пружин регулювання і інших частин вітроподвигуна. На балкон башти не допускаються сторонні особи; люк балкона закривають замком; ключ від нього знаходиться у машиніста.

12.4 Розвиток вітроенергетичних установок.

12.4.1 Вітроенергетика України. Факти і коментарі.

Сумарна потужність вітрових електроустановок (ВЕУ) сьогодні на Україні наближується до 30 МВт. В кінці 1999 р. – 11,4 МВт, а в кінці 2000 р. – 24,15 МВт. Тобто зростання більше ніж 100%. Україна є єдиною країною колишнього СРСР, де активно розвивається вітроенергетика. Тут налагоджено серійне виробництво ліцензійних ВЕУ USW 56-100 потужністю 107,5 кВт, рис. 12.7.

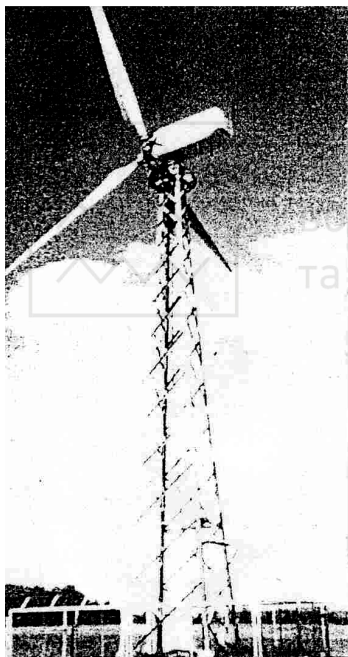


Рис.12.7. Сучасна вітроенергетична установка (ВЕУ)

В країні діє комплексна програма будівництва ВЕУ. Фінансування програми мало відбуватися за рахунок надбавок, які передбачені в тарифах на електроенергію у розмірах 0,75% від її реалізації. *Постановка задачі.* В рамках українсько-датського проекту необхідно було з'ясувати, чого українські ВЕУ мають низьку ефективність (в 2...3 рази менше західних).

Причини –а) невдало вибрані ділянки під ВЕУ, б) невикористання програми “WFSP”, яка передана Україні за програмою ТАСИС.

Був розроблений вітроатлас першого рівня для Криму, і визначено найбільш перспективні ділянки. Але перші ВЕУ були розташовані за загальними даними метеостанцій і не враховували всіх даних

про вітер.

Величина вітроелектростанцій (ВЕС) залежить від її розміру, рис.12.8. Економічний аналіз, який проведений міжгалузеву координаційною радою,



довів, що будівництво ВЕС з потужністю $N < 20 \dots 30$ МВт недоцільне. Практично всі ВЕС, які проектуються, мають потужність $N > 50$ МВт.

У випадку використання БЕУ USW 56–100 необхідно розміщати велику кількість БЕУ (не менше 200...300 агрегатів). На всіх ВЕС БЕУ розміщують прямолинійними рядами, відстань під БЕУ 25...36 метрів, що відповідає



1,5...2 діаметрам вітроколеса. Тому при певних напрямках вітру БЕУ суттєво екранують одна одну. Для Донузлавської ВЕС за 2000 р. коефіцієнт використання знаходиться в межах 0,28...0,42, тобто відрізняються для різних рядів, табл. 12.4.

МНТЦ – міжгалузевий науково-технічний центр в структурі Національної академії України, який створено навесні 2000 р., вже використовує програму Wind Farm і планує використовувати датську програму WASP. Для цього необхідні цифрові крупномасштабні карти місцевості, які зараз приходится готувати вручну, і дані про швидкість повітря хоча б за 5 років.

Які БЕУ є на Україні?

В Україні встановлено і введено в дію близько 200 вітроагрегатів USW-56-100 і змонтовано 17 вітроагрегатів АВЭ-250С, а також вітроенергетична

Рис. 12.8. Вітроенергетична станція (ВЕС) на узбережжі

установка „ЭСО-0020”, яка відома своєю оригінальною конструкцією з вертикальною віссю обертання і яка декілька років стояла в несправному стані на території одного з санаторіїв в Євпаторії.

Основні технічні характеристики БЕУ «ЭСО-0020»

Потужність генератора (номінальна), кВт.....	20
Робоча швидкість вітру, м/с	
мінімальна.....	5
максимальна.....	20
Буремний розрахунковий вітер, м/с.....	60
Число лопатей.....	2
Робочий діапазон частоти обертання вітрової турбіни, об/хв.....	40...95
Маса БЕУ, т.....	5
Розрахункова сейсмічність, бал.....	3
Повний термін служби, років.....	20



Технічні характеристики деяких вітроелектростанцій

Параметри	Назва ВЕУ				
	Аджи-гальська	Акташська	Донузлавська	Трускавецька	Чорноморська
Тип ВЕУ	АВЭ-250С	АВЭ-250С	USW-56-100	USW-56-100	АВЭ-250С
Установлена потужність, МВт	3	5	53	7	4
Річний виробіток електроенергії, МВт.год	425	400	3317	263	300

Які ВЕУ необхідні Україні ?

У випуску серійного ВЕУ зайнято 33 підприємства. Використовується ринковий принцип. Кожний елемент конструкції ВЕУ виготовляється 2...3 підприємствами – тому є конкуренція і це дає змогу не підвищувати витрати на виготовлення ВЕУ. Ціна одного кВт номінальної потужності близько 430\$. – це в два рази нижче рівня західних країн, табл. 12.5.

Таблиця 12.5

Технічні параметри ВЕУ (1989 р. ГKB “Южное”).

Параметри	ВЕУ-220	АВЕ-250С	ВЕУ-500
Номінальна потужність, кВт	220	200	500
Характеристики струму: напруга, В	380	400	380
Частота, Гц	50	50	50
Робочий діапазон вітрів, м/с	4,5-25	4,5-25	4,5-25
Номінальна швидкість вітру, м/с	11	13,5	12,9
Допустима швидкість вітру, м/с	50	42	50
Частота обертання вітроколеса, об/хв	47,93	47,5	34,0
Діаметр вітроколеса, м	32	25	38
Відстань від основи до осі вітроколеса, м	30	25	35
Маса вітроагрегату (без фундаменту), т	38,1	25	45

На жаль ВЕУ USW 56-100, яка розроблена в 80-х роках, морально застаріла. Діаметр вітроколеса дає 2,11 м²/кВт. Теоретично коефіцієнт використання потужності при швидкості вітру 6,2 м/с дорівнює лише 0,186. Типове значення цієї величини для сучасних західних ВЕУ становить 0,25...0,35. Очевидно, що майбутнє української вітроенергетики пов'язане з використанням ВЕУ з потужністю більше 600 кВт.



12.4.2 Перспективи розвитку вітроенергетики за кордоном.

В теперішній час найчастіше використовують вітроенергетичні установки потужністю до 600 кВт, але майже у всіх країнах з'являються тенденції до створення ВЕУ мегаватного типу.

В Німеччині було проведено техніко-екологічне дослідження роботи в прибережних водах (глибина до 30 м) групи з 30 ВЕУ потужністю кожна 7 МВт. Двохлопатеві (повертання лопаті регулюється) вітроколеса (діаметром 100 м) віддалені один від одного на 7 діаметрів. Маса кожного 40 т., частота обертання $0,412 \text{ с}^{-1}$; швидкохідність 8,66; коефіцієнт використання вітру 0,43; розрахункова швидкість вітру 15 м/с; максимална – 25 м/с; передаточне співвідношення редуктора 60:1. Опори – сталеві трубчасті башти, які встановлені на залізобетонних опорах. Вважається, що гарантований строк експлуатації ВЕУ – 30 років. Вартість спорудження ВЕУ дорівнює 1366\$ за 1 кВт. Вартість електроенергії – 6,3 цента за 1 кВт.год. В цій же країні розробляється проект вітротурбіни потужністю 5 МВт “Winergy-5000”/

В США в 1982 р. впроваджена ВЕУ МОД-2 потужністю 2,5 МВт з вітроколесом діаметром 92 м, за 1992р. вона виробила біля 5,8 тис.МВт.год електроенергії. На Гавайських островах працює ВЕУ МОД-5В потужністю 3,2 МВт з дволопатевою вітровим колесом діаметром 97,5 м і висотою башти 100м, яка виготовлена фірмою “Boeing Aerospace”, США.

В Канаді, в районі м. Квебек працює ВЕУ EOLE, яка має вертикальну вісь обертання, потужністю 4 МВт, діаметром ротора 64 м і висотою 96 м.

Потужний електрогенератор Е112, який використовує енергію вітру, був введений в експлуатацію (2002 р) поблизу міста Магдебурга. Найбільші технічні труднощі при монтажі цього вітряка обумовлені великою вагою. Бетонна башта висотою 120 м важить 440 т. Довжина кожної з трьох лопатей складає 52 м, а ширина – до 6 метрів. Щоб величезні лопаті створювали якнайменше шуму, їх кінці були загострені як ножі. Цей пристрій виробляє до 4,5 МВт електроенергії, що достатньо для забезпечення 15-тисяч будівель. Проте світовий рекорд має свою ціну – транспортування великих частин генератора здійснювалося рікою Емза на спеціальних баржах, тоді як вітряки стандартних розмірів легко доставлялися вантажними автомобілями. Програма федерального уряду передбачає зростання долі енергії вітру в енергетиці Німеччині к 2020 р до 30–ти відсотків.

За період з 1981 по 1983 рр. в штаті Каліфорнія (США) була введена в експлуатацію ВЕС, яка складається з 3600 вітроагрегатів сумарною електричною потужністю 240 МВт. Питомі капітальні вкладення в ці установки оцінюються в 1,5 тис. доларів США на кВт.

У Великобританії розробляється проект ВЕУ потужністю 6 МВт для прибережної зони. Далі планується поєднати 320 таких ВЕУ в одну групу з потужністю 2,0 ГВт. Ця група буде витягнута в море на 1 км. Лише так ВЕУ будуть енергетично і економічно ефективні і не порушать екологічну рівновагу і ландшафт.



В останній час будівництво ВЕС проводиться на акваторіях морів, заток, озер. Це обумовлено в основному двома факторами: економією земельних угідь і більш високим потенціалом вітру на акваторіях, ніж на суходолі.

12.4.3 Екологічні аспекти вітроенергетики.

Не зважаючи на абсолютну екологічну чистоту вітроенергетики негативний вплив ВЕС на природу все ж існує. Розміщення ВЕУ у вітропарку повинно здійснюватися за умов мінімуму взаємовпливу ВЕУ при різних можливих напрямках вітру та меншій площі відчуження ними території.

Визначається, що оптимальною відстанню між сусідніми ВЕУ у всіх напрямках є 6...18 діаметрів вітроколеса, тобто при його діаметрі 100 м необхідна територія тільки для однієї ВЕУ складає 5...7 км², а для ВЕС – десятки квадратних кілометрів.

Спорудження ВЕУ змінює ландшафт і у ряді випадків робить територію під ними непридатною для неенергетичного використання. Опори ЛЕП, допоміжне устаткування, підстанції, під'їзні колії практично можуть зайняти всю відведену територію. Тут також відзначимо негативний вплив потужного електромагнітного поля від густої сітки високовольтних ЛЕП.

При використанні вітроколес з вертикальною віссю обертання частина негативного впливу ВЕС на навколишнє середовище відпадає.

Значним негативним фактором впливу ВЕС на навколишнє середовище є також шумовий ефект. При роботі ВЕС виникає шум, який супроводжується коливаннями повітря. Шумові ефекти від ВЕУ можуть бути механічні та аеродинамічні. Аеродинамічний вплив може бути низькочастотним (менше за 16...20 Гц) та високочастотним (від 20 Гц до декількох десятків кГц). У безпосередній близькості від установки шум може досягти величини 50...80 дБ. Відзначимо, що гранична витривалість людського вуха дорівнює 130 дБ, а найменший приріст сили звуку з вуха дорівнює 1 дБ.

ВЕС також створюють значні перешкоди для птахів та літаючих комах у районі її експлуатації.

Потужні обертові вітрові колеса горизонтальних ВЕС створюють екранувальний вплив, аналогічний впливу височини у декілька сот метрів. Це створює перешкоди для прийому телевізійних та радіо передач. Такі перешкоди виникають і від роботи ВЕУ.

При аварійних ситуаціях на ВЕУ існує небезпека розкиду пошкоджених частин вітроколес.

В той же час ВЕС сприяють зменшенню сили вітру, зниженню вітрової ерозії ґрунту, зменшенню вітру з акваторії водосховищ та водоймищ.

Питання для самоконтролю

1. Що називається вітром?
2. Що називається баричним градієнтом?
3. Які переваги і недоліки вітрової енергії?
4. Яка класифікація вітрів?



Національний університет

5. Які особливості енергії вітру?
6. Що називається швидкістю вітру?
7. Як визначають енергію вітру?
8. Як визначають енергію вітрового потоку?
9. Як класифікують вітроенергетичні установки?
10. Яке призначення основних конструктивних елементів крильчастих вітрогенераторів?
11. Які існують конструкції вітронасосних установок?
12. Які основні правила обслуговування вітрогенераторів?
13. Які перспективи розвитку вітроенергетики в Україні?
14. Які екологічні аспекти вітроенергетики?



Національний університет
водного господарства
та природокористування



13. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ І АЕРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

13.1. Параметри надійності експлуатації

Сучасні насосні станції і аеродинамічні установки - це складні технічні системи, які складаються з багатьох об'єктів, що обумовлює у багатьох випадках їх низьку ефективність. Причинами цього положення є недосконалість конструкцій насосних станцій і не оптимальні режими функціонування. Підвищення надійності насосних станцій досягається цілеспрямованим підвищенням якості і надійності елементів системи на етапах її проектування, будівництва та експлуатації, особливо це стосується гідравлічних і аеродинамічних машин.

Надійність системи (об'єкта) можливо оцінити, спираючись на досвід експлуатації даної або аналогічної системи (об'єкта) за допомогою теорії надійності, яка використовує методи математичної статистики і теорії імовірностей [20, 29].

Надійність - це властивість об'єкта (системи) зберігати протягом часу в установлених межах значення усіх параметрів, які характеризують його здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах і умовах використання, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання і транспортування. Визначення надійності є складним і у загальному випадку залежно від призначення і умов його використання включає безвідмовність, довговічність, ремонтопридатність і збережуваність.

Взагалі, користуються наступними показниками надійності.

Безвідмовність – властивість об'єкта безперервно зберігати працездатний стан протягом часу або деякого напрацювання. Безвідмовність оцінюється імовірністю безвідмовної роботи $P(t)$, інтенсивністю відмов $\lambda(t)$, середнім напрацюванням до першої відмови T_e , параметром потоку відмов $\alpha(t)$, середнім напрацюванням на відмову T_o , γ - процентним напрацюванням до відмови t_γ .

Ремонтпридатність - властивість об'єкта, яка полягає у пристосованості до попередження і виявлення причин появи відмов, пошкоджень і відновлення працездатного стану шляхом проведення технічного обслуговування і ремонтів. Ремонтпридатність характеризується імовірністю відновлення працездатного стану $P(t_e)$, середнім терміном відновлення працездатного стану T_e .

Довговічність – властивість об'єкта зберігати працездатний стан до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування. Довговічність характеризується середнім ресурсом (строком служби) T_p , - (процентним ресурсом t_p , призначеним ресурсом t_n); середнім строком служби T_{cp} , - (процентним строком служби t_{cs} , призначеним строком служби t_{ys}).



Збережуваність – властивість об'єкта, яка характеризується його здатністю протистояти негативному впливу умов і тривалості зберігання і транспортування на його безвідмовність, ремонтпридатність і довговічність. Збережуваність характеризується строком збережуваності $T_{зб}$, γ - процентним строк збережуваності t_{γ} .

Об'єкти водогосподарської системи мають свої параметри, які обумовлені їх призначенням і роллю в системі. З плином часу значення цих параметрів змінюються. При змінах, які перевищують допустимі межі, виникає перехід об'єкта в неробочий стан.

Розрізняють такі стани об'єктів:

- *справний стан*, при якому параметри об'єкта відповідають усім вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації;
- *несправний стан*, при якому об'єкт не відповідає хоча би одній з вимог нормативно-технічної і конструкторської документації;
- *працездатний стан*, при якому значення всіх параметрів, що характеризують спроможність виконувати задані функції, відповідають вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації;
- *непрацездатний стан*, при якому значення хоча би одного параметра, що характеризують його здатність виконувати задані функції, не відповідає вимогам нормативно-технічної документації;
- *граничний стан*, при якому подальше використання об'єкта за призначенням недопустимо або недоцільно, оскільки відновлення його несправного або непрацездатного стану недоцільне.

Перехід об'єкта зі справного у несправний стан проходить внаслідок накопичення дефектів (пошкоджень). Розрізняють пошкодження і відмови об'єктів. Якщо об'єкт переходить в несправний, але працездатний стан, то таку подію називають *пошкодженням*. *Відмова* – це подія при якій об'єкт переходить в непрацездатний стан.

У практиці експлуатації об'єктів розрізняють такі відмови:

- *раптова відмова*, яка характеризується стрибкоподібною зміною значень одного або кількох заданих параметрів об'єкта;
- *поступова відмова*, яка характеризується поступовою зміною значень одного або декількох заданих параметрів об'єкта;
- *перемінна відмова*, яка виникає періодично, і ліквідується сама по собі;
- *конструктивна відмова*, яка виникає в результаті недосконалості або порушення встановлених правил і (або) конструювання об'єкта;
- *виробнича відмова*, яка виникає в результаті недосконалості або порушень встановленого процесу виготовлення або ремонту об'єкта;



- **експлуатаційна відмова**, яка виникає в результаті порушень встановлених правил і (або) умов експлуатації об'єкта;
- **незалежна відмова**, яка не зумовлена іншими відмовами;
- **залежна відмова**, яка зумовлена іншими відмовами.

Взагалі причинами відмов можуть бути проектні, будівельні, експлуатаційні та зовнішні діючі фактори.

Показником надійності зветься ознака (міра), за якою оцінюється надійність різних систем і їх елементів. Методики кількісного визначення показників надійності наведені в [20, 29].

При виборі показників надійності потрібно розрізняти системи (елементи, об'єкти) не відновлювані і відновлювані.

Невідновлюваними називаються об'єкти (елементи), які у процесі експлуатації не піддаються ремонту; при відмові такого об'єкта робота всієї системи буде порушена.

Відновлювані – це об'єкти (елементи), які при виконанні своїх функцій допускають ремонт (наприклад, напірні розподільчі трубопроводи, насоси, дощувальні машини, трубопровідна арматура).

Розрізняють одиничні і комплексні показники надійності

Одиничний показник надійності кількісно характеризує лише одну властивість надійності об'єкта.

Комплексні показники надійності кількісно характеризують не менше двох властивостей, які становлять надійність об'єкта.

Розглянемо спочатку показники надійності невідновлюваних об'єктів.

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ – імовірність того, що у межах заданого напрацювання від 0 до t , при заданих умовах експлуатації не виникає відмова об'єкта.

$$P(t) = P(0, t) = P(T > t) = 1 - \int_0^t f(t) dt = 1 - F(t) , \quad (13.1)$$

де T – час безперервної роботи, тобто випадкове напрацювання об'єкта до відмови, $f(t) = d[P(t)]/dt$ – щільність розподілу напрацювання до відмови, $F(t)$

- функція розподілу напрацювання до відмови (при $t = \infty; \int_0^{\infty} f(t) dt = 1$).

Експериментально (за статистичними даними) імовірність безвідмовної роботи визначається за формулою

$$P^*(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(N_0 - \sum_{i=1}^{\Delta t, t} n_i \right) / N_0 , \quad (13.2)$$

де N_0 – кількість елементів на початку випробувань, шт; $\sum_{i=1}^{\Delta t, t} n_i$, або $n(t)$ – кількість елементів, які відмовили за час t , шт; Δt – прийнята тривалість інтервалу

часу, t - час, для якого визначається імовірність безвідмовної роботи, $P^*(t)$ - статистична оцінка імовірності безвідмовної роботи. На практиці використовують формулу

$$P^*(t) = [N_0 - n(t)] / N_0 . \quad (13.3)$$

При великій кількості елементів N_0 статистична імовірність практично збігається з імовірністю безвідмовної роботи.

Імовірність відмови об'єкту $Q(t)$ в інтервалі часу від 0 до t

$$Q(t) = Q(0, t) = P(T \leq t) = 1 - P(t) = F(t) . \quad (13.4)$$

Статистична оцінка імовірності відмови

$$Q^*(t) = n(t) / N_0 . \quad (13.5)$$

Безвідмовна робота і відмова є несумісними протилежними подіями, тому

$$P(t) + Q(t) = 1 . \quad (13.6)$$

Інтенсивність відмов - це умовна щільність імовірності $\lambda(t)$ виникнення відмов, яка визначається для розглядуваного моменту часу t в інтервалі від $t - \Delta t/2$ до $t + \Delta t/2$ за умови, що до моменту t відмова об'єкта не виникла:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = -\frac{1}{P(t)} \cdot \frac{dP(t)}{dt} = \frac{1}{1 - F(t)} \cdot \frac{dF(t)}{dt} , \quad (13.7)$$

де $f(t)$ - щільність розподілу напрацювання до відмови

$$f(t) = -d[P(t)]/dt = d[Q(t)]/dt . \quad (13.8)$$

За статистичними даними

$$f(t) = n(\Delta t) / (N_0 \Delta t) , \quad (13.9)$$

де Δt - інтервал часу, $n(\Delta t)$ - кількість об'єктів, що відмовили в інтервалі часу Δt . Інтенсивність відмов за статистичними даними

$$\lambda(t) = n(\Delta t) / (N_c \Delta t) , \quad (13.10)$$

де $N_c = 0,5(N_i + N_{i+1})$ - середнє число об'єктів, що справно працюють в інтервалі часу Δt ; N_i, N_{i+1} - число об'єктів, що справно працюють відповідно на початку і в кінці інтервалу часу Δt .

Якщо напрацювання об'єкта до відмови має експоненціальний закон розподілу з щільністю $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$, відповідно з формулою (13.1)

$$P(t) = 1 - \int_0^t \lambda e^{-\lambda t} dt = e^{-\lambda t} , \quad (13.11)$$

де $\lambda = \text{const}$ - інтенсивність відмов.

Підставляючи (13.8) у вираз (13.7), отримаємо

$$\lambda(t) = -\frac{d[P(t)]}{P(t)dt} . \quad (13.12)$$

Виконавши інтегрування від $t=0$ до t , маємо



$$-\int_0^t \lambda(t) dt = \int_0^t \frac{1}{P(t)} \cdot \frac{d[P(t)]}{dt} dt = \int_0^t \frac{1}{P(t)} d[P(t)]. \quad (13.13)$$

Тоді з використанням значення табличного інтеграла при $P(0)=1$ одержимо

$$-\int_0^t \lambda(t) dt = \ln[P(t)] - \ln[P(0)] = \ln[P(t)] - 1. \quad (13.14)$$

Звідси

$$P(t) = \exp \left[-\int_0^t \lambda(t) dt \right]. \quad (13.15)$$

Це рівняння іноді називають основним рівнянням надійності.



Середнє напрацювання до першої відмови - це математичне сподівання напрацювання об'єкта до першої відмови. Показник



(“середній ресурс”, “середній строк служби”, “середній строк збережуваності”) визначають за формулою

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} t f(t) dt = \int_0^{\infty} t dF(t) = \int_0^{\infty} [1 - F(t)] dt = \int_0^{\infty} P(t) dt. \quad (13.16)$$

За статистичними даними середнє напрацювання до відмови

$$T_c = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^{N_0} t_i, \quad (13.17)$$

де t_i - час безвідмовної роботи i -того об'єкта; N_0 - кількість об'єктів випробування.

При наявності даних про кількість відмов n_j у кожному j -тому інтервалі часу середнє напрацювання до відмови визначають так

$$T_c = \frac{1}{N_0} \sum_{n=1}^m n_j t_c, \quad (13.18)$$

де t_c - середній проміжок часу, причому

$$t_c = 0,5(t_{j-1} + t_j), \quad (13.19)$$



$$m = t_k / \Delta t, \quad (13.20)$$

де t_{j-1} , t_j - час початку та кінця i -того інтервалу; m - кількість інтервалів часу, t_k - час протягом якого відмовили всі об'єкти, $\Delta t = t_{j-1} + t_j$ - інтервал часу, n_j - кількість об'єктів, які відмовили у кожному i -тому інтервалі часу.

Для експоненціального закону розподілу напрацювання до відмови, враховуючи формулу (13.16) при

$$T_c = \bar{t} = \int_0^{\infty} t \lambda e^{-\lambda t} dt = 1/\lambda. \quad (13.21)$$

Параметр потоку відмов $\alpha(t)$ - це відношення середнього числа відмов поновлювального об'єкта за довільно мале його напрацювання до значення цього напрацювання. Параметр $\alpha(t)$ використовують у якості показника безвідмовності відновлювальних об'єктів, експлуатація яких передбачає, що у початковий момент об'єкт починає роботу і працює до відмови, після відмови відновлюється до повної працездатності, а потім знов працює до відмови і т.д., при цьому час відновлювання не враховується.

Середнє напрацювання на відмову T_0 - це відношення напрацювання ремонтуємого об'єкта до математичного сподівання числа його відмов на протязі цього напрацювання.

Гама-процентне напрацювання до відмови t_γ - це напрацювання, протягом якого відмова об'єкта не виникає з імовірністю γ %, Величина t_γ визначається з рівняння

$$1 - F(t_\gamma) = 1 - \int_0^{t_\gamma} f(t) dt \quad (13.22)$$

або

$$P(t_\gamma) = \gamma / 100 \quad (13.23)$$

Таким чином, висока надійність характеризується низькою інтенсивністю відмов і малою імовірністю відмов.

З комплексних показників надійності розглянемо **коефіцієнт готовності K_c** - імовірність того, що об'єкт виявляється у працездатному стані у довільний момент часу, окрім планових періодів, протягом яких його використання за призначенням не передбачено.

Коефіцієнт готовності в усталеному режимі (статичне визначення) експлуатації визначають так

$$K_c^* = t_p / (t_p + t_n), \quad (13.24)$$

де t_p , t_n - сумарний час відповідно справної роботи об'єкта і його вимушеного простою

$$t_p = \sum_{j=1}^n t_{pj}; \quad t_n = \sum_{j=1}^n t_{nj}, \quad (13.25)$$



де t_{pj} - час роботи між (j-1)-ю та j-ю відмовами; t_{nj} - час вимушеного простою після j-тої відмови, n - кількість відмов (ремонтів) об'єкта.

При імовірному визначенні коефіцієнта готовності використовують математичне сподівання величин t_p і t_n .

$$K_z = T_c / (T_c + T_g) . \quad (13.26)$$

Величина безвідмовної роботи залежить від закону розподілу часу безвідмовної роботи, параметрів цього закону і тривалості роботи об'єкта. Розподіл часу безвідмовної роботи основних елементів насосних станцій підпорядковується наступним законам: Вейбула-Гнеденко, нормальному, логарифмічно нормальному. Імовірність безвідмовної роботи елементів на протязі часу в відповідності з цими законами визначається за наступними залежностями:

- закон Вейбула-Гнеденко

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{a} \right)^b \right] ; \quad (13.27)$$

- нормальний закон

$$P(t) = F_o \left(\frac{T_c - t}{\sigma} \right) ; \quad (13.28)$$

- логарифмічно нормальний закон

$$P(t) = 1 - F_o \left(\frac{\ln t - \ln T_c + 0,5 \sigma_l^2}{\sigma_l} \right) . \quad (1.29)$$

В цих залежностях позначено: T_c - середнє напрацювання (середній ресурс, математичне сподівання напрацювання на відмову або до відмови); σ - середньоквадратичне відхилення напрацювання; σ_l - параметр логарифмічно нормального розподілення; a , b - параметри розподілення Вейбула-Гнеденко; $F_o(Z)$ - функція нормального розподілення. Для нормального закону $Z = (T_c - t)/\sigma$, для логарифмічно нормального $Z = (\ln t - \ln T_c + 0,5 \sigma_l^2) / \sigma_l$.

На практиці інтенсивність відмов часто буває сталою протягом часу роботи системи. При цьому напрацювання елементів до відмови має експоненціальний розподіл, який при усталеній експлуатації має параметр $\lambda = const$. Тоді кількісні характеристики надійності системи можна визначити так:

$$P(t) = e^{-\lambda_c t} = e^{-t/T_c} ; \quad (13.30)$$

$$\lambda_c = \sum_{i=1}^N \lambda_i ; \quad (13.31)$$

$$T_{cp.c} = 1/\lambda_c ; \quad (13.32)$$

де λ_c - середня інтенсивність відмов об'єкта.

Сучасна теорія надійності дозволяє розробляти ефективні засоби забезпечення безперебійної роботи об'єктів водного господарства і меліорації, а

також засоби попередження аварій. Крім того теорія надійності дозволяє уникнути надмірних необґрунтованих запасів при проектуванні об'єктів.

Надійність водогосподарської системи визначається надійністю елементів, з яких вона складається. Розрізняють основні і другорядні елементи. Відмова основних елементів призводить до відмови усієї системи. Любий тип водогосподарської системи має свій набір основних елементів. Тому для кількісної оцінки надійності системи на всіх стадіях її життєвого циклу необхідно розробити деяку умовну структурно-функціональну схему, яка є одночасно фізичною і математичною моделлю надійності системи. На рис 13.1

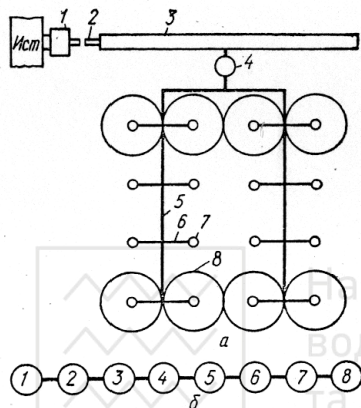


Рис. 13.1. Схема закритої зрошувальної системи (а) і надійності зрошення поля (б): 1- головна насосна станція; 2- головний трубопровід; 3- магістральний канал; 4- насосна станція підкачки; 5- розподільчі трубопроводи; 6- польові трубопроводи; 7- гідранти; 8- дощувальні машини; Ист- джерело зрошення.

представлені схема закритої зрошувальної системи і структурна схема її надійності.

В системах з основним (послідовним) з'єднанням елементів при відмові будь-якого елемента уся система виходить з ладу. Якщо при цьому усі відмови незалежні, то імовірність безвідмовної роботи системи із різними елементами визначається так

$$P(t) = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_N = \prod_{i=1}^N P_i(t), \quad (13.33)$$

де P_i - імовірність безвідмовної роботи i -того елемента; N - кількість елементів системи.

При паралельному з'єднанні елементів система виходить з ладу тільки у випадку відмови усіх її елементів при умові, що усі елементи функціонують і знаходяться під навантаженням, а відмови елементів статистично незалежні. Безвідмовність системи з паралельним з'єднанням неоднакових елементів визначається так

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^N [1 - P_i(t)]. \quad (13.34)$$



Поняття елемента в структурній схемі надійності дещо умовне. Наприклад, насосна станція є елементом в структурній схемі надійності зрошувальної системи, проте, якщо розглядати насосну станцію окремо, то вона являє собою складний гідротехнічний об'єкт, що складається в свою чергу з насосів, електродвигунів, внутрішніх станційних комунікацій з запірно-регулюючою арматурою, системи електропостачання і інших елементів.

Таким чином, водогосподарська система з точки зору надійності являє собою складну технічну систему. При цьому усі її основні елементи є відновлюваними об'єктами. Тому при використанні залежностей (13.33), (13.34) імовірність $P(t)$ необхідно визначати з урахуванням відновлення елементів. В цьому випадку за виразами (13.33), (13.34) знаходять вірогідність безвідмовної роботи системи для періоду часу між призначеними поточними ремонтами.

Надійність складної конструкції визначається через функцію надійності $Q=f(q_i)$, де q_i - імовірність відмови кожного елемента. В практичних розрахунках доцільно надійність об'єкта характеризувати коефіцієнтом надійності K_n :

$$K_n = \lg \frac{1}{Q} = -\lg Q = -\lg(1 - P), \quad (13.35)$$

де P - імовірність безвідмовної роботи об'єкта.

При збільшенні K_n зростають витрати праці і матеріалів, тому вартість об'єктів збільшується. Проте при цьому ризик виходу їх з ладу зменшується, тому зменшуються можливі витрати на ліквідацію аварій та компенсацію недоборів врожаю. Оптимальна проектна надійність об'єкта визначається

$K_{n \min}$

При проектуванні водогосподарських систем (об'єктів) у загальному випадку показники економічної ефективності, якості і надійності можна виразити системою цільових функцій:

$$ПЗ = E_n K + C_e \rightarrow \min, \quad (13.36)$$

$$P(t) \geq P_{\text{д. min}}, \quad (13.37)$$

$$П_я \geq П_{\text{я. д. min}}. \quad (13.38)$$

У системі цих функцій перший вираз (13.36) - загальні приведені затрати коштів; другий (13.37) - характеризує надійність об'єкта; третій (13.38) - якість об'єкта (наприклад, для дощувальних машин якість штучного дощу, рівномірність поливу та інш.); E_n - норма ефективності; K - капіталовкладення на будівництво об'єкта; C_e - приведені річні експлуатаційні витрати для порівнювального варіанта; $P(t)$ - показник надійності об'єкта (наприклад, імовірність безвідмовної роботи, коефіцієнт готовності, або коефіцієнт оперативної готовності); $P_{\text{д. min}}$ - мінімальний допустимий показник надійності об'єкта, який забезпечує його окупність протягом нормативного строку T_n ; $П_я$ - показник якості об'єкта (системи); $П_{\text{я. д. min}}$ - допустимий мінімальний показник якості, який забезпечує ефективне використання об'єкта (системи).



Для забезпечення потрібного рівня експлуатації зрошувальних мереж ще на стадії їх проектування необхідно обґрунтувати питання забезпечення не тільки конструктивної і експлуатаційної надійності, але і питання екологічної надійності, щоб навантаження від водогосподарської системи на природний комплекс не перевищувало допустимі рівні.

Приклад 13.1. Насосний агрегат являє собою послідовне з'єднання таких основних елементів: насос, електродвигун, напірна засувка, масляний вимикач, трансформатор. Якщо імовірність безвідмовної роботи електродвигуна 0,98; насоса 0,97; напірної засувки 0,97; масляного вимикача 0,99; і трансформатора 0,99, то яка буде безвідмовність насосного агрегату в цілому при незалежності подій.

Розв'язання. Розрахунок виконуємо за формулою (13.34)

$$P_{на} = \prod_1^n (P) = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,90.$$

Приклад 13.2. У насосній станції встановлено чотири насоси. Під час максимальної потреби води відмова одного з насосів призводить до закінчення подачі води частині водоспоживачів. Контролюючи, встановили, що перший насос відмовив два рази протягом 8760 г, другий і третій – по два рази протягом 12080 г, а четвертий – один раз – протягом 8000 г.

Визначити середню інтенсивність відмов насосної станції і імовірність безвідмовної роботи (максимальної подачі води) насосної станції за $t = 720$ г (1 місяць) за умови, що для насосів є справедливим експоненціальний закон надійності.

Розв'язання. Визначаємо середню інтенсивність відмов, (Γ^{-1}), кожного з насосів:

$$\lambda_1 = n_1/t_1 = 2/8760 = 2,283 \cdot 10^{-4};$$

$$\lambda_2 = \lambda_3 = n_2/t_2 = 2/12080 = 1,655 \cdot 10^{-4};$$

$$\lambda_4 = n_4/t_4 = 1/8000 = 1,25 \cdot 10^{-4}.$$

Середня інтенсивність відмов насосної станції визначається за формулою (13.31)

$$\lambda_c = \sum_{i=1}^N \lambda_i = 2,283 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 1,655 \cdot 10^{-4} + 1,25 \cdot 10^{-4} = 6,84 \cdot 10^{-4} \Gamma^{-1}.$$

За формулою (13.30) визначаємо імовірність безвідмовної роботи насосної станції за $t = 720$ г

$$P(t) = e^{-\lambda_c t} = e^{-6,84 \cdot 10^{-4} \cdot 720} = 0,611.$$

Потрібна надійність експлуатації насосних станцій водогосподарських систем повинна забезпечуватися:

в процесі проектування:

- резервуванням насосного обладнання;
- використанням агрегатів різної потужності;



- наявністю незалежних джерел енергопостачання і декількох ліній водоводів;
- застосуванням перемикаючих колекторів і запірно-запобіжної арматури в необхідній кількості;
- створенням запасних і резервних ємностей.

в процесі будівництва

- використанням високоякісних матеріалів і обладнання;
- забезпеченням потрібної якості робіт і ретельного контролю при прийманні готових споруд;

в процесі експлуатації:

- натурними (контрольно-здавальними) випробуваннями нового обладнання, що вводиться в експлуатацію; об'єм, своєчасність і правдивість проведення випробувань дозволяє отримати дійсні параметри агрегатів, виявити найбільш економічні режими і уточнити експлуатаційні характеристики;
- виконанням правил технічної експлуатації і інструкцій постачальників обладнання;
- постійним контролем за станом споруд і обладнання; це дозволяє своєчасно виявляти початок появи багатьох дефектів і ненормальностей у роботі окремих вузлів і механізмів і передбачити заходи, що забезпечують усунення цих дефектів;
- організацією ремонтів і якісним їх проведенням; від правильної організації і своєчасності ремонтів або заміни окремих частин, стан яких вже не відповідає надійній експлуатації, залежить, який строк ще пропрацює насосний агрегат до наступного ремонту і з якими параметрами;
- реконструкцією вузлів і обладнання споруд, переходом на більш надійні і прогресивні системи, заміною застарілих конструкцій;
- навчанням і підготовкою експлуатаційного персоналу, що піднімає технічний рівень обслуговування;
- винахідницькою роботою на даній насосній станції.

13.2. Експлуатація насосних станцій. Поточний і капітальний ремонт.

Основне призначення насосної станції полягає в надійній безаварійній роботі відповідно з графіком водоспоживання, при цьому безпечна робота обслуговуючого персоналу можлива лише при досконалій технічній експлуатації насосної станції [21, 25, с.399-405; 31, с. 284]. Використання планової системи технічної експлуатації (ПСТЕ) дозволяє з успіхом долати труднощі експлуатації. ПСТЕ передбачає регулярний догляд за спорудами, гідромеханічним і енергетичним обладнанням станції; нагляд за його збереженням і працездатністю; періодичні огляди, обслуговування і ремонти цих об'єктів.



З метою накопичення фактичних даних про роботу споруд, основного і допоміжного обладнання насосної станції передбачається ведення журналу оглядів і обслуговування, журналу оперативного обліку роботи насосної станції з записами показів приладів і журналу щомісячного обліку роботи насосної станції.

В перші місяці експлуатації насосної станції ретельно слідкують за фундаментами агрегатів, осадка яких може призвести до перекосів агрегату, зміни зазорів, центрування осей, зносу елементів обладнання і призвести до аварії. При появі недопустимої вібрації вала агрегату, трубопроводу або інших частин насосної установки, при металевому шумі і інших несправностях необхідно зупинити насосний агрегат і ліквідувати несправність. При роботі насосного агрегату ведеться нагляд за його навантаженням за допомогою амперметра або ватметра, температурою підшипників і сальників, справністю систем змащування і охолодження, нормальною роботою агрегату і систем живлення електричним струмом. В автоматизованих насосних станціях з цією метою передбачені відповідні системи захисту обладнання, їх періодичні перевірки і налагодження.

При періодичних оглядах рекомендується перевіряти:

- рівні мастила у підшипниках;
- стан колектора, контактних кілець і щіток (не повинно бути стуку, іскріння, підгоряння);
- потрапляння мастила на обмотки електродвигунів;
- стан, положення і роботу усіх реле і апаратури автоматики, засобів вимірювання і контролю;
- стан компенсаторів, фланцевих з'єднань і трубопровідної арматури;
- стан сальників насосів (при нормальній роботі крізь сальник просочується не більше $2000 \text{ см}^3/\text{год}$ (50...60 крапель у хвилину) води;

Відповідно з призначенням і особливостями стаціонарних насосних станцій виділяють такі елементи технічного обслуговування: щомісячне технічне обслуговування (МТО), періодичне технічне обслуговування (ПТО), сезонне технічне обслуговування (СТО), технічне обслуговування при збереженні.

Ревізію обладнання зрошувальної насосної станції проводять після закінчення поливів. При цьому перевіряють:

- усі споруди і обладнання насосної станції;
- стан поверхонь проточної частини насосів і особливо їх робочих коліс;
- допустимість зазорів і ущільнень робочих коліс;
- стан підшипників і сальників;
- стан укріплення робочих коліс на валу насоса, значення поздовжніх і поперечних люфтів роторів насосів, їх соосність з роторами електродвигунів.

Після закінчення зрошувального сезону проводиться консервація обладнання на зимовий період. Усі трубопроводи повинні бути випорожнені, за-

твори і засувки відкриті, їх поверхні тертя і не пофарбовані поверхні змащені вазеліном. Ревізія і консервація основного і допоміжного обладнання виконується за інструкціями заводів-виробників. Електричні прилади і пристрої, які не допускають дії негативних температур, а також електроконтактні і пружинні манометри і вакуумметри повинні бути демонтовані і зберігатися в опалюваних приміщеннях при позитивних температурах відповідно з вимогами заводів-виробників. Вентилятори загальної вентиляції і жалюзі решітки повинні бути закриті щитами.

Щебеневі касетні фільтри водозабірних споруд повинні бути підняті з пазових конструкцій і звільнені від щебеню. Касети і пазові конструкції необхідно очистити від мулу і іржі, відремонтувати і пофарбувати бітумним лаком. Водозабірні касети необхідно зберігати під наметом.

При підготовці насосної станції до поливного сезону розробляють річний план-графік оглядів, обслуговування і ремонтів насосно-силового обладнання. Графік складається на базі розрахункових нормативів або за даними спостережень.

- профілактичний огляд (О) проводиться через 150...300 годин роботи обладнання;

- періодичне технічне обслуговування (ТО) проводиться через 1500 годин роботи обладнання, а якщо напрацювання за зрошувальний період менше, то ТО проводять разом з сезонним обслуговуванням при підготовці обладнання до зимового зберігання;

- поточний ремонт (ПТ) передбачається через 720...2400 годин роботи обладнання;

- капітальний ремонт виконують через 2...5 років.

При проведенні оглядів можлива зупинка роботи агрегатів на 3...6 годин. Технічне обслуговування займає не менше доби.

Тривалість роботи обладнання визначають, виходячи з заданого графіка водоспоживання, кількості одночасно працюючих насосних агрегатів, черговості їх пусків (у перший рік експлуатації черговість пусків насосних агрегатів приймається відповідною їх номерам) і заданої кількості годин роботи насосної станції на протязі доби. З метою рівномірного зносу обладнання щорічно виконують переналагодження системи автоматичного управління для зміни черговості вмикання агрегатів.

Поточний ремонт проводять для запобігання аварій і передчасного зносу обладнання насосної станції. Цей ремонт включає усунення дрібних пошкоджень і несправностей. Всі роботи по поточному ремонту поділяються на дві групи: не передбачуваний ремонт в терміновому порядку і профілактичний ремонт, який планується за часом і об'ємом його виконання. Поточний ремонт виконується силами експлуатаційного персоналу насосної станції або силами ремонтних бригад. Під час проведення профілактичного огляду і ремонту обладнання складають докладну відомість помічених несправностей, журнал огляду агрегату і ремонту обладнання.



При профілактичному щомісячному огляді необхідно звертати особливу увагу на гвинтові з'єднання (гайки з'єднувальних фланців валів і ін.), які обертуються, а також на болтові з'єднання рознімання корпусу насоса, фланцеві з'єднання всмоктувальних ліній, букси сальників і інші деталі насоса.

Під час огляду електродвигуна необхідно слідкувати, щоб двигун був чистим і в нього не потрапляли вода і масло. Продувати машину сухим повітрям необхідно не рідше одного разу на місяць. Особливо ретельно необхідно слідкувати за чистотою підшипників, обмоток, масляних ванн, контактних кілець, колектора, щіток, провідників струму і вентиляційних каналів.

Чистоту масла перевіряють при профілактичному огляді не рідше одного разу в місяць – показником для заміни масла є потемніння його кольору, накопичення в ньому води та бруду або підвищене нагрівання підшипників. Заміну масла необхідно виконувати не рідше одного разу на півроку для електродвигунів і не рідше одного разу в квартал для насосів.

План капітального ремонту обладнання складають на основі даних профілактичних оглядів і контролю енергетичних характеристик насосного агрегату. В процесі капітального ремонту виконують заміну зношених конструкцій, вузлів і деталей. За економічними міркуваннями іноді доцільно замість капітального ремонту встановлювати нові насосні агрегати, які мають більш високий к.к.д.

При зупиненому насосі перевіряють і при необхідності замінюють: робоче колесо, підшипники (у великих вертикальних насосів перевіряють стан підшипника і величину зазору між вкладишем підшипника і шийкою вала); торцеве гумове ущільнення, вкладиш гумового підшипника. Якщо в період експлуатації насосного агрегату помічено потрапляння води в масляні ванни, то при проведенні капітального ремонту необхідно дослідити охолоджувач масла на відсутність протікання. Охолоджувачі масла випробовують гідравлічним тиском 0,3 МПа на протязі 5 хвилин.

По закінченні капітального ремонту насосний агрегат включають під навантаження і через 72 години роботи його зупиняють. Якщо після того при огляді не виявляють дефектів, то складається акт про введення агрегату в експлуатацію.

13.3. Регулювання роботи гідравлічних і аеродинамічних машин.

В процесі експлуатації насосних, вентиляційних і компресорних установок виникає необхідність регулювання продуктивності роботи цих машин. Питання регулювання продуктивності вентиляторів і компресорів розглянуто в розділі 11. Умови регулювання подачі насосів визначаються призначенням і типом насосної станції.

Витрата рідини в водопровідній мережі змінюється в залежності від потреб. Штучну зміну подачі і напору, які створюються насосами, відповідно до потреб мережі називають *регулюванням подачі насосної станції*. Основне

регулювання – *ступінчасте* (дискретне), шляхом зміни кількості працюючих насосів. *Плавне* регулювання відцентрових насосів може бути *якісне* – шляхом зміни частоти обертання вала насоса і *кількісне* – шляхом дроселювання по

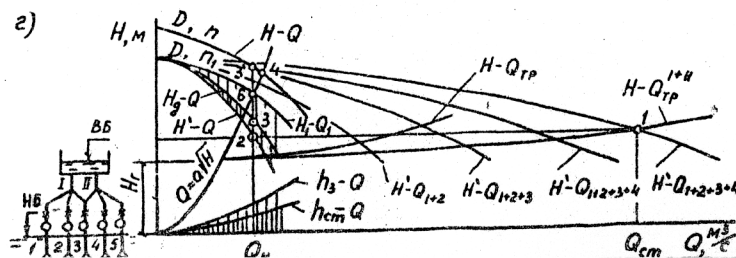
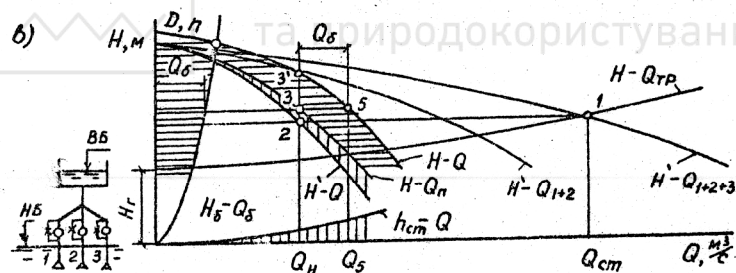
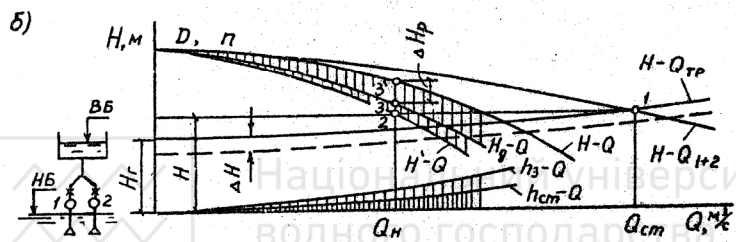
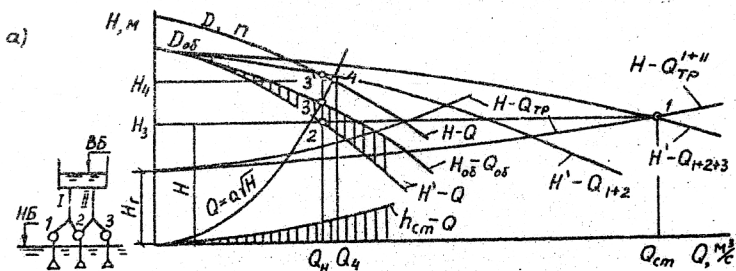


Рис. 13.2. Розрахункові графіки паралельної роботи насосів: а – при зміні частоти обертання або об точці робочого колеса; б – при регулюванні дроселюванням; в – при регулюванні перепуском через бай пас; г – при комбінованому регулюванні

Національний університет
та природокористування

Таблиця 13.1 – Регулювання подачі насосів.

Способи регулювання	Вид характеристик ККД регулювання Енергетична характеристика	Методи реалізації регулювання	Умови використання
Зміна частоти обертання	$\eta_p = \eta; \eta_{нв} = \eta_p \eta_{дв}$, вигідно 	Плавне регулювання: двигун постійного струму, гідромufta, індукторна муфта ковзання, тиристорний перетворювач, двигун з фазним ротором.	Від n_1 до n_2 відповідно з вимогами заводу.
Обточування робочого колеса	$\eta_p = \eta$, зменшується на 1-2%, вигідно 	Виконується обточування на заводах, або у водогосподарських організаціях	Допустиме обточування 7-20% в залежності від η_s .
Дроселювання затвором	$\eta_p = \eta H_3 / H_3'$, не вигідно 	Ручне регулювання в процесі експлуатації, слідкуючий привід затвора	Ел.привід затвора витримує 200 циклів пуск-зупинка
Обвідна лінія навколо насоса (байпасування)	$\eta_p = \eta Q_3 / (Q_3 + Q_6)$, не вигідно 	Ручне регулювання в процесі експлуатації	Знос засувки байпаса із-за вібрації і кавітації
Комбіноване регулювання	$\eta_p = \eta$, не вигідно 	У складі АСУ, коли інші способи непридатні	Плавна зміна частоти обертання до $n_{доп1}$.
Зміна діаметру трубопроводу	$\eta_p = \eta$, не вигідно 	Заміна трубопроводу	При реконструкції ЗС.

Продовження таблиці 13.1 – Регулювання подачі насосів.

Аналітичний вираз для регульованої характеристики	Визначення координат робочої точки	Розрахунок за заданими параметрами $Q_{3a\partial}$, $H_{3a\partial}$.
$H_1 = H_{\phi} (n_1/n)^2 - s_{\phi} Q_1^2$, $H_2 = H_{\phi} (n_2/n)^2 - s_{\phi} Q_2^2$.	$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi 1} - H_{\Gamma}}{s_{\phi} + s_{mp}}}$, $H_{\phi 1} = H_{\phi} (n_1/n)^2$, $H_A = H_{\phi} (n_1/n)^2 - s_{\phi} Q_1^2$.	$n_1 = n \sqrt{\frac{H_{3a\partial} + s_{\phi} Q_{3a\partial}^2}{H_{\phi}}}$
$H_{o\partial m} = H_{\phi 1} - s_{\phi} Q_{o\partial m}^2$, $H_{\phi 1} = H_{\phi} (D_{o\partial m}/D)^2$.	$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi 1} - H_{\Gamma}}{s_{\phi} + s_{mp}}}$, $H_A = H_{\phi 1} - s_{\phi} Q_{o\partial m}^2$.	$D_{o\partial m} = D \sqrt{\frac{H_{3a\partial} + s_{\phi} Q_{3a\partial}^2}{H_{\phi}}}$
$H_{mp} = H_{\Gamma} + (s_{mp} + s_{3ac}) Q_{mp}^2$, $S_{3ac} = H_{3ac} / Q_{3a\partial}^2$, $H_{3ac} = H_{3'} - H_{3a\partial}$.	$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi} - H_{\Gamma}}{s_{\phi} + s_{mp} + s_{3ac}}}$, $H_{3'} = H_{\phi} - s_{\phi} Q_A^2$, $H_3 = H_{\Gamma} + s_{mp} Q_A^2$.	$V = Q_{3a\partial} / (\pi D^2 / 4)$, $\zeta_{3ac} = H_{3ac} / (V^2 / 2g)$, a/D – відносне відкриття засувки – визначається з таблиць в залежності від ζ_{3ac} .
$H = H_{\phi 1} - s_{\phi 1} Q^2$, $H_{\phi 1} = H_{\phi} [1 - s_{\phi} / (s_{\phi} + s_{\phi})]$, $S_{\phi 1} = (H_{\phi 1} - H_{3a\partial}) / Q_{3a\partial}^2$.	$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi 1} - H_{\Gamma}}{s_{\phi 1} + s_{mp}}}$, $H_A = H_{\phi 1} - s_{\phi 1} Q_A^2$.	$Q_{\phi} = \sqrt{(H_{\phi} - H_{3'}) / s_{\phi} - Q_{3'}}$, $s_{\phi} = H_{3a\partial} / Q_{\phi}^2$; $H_{\phi} = s_{\phi} Q^2$; $\Sigma \zeta = \zeta_{mp} + 4 \zeta_{\kappa} + \zeta_{3ac} + \zeta_{\text{вн}}$, $V_{\phi} = \sqrt{\frac{2g H_{3a\partial}}{1,1 \Sigma \zeta}}$; $d_{\phi} = \sqrt{\frac{4 Q_{\phi}}{\pi V_{\phi}}}$.
$H = H_{\phi 1} - s_{\phi} Q^2$, $H_{mp} = H_{\Gamma} + (s_{mp} + s_{3ac}) Q_{mp}^2$, $H_{\phi 1} = H_{\phi} (n_1/n)^2$.	$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi 1} - H_{\Gamma}}{s_{\phi} + s_{mp} + s_{3ac}}}$, $H_{3'} = H_{\phi} - s_{\phi} Q_A^2$, $H_{\phi} = H_{\phi 1} - s_{\phi} Q_A^2$, $H_3 = H_{\Gamma} + s_{mp} Q_A^2$.	
$H_{mp} = H_{\Gamma} + s_{mp 1} Q_{mp}^2$	$Q_A = \sqrt{\frac{H_{\phi} - H_{\Gamma}}{s_{\phi} + s_{mp 1}}}$, $H_A = H_{\Gamma} + s_{mp 1} Q_A^2$.	$H_3 = H_{3a\partial} = H_{\phi} - s_{\phi} Q_{3a\partial}^2$, $s_{mp 1} = \frac{H_{3a\partial} - H_{\Gamma}}{Q_{3a\partial}^2}$.

Регулювання параметрів насосної установки шляхом дроселювання-засувкою напірної лінії насоса.

При регулюванні подачі насоса дроселюванням частина напору ΔH_p втрачається в прикритій засувці $H_{зас} = \Delta H_p$. При цьому подача насоса становить Q_n , а напір в трубопроводі після засувки

$$H_{тр} = H_3 = H_{з'} - H_{зас}. \quad (13.39)$$

Швидкість води в напірній лінії насоса

$$v_k = 4 Q_n / (\pi D_n^2), \quad (13.40)$$

де D_n – діаметр напірної лінії насоса.

Коефіцієнт гідравлічного опору засувки знаходять за формулою

$$\zeta_3 = 2gH_{зас} / (v_k^2). \quad (13.41)$$

За значенням ζ_3 , користуючись даними довідників, визначають відносне відкриття засувки a/D .

Регулювання подачі насосної установки байпасуванням

При цьому способі регулювання подачі насоса здійснюється перепуск частини рідини, яка подається насосом, через обвідну лінію (байпас) назад у всмоктувальний трубопровід насоса. Перепуск рідини відбувається при напорі на байпасі, який дорівнює H_3 . При цьому напорі подача насоса становить Q_5 , рис. 13.2в. Тоді витрата байпаса

$$Q_{\bar{o}} = Q_5 - Q_n. \quad (13.42)$$

Приймають для коефіцієнтів опору байпаса наступні значення: вхід $\zeta_{вх} = 1,5$; чотири повороти труби по 90° $\zeta_{пов} = 4 \cdot 0,29 = 1,16$; засувка на байпасі $\zeta_3 = 0,12$; вихід $\zeta_{вих} = 1,5$; тоді загальний опір байпаса $\Sigma \zeta = 4,28$. Середня швидкість води в байпасі $v_{\bar{o}}$ визначається з рівняння

$$H_3 = 1,1 \Sigma \zeta v_{\bar{o}}^2 / (2g), \quad (13.43)$$

тобто

$$v_{\bar{o}} = \sqrt{\frac{2gH_3}{1,1\Sigma\zeta}}. \quad (13.44)$$

Тоді діаметр байпаса

$$d_{\bar{o}} = \sqrt{\frac{4Q_{\bar{o}}}{\pi v_{\bar{o}}}}. \quad (13.45)$$

Значення $d_{\bar{o}}$ заокруглюють в більшу сторону до найближчого значення за сортаментом сталевих труб.

Комбіноване регулювання параметрів насосної установки

В деяких випадках значного зменшення подачі насосної установки при заданому напорі H_3 неможливо досягти тільки зміною частоти обертання робочого колеса, тому застосовують додаткове дроселювання напірною засувкою. Приймають, що приблизно $0,5\Delta H_p$ регулюється зміною частоти обертання робочого колеса і $0,5\Delta H_p$ - шляхом дроселювання засувкою.



Для визначення потрібної частоти обертання робочого колеса до ординати точки 3, рис 13.2в, додають $0,5\Delta H_p$ і отримують точку 6 з заданими параметрами Q_n і H_6 , причому

$$H_6 = H_3 + 0,5\Delta H_p. \quad (13.46)$$

За параметрами Q_n і H_6 знаходять необхідне значення частоти обертання робочого колеса n_1 .

Приймаючи втрати напору в засувці при дроселюванні $H_{зас} = 0,5\Delta H_p$, визначають необхідне відкриття засувки за попередньою методикою

Способи регулювання подачі насосів і аналітичні залежності для їх розрахунків приведені в таблиці 13.1.

Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під надійністю об'єкта?
2. Які найбільш поширені показники надійності?
3. Що характеризує і чим оцінюється безвідмовність об'єкта?
4. Що характеризує і чим оцінюється ремонтпридатність об'єкта?
5. Що характеризує і чим оцінюється довговічність об'єкта?
6. Що характеризує і чим оцінюється зберезуваність об'єкта?
7. За якими залежностями визначаються показники надійності?
8. Яка основна задача експлуатації насосної станції?
9. Які перевірки стану обладнання виконують при профілактичних оглядах?
10. Які роботи передбачають при поточних і капітальних ремонтах?
11. Яка періодичність проведення оглядів, поточних і капітальних ремонтів?
12. Яка мета регулювання подачі насосної станції?
13. Які існують способи регулювання подачі насосної станції?
14. Як визначити нову частоту обертання або обточений діаметр робочого колеса при заданих подачі і напорі насоса?
15. Як визначити необхідне відносне відкриття засувки для забезпечення заданих параметрів роботи насоса?
16. Чому регулювання параметрів насоса засувкою є неекономічним?
17. Як визначити діаметр байпаса при регулюванні подачі насоса?
18. Як визначити діаметр обвідної (байпасної) лінії для заданих параметрів роботи насоса?
19. Коли застосовується комбіноване регулювання подачі насоса?



СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Долгачев Ф.М., Лейко В.С. Основы гидравлики и гидропривод: М.: Стройиздат, 1981.- 183 с.
2. Драганов В.Х., Долінський А.А., Міщенко А.В., Письменний Є.М., Теплотехніка. – Київ: ІНКОС, 2005.- 504 с.
3. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
4. ДСТУ 3503-97. Насоси. Основні технічні показники та характеристики рідинних насосів. Терміни, визначення та позначення.
5. ДСТУ. 3809-98. Компресори. Терміни та визначення.
6. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. –Київ; Одесса: Вища школа, 1985.- 264 с.
7. Егорушкин В.Е., Цеплович В.И. Основы гидравлики и теплотехники.- М.: Машиностроение, 1980.-268 с.
8. Залуцкий Э.В., Петрухно А.И. Насосные станции, Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов,- К.: Выща шк., 1987.- 167 с.
9. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы.- Л.: Машиностроение, 1986.-280 с.
10. Исаев А.П., Сергеев В.А., Дидур В.А. Гидравлика и механизация сельскохозяйственных процессов.- М.: Агропромиздат, 1990.-400с.
11. Карасев Б.В. Насосные и воздухоудные станции.- Минск: Высшая школа, 1990.- 326 с.
12. Карелин В.А., Минаев А.В. Насосы и насосные станции: учеб. для вузов.- М.: Высш.шк., 1986.- 320 с.
13. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М.:Машиностроение, 1983.- 168 с.
14. Карелин В.Я., Новодережкин Р.А. Насосные станции гидротехнических систем.- М.: Энергия, 1990,- 288 с.
15. Кнэпп Р., Дейли Дж.Хэммит Ф. Кавитация.- М.: Мир, 1974.-687с.
16. Козелков В.П., Ефимочкин А.Ф. Механизм кавитации центробежного насоса на неустановившихся режимах.// В сб. «Гидродинамика лопаточных машин и общая механика», Выпуск 1, Воронеж,1971.
17. Конеченков А.Е., Матвеев Ю.Б. Ветроэнергетика Украины. Факты и комментарии. - Киев, 2001.-16 с.
18. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей. М.: ГИТЛ.,1951 – 108 с.
19. Кострюков В.А. Основы гидравлики и аэродинамики.- М.: Высшая школа,1975.- 220 с.
20. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт. Справочное пособие.- М.: Машиностроение,1977.-184 с.
21. Лысов К.И., Чаюк И.А., Мускевич Г.Е. Эксплуатация мелиоративных насосных станций.- М.: Агропромиздат, 1988.- 255 с.



22. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодувки, компресори): Підручник. - Львів: „Магнолія плюс”, видавець В.М.Піча, 2005.- 340 с.
23. Москалюк И.С. Применение ветронасосных установок в сельском хозяйстве Молдавии.- Кишинев, Картя молдаვენяскэ, 1972.-84 с.
24. Мхитарян Н.М. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников. Опыт и перспективы.- Киев: Наукова думка, 1999.- 320 с.
25. Насосы и насосные станции. Под ред. В.Ф.Чебаевского.-М.: Агропромиздат, 1989.- 416 с.
26. Насосы. Справочное пособие. Пер. с нем. В.В. Малюшенко, М.К.Бобка.-М.: Машиностроение, 1979.- 502 с.
27. Обухов В. Використання відновлюваних джерел енергії.-Одеса, 1999.
28. Петрик А.Д., Подласов А.В., Евреенко Ю.П. Насосы и мелиоративные насосные станции.- Львов, Выща школа, 1987.- 168 с.
29. Повышение надежности оросительных систем / И.И.Науменко, А.В.Подласов, А.М.Сидоренко и др.; - Киев: Урожай, 1989.-96 с.
30. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. -М.: Стройиздат, 1990.- 336 с.
31. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок. Под ред. Н.Ф.Чебаевского.- М.: Колос, 1982.- 320 с.
32. Романюк В.В., Вербицкий Г.П., Колотило та ін. Гідравлічні та аеродинамічні машини. К., 1997.- 176 с.
33. Срібнюк С.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії і застосування: Навчальний посібник. – Київ: Центр навчальної літератури, 2004.- 328 с.
34. Степанов М.Н. Гідравлічні машини. - Київ: Вища школа, 1973.-124 с.
35. Усаковский В.М. Водоснабжение в сельском хозяйстве .- М.: Агропромиздат, 1989.-280 с.
36. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984.- 416 с.
37. Шевелев Ф.А., Шевелев А.Ф. Таблицы для гидравлического расчёта водопроводных труб.- М.: Стройиздат, 1984.- 116 с.
38. Эксплуатация насосных станций осушительных систем Украины / А.С. Вельбик, В.М. Григорьев, В.А. Земба и др.- Киев: Урожай, 1995 -223 с.
39. Энергосбережение при работе насосных станций оросительных и осушительных систем Украины / В.В. Леявский, А.С. Вельбик, В.Н. Григорьев и др. - Киев: Світ, 1999.- 144 с.
40. Эрозия. Под ред. К Прис – М.: Мир, 1982.- 464 с.
41. Яхно О.М., Таурит Т.Г., Грабар И.Г.Ветроэнергетика: конструирование и расчет ВЭУ: Учебное пособие.- Житомир: ЖГТУ, 2002.- 255 с.



ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖ- ЧИК

А Аеродинамічна характеристика вентилятора 185

-- безрозмірна 185, 187

Б Байпас 136, 237

Безвідмовність 221

В Вакуум-насос 146

Вентилятори 10, 174

- відцентрові 174

- осьові 175

- прямоточні 176

- смерчові 176

- дахові 177

- вихрові 176

- діаметральні 176

Випробування (дослідження) насосів 69

- параметричні 69

- кавітаційні 80

Висота всмоктування допустима 83

- геометрична 23

-- поршневого насоса 140

Відводи насосів 50

Вітроенергетичні установки

196

Водопідйомник стрічковий

161

-шнуровий 161

Висота всмоктування 128

-допустима геометрична 128

Втрати напору 102

- потужності 26

Г Газліфтний насос (ерліфт) 158

Гідравлічна п'ята 57, 58

Гідравлічний таран 162

Д Дефіцитність подачі 106

Діаметр трубопроводу 122

-економічно найвигідніший 122

Довговічність 221

Дроселювання 236, 237

Е Ежектор 158

Екологічні аспекти вітроенергетики 219

Експлуатація насосних станцій 231

Електродвигуни 129

- асинхронні 129

- синхронні 131

Енергія вітру 196, 199

Ерліфт 158

Ерозія 78

З Закручування потоку перед робочим колесом 47

Збережуваність 222

Зведений графік полів насосів 98

І Індикаторна діаграма 137

Інжектор 158

Інтенсивність відмов 224

К Кавітація 74

Кавітаційний запас 25, 81

Кінцеві ущільнення вала 52

Класифікація вітрів 197, 198

- вітроенергетичних установок 201

-гідравлічних і аеродинамічних машин 12

- насосів 13

- відцентрових насосів 15

Коефіцієнт використання потужності вітродвигуна 201

Коефіцієнт корисної дії вентилятора 184



- - - компресора 185
- - - термодинамічний 185
- - - ізотермічний 185
- - - ізоентропічний 185
- - - насоса 26
- - - гідралічний 26
- - - механічний 27
- - - об'ємний 26
- подачі вентилятора 186
- потужності вентилятора 187
- осьового зусилля 56
- стиснення потоку 62
- тиску вентилятора 186-
- швидкохідності 91
 - Компресори 178
 - відцентрові 178
 - осьові 179
 - поршневі 182
 - роторні 181
- Конструкція вітропідвигунів
 - вітронасосних установок
- Крива пропорційності 94

202

204

М Моделювання 89

Н Надійність 221

- Напір 22
 - геодезичний 23
 - середньозважений 121
 - дійсний 64
 - розрахунковий 125
 - теоретичний 64
- Напірні водоводи 119
- Напрямний апарат 51
- Насоси боковоанальні 154
 - відцентрові 29
 - - типу В 30
 - - Д 29
 - - К 27
 - - ЦНС, ЦН 32

- з електромагнітним при-
водом (вібраційні) 155
- мембранні 144
- напівосьові (діагональні)

17

- об'ємні 135
- осьові 17
- - типу ОПГ 45
- поршневі 136
- ротаційні 145
- - аксіально-поршневі 151
- - гвинтові 149
- - радіально-поршневі 125
- - шестеренні 147
- - шибєрні 150
- струминні 156
- шнекові 160

Насосна станція 118

- водопровідна 118
- для водовідведення 118
- дренажна 118
- меліоративна
- Насосна установка 22
- Номер вентилятора 188

О Обточування робочого колеса 96

Охолодження компресора 182

П Параметри гідралічних і аеро- динамічних машин 22

- вентиляторів і компресорів 183
- гідродвигунів 163
- надійності 221
- об'ємних гідромашин 109
- Підводи насосів 47
- Підшипники 55
- Плани (трикутники) швидкостей 62
- Повітряні ковпаки 141
- Повертання лопатей 42
- Подача вентилятора 183
- компресора 185





Вступ.....	3
1. Види гідравлічних і аеродинамічних машин.....	6
1.1. Стислі історичні відомості про розвиток гідравлічних і аеродинамічних машин.....	6
1.2. Поняття про гідравлічні машини та установки.....	10
1.3. Класифікація гідравлічних і аеродинамічних машин.....	11
1.4. Будова, принцип дії, маркування і області застосування насосів	15
2. Насосна установка. Конструкції лопатевих насосів.....	22
2.1. Схема насосної установки.....	22
2.2. Основні параметри гідравлічних і аеродинамічних машин.....	22
2.3. Конструкції лопатевих насосів.....	27
2.4. Конструктивні елементи лопатевих насосів.....	47
2.5. Переваги і недоліки відцентрових, осьових і напівосьових насосів.....	58
3. Основи теорії лопатевих насосів, характеристики відцентрових насосів.....	61
3.1. Рух рідини у робочому колесі відцентрового насоса.....	61
3.2. Основне рівняння лопатевих насосів.....	63
3.3. Характеристики лопатевих насосів.....	68
4. Висота усмоктування насосів.....	74
4.1. Кавітація і її особливості.....	74
4.2. Кавітаційні характеристики.....	80
4.3. Визначення відмітки осі насоса.....	84
4.4. Способи попередження та послаблення кавітації.....	85
5. Подібність лопатевих насосів.....	89
5.1. Закони подібності. Формули подібності.....	89
5.2. Коефіцієнт швидкохідності та його зв'язок із формою робочих коліс.....	91
5.3. Зміна частоти обертання та обточування робочих коліс. Перерахунок характеристик насоса.....	94
5.4. Універсальні характеристики насосів.....	97
6. Сумісна робота насосів і водогонів.....	102
6.1. Характеристика ліній установки і визначення режиму роботи насоса.....	102
6.2. Нестійка робота відцентрового насоса (помпаж).....	105
6.3. Паралельна робота насосів.....	106
7. Аналіз режимів роботи насосів і водогонів.....	112
7.1. Послідовна робота однакових і різних насосів.....	112
7.2. Робота насоса на розгалужений водогін.....	115
7.3. Вплив коливання води в джерелі водозабору на режим роботи насоса.....	116



8. Насосні станції.....	118
8.1. Призначення і типи насосних станцій.....	118
8.2. Напірні водоводи.....	119
8.3. Визначення режимів роботи, розрахункових витрат і напорів..	120
8.4. Електричний привід насосів.....	128
9. Об'ємні насоси.....	135
9.1. Параметри об'ємних гідромашин.....	135
9.2. Типи, принцип дії та конструкції об'ємних гідромашин.....	136
10. Насоси тертя і гідравлічні двигуни.....	154
10.1. Типи та особливості роботи насосів тертя.....	154
10.2. Гідравлічні двигуни.....	163
11. Конструкції, параметри і характеристики аеродинамічних машин.....	174
11.1. Конструкції і принцип дії аеродинамічних машин.....	174
11.2. Параметри вентиляторів, повітрорудних машин і компресорів.....	183
11.3. Характеристики аеродинамічних машин.....	185
11.4. Робота аеродинамічних машин на мережу.....	189
12. Вітроенергетичні установки.....	196
12.1. Вітер як джерело енергії.....	196
12.2. Елементи теорії використання енергії вітру.....	197
12.3. Конструкції вітроенергетичних установок.....	201
12.4. Розвиток вітроенергетичних установок.....	209
13. Експлуатація гідравлічних і аеродинамічних машин.....	215
13.1. Параметри надійності експлуатації.....	215
13.2. Експлуатація насосних станцій. Поточний і капітальний ремонт.....	225
13.3. Регулювання роботи гідравлічних і аеродинамічних машин..	228
Список використаної літератури.....	234
Предметний покажчик.....	236
Зміст.....	239



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Навчальне видання

Герасимов Генріх Григорович

ГІДРАВЛІЧНІ ТА АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

Підручник



Друкується в авторській редакції

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Підписано до друку 10.01.2008 р. Формат 60×84 1/16
Папір друкарський № 1. Гарнітура Times. Друк різнографічний.
Ум.-друк. арк. 14,0 .Обл.-вид. арк.14,7.
Тираж 180 прим. Зам. № 796.

*Редакційно-видавничий центр
Національного університету
водного господарства та природокористування
33028, Рівне, вул. Соборна, 11.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного
реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої
продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.*