

621.5(075)

Ш 37

Національний технічний
університет України
«Київський
Політехнічний
Інститут»



С. П. Шевчук
О. М. Попович
В. М. Світлицький

**Насосні, вентиляторні
та пневматичні установки**



621.5(075)
УЗЗ

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

С. П. Шевчук
О. М. Попович
В. М. Світлицький

Насосні, вентиляторні та пневматичні установки

Підручник

*Затверджено Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів,
які навчаються за напрямом підготовки «Електромеханіка»*

016 ВІТУ



448632

Київ
НТУУ «КПІ»
2010

УДК 621.5/6(075.8)
ББК 31.56я73
ШЗ7

Гриф надано Міністерством освіти і науки України
(Лист № 1/11-8686 від 20.10.2009 р.)

Рецензенти:

О. М. Яхно, д-р техн. наук, проф., Засл. діяч науки і техніки України,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

С. М. Пересада, д-р техн. наук, проф.,
заступник голови підкомісії з електромеханіки
Міністерства освіти і науки України

А. В. Барановський, начальник електромеханічного відділу,
Державний науково-дослідний проектно-конструкторський і проектний інститут
вугільної промисловості «УКРНДІПРОЕКТ»

Відповідальний редактор

С. В. Зайченко, канд. техн. наук,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

Авторський колектив:

С. П. Шевчук, д-р техн. наук, проф. – вступ; розділи 1–15; 17–22
(спільно з *О. М. Поповичем*);

О. М. Попович, канд. техн. наук, доц. – вступ; розділи 1–15; 17; 23
(спільно з *С. П. Шевчуком*);

В. М. Світлицький, д-р техн. наук, проф. – розділ 16

Шевчук С. П.

ШЗ7 Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: підруч. /
С. П. Шевчук, О. М. Попович, В. М. Світлицький. – К.: НТУУ «КПІ»,
2010. – 308 с. – 100 пр.

ISBN 278-966-622-363-3

Розглянуто основні принципи побудови машин для напірного переміщення рідин і газів – нагнітачів, що використовуються для спорудження та експлуатації підземних споруд міст, метрополітену, шахт, кар'єрів, рудників, виробництв нафтового комплексу. Проаналізовано й вивчено їх основні властивості, характеристики, інженерні методи розрахунків основних параметрів та проектування установок на основі цих машин, визначення та оптимізації їх техніко-економічних характеристик.

Для студентів вищих технічних навчальних закладів.

УДК 621.5/6(075.8)
ББК 31.56я73

448633

ISBN 278-966-622-363-3

© С. П. Шевчук, О. М. Попович,
В. М. Світлицький, 2010

НТБ ВНТУ
м. Вінниця

КНИГОЗДАВНИЦТВО

Вступ

Сучасний період розвитку людства – це період науково-технічної революції. Стрімко зростають обсяги промислового виробництва, масштаби техногенного впливу на навколишнє середовище. Усе це супроводжується демографічним вибухом. Підґрунтям для таких процесів, безперечно, є досягнення науки, яка теж бурхливо розвивається. Ці процеси взаємно прискорюють один одного, створюючи «критичну масу» сучасного інтенсивного розвитку. Якщо дослідити динаміку процесів розвитку людства протягом його історії, то можна переконатися, що повільний, поступовий розвиток змінився на вибухоподібний в історичному сенсі зовсім недавно, кілька сторіч тому, з початком розвитку технічної цивілізації. З огляду на минуле робиться аналіз процесів, що відбулися та екстраполюються закономірності розвитку. Те, що доводиться спостерігати, непокоїть. Планетарні масштаби діяльності людства або знищать Планету, або розвиток буде розширюватись у Всесвіті, або кількісні зміни приведуть до якісних змін самого людства. Останній варіант з елементами другого найбільш бажаний і, якщо вдасться подолати сучасний критичний період, найбільш імовірний. Ознаки якісних змін спостерігаються вже тепер. Це тенденції бережливого, ощадливого ставлення до природи. Переосмислення ролі людини не як царя природи, а як однієї з її ланок, тісно пов'язаної з іншими. В техніці ці тенденції виявляються в намаганні підвищити ефективність наявних матеріальних та енергетичних ресурсів, використанні поновлювальних джерел енергії, у впровадженні безвідходних технологій, застосуванні екологічної експертизи технічних проєктів та переході до інформаційних технологій. Модель майбутнього буде визначатися результатами боротьби нових тенденцій зі старими, екстенсивного розвитку в усіх сферах людської діяльності, в кожній галузі техніки.

Технічна цивілізація почалася з переходом від ремісництва до мануфактурного, індустріального виробництва, яке неможливе без застосування машин та механізмів. Серед перших, опанованих людством, були машини

для напірного переміщення рідини та газів. Попри те, що застосування їх почалося давно, але й на тепер вони широко використовуються як у побуті, так і у промисловому виробництві. Потужності таких машин коливаються від ватів до мегаватів. Сучасні насоси, вентилятори, компресори є одними з основних споживачів виробленої електроенергії. Тому увага до раціональності їх конструкції та ефективності використання ними енергії має бути належною. Інша особливість цих машин полягає в тому, що вони часто забезпечують життєво необхідні потреби людства в повітрі, воді, енергоресурсах тощо. Тобто важливе значення має їх надійна та безперерійна робота протягом тривалого часу.

У дисципліні «Насосні, вентиляторні та пневматичні установки» розглядаються основні принципи побудови машин для напірного переміщення рідин та газів – нагнітачів, які використовують під час побудови та експлуатації підземних споруд міст, метрополітенів, шахт, кар'єрів, рудників, виробництв нафтового комплексу. Аналізуються та вивчаються їх основні властивості, характеристики, інженерні методи розрахунків основних параметрів та проектування установок на базі насосів, вентиляторів, компресів, визначення та оптимізації їх техніко-економічних характеристик.

Предметом вивчення дисципліни є теорія турбомашин у сукупній взаємодії з їх зовнішньою мережею, влаштування, характерні параметри та особливості робочих процесів насосних, вентиляторних та пневматичних установок, їх проектування за розрахунком та вибором основного електромеханічного обладнання, енергетичного аналізу, регулювання та оптимізації режимів роботи відповідно до фактичних умов експлуатації. Вивчення цих питань ґрунтується на теоретичній механіці, гідравліці та гідроприводі, аеродинаміці. Суміжними дисциплінами є гірнича справа, розроблення родовищ корисних копалин, експлуатація нафтогазових родовищ, будівництво підземних споруд, електропривод, автоматизація технологічних процесів.

Мета вивчення дисципліни – забезпечення підготовки студентів з ком-

плексу питань теорії, конструктивного влаштування, проектування та експлуатації насосних, вентиляторних і пневматичних установок у промисловості, на транспортні та будівництві, у паливно-енергетичному комплексі.

Завдання вивчення дисципліни полягає у формуванні в студентів системи *знань*:

- фізичні основи, теорія та принципи дії турбомашин;
- особливості конструктивного влаштування установок та машин;
- особливості та порядок експлуатації установок;
- вимоги правил безпеки, побудови і технічної експлуатації;
- основи проектування установок;
- науково-технічні напрями зниження частки ручної праці, покращення охорони довкілля та охорони праці.

Після вивчення дисципліни студенти повинні *вміти*:

- технічно правильно та економічно обґрунтовано обирати установки;
- виконувати розрахунки для визначення оптимальних параметрів установок;
- правильно організовувати запуск і зупинення агрегатів;
- виконувати заміри режимів роботи машин.

Студенти *набувають навичок*:

- виконувати розрахунки з проектування установок, вибирати основне і допоміжне обладнання;
- визначати фактичні режими роботи машин;
- досліджувати та визначати ефективність режимів роботи установок.

Історія розвитку насосних та вентиляторних установок сягає періоду XVI–XVII ст., які використовували для вентиляції підземних виробок та водовідливу з приводом від водяного колеса або парової машини. У 1832 р. російський гірничий інженер генерал-лейтенант О. О. Саблуков застосував для провітрювання шахт відцентровий вентилятор, а в 1835 р. – відцентровий насос для водовідливу.

Широке застосування та розвиток турбомашин припадає на початок

XX ст. і зумовлено впровадженням електричного приводу. В 1930 р. почалося серййне виробництво шахтних вентиляторів головного провітрювання на Горлівському машинобудівному заводі ім. С. М. Кірова, а з 1938 р. освоєно виробництво осьових вентиляторів. Подальше вдосконалення вентиляторних установок здійснювалось Центральним аеродинамічним державним інститутом; у 1951–1955 рр. проектний інститут Дондівровуглемаш та Інститут гірничої справи АН УССР розробили шахтні відцентрові вентилятори типів ВЦД та ВЦО з високими техніко-економічними показниками.

У 1932–1935 рр. розроблено перші вітчизняні конструкції шахтних насосів типів КСМ, ДП, КМН. У 1943–1947 рр. створено високонапірні шахтні насоси АЯП, здатні створювати напори до 600 м.

Перші наукові праці з гірничої справи належать російському академіку Л. М. Ломоносову (1711–1765 рр.). Основоположником російської школи гірничої механіки вважають О. І. Узатис (1814–1875 рр.), який приділив значну увагу механізмам для провітрювання та водовідливу шахт у праці «Курс гірничого мистецтва».

Видатними вченими сучасної гірничої механіки є академік О. П. Герман (1874–1953 рр.), дійсний член АН УССР М. М. Федоров (1867–1945 рр.), який заснував школу гірничих механіків в Україні, дійсний член АН УССР Г. Ф. Проскура. Плідну наукову діяльність ведуть колективи вчених Донецького національного університету, Національного гірничого університету (м. Дніпропетровськ), Івано-Франківського університету нафти і газу, Національного університету України «Київський політехнічний інститут» та інші.

Частина I

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ НАГНІТАЧІВ

1. Загальні питання влаштування нагнітачів та показники їх роботи

1.1. Принципи функціонування нагнітачів

Велику кількість різних конструкцій нагнітачів за принципом дії можна поділити на декілька типів. Розглянемо основні з них.

Машини об'ємної дії. Їх принцип роботи полягає в нагнітання рідини або газу за рахунок примусової зміни об'єму, який вони займали. Такі машини поділяють на *поршневі* та *ротаційні*.

Поршневий нагнітач (з ним майже кожен мав справу, коли підкачував колеса велосипеда) складається з циліндричного корпусу та поршня, що виконує в середині його зворотно-поступальний рух і змінює об'єм (рис. 1.1).

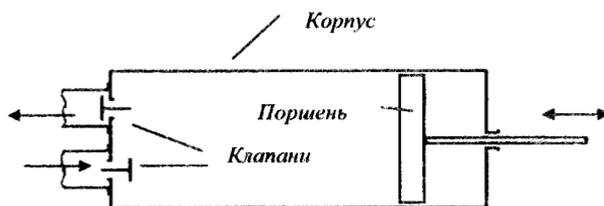


Рис. 1.1. Схема поршневого нагнітача

Залежно від періоду робочого циклу циліндр з'єднується зі всмоктувальним або нагнітальним трактом за допомогою відповідних клапанів. Якщо поршень рухається вправо, відбувається з'єднання з усмоктувальним трактом, циліндр заповнюється рідиною; якщо поршень рухається у зворотному напрямку, циліндр відокремлюється від усмок-

тувального тракту, рідина стискається, циліндр з'єднується з нагнітальним трактом і рідина виштовхується з нього.

У ротаційних нагнітачах об'єм змінюється під час обертового руху одного або кількох рухомих елементів, що виконують функції поршня, наприклад, ротора з пластинами в роторно-пластинчастому насосі або шестерні в шестеренному насосі. Камери, що утворюються внутрішньою поверхнею корпусу та зовнішніми поверхнями рухомих елементів, періодично з'єднуються з усмоктувальним та нагнітальним трактами. У роторно-пластинчастому насосі (рис. 1.2) ротор розміщено з ексцентриситетом відносно корпусу. Внутрішній простір має серпоподібний вигляд. Пластини поділяють його на камери. Ротор обертається за годинниковою стрілкою. Пластини виштовхуються з нього під дією відцентрових сил і ковзають по внутрішній поверхні корпусу. У разі збільшення об'єму камери вона з'єднана з усмоктувальним трактом, а в разі зменшення – з нагнітальним.

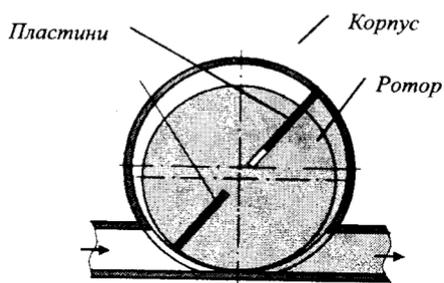


Рис. 1.2. Схема ротаційного нагнітача

Деталі ротаційної машини порівняно з поршневою мають більш складну форму поверхні. Щоб забезпечити ущільнення, їх потрібно точно обробляти. Це збільшує вартість машини. Складна форма ущільнень і їх великі розміри збільшують витікання і тертя, що зменшує ККД порівняно з поршневими машинами. Такі недоліки компенсуються *питомими масогабаритними показниками*, тобто підвищеною в одиниці об'єму або маси продуктивністю чи потужністю. Ці показники для машин об'ємної дії обернено пропорційні часу, за який робоча рідина заповнює внутрішній об'єм машини та витискається з нього, – *часу робочого циклу*. Чим

швидше виконується цикл, тим вищі питомі показники. Для ротаційних машин вони набагато кращі, що зумовлено технічними можливостями досягати значно більшої швидкості завдяки *динамічній зрівноваженості конструкції*. Для пояснення цього феномену розглянемо характер руху, що виконує рухомий елемент у поршневих та ротаційних машинах.

У поршневих машинах поршень нерухомий у крайніх положеннях. Потім він розганяється до максимальної швидкості, гальмується та зупиняється в іншому крайньому положенні, щоб рухатися у протилежному напрямку. Кінетична енергія поршня весь час змінюється, виникають динамічні навантаження, пропорційні добутку маси поршня на його прискорення. Якщо збільшувати швидкість (зменшувати час робочого циклу), то підвищиться прискорення і збільшиться динамічне навантаження в механічних сполученнях, що може вивести машину з ладу. Швидкість рухомих елементів ротаційних машин стала, і відповідно немає ударних навантажень. Конструкція динамічно зрівноважена, максимальна швидкість обмежується лише статичними навантаженнями.

Турбомашини (лопатеві машини). Рідина переміщується за рахунок силової взаємодії з лопаттю робочого колеса. Розрізняють два основні типи турбомашин – осьові та відцентрові.

Конструкція *осьової турбомашини* відома як побутовий вентилятор чи пропелер літака. Основним елементом осьової турбомашини (див. розд. 1.3) є осьове робоче колесо, що складається з маточини та лопатей, закріплених на ній. Зазвичай вони мають профіль крила літака, принцип дії якого можна пояснити аналогією із гвинтом (робочим колесом) та гайкою (рідиною). Коли гвинт обертається, гайка нагвинчується на нього та переміщується в осьовому напрямку. Так само, коли обертається колесо, лопаті вгвинчуються в рідину та змушують її переміщуватися. Напрямок вихідного потоку з робочого колеса збігається з його віссю.

Робоче колесо відцентрової турбомашини (рис. 1.3) можна сформувати з осьового, якщо, залишаючи лопаті перпендикулярними до осі колеса, повернути їх таким чином, щоб вони не створювали потоку в осьовому напрямку. Під час обертання колеса лопаті тиснуть на рідину і змушують її також обертатися. Виниклі відцентрові зусилля переміщують рідину у радіальному напрямку. Вихідний потік із робочого колеса – перпендикулярний до його осі. Край лопаті, на який потік набігає, перебуває біля осі, а край, з якого він збігає, – на максимальному радіусі. Лопаті можуть бути приєднані до маточини

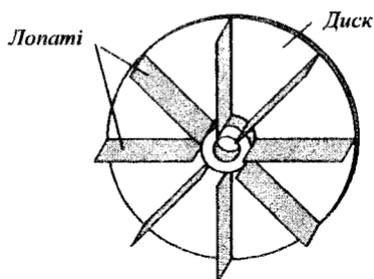


Рис. 1.3. Робоче колесо відцентрової турбомашини

або до диска, що обертається відносно осі, яка проходить через центр та перпендикулярна до його площини. Якщо диск один, то відцентрове колесо напіввідкрите (рис. 1.3); колесо з двома дисками з двох боків лопатей називають закритими

або до диска, що обертається відносно осі, яка проходить через центр та перпендикулярна до його площини. Якщо диск один, то відцентрове колесо напіввідкрите (рис. 1.3); колесо з двома дисками з двох боків лопатей називають закритими

Нагнітачі струминного принципу дії. Вони працюють за рахунок зміни тиску в потоці, зумовленої зміною його швидкості. Прикладом використання в побуті пристрою з таким принципом дії є пульверизатор, що являє собою резервуар з рідиною, у який занурено трубку (рис. 1.4).

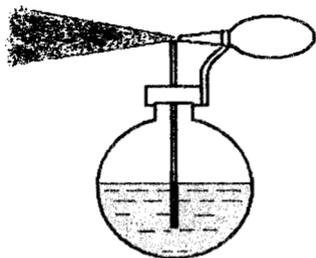


Рис. 1.4. Схема нагнітача струминного принципу дії

Зовнішній отвір трубки розміщено біля отвору гумової груші, з натисканням на яку зі спеціального насадка повітря виштовхується з великою швидкістю. Крізь кінець трубки, що міститься всередині потоку повітря, до нього потрапляє рідина. Якщо потоку повітря немає, рівень рідини у трубці відповідає її рівню в резервуарі, якщо є, статичний тиск

біля зовнішнього отвору трубки зменшується і рідина всмоктується. Статичний тиск у разі збільшення швидкості струменя потоку зменшується відповідно до закону збереження енергії. Повна енергія потоку незмінна. Якщо створити умови для збільшення швидкості потоку (зменшення площі перетину), зростає кінетична енергія, а потенціальна (статичний тиск) відповідно зменшується. За цим принципом працюють струминні насоси (підрозд. 15).

Повітряні підійомники (ерліфти) працюють за наявності статичного напору стовпа рідини. Принцип їх роботи розглянемо на прикладі елементарного побутового пристрою (рис. 1.5), який використовують для аерування та фільтрування води в акваріумах. На їх дні розміщують розпилювач, що перетворює стиснене повітря від компресора в систему бульбашок повітря. Якщо над розпилювачем розмістити скляну трубку лійкою, то бульбашки, потрапляючи до неї, захоплюють воду і разом з нею піднімаються вище від рівня поверхні води.

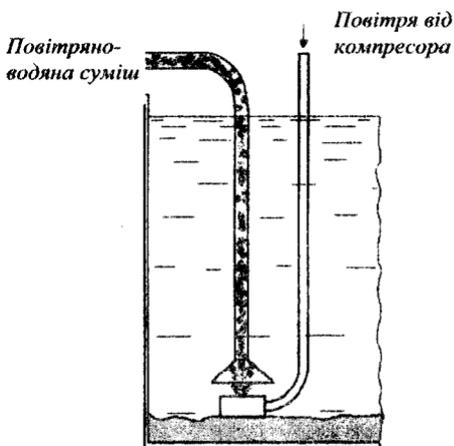


Рис. 1.5. Схема повітряного підійомника

Принцип роботи насоса для відкачування води стає зрозумілим, якщо розглянути трубку з повітряно-водяною сумішшю та акваріум як сполучені посудини. Густина води більша, ніж густина повітряно-водяної суміші, яка витискується на поверхню під дією різниці ваги стовпів води та суміші у трубці. Систему водовідливу побудовано за таким принципом, який розглянуто у розділі 15.

Механізми, побудовані за останніми двома принципами, дуже прості, надійні, не мають рухомих частин, здатні переміщувати забруднені суміші, але мають суттєвий недолік – низький ККД.

1.2. Основні показники роботи нагнітачів

Для переміщення рідин та газів треба вміти обрати найбільш придатну конструкцію нагнітача, узгодити її конструктивні розміри з умовами роботи, забезпечити максимально можливу ефективність роботи та визначити потрібну потужність приводного двигуна. Розглянемо основні показники, що дають змогу кількісно оцінювати роботу нагнітача.

Продуктивність або *подача* – це кількість рідини, яку переміщує машина за одиницю часу, характеризує швидкісні можливості такого переміщення. Залежно від одиниць виміру кількості рідини використовують такі різновиди подачі: об'ємну – Q , м³/с; вагову – G , Н/с; масову – m , кг/с. Зв'язок між цими величинами подібний до зв'язку між об'ємом, вагою та масою: $m = \rho Q$; $G = \rho g Q$, де ρ – густина рідини, g – прискорення вільного падіння.

Тиск або *напір* – це енергія, що передається нагнітачем одиниці кількості рідини, характеризує роботу, яку виконує машина для її переміщення. Наприклад, переміщення рідини по горизонталі потребує значно менших витрат енергії насосом, ніж переміщення її вгору по вертикалі, і відповідно менших напорів. Якщо енергію віднесено до одиниці ваги, то оперують терміном «напір» – H , м (Дж/Н = м); якщо до одиниці об'єму, то використовують термін «тиск» – P , Па (Дж/м³ = кг/м² = Па). Згідно із законом збереження енергії напір (тиск) нагнітача витрачається на отримання рідиною кінетичної енергії, зумовленої швидкістю її руху, потенціальної енергії, обумовленої висотою підняття або рівнем тиску в резервуарі призначення, та на роботу з подолання опору трубопроводу переміщенню рідини.

Терміни «тиск» та «напір» характеризують одну й ту саму фізичну величину різними одиницями виміру: «тиск» – частіше використовують для оцінювання роботи вентиляторів та компресорів, напір – для насосів. Тиск, на відміну від напору, залежить від густини рідини: $P = \rho g H$.

Енергію, що передається рідині, можна визначити як різницю енергії потоку на вході та виході гідравлічної машини. Згідно з рівнянням Бернуллі для елементарного струменя ідеальної рідини питому енергію її потоку, у разі віднесення до одиниці ваги, визначають виразом

$$E_G = \frac{P}{\rho g} + z + \frac{c^2}{2g} = \text{const}, \quad (1.1)$$

де z – геометрична висота перетину потоку відносно площини порівняння, м, або питома потенціальна енергія положення; c – швидкість потоку, м/с; перша складова виразу (1.1) – питома енергія тиску; третя складова – питома кінетична енергія потоку. Одиниця виміру всіх елементів рівняння – метр. Помноживши вираз (1.1) на ρg , отримаємо питому енергію, віднесену до одиниці об'єму:

$$E_V = P + \rho g z + \frac{\rho c^2}{2} = \text{const}.$$

Одиниця виміру всіх елементів рівняння – паскаль. Позначивши індексами 1 та 2 перетини потоку на вході та виході відповідно, визначимо приріст питомої енергії рідини, а саме: напір і тиск нагнітача:

$$H = E_{G2} - E_{G1} = z_2 - z_1 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g};$$

$$P = E_{V2} - E_{V1} = \rho g (z_2 - z_1) + P_2 - P_1 + \rho (c_2^2 - c_1^2) / 2. \quad (1.2)$$

Повний тиск (напір) складається зі *статичного* та *динамічного* тисків (напорів):

$$P = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}}; \quad H = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}}.$$

Статичний тиск – це приріст питомої потенціальної енергії рідини:

$$P_{\text{ст}} = P_2 - P_1 + \rho g (z_2 - z_1); \quad H_{\text{ст}} = z_2 - z_1 + (P_2 - P_1) / \rho g,$$

динамічний – приріст питомої кінетичної енергії:

$$P_{\text{дин}} = \rho (c_2^2 - c_1^2) / 2; \quad H_{\text{дин}} = (c_2^2 - c_1^2) / 2g. \quad (1.3)$$

Корисна потужність – це кількість енергії, якої набуває секундний потік рідини, Вт; характеризує швидкісні можливості передачі енергії рідині машиною:

$$N_{\text{к}} = PQ; \quad N_{\text{к}} = \rho g H Q. \quad (1.4)$$

Коефіцієнт корисної дії гідравлічної машини характеризує ефективність, з якою вона перетворює механічну енергію, що споживається з приводного вала, в гідравлічну енергію потоку рідини:

$$\eta = N_{\text{к}} / N, \quad (1.5)$$

де N – потужність на валу, Вт.

Повний (загальний) ККД гідравлічної машини визначають як добуток трьох складових, відповідно гідравлічного, об'ємного, механічного ККД:

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{м}}. \quad (1.6)$$

Гідравлічний ККД враховує гідравлічні втрати – ту частину набутої потоком енергії, яка витрачається на пересилування гідравлічного опору руху рідини в каналах гідравлічної машини:

$$\eta_{\text{г}} = 1 - H_{\text{г}} / H_{\text{т}}; \quad \eta = 1 - P_{\text{г}} / P_{\text{т}},$$

де індекс г – гідравлічні втрати; індекс т – теоретичні напір і тиск, тобто ті їх значення, які були б в ідеальній машині, у якій немає втрат, і

вся енергія, що передається робочим колесом рідині, передається нею назовні.

Об'ємний ККД ураховує частину енергії, набутої потоком, яка втрачається внаслідок втрат рідини крізь нещільності (витоки) та внаслідок циркуляційних потоків повернення рідини з виходу на вхід машини (перетоки). Це повернення зумовлено недосконалістю конструкції або спеціальними заходами для підвищення ефективності машини, наприклад відведенням частини рідини для компенсації осьового зусилля у відцентрових турбомашинах,

$$\eta_o = Q/Q_T = 1 - q/Q_T,$$

де Q_T – теоретична подача; q – втрати (витікання та перетікання).

Механічний ККД ураховує втрати енергії внаслідок тертя в механічних з'єднаннях:

$$\eta_m = 1 - N_{\text{тер}}/N,$$

де $N_{\text{тер}}$ – потужність механічного тертя.

Гідродинамічна потужність – потужність, що передається робочим колесом рідині, $N_{\text{гд}} = N - N_{\text{тер}}$,

$$N_{\text{гд}} = \rho g Q_T H_T.$$

1.3. Елементи конструктивного влаштування осьової та відцентрової турбомашин

Відцентрова турбомашин (рис. 1.6, 1.7) складається з робочого колеса 1, на якому закріплено лопаті 2 приводного вала 3, пристрою для підведення рідини – всмоктувального патрубка 4, спірального равлик-оподібного пристрою для відведення рідини 5, дифузора – нагнітального патрубка 6.

Потік рідини підводиться до робочого колеса в осьовому напрямку, а потім змінює його в міжлопатевих каналах на радіальний. До початку

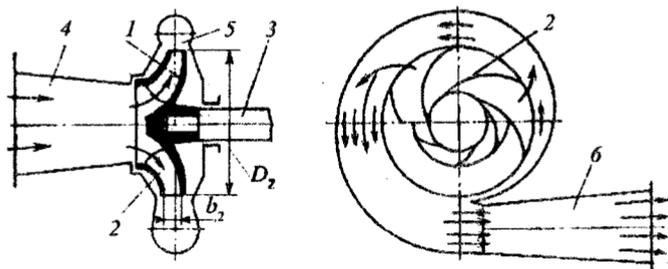


Рис. 1.6. Відцентрова турбомашина одностороннього всмоктування:
 D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса; b_2 – ширина лопаті на виході.

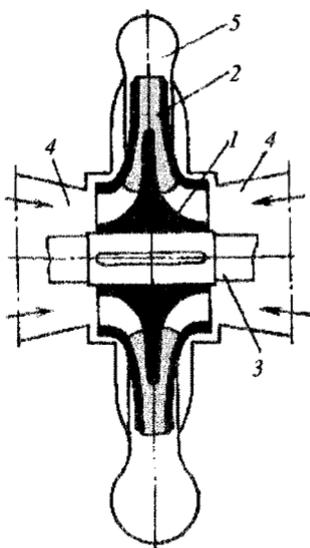


Рис. 1.7. Відцентрова турбомашина двостороннього всмоктування

роботи турбомашина має бути заповнена рідиною. Робоче колесо обертається, відбувається силова взаємодія між лопатями та рідиною, яка виштовхується на периферію, де створюється надлишковий тиск. У центрі відбувається розрідження, унаслідок якого рідина переміщується від усмоктувального патрубку до колеса. Відцентрові турбомашини можуть мати робочі колеса одностороннього (рис. 1.6) або двостороннього (рис. 1.7) всмоктування. Останні створюють більші подачі. Крім того, цим конструкціям не притаманні додаткові радіальні зусилля на робоче колесо, що зумовлено різницею тисків на передній та задній диски (підрозд. 13.2), унаслідок чого мають менші знос підшипників

та механічне тертя, більше значення механічного ККД.

Осьова турбомашина (рис. 1.8) складається з робочого колеса / з

лопатями 2, закріпленого на валу 3; кожуха 4 з вхідним пристроєм – колектором 5; переднього обтікача 6; вихідного пристрою – напрямного апарата 7; дифузора 8; заднього обтікача 9. По кільцевому простору між внутрішнім діаметром кожуха і діаметром втулки проходить рідина, тому його називають проточною частиною турбомашини. Наведемо коментарі відносно призначення та особливостей деяких елементів конструкції.

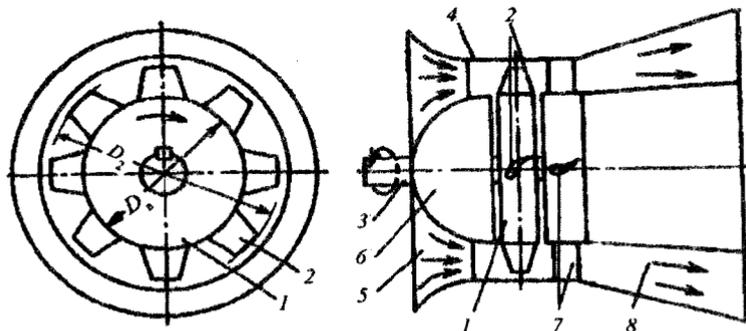


Рис. 1.8. Осьова турбомашинна:

D_1 – зовнішній діаметр робочого колеса; D_2 – діаметр втулки колеса.

Пристрій для підведення рідини (всмоктувальний патрубок, колектор) підводить рідину до робочого колеса з максимально рівномірним полем швидкості потоку рідини по його перетину.

Передній обтікач зменшує завихрювання потоку рідини на вході та забезпечує безударний її вхід в проточну частину (забезпечує поступову зміну швидкості потоку без різких її перепадів). В осьові турбомашини встановлюють спеціальний обтікач, а у відцентрових він виконується в комплексі з робочим колесом.

Робоче колесо – це обертовий елемент конструкції, що являє собою сукупність сумісно працюючих лопатей.

Лопать робочого колеса – крило з округленою набіглою на потік частиною та із загостреною збіжною.

Напрямний апарат призначено для розкручування потоку рідини, що виходить з робочого колеса закрученим, може бути інтерпретовано як нерухоме осьове робоче колесо з лопатями, що займають фіксоване положення, якщо не відбувається регулювання, або мають змогу встановлюватися під змінними кутами для регулювання.

Пристрій для відведення рідини призначено для збирання потоку, що виходить з робочого колеса з великою швидкістю, перетворення кінетичної енергії потоку (динамічного напору) в потенціальну енергію (статичний напір), відведення рідини до нагнітального патрубка або, у випадку багатокілісних машин, до наступного робочого колеса. У відводі осьових машин потік може розкручуватись, і внаслідок плавного розширення він має дифузорний характер, тобто – швидкість знижується, а тиск зростає.

Дифузор – канал, площа перетину якого збільшується, використовують для подальшого зниження швидкості потоку та перетворення кінетичної енергії його руху в потенціальну енергію (статичний тиск, напір).

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. У чому полягає принцип роботи машини об'ємної дії?
2. Чим відрізняється склад поршневої та ротаційної машин об'ємної дії?
3. Що треба знати для визначення продуктивності машини об'ємної дії за відомого об'єму робочої камери?
4. Яка машина, поршнева чи ротаційна, може забезпечити більшу подачу за однакових об'ємів робочої камери і чому?
5. У чому полягає принцип роботи турбомашини?
6. Який кут між віссю робочого колеса і напрямком виходу потоку з робочого колеса осьової і відцентрової турбомашини?
7. У чому полягає принцип роботи машини струминної дії?
8. У чому полягає принцип роботи ерліфту?
9. Що таке подача і напір турбомашини?

2. Кінематика потоку рідини в міжлопатевих каналах робочих коліс

Найпоширенішим типом нагнітачів є турбомашини. Це зумовлено їх порівняно високими показниками споживацьких властивостей: вартістю, надійністю, енергоефективністю, питомими масогабаритними показниками. Ці машини широко використовуються як насоси, вентилятори. Специфіку їх конкретного використання розглянуто в наступних розділах, а цей розділ присвячується аналізу їх загальних властивостей та закономірностей. Знання теорії дозволить визначати характеристики турбомашин залежно від геометричних розмірів та частоти обертання, аналізувати параметри експлуатаційного режиму і проектувати установки на базі розглядуваної машини.

Вивчення кінематики дозволяє визначити зв'язок між значенням вектора швидкості потоку в різних ділянках міжлопатевих каналів робочих коліс та їх геометричними розмірами. Це дасть змогу отримати вираз для продуктивності турбомашини, а потім, маючи вираз для напору, визначити основну характеристику турбомашини – напірну: зв'язок між напором та продуктивністю.

Залежно від напрямку потоку рідини на виході відносно осі обертання робочого колеса турбомашини поділяють на осьові, відцентрові та проміжного типу – меридіональні (діагональні). Робочі колеса цих машин з позначенням напрямку потоку на вході та виході схематично зображено на рис. 2.1. Показано кут α – кут між віссю робочого колеса та потоком на виході з нього. Коли цей кут прямий – відцентрове колесо, нульовий – осьове, за його проміжного значення – діагональне робоче колесо.

Рух рідини в проточних каналах робочих коліс турбомашини має складний просторовий характер. Для спрощення аналізу тривимірну мо-

дель течії потоку замінюють двовимірною, яку отримують з розгляду певних перетинів машини. На плоских зображеннях каналів робочого

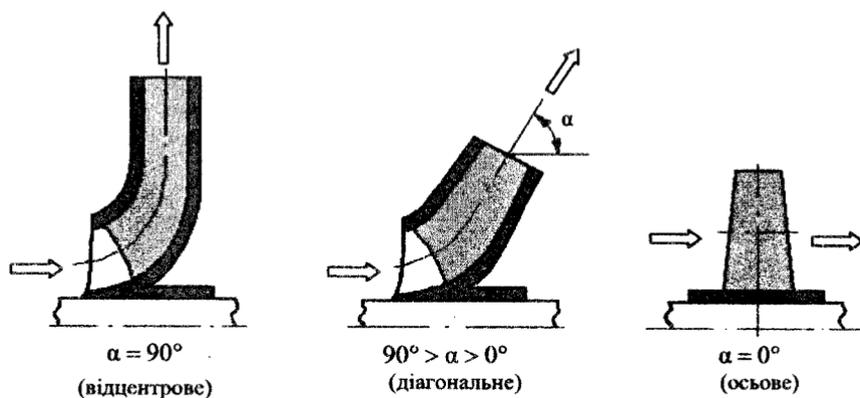


Рис. 2.1. Схеми робочих коліс турбомашин

колеса швидкість усереднюють по ширині каналів, що утворені сусідніми лопатями.

2.1. Відцентрове робоче колесо

Відцентрове робоче колесо (рис. 2.2, а) має передній та задній диски. Двовимірна модель течії рідини аналізується в площині перетину I–I (рис. 2.2, б), де зображено міжлопатеві канали, перетини лопатей, сукупність яких називають *радіальною (круговою) решіткою*; позначено напрямок обертання робочого колеса та вхідний і вихідний кути лопатей β_1 , β_2 – між дотичними до кіл решіток та до лопатей у їх вхідних та вихідних кромках відповідно. Ці кути характеризують форму лопатей, що суттєво впливає на кінематику потоку. Залежно від величини кута β_2 робочі колеса розрізняють: з лопатями, загнутими назад, – $\beta_2 < 90^\circ$ (рис. 2.2, б, в); з радіальними лопатями – $\beta_2 = 90^\circ$ (рис. 2.2, з, д); з лопа-

тями, загнутими вперед, – $\beta_2 > 90^\circ$ (рис. 2.2, *e*). Лопаті виконують тонкими (листовими) (рис. 2.2, *б, г, д, e*) та профільованими (рис. 2.2, *в*).

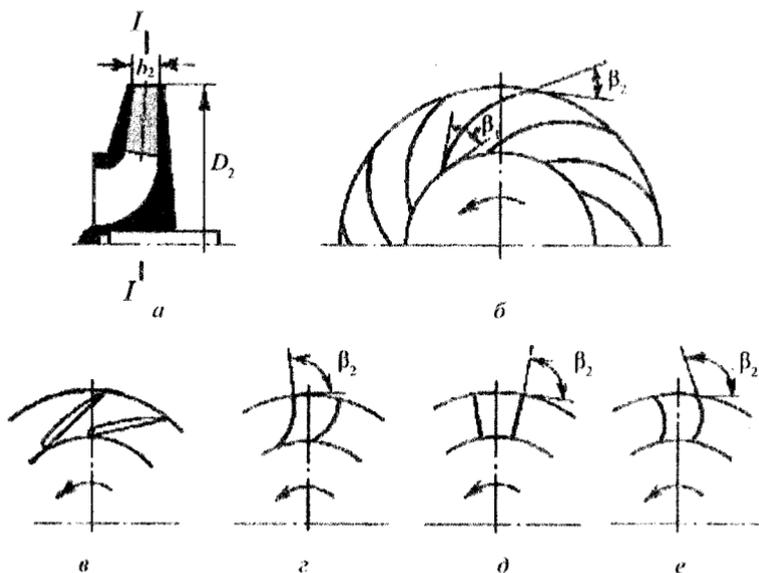


Рис. 2.2. Відцентрове робоче колесо:

a – основні розміри; *б* – радіальна (кругова) решітка з лопатями, загнутими назад; *в* – профілі крилоподібних лопатей, загнутих назад; *г, д* – профілі радіальних листових лопатей; *e* – профілі листових лопатей, загнутих уперед

Плани швидкостей (трикутники швидкостей) частинок рідини робочого колеса є зображенням складових вектора швидкості потоку. На рис. 2.3 ці складові зображено на круговій решітці відцентрового робочого колеса з лопатями, загнутими назад. Вони допомагають аналізувати зв'язок швидкості потоку з геометричними розмірами. Частинки рідини в каналах відцентрового робочого колеса виконують складний рух: вони переміщуються в радіальному напрямку під дією відцентрових сил і обертаються разом з робочим колесом. Траєкторію їх руху позначено пунктирною лінією. Під час аналізу *вектор абсолютної швидкості*

потоків \vec{c} розглядають як суму двох складових – вектора *переносної* \vec{u} та *відносної* \vec{w} швидкостей: $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$.

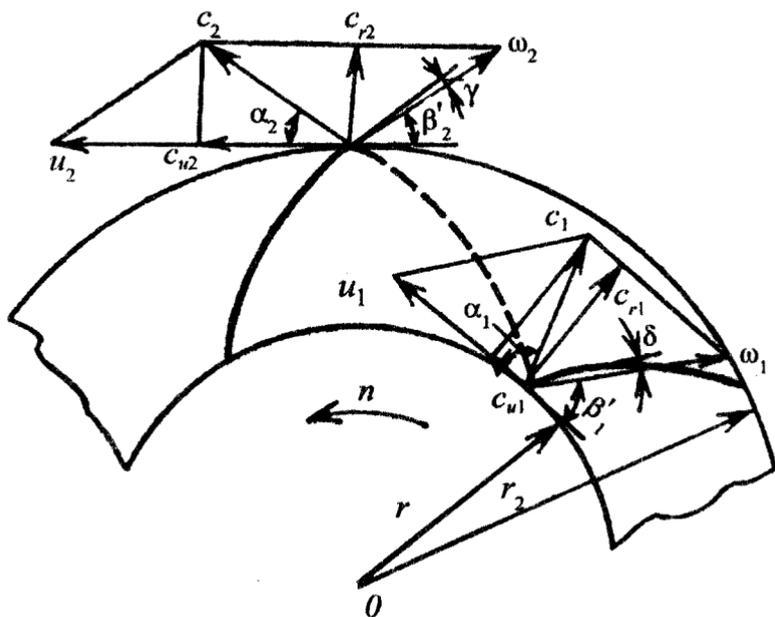


Рис. 2.3. Плани швидкостей частинок рідини відцентрового робочого колеса

Переносна швидкість – це швидкість частинки рідини, що приєднана до лопаті робочого колеса і обертається разом з ним. Вона напрямлена в бік обертання по дотичній до кола радіусом r , на якому розміщено цю частинку, $u = 2\pi r n / 60$, де n – швидкість обертання, об/хв.

Відносна швидкість – це швидкість частинки рідини відносно міжлопатєвого каналу. Вона напрямлена приблизно по дотичній до його осі в бік руху. Кут між відносною швидкістю та дотичною до кола решітки позначено через β' , він не збігається з кутом лопаті β внаслідок вихоревого руху рідини в міжлопатєвому просторі. Різницю вхідного кута ло-

паті та *вхідного кута потоку* називають *кутом атаки* $\delta = \beta_1 - \beta'_1$, різницю вихідного кута лопаті та *кута потоку на виході* – *кутом відставання потоку* $\gamma = \beta_2 - \beta'_2$; їх значення залежать від режиму роботи та геометричних розмірів.

Проекції вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної швидкості c_u (кут між ними позначено через α) та на радіальний напрямок c_r , показано на рис. 2.3. Індексами 1 та 2 позначено величини на вході та виході робочого колеса відповідно. Вирази для цих проекцій мають вигляд

$$c_{r1} = c_1 \sin \alpha_1; \quad c_{r2} = c_2 \sin \alpha_2; \quad c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1; \quad c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2.$$

Теоретичну продуктивність відцентрового робочого колеса можна визначити, виходячи зі швидкості потоку на виході та з площі каналу, через який цей потік проходить. Потік, що виходить з відцентрового робочого колеса, перпендикулярний до його осі – це радіальна проекція вектора абсолютної швидкості на виході c_{r2} (рис. 2.3). Канал, крізь який потік виходить, має форму кільця з шириною лопаті на виході b_2 та діаметром D_2 . Теоретична продуктивність ідеального робочого колеса, де немає втрат і потік у міжлопатевому просторі інтерпретується як елементарний струмінь ($\delta = 0$; $\gamma = 0$), має вираз

$$Q_T = c_{r2} \pi D_2 b_2 \psi_1, \quad (2.1)$$

де $\psi_1 < 0$ – коефіцієнт стиснення потоку лопатями робочого колеса.

2.2. Осьове робоче колесо

Осьове робоче колесо нагнітача (рис. 2.4) змушує потік рухатись в осьовому напрямку і закручує його в напрямку обертання. Двовимірна модель течії рідини аналізується в площині циліндричної поверхні раді-

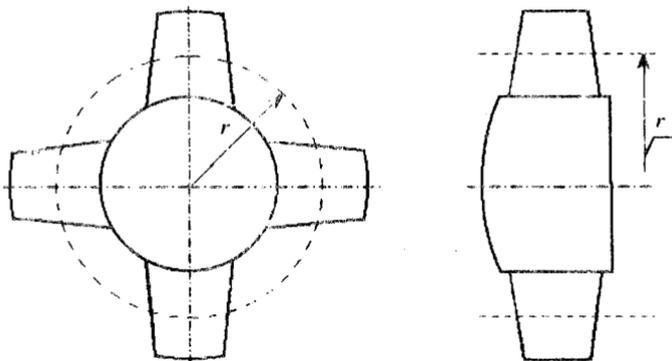


Рис. 2.4. Осьове робоче колесо

усом r (рис. 2.4), яка виконує умовний розтин робочого колеса. Розгортаючи цю циліндричну поверхню розтину, отримуємо *плоску решітку профілів робочого колеса*, де зображено міжлопатеві канали та перетини лопатей (рис. 2.5). Швидкість *відносного руху* рідини вздовж решітки: на вході – ω_1 , на виході – ω_2 . Швидкість *переносного руху* рідини – u . Якщо потік до входу в робоче колесо не закручується, абсолютна швидкість потоку c_1 дорівнює швидкості руху частинок рідини вздовж осі робочого колеса – *осьовій швидкості* c_a : $\vec{c}_1 = \vec{c}_a$. Унаслідок цього вектор осьової швидкості на вході робочого колеса перпендикулярний до вектора переносної швидкості \vec{u} і відповідно *трикутник швидкостей* на вході є прямокутним (рис. 2.5). На виході ситуація змінюється внаслідок викривлення потоку, що проходить крізь решітку робочого колеса, – потік відхиляється в бік обертання. Вектор абсолютної швидкості на виході \vec{c}_2 не збігається з вектором осьової швидкості. На рисунку показано проекцію вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної – c_u . Трикутник швидкостей на виході в загальному випадку не є прямокутним, $\vec{c}_2 = \vec{\omega}_2 + \vec{u}$. Для осьової турбомашини радіус решітки на вході дорівнює радіусу на виході: $r_1 = r_2 = r$ і, відповідно, переносна швидкість

не змінюється також: $\bar{u}_1 = \bar{u}_2 = \bar{u}$. Крім того, на підставі рівняння нерозривності потоку для нестисливої рідини можна записати: $c_{a1} = c_{a2} = c_a$.

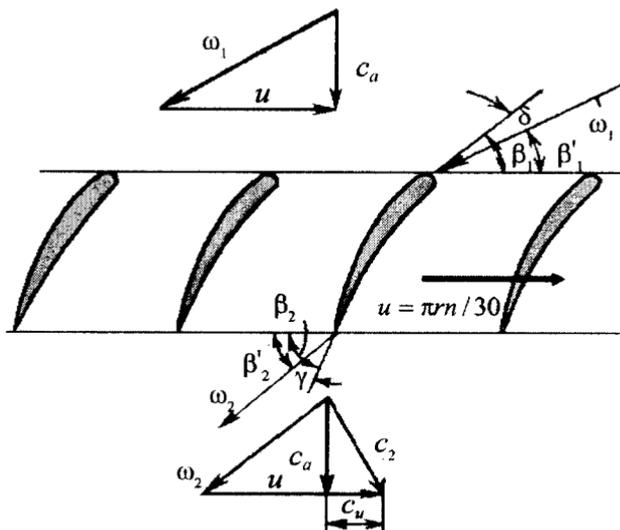


Рис. 2.5. Решітка і трикутники швидкостей осевого робочого колеса:
 β_1, β_2 – кути входу та виходу лопатей; β'_1, β'_2 – кути входу та виходу потоку;
 δ, γ – кути атаки та відставання потоку

Аналізуючи кінематику потоку осевої турбомашини, можна зробити висновок, що коли відносна швидкість на вході більша, ніж на виході ($\omega_1 > \omega_2$), швидкість потоку зменшується і, як і в дифузорі, динамічний напір перетворюється в статичний. Таку решітку називають *дифузornoю*. Зі збільшенням відносної швидкості решітка – *конфузorna*, у разі незмінності ($\omega_1 = \omega_2$) – *активна*.

Теоретичну продуктивність осевого робочого колеса визначають, виходячи з осевої швидкості та площі проточної частини турбомашини (див. рис. 1.8):

$$Q_T = c_a \pi (D_2^2 - D_8^2) / 4. \quad (2.2)$$

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Як отримано двовимірну площину дослідження кінематики в міжлопатевому просторі осьової і відцентрової турбомашин?*
- 2. Який напрямок мають вектори переносної та відносної швидкостей?*
- 3. Чим відрізняються вхідні і вихідні кути лопатей від вхідних і вихідних кутів потоку?*
- 4. Які площі та швидкості дозволяють визначити теоретичні продуктивності осьового та відцентрового робочих коліс?*
- 5. Що враховує коефіцієнт стиснення потоку?*

3. ДИНАМІКА ТУРБОМАШИН

3.1. Основне енергетичне рівняння турбомашини

Основними показниками роботи нагнітача є продуктивність та напір. Характеристика, що встановлює взаємозв'язок цих параметрів, дозволяє оцінити можливості машини та прийняти обґрунтоване рішення про її практичне використання. Для отримання такої *теоретичної напірної характеристики* в попередньому розділі сформульовано вирази теоретичної продуктивності. Не вистачає виразу для напору, який можна отримати, сформувавши основне енергетичне рівняння турбомашини.

Основне енергетичне рівняння встановлює зв'язок між енергією (напором, тиском), що передається потоку ідеальним робочим колесом та параметрами потоку.

Ідеальне робоче колесо (теоретичне робоче) – це таке колесо, яке всю енергію з приводного вала повністю передає рідині, тобто не відбувається втрат у машині. Розглянути саме ідеальне колесо потрібно для того, щоб отримати якісні вирази напірної характеристики та аналізувати основні її властивості.

Для отримання основного енергетичного рівняння турбомашини застосуємо струминну теорію, яку називають ще теорією Ейлера (на ім'я її фундатора Леонарда Ейлера). Ця теорія дозволяє отримати якісну картину процесів унаслідок припущень, що потік складається із сукупності елементарних струменів розмежованих нескінченно тонкими лопатями; відносна швидкість завжди дотична до лопаті ($\delta = 0$, $\gamma = 0$, $\beta_1 = \beta'_1$, $\beta_2 = \beta'_2$).

Застосуємо *теорему про зміну кількості руху матеріальної системи* для аналізу процесів у відцентровому робочому колесі (рис. 2.3). Відповідно до неї за сталого руху рідини, що перетікає через робоче колесо, за одиницю часу *приріст моменту кількості руху рідини відносно осі обер-*

тання робочого колеса дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, що впливають на потік. Оскільки розглядається момент відносно осі обертання, то врахуванню підлягає силова взаємодія лопатей робочого колеса з потоком, що визначається моментом на приводному валу машини.

Кількість руху рідини, що проходить через машину, пропорційна добутку масової продуктивності та часу t , протягом якого проводиться оцінка. Згідно з рис. 2.3 моменти кількості руху рідини на вході та виході відцентрової турбомашини можна визначити так:

$$K_1 = mtc_1 \cos \alpha_1 r_1 = mtc_{u1} r_1; \quad K_2 = mtc_2 \cos \alpha_2 r_2 = mtc_{u2} r_2,$$

де m – масова продуктивність. Відповідно до теореми момент зовнішніх сил M дорівнює приросту моменту кількості руху за одиницю часу:

$$M = \frac{d}{dt}(K_2 - K_1) = m(c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1). \quad (3.1)$$

Помножимо ліву та праву частини виразу (3.1) на кутову частоту обертання ω , поділимо на m і з урахуванням того, що $\omega r = u$, отримаємо енергію, яка передається одиниці маси рідини, або теоретичний напір, m^2/c^2 :

$$H_{T1} = \frac{M\omega}{m} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}. \quad (3.2)$$

Теоретичний напір (m) і теоретичний тиск (Па) визначають за виразами:

$$H_T = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) / g; \quad (3.3)$$

$$P_T = \rho g H_T = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (3.4)$$

Вирази (3.2)–(3.4) – різні форми *основного рівняння робочого колеса турбомашини – рівняння Ейлера*.

Проаналізуємо зв'язок кінематики потоку з набутою ним питомою

енергією (напором). Для цього на рис. 2.3 розглянемо прямокутний трикутник, утворений кінцями векторів \bar{c}_2 , \bar{c}_{u2} , \bar{u}_2 . З огляду на те, що $\bar{c}_2 - \bar{u}_2 = \bar{w}_2$, справедливе співвідношення

$$\omega_2^2 = (u_2 - c_{u2})^2 + (c_2 \sin \alpha_2)^2 = u_2^2 - 2u_2 c_{u2} + c_2^2. \quad (3.5)$$

Для трикутника швидкостей на вході аналогічно

$$\omega_1^2 = u_1^2 - 2u_1 c_{u1} + c_1^2. \quad (3.6)$$

Визначимо $u_2 c_{u2}$ і $u_1 c_{u1}$ з виразів (3.5) і (3.6), підставимо їх у рівняння (3.2) і перетворимо його:

$$H_{r1} = (u_2^2 - u_1^2)/2 + (\omega_1^2 - \omega_2^2)/2 + (c_2^2 - c_1^2)/2.$$

Третій доданок цього рівняння згідно з виразом (1.3) характеризує динамічний напір – приріст кінетичної енергії рідини. Перші два доданки відповідно характеризують статичний напір – приріст потенціальної енергії. У випадку осевої турбомашини, коли $u_1 = u_2$, статичний напір створюється завдяки дифузорному ефекту в решітці робочого колеса за рахунок зменшення відносної швидкості:

$$H_{ст} = (\omega_1^2 - \omega_2^2)/2.$$

Рівняння Ейлера внаслідок застосування системи припущень дає змогу отримати лише якісну картину досліджуваного процесу. Фактичний напір менший за теоретичний за рахунок вихрового руху рідини в каналах робочого колеса машини. Отримати більш точні результати можна за *вихровою теорією* (фундатор М. Є. Жуковський), коли враховується циркуляційний рух рідини. Відносну швидкість у каналах робочого колеса розглядають як сукупність швидкості рідини відносно нерухомого колеса, швидкості вихрового руху рідини в каналах унаслідок обертання решітки (обумовленої інерцією рідини) та швидкості циркуляції

рідини навколо лопаті, що зумовлено взаємодією її з потоком подібно до крила літака.

3.2. Теоретичні напірні характеристики турбомашин

Індивідуальна теоретична характеристика турбомашини $H_T = f(Q_T)$ – це залежність зміни напору в функції подачі за сталої частоти обертання робочого колеса. Для отримання теоретичної напірної характеристики запишемо рівняння Ейлера (3.3) без закручування потоку на вході ($c_{u1} = 0$):

$$H_T = u_2 c_{u2} / g. \quad (3.7)$$

З трикутника швидкостей на виході відцентрового робочого колеса (див. рис. 2.3) за припущення, що $\gamma = 0$, отримаємо вираз для проєкції вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної:

$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

підставивши його в рівняння Ейлера (3.7), отримаємо співвідношення для відцентрової турбомашини:

$$H_T = (u_2^2 - u_2 c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2) / g. \quad (3.8)$$

Аналогічно для осьової турбомашини, ураховуючи притаманне їй співвідношення $u_1 = u_2 = u$ та припущення $\gamma = 0$, з трикутника швидкостей (див. рис. 2.5) отримаємо вираз для проєкції вектора абсолютної швидкості на напрямок переносної:

$$c_u = u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2,$$

який підставимо в рівняння (3.7); з урахуванням того, що $c_{u2} = c_u$, $u_2 = u$, дістанемо співвідношення для осьової турбомашини:

$$H_T = (u^2 - u c_a \operatorname{ctg} \beta_2) / g. \quad (3.9)$$

Вирази (3.8), (3.9) містять швидкості потоку на виході з робочого колеса, залежності для яких можна визначити із формул для теоретичної продуктивності – відцентрової (2.1) та осьової (2.2) турбомашин:

$$c_{r2} = \frac{Q_r}{\pi D_2 b_2 \psi_1}; \quad c_u = \frac{4Q_r}{\pi(D_2^2 - D_a^2)}. \quad (3.10)$$

Підставивши вирази (3.10) у рівняння (3.8), (3.9), отримаємо теоретичні напірні характеристики. Для відцентрової турбомашини

$$H_r = u_2^2 / g - \frac{u_2}{\pi D_2 b_2 \psi_1 g} Q_r \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Для осьової турбомашини

$$H_r = u^2 / g - \frac{4u}{\pi(D_2^2 - D_a^2)g} Q_r \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Оскільки швидкість обертання робочого колеса не змінюється, уведемо позначення для сталих коефіцієнтів і отримаємо вираз для теоретичної напірної характеристики:

$$H_r = A - B Q_r \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (3.11)$$

де константи набувають значення для відцентрової турбомашини:

$$A = u_2^2 / g; \quad B = \frac{u_2}{\pi D_2 b_2 \psi_1 g},$$

для осьової турбомашини:

$$A = u^2 / g; \quad B = \frac{4u}{\pi(D_2^2 - D_a^2)g}.$$

Аналіз рівняння теоретичної напірної характеристики (3.11) дозволяє зробити висновок, що за сталої частоти обертання робочого колеса і нехтування зміною напрямку вихідного потоку зі зміною подачі ($\beta_2 = \text{const}$) характеристика $H_T = f(Q_T)$ – лінійна. Її графічне зображення для *відцентрової турбомашини* показано на рис. 3.1 для трьох варіантів значення кута β_2 . За нульової подачі напір дорівнює A . Кут нахилу теоретичної напірної характеристики зумовлено котангенсом кута

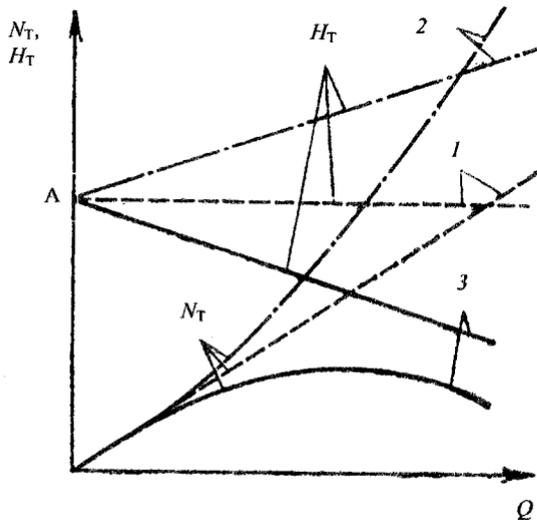


Рис. 3.1. Теоретичні характеристики турбомашини

$\beta_2 > 90^\circ$, $\text{ctg}\beta_2 > 0$, у разі збільшення подачі напір збільшується; характеристику позначено цифрою 2. Збільшення напору зі зростанням кута β_2 зумовлено збільшенням швидкості закручування і, отже, динамічного напору, що видно з трикутників швидкості на виході колеса з лопатями, що загнуті назад (рис. 3.2) і вперед (рис. 3.3). Напрямок обертання задано кутовою частотою ω (не плутати з відносною швидкістю ω_1, ω_2).

β_2 . У випадку радіальних лопатей (рис. 2.2, з, д) $\beta_2 = 90^\circ$, $\text{ctg}\beta_2 = 0$ напірну характеристику, паралельну осі подачі, позначено цифрою 1. Для лопатей, загнутих назад (див. рис. 2.2, б) $\beta_2 < 90^\circ$, $\text{ctg}\beta_2 < 0$, у разі збільшення подачі напір зменшується; характеристику позначено цифрою 3. У випадку лопатей, загнутих уперед (див. рис. 2.2, е)

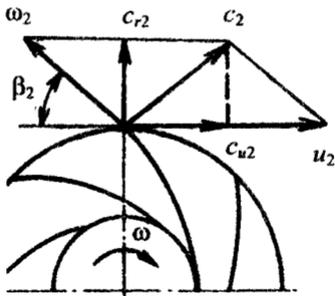


Рис. 3.2. Трикутник швидкостей на виході відцентрового робочого колеса з лопатями, загнутими назад

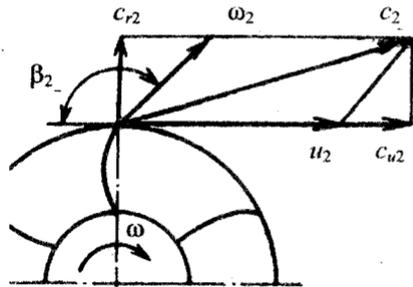


Рис. 3.3. Трикутник швидкостей на виході відцентрового робочого колеса з лопатями, загнутими вперед

Крім напору, на рис. 3.1 показано графіки залежності зміни теоретичної потужності (гідродинамічної потужності) у функції подачі:

$$N_T = \rho g Q_r (A - B Q_r \operatorname{ctg} \beta_2).$$

Характер залежностей на рис. 3.1, а також трикутники швидкості (рис. 3.2, 3.3) дозволяють зробити висновки про галузь застосування відцентрових турбомашин з лопатями, загнутими вперед і назад. Видно, що за однакових розмірів та частоти обертання робочих коліс абсолютна швидкість потоку у випадку лопатей, що загнуті вперед, суттєво вища. Це збільшення кінетичної енергії (динамічного напору) зумовлює (див. рис. 3.1) превалювання теоретичної потужності колеса з лопатями, загнутими вперед, порівняно з колесом з лопатями, загнутими назад і, отже, вищі питомі масогабаритні показники (кВт/кг). Проте збільшення швидкості супроводжується зростанням втрат на тертя (зменшенням гідравлічного ККД) і зменшенням частки статичного напору в повному. У разі всмоктувальної схеми вентиляції динамічний напір відносять до втрат, для зменшення яких застосовують розвинуті системи дифузорів. Вони перетворюють динамічний напір у статичний, що також супроводжується зменшенням ККД.

Таким чином, відцентрові турбомашини, що мають лопаті, загнуті вперед, доцільно використовувати там, де потрібна компактність, потужність і немає жорстких вимог до економічності. Це стосується одноколісних машин відносно невеликої потужності з розвинутими дифузорами; пересувних машин (вентиляторів місцевого провітрювання) та інших випадків потреби мати великі напори за малих мас та габаритів (літальні апарати). Турбомашини, що мають робочі колеса з лопатями, загнутими назад, забезпечують більшу частку статичного напору, мають більше значення ККД. Їх використовують у разі жорстких вимог до економії енергетичних ресурсів, у вентиляторах головного провітрювання, відцентрових насосах та компресорах, а також у багатоколісних турбомашинах, де немає проміжних дифузоров.

Теоретичні характеристики осьової турбомашини відповідають залежностям 3 (див. рис. 3.1), тобто випадкам лопатей, що загнуті назад. Причиною цього є значення кута β_2 осьового робочого колеса, який завжди менший за прямий кут.

3.3. Дійсні індивідуальні характеристики турбомашин

Теоретичні характеристики, отримані за допомогою методу Ейлера,

суттєво відрізняються від дійсних характеристик. Покажемо за допомогою рис. 3.4 вплив різних факторів на різницю між теоретичною та дійсною характеристиками. На рисунку позначено арабськими цифрами напірні характеристики, римськими – ділянки, що характеризують вплив відповідних чинників.

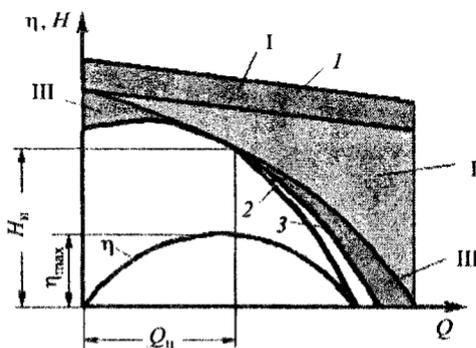


Рис. 3.4. Характеристики турбомашин

Теоретична характеристика, що визначена методом Ейлера 1, відрізняється від індивідуальної дійсної характеристики 2 внаслідок припущення про нескінченну кількість нескінченно тонких лопатей I, неврахування втрат напору на тертя рідини об поверхню проточної частини турбомашини II – $H_{\text{тер}} = k_{\text{тер}}Q^2$; через втрати напору на удар за раптової зміни швидкості потоку та вихроутворення III – $H_{\text{уд.в}} = k_{\text{уд.в}}(Q_n - Q)^2$, де $k_{\text{тер}}$, $k_{\text{уд.в}}$ – константи. Значення номінальної подачі Q_n відповідає максимуму залежності зміни ККД турбомашини η . Після врахування втрат II, III та похибки внаслідок припущення I теоретична напірна характеристика 1 перетворюється в криву 3. Для отримання дійсної індивідуальної характеристики 2 треба від 3 відняти втрати напору, спричинені об'ємними втратами, і пропорційні подачі.

Дійсні індивідуальні характеристики, отримані дослідним шляхом, називають *експлуатаційними індивідуальними характеристиками*. До них належать залежності в функції подачі напору, споживаної потужності, ККД – $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$. Індивідуальні експлуатаційні характеристики можна доповнювати додатковими залежностями, що враховують специфіку конкретного механізму та умов його експлуатації. Наприклад, для насосів допустима за умов відсутності кавітації вакуумметрична висота всмоктування (див. підрозд. 13.1).

Розглянемо характерні форми дослідних напірних характеристик. Характеристики відцентрових турбомашин показано на рис. 3.5 і 3.6. Перша з них стосується машин з лопатями, загнутими назад ($\beta_2 < 90^\circ$). Характеристика свідчить про стійку роботу по всьому діапазону зміни подачі. Максимальний напір забезпечується за нульової подачі. Друга характеристика стосується машин з лопатями, загнутими вперед ($\beta_2 > 90^\circ$). Напір за нульової подачі H_0 менший від максимального H_{max} . Робота в діапазоні подач від нуля до подачі, що відповідає максималь-

ному напору, може бути нестійкою. Характеристику осьових турбомашин показано на рис. 3.7. Стійка робота забезпечується на спадній ділянці в діапазоні від подачі, що відповідає другому екстремуму напору, до максимальної подачі.

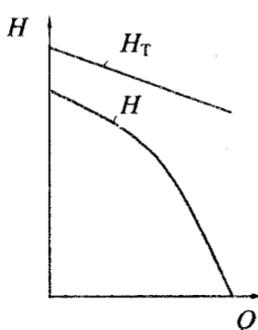


Рис. 3.5. Характеристики турбомашин без зони нестійкої роботи

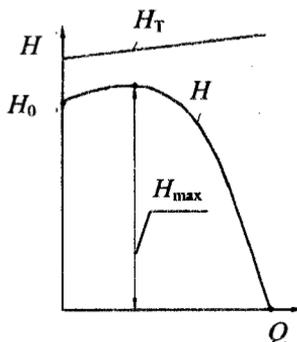


Рис. 3.6. Характеристики турбомашин з максимумом напору

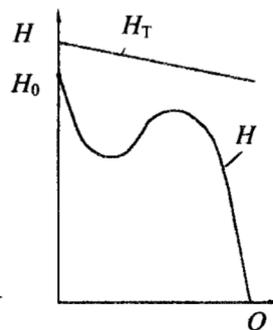


Рис. 3.7. Сідлоподібні характеристики турбомашин

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які припущення покладено в основу струминної теорії Ейлера?
2. Яке відцентрове робоче колесо з лопатями, загнутими вперед чи назад, створює більшу абсолютну швидкість вихідного потоку за однакових діаметрів і швидкостей обертання робочих коліс?
3. За якого відцентрового робочого колеса з лопатями, загнутими вперед чи назад, за однакових діаметрів і швидкостей обертання робочих коліс турбомашинна розвиває більшу потужність і за якого має більший ККД і чому?
4. Як визначають номінальну подачу турбомашини?

4. ПОДІБНІСТЬ ТУРБОМАШИН

Точний розрахунок характеристик турбомашин супроводжується суттєвим складністю і потребує експериментальної перевірки. Методом проектування та розрахунку параметрів робочого режиму, на відміну від суто розрахункового дослідження, є використання експериментальних результатів, що отримано під час випробування подібних машин, з наступним їх перерахунком відповідно до розглядуваного випадку. Алгоритми коректного перерахунку характеристик турбомашин є предметом вивчення *теорії подібності*. Відповідно до неї формуються принципи подібності, застосування яких дозволяє під час проектування використовувати дослідні дані, отримані під час дослідження аналогічних машин або моделей зі значно меншими параметрами.

4.1. Умови та закони подібності, швидкохідність турбомашин

Подібними турбомашинами називають такі, що мають подібність гідродинамічних процесів. *Умовою подібності* є збереження геометричної, кінематичної та динамічної подібностей.

Геометрична подібність – це рівність кутів та сталість співвідношення відповідних розмірів конструкцій натурної та модельної машин. Математично вираз формують за допомогою *коефіцієнта геометричної подібності* k_r та співвідношень:

$$k_r = \frac{D_{н1}}{D_{м1}} = \frac{D_{н2}}{D_{м2}} = \dots = \frac{b_{н1}}{b_{м1}} = \text{const}; \quad \beta_{1н} = \beta_{1м}; \quad \beta_{2н} = \beta_{2м},$$

де індекси n та m вказують на натурну (що досліджується) та модельну (результати, дослідження якої відомі) машини.

Кінематична подібність – це сталість співвідношення швидкостей в

потоках рідини. Тобто подібність трикутників швидкостей в подібних точках.

Коефіцієнт кінематичної подібності:

$$k_k = \frac{c_n}{c_m} = \frac{u_n}{u_m} = \frac{\omega_n}{\omega_m} = \text{const.}$$

Динамічна подібність (подібність силової взаємодії) потребує сталості співвідношення сил: інерції, тертя, ваги в потоках рідини. Умовою динамічної подібності сталого руху нестисливої густої рідини є рівність чисел Рейнольдса (Re) натурної та модельної машин:

$$(Re)_n = (Re)_m,$$

де $Re = cD/v$; c , D – характерні для турбомашини швидкості потоку та лінійний розмір робочого колеса; v – кінематичний коефіцієнт в'язкості, m^2/c^2 . Число Рейнольдса характеризує співвідношення сил інерції і в'язкості, враховує вплив в'язкості на рух потоку.

Для турбомашин, які вивчаються в курсі характерні великі значення чисел Рейнольдса (потоки турбулентні, сили інерції суттєво переважають сили тертя), від яких за цих умов не залежать коефіцієнти втрат. У цьому разі для подібності турбомашин достатньо виконати умови геометричної та кінематичної подібностей: $k_r = \text{const}$; $k_k = \text{const}$.

Для перерахунку характеристик подібних турбомашин використовують *рівняння подібності*, що встановлюють: *взаємозв'язок між подачами, напорами, потужностями натурної та модельної турбомашини, а також залежність цих параметрів для однієї турбомашини від частоти обертання та розмірів робочих коліс.*

Для формулювання рівнянь подібності запишемо співвідношення сторін подібних трикутників швидкості (див. рис. 2.3):

$$\frac{c_{r2m}}{u_{2m}} = \frac{c_{r2n}}{u_{2n}}, \quad \text{або} \quad \frac{c_{r2n}}{c_{r2m}} = \frac{u_{2n}}{u_{2m}} = \frac{n_n D_{2n}}{n_m D_{2m}}. \quad (4.1)$$

Підставимо у другий вираз (4.1) значення проекції швидкості на радіальний напрямок, яку визначимо з рівняння теоретичної продуктивності (2.1) і, враховуючи умову геометричної подібності $b_{2н} / b_{2м} = D_{2н} / D_{2м}$, отримаємо за однакових ККД рівняння подібності:

$$Q_n / Q_m = n_n / n_m (D_n / D_m)^3. \quad (4.2)$$

З рівняння теоретичного напору без закручування потоку на вході (3.7) отримаємо рівняння подібності для перерахунку напорів і, враховуючи, що $P = \rho g H$, для тисків:

$$H_n / H_m = u_{2н}^2 / u_{2м}^2 = (n_n / n_m)^2 (D_{2н} / D_{2м})^2; \quad (4.3)$$

$$P_n / P_m = (n_n / n_m)^2 (D_{2н} / D_{2м})^2 \rho_n / \rho_m. \quad (4.4)$$

Для потужності на підставі рівнянь (4.2), (4.4) і виразу $N = PQ$ отримаємо:

$$N_n / N_m = (n_n / n_m)^3 (D_{2н} / D_{2м})^5 \rho_n / \rho_m. \quad (4.5)$$

Рівняння (4.2) – (4.5) справедливі з точністю до зміни об'ємних, гідравлічних, механічних ККД. Вони встановлюють залежності для подібних турбомашин між подачами, напорами, потужностями. З рівнянь (4.5) отримаємо залежності цих параметрів від швидкості за умови $D_2 = \text{const}$, тобто для однієї машини:

$$Q_1 = Q n_1 / n; \quad H_1 = H (n_1 / n)^2; \quad N_1 = N (n_1 / n)^3. \quad (4.6)$$

Рівняння (4.6) називають *законами пропорційності* або *законами експлуатації* турбомашини. Вони свідчать, що за сталого опору мережі подача, напір, потужність пропорційні відповідно першому, другому, третьому степеням швидкості обертання. Рівняння (4.6) дозволяють перераховувати характеристики турбомашини в разі зміни швидкості

обертання. Для цього обираємо ряд точок вихідної напірної характеристики. Координати кожної з них за заданим співвідношенням швидкостей перераховуємо згідно з рівняннями (4.6) і отримуємо нову характеристику. Аналогічним чином можна перераховувати залежність споживаної потужності від подачі.

Питома частота обертання являє собою ще один критерій подібності, що характеризує турбомашини з геометрично подібною проточною частиною, які об'єднано в *серії* або *типи*. Її використовують для класифікації турбомашин, а також для встановлення зв'язку співвідношення геометричних розмірів з характеристиками. *Питома частота обертання* (позначають через n_s) є *частотою обертання деякої модельної турбомашини, режим роботи якої (за цієї частоти обертання) характеризується визначеними умовними значеннями напору та подачі (H_s, Q_s) за максимального значення ККД.*

Для отримання виразу питомої частоти обертання замінимо індекс m на s у рівняннях (4.2), (4.3). Визначимо з них величину D/D_s та вилучимо її, прирівнявши праві частини цих рівнянь, після чого визначимо:

$$n_s = C_1 n Q^{1/2} / H^{3/4}, \quad (4.7)$$

де $C_1 = H_s^{3/4} / Q_s^{1/2}$. Для насосів $C_1 = 3,65$, що відповідає модельній машині потужністю 0,736 кВт, яка створює напір $H_s = 1$ м та має подачу, $Q_s = 0,075$ м³/с. Для вентиляторів $C_1 = 1$ ($Q_s = 1$ м³/с, $P = 300$ Па). Величина питомої частоти обертання однакова для усіх геометрично подібних машин, що працюють у подібних режимах.

Визначаючи n_s , до уваги беруть параметри одного робочого колеса в номінальному режимі, тобто питома частота обертання характеризує одноступеневі машини з одностороннім підведенням рідини до робочого колеса в режимі максимального ККД.

Питома частота обертання (4.7) є функцією трьох змінних. Взаємозв'язок між ними визначають за фіксації двох змінних. Видно, що за сталих швидкості обертання та напору збільшення n_s зумовлює збільшення подачі.

Для класифікації турбомашин застосовують також *коефіцієнт швидкохідності*:

$$k_s = nQ^{1/2} / H^{3/4},$$

що дорівнює n_s , якщо $C_1 = 1$. Питома частоту обертання та коефіцієнт швидкохідності рівнозначно використовують для характеристики серій турбомашин.

4.2. Типові характеристики турбомашин

Серію або тип турбомашин, що мають геометрично подібну проточну частину, зручно характеризувати єдиною типовою безрозмірною характеристикою.

Теоретична типова безрозмірна характеристика

$$\mu_T = 1 - B\delta,$$

де $\mu_T = H_T g / u_2^2$ – безрозмірний повний напір (коефіцієнт напору);
 $\delta = Q_T / (u_2 D_2^2)$ – безрозмірна подача (коефіцієнт витрат);
 $B = D_2 g \text{ctg} \beta_2 / (\pi b_2)$ – константа для певної серії турбомашин (з урахуванням сталості кута β_2 та співвідношення ширини лопаті до діаметра колеса), яку отримано діленням лівої та правої частин рівняння теоретичної напірної характеристики (3.11) для відцентрової турбомашини на u_2^2 / g .

Дійсну типову безрозмірну характеристику серії турбомашин можна отримати подібно до теоретичної, застосувавши відносні напір та продуктивність:

$$\bar{H} = Hg/u_2^2; \quad \bar{Q} = 4Q/(\pi u_2 D_2^2). \quad (4.8)$$

Вирази (4.8) дозволяють мати єдину характеристику для серії турбомашин і перераховувати її відповідно до конкретних розмірів та умов роботи.

4.3. Універсальні характеристики турбомашин

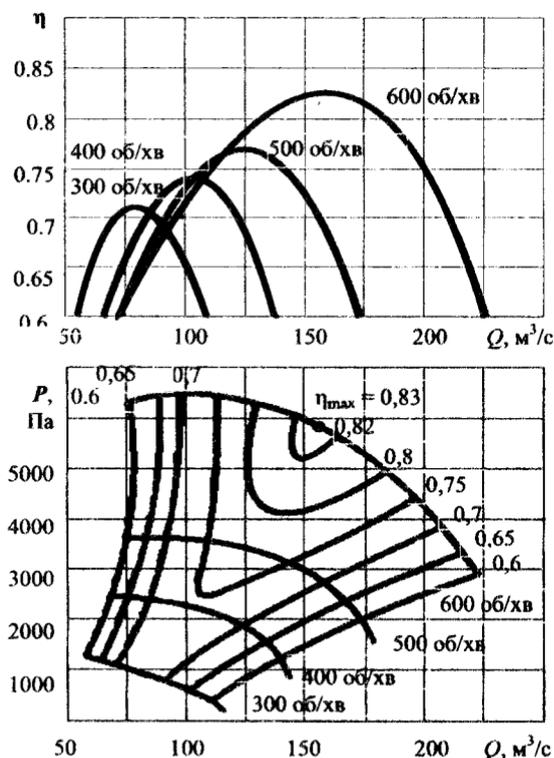


Рис. 4.1. Універсальні характеристики турбомашини

Універсальні характеристики турбомашин містять відомості про чотири основні параметри: напір, продуктивність, ККД та частоту обертання (або іншу величину, що характеризує застосований спосіб регулювання, наприклад, кут повороту лопатей осьового робочого колеса). Універсальні характеристики будуть на підставі індивідуальних експлуатаційних характеристик $\eta = f(Q)$ та $H = f(Q)$ або $P = f(Q)$ за різних значень частоти обертання n (рис. 4.1) та-

ким чином: в одних координатних осях розміщують сукупність індивідуальних характеристик $P-Q$ для різних значень частоти обертання; за тих самих частот обертання в інших координатних осях будують сукупність характеристик $\eta-Q$; обирають значення ККД, за яких до сукупності $P-Q$ характеристик додають ізолінії ККД (лінії однакових значень ККД). Ці лінії з'єднують точки різних напірних характеристик з однаковими ККД. Ці точки є проєкціями на відповідні за обертами напірні характеристики точок перетину характеристик $\eta-Q$ з горизонталями, що відповідають обраним ККД. Як видно з рис. 4.1, кожен ізолінію вирізено числовим значенням, що відповідає значенню ККД. На універсальних характеристиках точкою позначено положення максимуму ККД, як на сукупності характеристик $\eta-Q$.

Таким чином, *універсальні характеристики* є сукупністю напірних характеристик та ізоліній ККД. Вони дозволяють отримувати відомості про основні параметри робочого режиму турбомашини – продуктивність, напір, ККД – та визначати значення потрібної потужності приводного двигуна. Фактично застосування універсальних характеристик – це спосіб зображення на площині тривимірної залежності (подібним способом на географічних мапах зображують ізолінії висоти над рівнем моря). Якщо б теорія подібності забезпечувала стовідсоткову точність, то відповідно до рівнянь (4.2), (4.3) ізолінії ККД збігалися б з параболами $H_1 = H(Q_1/Q)^2$. Відхилення ККД зумовлено квадратичною залежністю гідравлічних втрат від подачі і збільшенням частки механічних втрат за малих швидкостей обертання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Як зміняться продуктивність, напір, потужність турбомашини у разі збільшення швидкості робочого колеса у два рази?
2. Які параметри робочого режиму турбомашини можна визначити за допомогою універсальних характеристик?

5. РОБОТА ТУРБОМАШИН НА ЗОВНІШНЮ МЕРЕЖУ

Призначення нагнітачів – підвищувати енергію рідини, що зокрема забезпечує її переміщення з місця постачання до місця споживання. Таке переміщення здійснюється через системи гідравлічних або пневматичних комунікацій – трубопроводів, повітропроводів, шлангів, колекторів, тунелів, приміщень, виробок і т. ін. Енергія, що передається нагнітачем рідині, – напір (тиск) – витрачається на збільшення її потенціальної складової (зумовлено підняттям на певну висоту, переміщенням у середовище з більшим статичним тиском), на подолання гідравлічних опорів мережі (зумовлено тертям), а також на збільшення кінетичної енергії рідини (створення на виході з мережі потоку потрібної швидкості).

Для вирішення практичних завдань переміщення рідин та газів треба вміти не тільки обирати саме ту конструкцію нагнітача, що найбільш придатна для розглядуваного випадку, а й узгодити його параметри з умовами роботи, забезпечити максимальну ефективність в експлуатаційному режимі. Це потребує, крім інформації про характеристики нагнітача, знання характеристик мережі. Основна, напірна, характеристика нагнітача встановлює функціональну залежність між питомою енергією (напором), що передається рідині, та продуктивністю (подачею). *Характеристика мережі* (витратна характеристика) зображується в тих самих координатних осях і *характеризує зв'язок між втратами напору в ній та продуктивністю* (витратами). У сталому режимі роботи подача нагнітача дорівнює витратам у мережі (Q_m), а його напір – утратам напору в ній (H_m):

$$Q = Q_m; \quad H = H_m.$$

У викладеній постановці балансу напору (питомої енергії) між джерелом (нагнітачем) та споживачем (у цьому випадку мережею) до мережі треба включати і споживачів гідравлічної енергії. Наприклад, у ви-

падку гідротрансмісії до падіння напору в мережі треба включати і втрату напору в гідромоторі.

5.1. Характеристика зовнішньої мережі турбоустановки

Вираз характеристики мережі можна отримати відповідно до рівняння Бернуллі, якщо визначити енергетичні стани потоку рідини на вході та виході в мережу і за умови нульової швидкості на вході записати:

$$H_m = z_r + (P_{a2} - P_{a1}) / \rho g + c^2 / 2g + \Delta H, \quad (5.1)$$

де z_r – висота підняття рідини на виході порівняно із входом (геодезична висота), м; P_{a1} , P_{a2} – атмосферний тиск на вході та виході мережі, Па; ρ – густина рідини, кг/м³; $c^2/2g$ – швидкісний напір на виході з мережі; c – середня швидкість на виході, м/с; ΔH – втрати напору в мережі на подолання опорів руху рідини.

Отриманий вираз характеристики мережі (5.1) може дещо змінюватись з урахуванням особливостей розглядуваних варіантів. Розглянемо кілька прикладів, що мають широке практичне застосування.

5.1.1. Характеристика водовідливної мережі

Характеристику водовідливної мережі застосовують у випадках підняття рідини з підземних споруд, шахт, колодязів, кар'єрів у системах водопостачання і т. ін. Схема водовідливної мережі (рис. 5.1) складається з двох частин – підвідного та напірного трубопроводів. Висоту всмоктування z_s відміряють від рівня поверхні води у водозбирачі до осі насоса, висоту на-

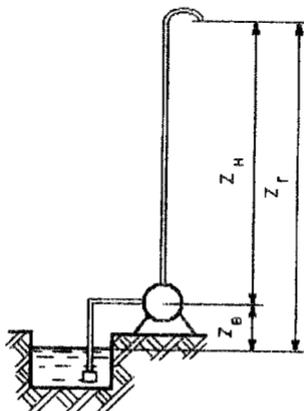


Рис. 5.1. Схема водовідливної мережі

гнітання z_n – від осі насоса до рівня зливу з напірного трубопроводу, а їх сума – це висота підняття води або геодезична висота:

$$z_r = z_n + z_n.$$

У разі підняття води атмосферний тиск на виході з мережі менший, ніж на вході і друга складова формули (5.1) менша за нуль. Ця різниця невелика порівняно з іншими складовими (5.1) і нею нехтують. Вона зумовлена різницею атмосферних стовпів повітря на вході та виході водовідливної мережі, а густина повітря приблизно у 850 разів менша ніж води. Втрати напору в трубопроводі ΔH пропорційні квадрату швидкості:

$$\Delta H = \xi c^2 / 2g, \quad (5.2)$$

де ξ – коефіцієнт пропорційності, що залежить від конфігурації, розмірів, шорсткості, матеріалу трубопроводу. Швидкість рідини пов'язана з витратами залежністю

$$c = Q_m / F, \quad (5.3)$$

де F – площа перетину потоку.

Залежність (5.1) у разі нехтування другою складовою та з урахуванням виразів (5.2) і (5.3) перетворюється в рівняння водовідливної мережі, яке має вигляд

$$H_m = z_r + \xi_T Q_m^2, \quad (5.4)$$

де $\xi_T = (\xi + 1) / (2F^2 g)$ – коефіцієнт опору трубопроводу, c^2/m^5 . Його часто визначають за відомою довжиною трубопроводу $L_{тр}$:

$$\xi_T = \xi_{T,п} L_T;$$

де $\xi_{T,п}$ – питомий коефіцієнт опору трубопроводу; його визначають як

коefficient опору одиниці довжини труби (наводиться в довідковій літературі за даними експериментальних досліджень). Графічним зображенням характеристики трубопроводу (5.4) є парабола, що відтинає від осі напору геодезичну висоту. Ці характеристики показано на рис. 5.2 для кількох значень coefficientів опору трубопроводу.

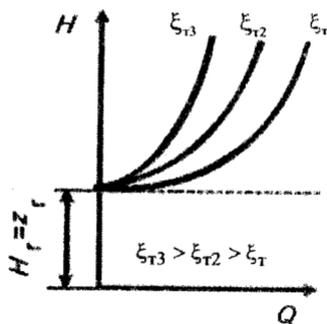


Рис. 5.2. Характеристики водовідливної мережі

5.1.2. Характеристика вентиляційної мережі

Характеристика вентиляційної мережі визначає навантаження вентиляторів. Якщо вентиляційна мережа з'єднана з входом вентилятора, то схему вентиляції називають *усмоктувальною* (рис. 5.3). У разі з'єднання мережі з виходом вентилятора створюється *нагнітальна* схема вентиляції. Суміщення цих схем називають *комбінованою* схемою. Схему вентиляції обирають відповідно до технологічних вимог. Наприклад, у небезпечних щодо газу вугільних шахтах застосовують усмоктувальну систему вентиляції. Згідно з нею тиск у шахті менший за атмосферний (P_a), що забезпечує максимальну ефективність видалення метану і поліпшення умов безпечної роботи. Мінімальний тиск у шахті (P_b) спостерігається на вході у вентилятор. Різницю тисків атмосферного і на вході у вентилятор називають *депресією*. Її вимірюють депресіометром – приладом, показання якого (h_d) пропорційні різниці тисків: $h_d \equiv P_a - P_b$. Простіший депресіометр – це U подібна скляна трубка з водою, один кінець якої сполучено з атмосферою, а другий – з повітропроводом на вході у вентилятор. Різниця рівнів води в половинках трубки визначається депресією (рис. 5.3). За нагнітальною схемою вентиляції тиск у шахті більший за атмосферний. Це збільшення називають *компресією*.

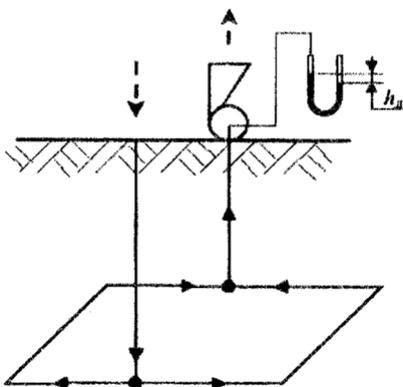


Рис. 5.3. Схема вентиляційної мережі

Рівняння вентиляційної мережі можна отримати з рівняння (5.1) так само, як і (5.4). Воно пов'язує між собою падіння тиску в мережі (P_M) і витрати. У разі нехтування геодезичною висотою внаслідок малого впливу і за умови заповнення мережі повітрям сталої густини це рівняння має вигляд

$$P_M = \xi_M Q_M^2, \quad (5.5)$$

де ξ_M – коефіцієнт опору повітропровідної мережі, $\text{Нс}^2/\text{м}^8$. Для оцінювання опору на практиці часто оперують з *еквівалентним отвором* – умовним круглим отвором у тонкій стінці, витрати повітря крізь який дорівнюють витратам шахти, а різниця тисків з боків стінки визначається депресією. З курсу гідравліки відоме співвідношення для круглого отвору в подібній тонкій стінці:

$$Q = \psi A \sqrt{2gH},$$

де $\psi = 0,62 \dots 0,65$ – коефіцієнт стиснення струменя; A – площа отвору, м^2 ; H – різниця напорів з боків стінки. З урахуванням співвідношення $P_M = \rho g H$, якщо $\psi = 0,65$ і густина повітря $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, рівняння вентиляційної мережі і коефіцієнт її опору мають вигляд:

$$P_M = 1,42(Q_M / A)^2; \quad \xi_M = 1,42 / A^2.$$

Рівняння (5.5) графічно зображується параболічними залежностями подібно до рис. 5.2, але вони виходять з початку координат унаслідок нехтування геодезичною висотою. Їх використовують на практиці для розрахунків вентиляційних установок за відсутності жорстких вимог до точ-

ності. Більш точно характеристику можна отримати в разі врахування різних густин повітря на вході (ρ_a) і виході (ρ) мережі, що створюють *природну тягу*:

$$P_T = gz_T(\rho_a - \rho).$$

Узимку атмосферне повітря має більшу густину, ніж відпрацьоване, і природна тяга допомагає вентиляції (зменшується втрата тиску у вентиляційній мережі), літом – навпаки. Адекватність вентиляційної характеристики також підвищує врахування *витоків* або *підсмоктувань* (ΔQ_{Π}) у з'єднаннях між мережею та вентилятором. Уточнена характеристика вентиляційної мережі визначається рівнянням

$$P_M = \xi_M (Q_M - \Delta Q_{\Pi})^2 - P_T,$$

де $\Delta Q_{\Pi} = k P_M |P_M|^\gamma$; коефіцієнти $k, \gamma = 0 \dots 1$ – залежать від величини нещільностей; визначаються експериментально. Графічне зображення характеристик вентиляційної мережі з урахуванням уточнень показано на рис. 5.4.

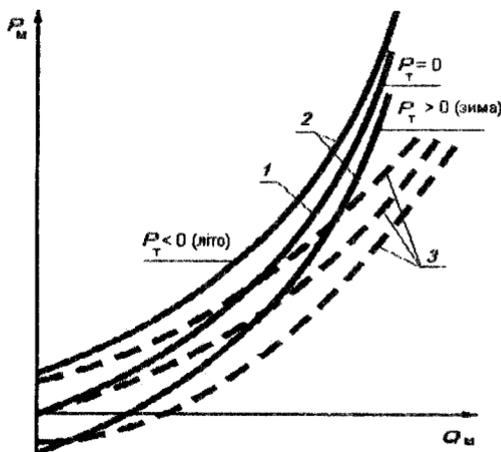


Рис. 5.4. Характеристика вентиляційної мережі:
 1 – характеристика згідно з рівнянням (5.5);
 2 – уточнення через урахування природної тяги; 3 – урахування витоків або підсмоктувань

5.2. Режим роботи турбомашини

Режим роботи турбомашини на зовнішню мережу обумовлюється співвідношенням їх $Q - H$ характеристик. Напірна характеристика турбомашини – це сукупність точок у координатах H, Q , у яких вона може

працювати. Це стосується і витратної характеристики мережі. Під час роботи конкретної турбомашини на конкретну мережу їх режим роботи визначається точками, що стосуються обох характеристик, – *точками робочого режиму*. Графічно ці *робочі точки* визначаються перетином Q – H характеристик механізму та мережі (рис. 5.5 визначає робочий режим вентилятора та насоса за нульової геодезичної висоти; рис. 5.6 – насоса, що піднімає рідину на висоту z_2). Координати робочих точок є параметрами *робочого режиму*: *робочою подачею* (Q_p) та *робочим напором* (H_p). Ці координати можна визначити, розв'язавши систему рівнянь напірної характеристики турбомашини і витратної характеристики мережі. Без точки перетину характеристик мережі і турбомашини остання *не має робочого режиму*. В цьому разі мережа потребує іншої турбомашини, у якій буде витримана *умова наявності стійкого робочого режиму*: $H_{\max} > H_p$; $Q_p > Q_{H\max}$ (рис. 5.6), або треба застосувати послідовне з'єднання кількох машин, сумарний напір яких задовольнить умову наявності робочого режиму.

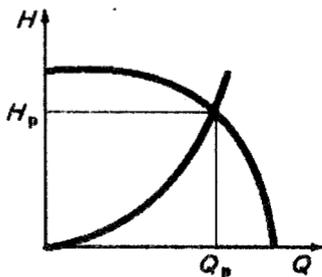


Рис. 5.5. Визначення параметрів робочого режиму

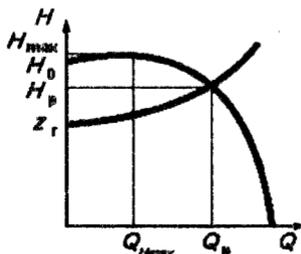


Рис. 5.6. Визначення параметрів стійкого робочого режиму

Стійкість режиму роботи є його важливою ознакою. В загальному випадку *режим вважається стійким, якщо він автоматично повертається до попереднього стану після усунення причини, що його змінила*. У випадку роботи турбомашини на зовнішню мережу

збуреннями (причинами, що змінюють режим) можуть бути: зміна напруги живлення, що зумовлює зміну частоти обертання електродвигуна і, як свідчить теорія подібності, зміну напору H_0 (рис. 5.6, 5.7), а отже, і всієї напірної характеристики; зміна опору мережі, що зумовлює зміну її характеристики (див. рис. 5.2); зміна геодезичної висоти, або різниці тисків на виході та вході в мережу (статичного протитиску), зумовлює зміну координат точки перетину витратної характеристики мережі й осі напорів (див. рис. 5.6).

Умова стійкої роботи турбомашини формулюється таким чином:

$dH_n/dQ > dH/dQ$; у графічній інтерпретації це свідчить, що в робочій точці тангенс кута відхилення від горизонталі, дотичної до характеристики мережі, більший, ніж тангенс кута відхилення дотичної до характеристики насоса. У випадку, показаному на рис. 5.7, характеристики мережі й насоса перетинаються в двох точках. Згідно з умовою стійкості точка d – точка стійкої

роботи, b – нестійкої. За наявності двох точок перетину характеристик насоса і мережі точки, що розміщені справа від максимуму напірної характеристики, – точки c – e точкими стійкої роботи, зліва – нестійкої. Покажемо це під час аналізу поведінки системи насос – мережа у разі тимчасового збільшення швидкості обертання насоса (рис. 5.8). Зі збільшенням швидкості обертання подача внаслідок інерції рідини не змінюється миттєво.

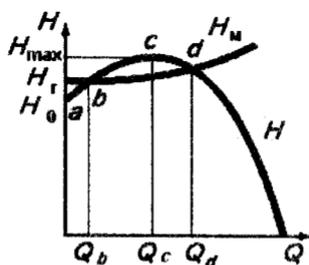


Рис. 5.7. Визначення параметрів нестійкого робочого режиму

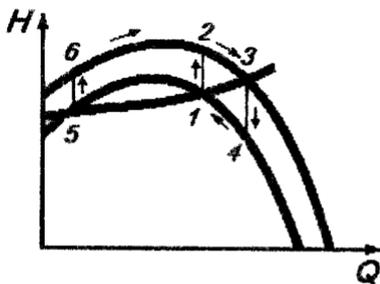


Рис. 5.8. Дослідження стійкості режиму роботи

Якщо робочою була точка 1, то стан насоса після збурення буде визначатись точкою 2 з перебільшенням величини напору насоса над втратами напору в мережі. Потік буде пришвидшуватися, збільшення подачі забезпечить більші втрати напору в мережі і менший напір насоса (стан насоса і мережі з точок 2, 1 відповідно зміниться на точку сталої роботи – робочу точку 3). Зі зменшенням частоти обертання до попереднього рівня відбувається зворотний процес: у момент зменшення швидкості подача не змінюється, стан насоса з точки 3 змінюється на точку 4, напір насоса менший за втрати напору в мережі, потік гальмується, робочою точкою знову стає точка 1, що є ознакою стійкого режиму.

Якщо робочою була точка 5, то зі збільшенням швидкості обертання стан насоса характеризується точкою 6, напір насоса більший за втрати в мережі, подача збільшується, нова робоча точка – 3. У разі зменшення частоти обертання стан насоса з точки 3 змінюється на точку 4, потік гальмується, робочою точкою стає точка 1, повернення в попередню робочу точку 5 не відбувається, точка 5 – точка нестійкої роботи.

Наявність точок нестійкої роботи є неприйнятним з кількох причин. По-перше, обираючи точку нестійкої роботи як основної може призвести до самочинної зміни режиму, збільшення споживаної потужності, виходу обладнання з ладу. По-друге, в цьому випадку можливе виникнення *помпажу* – *явища автоколивань у системі насосний агрегат – мережа*, що супроводжується поштовхами подачі (подібно до машини об'ємної дії – помпи), гідроударами, виникненням аварійної ситуації. Помпаж виникає за можливості зміни знака величини $H_0 - H_T$. Проілюструємо це кількома прикладами.

Розглянемо протікання помпажу за допомогою рис. 5.9. Вихідний стан системи: турбомашина з напірною характеристикою 2 працює на мережу з опором R_1 у робочій точці нестійкого режиму, подача Q_1 . Від-

бувається якесь збурення. Нехай збільшився опір мережі до R_2 . Робоча точка зміщується вправо, подача зростає до Q_2 , напір збільшується, потужність насоса (пропорційна до добутку напору і подачі) збільшується, зростає навантаження на електродвигун. Механічна характеристика двигуна має певну жорсткість, і збільшення навантаження супроводжується зменшенням швидкості. При цьому за теорією подібності зменшується напір пропорційно квадрату зміни швидкості. Напірна характеристика змінюється від стану 2 до стану 3, що супроводжується взаємопов'язаним зростанням подачі, збільшенням навантаження, зменшенням швидкості. Процес триває до досягнення подачею величини Q_3 . Із подальшим зниженням швидкості втрачається робоча точка, втрати напору в мережі більші за напір насоса, подача знижується до нуля, напори мережі та насоса відповідають рівням H_T і H_{03} відповідно. Перепоною зворотного руху рідини (від'ємна подача) є наявність зворотного клапана. У разі його спрацьовування потік зупиняється, навантаження зменшується, двигун розганяється, напір збільшується. Коли напір холостого ходу H_0 досягне рівня $H_{01} = H_T$, почне збільшуватися подача, процес повторюється. Розглянуте протікання помпажу інтенсифікується в разі несталості опору мережі (зі збільшенням подачі опір зростає).

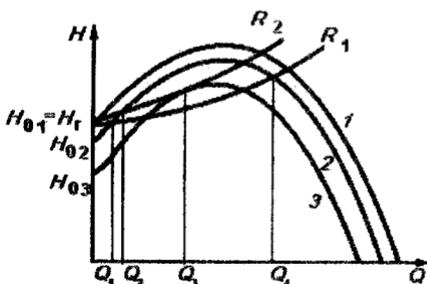


Рис. 5.9. Виникнення помпажу в разі зміни значення напору H_0

Автоколивання (рис. 5.9) відбуваються за сталості геодезичної висоти. Вплив її зміни на протікання помпажу розглянуто за допомогою рис. 5.10. У цьому разі насос подає рідину в нагромаджувальну посудину, з якої вона потрапляє в зливний трубопровід. Вихідний сталий,

стійкий режим роботи системи – робоча точка 1. Продуктивність Q_1 дорівнює витратам зливного трубопроводу. Як збурення розглянемо збільшення опору зливного трубопроводу. При цьому зменшується витік з посудини і в ній збільшується рівень рідини (H_r). Робоча точка переміщується вліво, подача зменшується. Процес триває до переходу в точку 3. У разі подальшого збільшення геодезичного напору і зменшення подачі втрачається робоча точка, втрати напору в мережі більші за напір насоса, подача зменшується до нуля, спрацьовує зворотний клапан, витік крізь зливний трубопровід зменшує геодезичну висоту. Із її зменшенням від H_{r3} до H_{r2} з'являється робоча точка, процес повторюється.

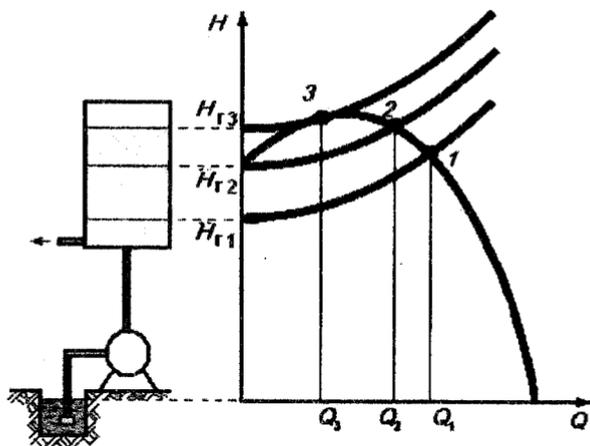


Рис. 5. 10. Виникнення помпажу у разі зміни значення напору H_r

На експлуатаційні властивості суттєво впливає *чутливість системи до коливань збурень*, що змінюють робочий режим. З цієї причини робочою є спадна ділянка напірної характеристики справа від максимуму. Зліва, навіть за наявності однієї робочої точки (режим стійкий), робота не рекомендується. Розглянемо це на прикладі осьового вентилято-

ра із сідлоподібною напірною характеристикою (рис. 5.11) у випадку збурення за навантаженням (змінюється опір мережі). Під час роботи в точці 1 зміна опору від R_1 до R_2 змінює режим роботи подібно до показаного раніше на прикладі, що ілюструє рис. 5.8. Перехід до робочої точки 2 (рис. 5.11) відбувається в умовах перебільшення втрат напору мережі над напором насоса. Зменшення подачі збільшує напір насоса і зменшує втрати напору в мережі. Точки 1, 5 мовби рухаються назустріч одна одній. Система реагує на збурення за мінімальний час з мінімальними коливаннями подачі. Це є проявом *власності саморегулювання системи* (від'ємний зворотний зв'язок за збуренням).

Поведінка насоса змінюється, якщо робочою точкою є точка 3. Збільшення опору від R_3 до R_4 веде до перебільшення втрат напору в мережі над напором насоса, але потреба у збільшенні напору насоса не задовольняється його характеристикою – зі зменшенням подачі напір насоса падає. Нова робоча точка 4 виникає завдяки тому, що втрати напору в мережі знизуються швидше, ніж напір насоса. Перехід до робочої точки 4 відбувається за більший проміжок часу і супроводжується більшою зміною подачі. Точка 3 немовби тікає, а точка 6 її наздоганяє в точці 4. Таким чином, зліва від максимуму напірної характеристики навіть незначні коливання збурень можуть підсилюватись і призводити до значних коливань параметрів робочого режиму, що суттєво ускладнює експлуатацію.

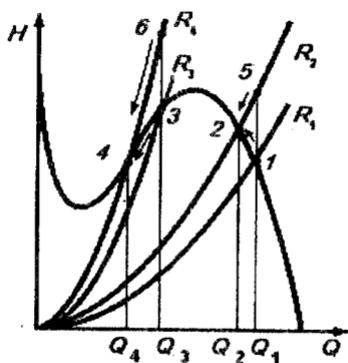


Рис. 5.11. Дослідження чутливості до коливань збурень системи турбомеханізм–мережа

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. За яких припущень отримано характеристику водовідливної мережі?*
- 2. За яких припущень отримано характеристику вентиляційної мережі?*
- 3. Про який напір ідеться (що таке напір мережі?), коли розглядають $Q-H$ характеристику мережі?*
- 4. Що таке робоча точка турбомашини і як її визначають?*
- 5. Який режим роботи вважається стійким?*
- 6. Що таке помпаж?*

6. СУМІСНА РОБОТА ТУРБОМАШИН

Сумісну роботу кількох турбомашин на загальну мережу використовують, коли можливостей однієї не вистачає. Для аналізу сумісної роботи застосовують такі *правила визначення сумарної напірної характеристики* кількох турбомашин, які працюють сумісно.

Послідовне з'єднання (рис. 6.1, вихід однієї турбомашини приєднано до входу іншої) використовують для збільшення напору. Результуюча подача (Q) і подача машин між собою однакові, результуючий напір (H) є сумою напорів машин:

$$H = H_1 + H_2; \quad Q = Q_1 = Q_2,$$

де індекси 1, 2 вказують на номер машини.

Паралельне з'єднання (рис. 6.2, входи і виходи машин з'єднано між собою) дозволяє збільшити подачу. Результуюча подача є сумою подач машин, результуючий напір і напори машин між собою однакові:

$$H = H_1 = H_2; \quad Q = Q_1 + Q_2.$$

Графічний розв'язок задачі з визначення результуючої напірної характеристики турбомашин, що сумісно працюють на загальну мережу за послідовного і паралельного з'єднань відповідно показано на рис. 6.1 і 6.2 (випадок нульової геодезичної висоти). Визначено параметри робочого режиму групи машин і кожної окремо. Вони дозволяють визначити потужність, що споживається кожною машиною, і для проектування об'єкта двигун.

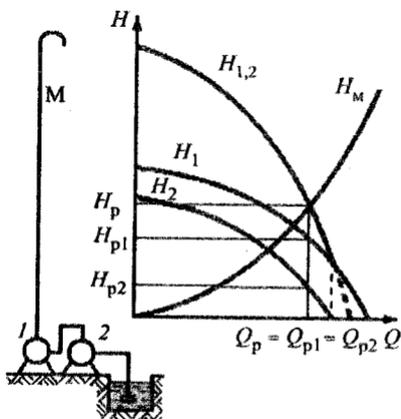


Рис. 6.1. Визначення параметрів робочого режиму насосів, розміщених поруч, за послідовного з'єднання

У разі послідовного з'єднання (рис. 6.1) результуючу напірну характеристику побудовано по точках для кількох фіксованих значень продуктивності. За кожним з них визначено напори першої і другої машин, знайдено їх суму, що є напором результуючої характеристики. Цю характеристику можна побудувати, з'єднавши отримані точки. Перетин отриманої результуючої напірної характеристики $H_{1,2}$ з характеристикою мережі H_m є робочою точкою. Робочі напори обох машин (H_{p1}, H_{p2}) визначено за робочої подачі за їх напірними характеристиками. У разі послідовного з'єднання існує діапазон подач, коли дві машини (ділянку характеристики показано пунктиром) створюють менший напір, ніж одна. Це відбувається, починаючи з подачі, коли напір другого насоса зменшився до нуля. При цьому для побудови сумарної характеристики треба враховувати продовження напірної характеристики другої турбомашини в четвертому квадранті. В цьому діапазоні другу машину доцільно відключати – вона створює від'ємний напір, стає турбіною.

У разі паралельного з'єднання (рис. 6.2) алгоритм визначення параметрів робочого режиму подібний до розглянутого з тією різницею, що

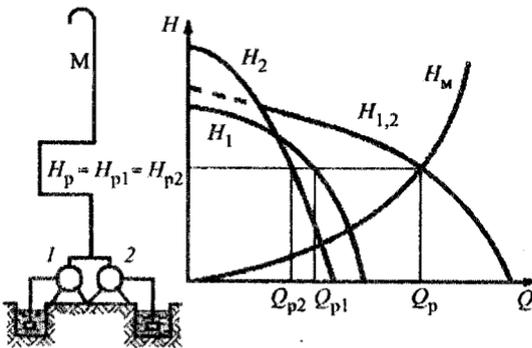


Рис. 6.2. Визначення параметрів робочого режиму насосів, розміщених поруч, за паралельного з'єднання

підсумовується не напір, а подача за обраних фіксованих значень напору. Результуюча подача менша від подачі однієї машини (показано пунктиром), починаючи з напору, коли подача першої машини стає від'ємною.

Коефіцієнт корисної дії кількох турбомашин, що разом працюють на загальну мережу, визначають відно-

шенням суми їх гідравлічних корисних потужностей (1.4) до суми потужностей на валу (1.5). У разі послідовного з'єднання

$$\eta = \frac{\rho g Q (H_1 + H_2)}{N_1 + N_2} = \frac{H_1 + H_2}{H_1 / \eta_1 + H_2 / \eta_2}.$$

У разі паралельного з'єднання

$$\eta = \frac{\rho g H (Q_1 + Q_2)}{N_1 + N_2} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 / \eta_1 + Q_2 / \eta_2}.$$

Розглянута сумісна робота турбомашин на загальну мережу передбачає, що машини розміщено поруч. На практиці часто ця вимога не виконується. Машини разом працюють в одній мережі; навантаженням є як загальні її ділянки, так і окремі для кожної. В цьому разі аналіз режиму ускладнюється, він потребує врахування ділянок утрат напору між машинами для визначення як сумарної характеристики і параметрів загального робочого режиму, так і параметрів режиму кожної машини. Приклади аналізу подібних варіантів проілюстровано на рис. 6.3 (послідовне з'єднання двох насосів за наявності між ними ділянки втрати напору) і на рис. 6.4 (паралельна робота двох вентиляторів на всмоктування, другий вентилятор підключено до основної мережі на вході першого через повітропровод M2).

Алгоритм аналізу складних варіантів з'єднання турбомашин і ділянок загальної мережі передбачає:

- 1) визначення загальних ділянок мережі, що є навантаженням для

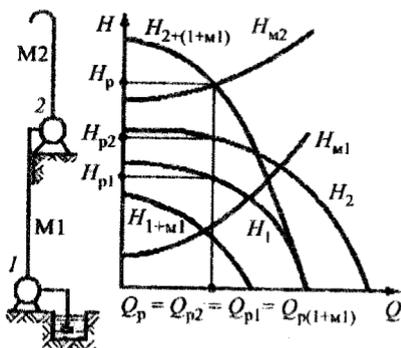


Рис. 6.3. Визначення параметрів робочого режиму насосів за наявності між ними ділянки втрати напору за послідовного з'єднання

обох машин; 2) побудову в точці з'єднання із загальними ділянками мережі, залежності напору від подачі для кожної турбомашини (побудова характеристик, зведених до обраної точки, механізмів, що еквівалентують машини і ділянки мережі, що з'єднано послідовно); 3) відповідно до правил послідовного та паралельного з'єднань турбомашин побудову результуючої напірної характеристики еквівалентних машин; 4) визначення робочої точки як перетину результуючої напірної характеристики еквівалентних машин і характеристики загальних ділянок мережі; 5) виходячи з координат робочої точки відповідно до правил послідовного та паралельного з'єднань визначення параметрів робочого режиму кожної з турбомашин.

Для прикладу на рис. 6.3 загальною ділянкою мережі є трубопровід М2. Другий насос вже міститься в потрібній точці. Перший насос треба умовно наблизити до неї. Його напір буде меншим на величину втрат напору в трубопроводі М1. Характеристику H_{1+M1} , що еквівалентує насос 1 і трубопровід М1, визначають за правилами послідовного з'єднання. Результуючу напірну характеристику також визначають за

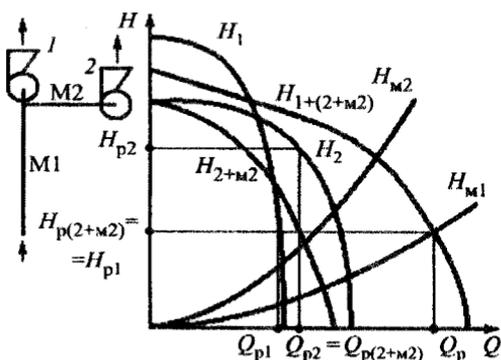


Рис. 6.4. Визначення параметрів робочого режиму вентиляторів за наявності між ними ділянки втрати напору у разі паралельного з'єднання

правилами послідовного з'єднання за характеристиками H_{1+M1} і H_2 , а робочу точку – перетином із характеристикою мережі H_{M2} . Усі складові системи з'єднано послідовно, їх продуктивності дорівнюють робочій. Напори насосів знаходять, виходячи з їх напірних характеристик і робочої подачі.

За паралельної роботи вентиляторів (рис. 6.4) загальною

ділянкою мережі є повітропровід М1. До нього слід умовно наблизити вентилятор 2. Потрібну еквівалентну характеристику H_{2+M2} отримують із врахуванням послідовного з'єднання повітропроводу М2 і вентилятора 2. Результуючу напірну характеристику визначають за правилами паралельного з'єднання за характеристиками H_{2+M2} і H_1 , а робочу точку – перетином із характеристикою H_{M1} . Робочий напір дорівнює робочим напорам вентилятора 1 і еквівалентного механізму 2+М2, що працюють паралельно. Їх подачі знаходять, виходячи із напірних характеристик і робочих напорів. Залишилось визначити напір вентилятора 2 за його напірною характеристикою і подачею, що дорівнює подачі еквівалентного механізму.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Який зв'язок між напорами турбомашин і їх сумарними значеннями за послідовного і паралельного з'єднань?*
- 2. Який зв'язок між подачами турбомашин і їх сумарними значеннями за послідовного і паралельного з'єднань?*

Частина II

ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ

7. Загальні відомості про вентиляторні установки

Напірне переміщення газів за малих тисків, що не перевищують приблизно 15000 Па, відбувається за допомогою вентиляторних установок. Вони забезпечують вентиляцію, потребу в холодному або нагрітому повітрі для охолодження чи нагрівання, інші технологічні потреби. Обмеження тиску дозволяє розглядати гази як нестисливе середовище – гідравлічну рідину. Наслідком цього є те, що енергія не перетворюється в теплову (сталість питомої енергії газів), об'ємна подача на вході й виході машини однакова, є можливість користуватись єдиною теорією під час дослідження вентиляторів і насосів.

7.1. Склад вентиляторної установки

Склад вентиляторної установки визначається умовами конкретного застосування. Щонайменше – це *вентилятор та привідний двигун* (здебільшого електричний). У разі переміщення газів через загальну систему приміщень, виробок (коли їх розміри та конфігурації визначаються з інших міркувань, ніж тільки потреби вентиляції) вентиляційна мережа не входить до складу вентиляторної установки. Прикладом може бути *головна вентиляторна установка шахти*, яку призначено для вентиляції всіх виробок, за винятком тупикових. Ці установки розміщено на поверхні в усті герметично закритих стовбурів, штолень. Через них проходить все повітря шахти. Застосовують усмоктувальну, нагнітальну та комбіновану схеми вентиляції (див. підрозд. 5.1). Якщо вентиляторна установка складається з кількох вентиляторних агрегатів, а також для створення системи реверсування повітряного струменя, склад вентиляторної уста-

новки доповнюють системою каналів, що з'єднує вентилятори із зовнішньою атмосферою і шахтною вентиляційною мережею, пристроями для переключення каналів (лядами) і забезпечення незалежної роботи кожного з вентиляторів, а також приводами і механізмами керування перемикальними пристроями, апаратурою автоматики. Крім того, склад вентиляторної установки поповнюється вхідними, вихідними пристроями, пускорегулювальною та контрольною апаратурою, звукопоглинальними пристроями.

Якщо повітря переміщується спеціальною системою повітропроводів, то вентиляційну мережу обирають з умови забезпечення потреб вентиляції і відповідно вона впливає на визначення основних параметрів вентиляторної установки. До складу вентиляторної установки входять і повітропроводи. Прикладом може бути вентиляторна установка місцевого провітрювання, яку використовують на шахтах для вентиляції глухих (тупикових) виробок, розміщують на штреці і в якій застосовано нагнітальну схему вентиляції. Схему її функціонування показано на рис. 7.1.

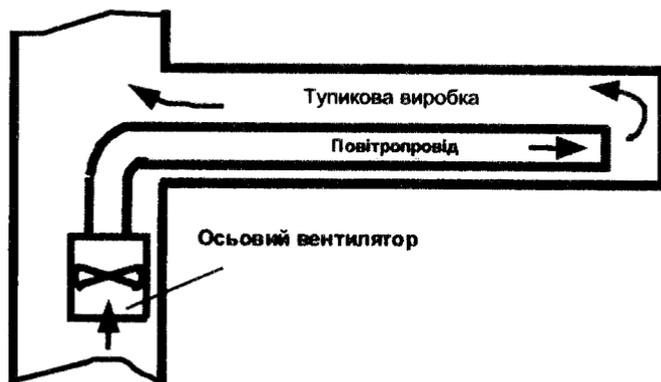


Рис. 7.1. Схема роботи вентилятора місцевого провітрювання

7.2. Порівняння властивостей осьових та відцентрових вентиляторів

Осьові та відцентрові вентилятори широко застосовують для переміщення газів. Їх властивості дозволяють принципову заміну одного типу вентиляторів іншим, але узгодження типу вентилятора з особливостями вентиляційної мережі, співвідношенням параметрів робочого режиму дозволяє отримати оптимальні розв'язки і мати максимальну ефективність роботи вентиляторної установки. Для визначення раціонального застосування кожного з типів вентиляторів розглянемо їх переваги та недоліки.

Переваги осьових вентиляторів:

1) *простота реверсу струменя.* Досягається реверсуванням приводу або відповідною зміною кута встановлення лопатей робочих коліс зі збереженням напрямку обертання;

2) *більші можливості регулювання режиму роботи поворотом лопатей напрямного апарата* (див. підрозд. 7.4);

3) *менші габарити та маса* за великої продуктивності;

4) *високе значення внутрішнього ККД;*

5) *зручність переходу на послідовну роботу* завдяки збіжності напрямків вхідного та вихідного потоків; вентилятори немовби розміщуються один за одним у спільній трубі.

Недоліки осьових вентиляторів:

1) *сідлоподібність напірної характеристики;*

2) *великий шум за колдових швидкостей понад 90...95 м/с;*

3) *важкий доступ до підшипників;*

4) *підвищені вимоги до точного балансування.*

Переваги відцентрових вентиляторів:

1) *працюють із більшими колдовими швидкостями;* до 120...125 м/с аеродинамічні шуми не перевищують допустимих;

2) *створюють більші напори.*

Недоліки відцентрових вентиляторів:

- 1) менша глибина економного регулювання (у разі відхилення подачі від номінальної ККД змінюється більш інтенсивно, ніж осьових вентиляторів);
- 2) менша частота обертання робочого колеса в разі потреби мати великі значення продуктивності й малі напори. Виникає потреба застосувати знижувальний редуктор;
- 3) потреба в додаткових вентиляційних каналах та в обладнанні їх перемикання для забезпечення реверсу струменя у вентиляційній мережі.

Схему реверсу струменя показано на рис. 7.2. Стрілками показано напрямок струменя повітря, суцільними лініями зображено стрілки та положення ляди в різі прямого напрямку потоку (всмоктувальна система вентиляції). Пунктирні лінії відповідають реверсу струменя (нагнітальна система вентиляції). Обвідні канали для реверсу застосовують також у процесі експлуатації нереверсивних осьових вентиляторів.

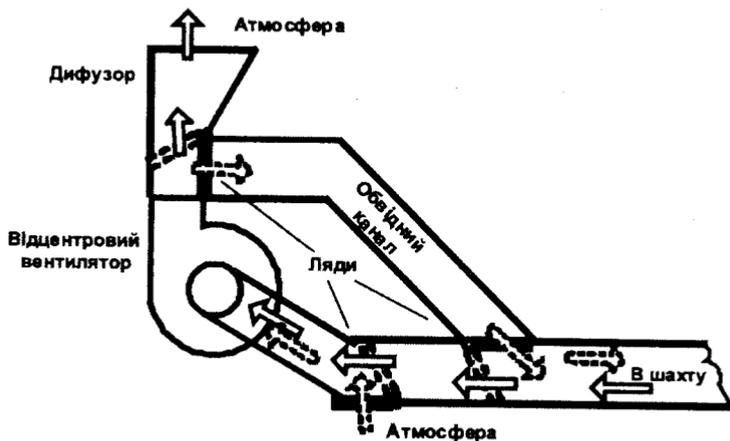


Рис. 7.2. Схема реверсу у вентиляційній мережі

Застосування відцентрових і осьових вентиляторів визначають, зважаючи на їх властивості. Відцентрові вентилятори застосовують за менших витрат і більших тисків, ніж осьові. Для роботи в таких умовах

осьові вентилятори потребують більших частот обертання робочого колеса і створюють більші аеродинамічні шуми. Відповідно осьові вентилятори забезпечують кращі експлуатаційні показники вентиляторних установок за великих витрат і менших тисків.

7.3. Особливості роботи вентиляторної установки на всмоктування

Під час розгляду характеристики вентиляційної мережі було показано, що у разі застосування всмоктувальної системи вентиляції вихід вентилятора сполучено з атмосферою. Це суттєво впливає на економічні показники вентиляторної установки, зумовлює специфіку їх визначення, потребує спеціальних конструктивних рішень щодо створення вихідних пристроїв вентиляторів.

Такі особливості зумовлено *втратами кінетичної енергії повітря, що виштовхується з вентилятора*. Покажемо це, проаналізувавши перетворення енергії у вентиляторній установці. Двигун вентилятора споживає електроенергію з мережі і перетворює її в механічну енергію на валу. Її споживає вентилятор і перетворює в гідравлічну енергію потоку (питома енергія, що передається робочим колесом рідині, оцінюється напором або тиском). Напір вентилятора витрачається на роботу з подолання опорів на тертя під час переміщення рідини, на збільшення її потенціальної та кінетичної енергій. Статичний тиск вентилятора створює різницю тисків на вході та виході вентиляційної мережі, що зумовлює витрати повітря крізь неї. Динамічний тиск на виході вентилятора (кінетична енергія повітря, що виштовхується в атмосферу при всмоктувальній системі вентиляції) не виконує корисної роботи і повністю втрачається. Чим більша ця кінетична енергія, тим більша частка електричної енергії, що спожита з мережі, витрачається марно і тим менше значення ККД вентиляторної установки.

У разі всмоктувальної системи вентиляції корисну роботу вентилятора характеризує статичний тиск, енергоефективність оцінюють за допомогою ККД за статичним напором, який з урахуванням рівняння (1.5)

$$\eta_{ст} = QP_{ст} / N,$$

де $P_{ст} = P_{ст2} - P_{ст1} - \rho c_1^2 / 2$ – статичний тиск вентилятора, визначають відповідно до викладеного і згідно з виразами (1.2), (1.3); $P_{ст2}$, $P_{ст1}$ – статичний тиск потоку на вході та виході вентилятора. Орієнтовно статичний ККД становить 70...80 % від ККД за повним напором.

Утрати енергії внаслідок динамічного напору на виході вентилятора можна зменшити за допомогою дифузорів. Вони збільшують площу вихідного каналу вентиляторної установки, а також ККД вентиляторної установки; зменшують швидкість потоку і динамічний тиск (перетворюючи його в статичний згідно із законом збереження енергії). Дифузор зменшує втрати енергії, що пов'язані з динамічним напором на виході вентилятора, але являє собою додаткову ділянку повітропроводу і дещо збільшує втрати на тертя. Тому для потужних установок перевагу віддають вентиляторам з лопатями робочих коліс, загнутими назад. У цьому разі частка динамічного напору в повному менша, а також менші втрати енергії внаслідок утрат динамічного напору (див. рис. 3.2, 3.3), потреба в дифузорному перетворенні потоку на виході, втрати в дифузорі.

Дифузори використовують і в разі застосування нагнітальної системи вентиляції для забезпечення плавного переходу від вихідного отвору вентилятора до повітропроводу (виробки) і зменшення втрат на вихроутворення та удар.

7.4. Способи регулювання параметрів робочих режимів вентиляторної установки

Вентиляторні установки мають забезпечувати потрібні параметри робочого режиму в разі зміни режиму функціонування підприємства протягом терміну їх експлуатації. Режим роботи змінюється унаслідок як зміни виробничої потужності, так і його циклічності (вихідні, ремонтні дні, робочі та неробочі зміни і т. ін). Крім того, на значення параметрів робочого режиму вентиляторної установки впливають сезонні коливання природної тяги, зміна витоків та підсмоктування й інші чинники, що коригують характеристику вентиляційної мережі. Для забезпечення ефективного функціонування в таких умовах застосовують регульовані вентиляторні установки. Розглянемо основні способи регулювання.

Дроселювання потоку є одним з найпростіших способів. Застосування засувок та інших пристроїв для зміни опору зовнішньої мережі дозволяє змінювати координати робочої точки. У разі нагнітальної схеми вентиляції застосовують дроселювання на виході вентилятора, а за всмоктувальної схеми вентиляції – дроселювання на вході у вентилятор. В обох випадках уведення дроселя може інтерпретуватись як зміна характеристики мережі за незмінної напірної характеристики механізму. На рис. 7.3 зображено $Q-H$ характеристики вентилятора (в), мережі (м), дроселя (д), з'єднаних послідовно. Без дроселя робочою точкою є точка 1, і тоді втрати напору в мережі дорівнюють напору вентилятора $H_{p1} = H_{в1} = H_{м1}$. Уведення дроселя змінює зовнішню відносно вентилятора характеристику мережі (м+д). Робочою точкою стає точка 2, тоді напір вентилятора дорівнює сумі втрат напору в мережі і дроселі $H_{p2} = H_{в2} = H_{м2} + H_{д2}$.

Такий самий результат можна отримати, інтерпретуючи введення дроселя заміною характеристики вентилятора характеристикою меха-

нізму, що еквівалентує послідовно з'єднанні вентилятор та дросель (в+д) (рис. 7.3), за незмінної характеристики мережі. Еквівалентну характеристику знаходять аналогічно рис. 6.3, 6.4. У цьому разі робочою точкою є точка 3 з подачею $Q_{p3} = Q_{p2}$, за якої H

втрати напору в мережі дорівнюють напору еквівалентного механізму (в+д) $H_{p3} = H_{m2} = H_{(в+д)2} = H_{в2} + H_{д2}$. Визначення еквівалентної характеристики механізму виконано з урахуванням того, що вентилятор створює напір, а дросель – втрати напору, тобто підсумовування – алгебричне: від ординати графічної залежності (в) віднімається ордината залежності (д), $H_{(в+д)2} = H_{в2} - |H_{д2}|$.

Під час аналізу схем з послідовним

з'єднанням елементів порядок визначення нової робочої точки не впливає на результат. Порядок підсумовування характеристик важливий для дослідження розгалужених схем, як на рис. 6.3, 6.4.

Зміна частоти обертання робочого колеса потребує наявності регульованого приводу. Відповідно до теорії подібності за деякої зміни швидкості подача змінюється пропорційно до неї, а напір пропорційно до її квадрата (4.6): $Q_1 / Q_2 = n_1 / n_2$, $H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2$.

Напрямок потоку на вході в робоче колесо змінюється залежно від кута встановлення лопатей осьового напрямного апарата. При цьому змінюється швидкість закручування потоку c_{u1} . Якщо потік закручується в напрямку обертання ($c_{u1} > 0$) відповідно до рівняння теоретичного тиску $P_T = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$, тиск вентилятора зменшується. Перетворимо

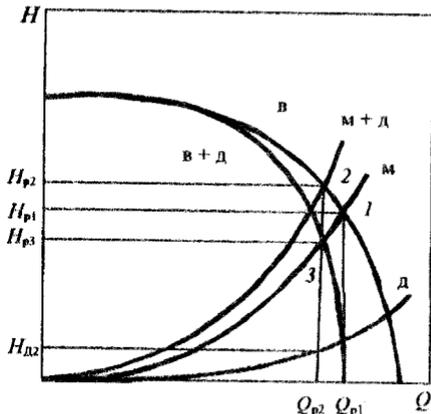


Рис. 7.3. Зміна параметрів робочого режиму під час дроселювання

останнє рівняння з урахуванням пропорційності переносної швидкості добутку кількості обертів і діаметра:

$$P_r = \rho u_2 c_{u2} \left(1 - \frac{D_1 c_{u1}}{D_2 c_{u2}}\right). \quad (7.1)$$

Дослідимо вплив зміни кута закручування потоку на вході залежно від типу вентилятора. Відношення діаметрів відцентрових вентиляторів менше від одиниці, в осьових – дорівнює одиниці. Тобто ефективність регулювання тиску зміною напрямку потоку, як видно з рівняння (7.1), буде вищою у випадку осьових вентиляторів.

Поворот лопатей робочих коліс осьових вентиляторів збільшує кут атаки, циркуляцію робочого колеса і тиск вентилятора. Лопаті відцентрових вентиляторів нерухомі, але застосовується **поворот периферійних частин лопатей – закрилок** (рис. 7.4). Як видно з рисунка, збільшення кута встановлення закрилка збільшує зовнішній діаметр робочого колеса до D_2^* та кут β_2 . Відповідно до рівняння теоретичної напірної характеристики (3.11) це збільшує тиск вентилятора.

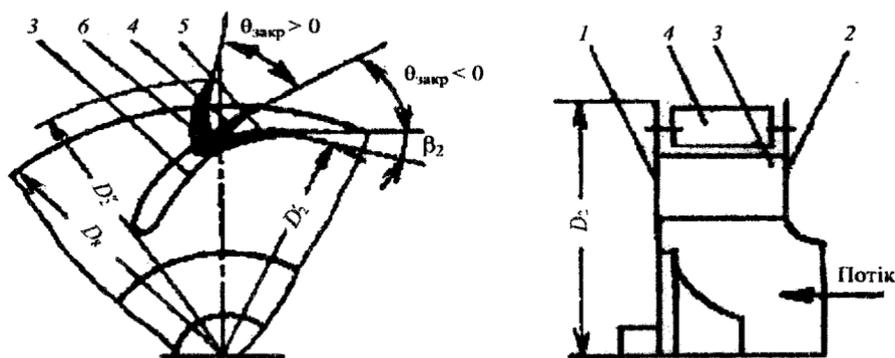


Рис. 7.4. Регулювання поворотом закрилок лопаток відцентрового робочого колеса:

- 1, 2 – задній та передній диски робочого колеса; 3 – нерухома частина лопаті;
4 – закрилка в середньому положенні; 5, 6 – положення закрилки із зменшенням та збільшенням її кута відповідно

7.5. Порівняння економічності регулювання дроселюванням та зміни частоти обертання

Серед наведених способів дроселювання найбільш просто реалізувати на практиці і тому він набув поширення. Але цей спосіб дуже енергоємний. Зростання вартості енергоресурсів виводить на перше місце регулювання частоти обертання.

Напірну характеристику вентилятора a_1 і характеристику вентиляційної мережі b_1 показано на рис. 7.5. Їх перетин визначає робочу точку 1 і параметри робочого режиму P_1 , Q_1 . Зменшення подачі в два рази можна досягти дроселюванням, змінивши характеристику мережі на b_2 , і переходом до робочої точки 2, або зміною частоти обертання, змінивши напірну характеристику на a_2 , і переходом до робочої точки 3.

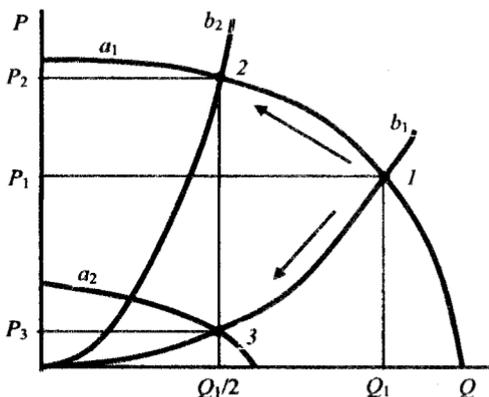


Рис. 7.5. Порівняння способів регулювання і частоти обертання.

Економічність способів регулювання за припущення незмінного ККД вентилятора можна оцінити порівнянням гідравлічних корисних потужностей в робочих точках 2 і 3:

$$N_{k2} = P_2 Q_1 / 2; \quad N_{k3} = P_3 Q_1 / 2.$$

Тобто під час дроселювання буде створюватись гідравлічна корисна потужність у P_2/P_3 разів більша, ніж у разі регулювання швидкості. Для наведеного співвідношення характеристик дроселювання більш ніж в шість разів енергоємніше (рис. 7.5). Співвідношення потужностей, які споживаються з електричної мережі електроприводом вентилятора, буде дещо меншим унаслідок більшого значення ККД вентилятора в точці 2, ніж у точці 3.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Чим відрізняється склад вентиляторних установок головного і місцевого провітрювання?*
- 2. Яка схема вентиляції вентиляторної установки місцевого провітрювання?*
- 3. Як реверсувати струмінь потоку повітря в об'єкті вентиляції осьовими і відцентровими вентиляторами?*
- 4. Чому динамічний напір на виході вентилятора за всмоктувальної системи вентиляції є втратами?*
- 5. Як дифузор за всмоктувальної системи вентиляції впливає на ККД вентиляторної установки?*
- 6. Які способи застосовують для регулювання параметрів робочих режимів вентиляторної установки і які більш економічні?*

8. Робочі властивості вентиляторів та вентиляційної мережі

8.1. Ділянка промислового використання вентилятора

Ділянка промислового використання – це частина поля робочих режимів у координатах $Q-H$, що обмежена умовами стійкої та економічної роботи. Її враховують під час проектування вентиляторної установки для узгодження потрібного діапазону зміни параметрів робочих режимів з можливостями вентилятора. Поле робочих режимів утворюється сукупністю індивідуальних характеристик турбомашини (універсальні характеристики, рис. 4.1), що обирають відповідно до способу регулювання. Ділянка промислового використання обмежується умовами економічної та стійкої роботи. Згідно з умовами економічності межами є ізолінії мінімального допустимого значення ККД. Для вентиляторів головного провітрювання – це $\eta = 0,6$, для місцевого – $\eta = 0,5$. За умови стійкості робоча зона обмежується спадною частиною напірних характеристик (рис. 5.6, 5.11). Крім того, використання осьових вентиляторів обмежується вимогою отримання за реверсу продуктивності не менш ніж 60 % від номінальної. Характеристики цих вентиляторів змінюються залежно від напрямку потоку повітря.

Приклад аеродинамічних характеристик двоступеневого осьового вентилятора в межах промислового використання показано на рис. 8.1. Характеристики стосуються регулювання зміни кутів установлення лопатей робочих коліс. Значеннями цих кутів для обох коліс позначено відповідні характеристики. Ізолінії ККД наведено для його значень від $\eta = 0,6$ до $\eta = 0,79$. Вісь ординат проградуїровано в декапаскалях – 10·Па. Наведено межі ділянки за умови стійкості та реверсу.

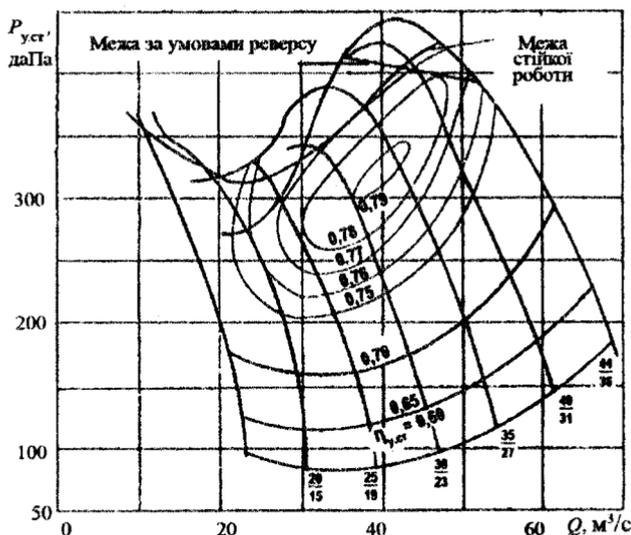


Рис. 8.1. Аеродинамічні характеристики осьового вентилятора

Приклад аеродинамічних характеристик регульованого відцентрового вентилятора в межах промислового використання показано на рис. 8.2. Сукупність напірних характеристик із регулюванням швидкості зображено суцільними лініями і позначено її значеннями (від 300 до 600 об/хв). При цьому кут встановлення лопатей напрямного апарата $\Theta_{л.ан} = 0^\circ$. У разі його зміни сукупність напірних характеристик зображають штрихпунктирними лініями і наносять значення кутів.

Ділянка промислового використання двох однакових вентиляторів, що сумісно працюють на загальну мережу, отримують з ділянки для одного. За послідовної роботи зменшують у два рази масштаб осі ординат (наприклад, на рис. 8.2 замість 400 треба зазначити 800 даПа), у разі паралельної роботи – зменшують у два рази масштаб осі абсцис. Для сумісної роботи різних вентиляторів загальну ділянку будують за їх ділянками з використанням правил підсумовування характеристик паралельно та послідовно з'єднаних машин.

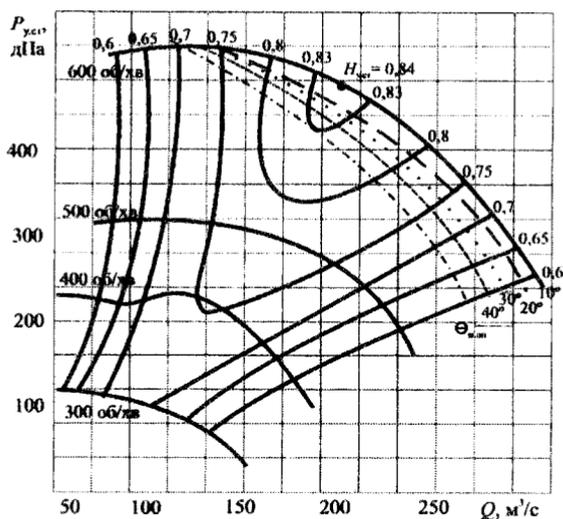


Рис. 8.2. Аеродинамічні характеристики відцентрового вентилятора

8.2. Номенклатура вентиляторів

Для створення високоефективних установок для переміщення газів потрібно обрати найбільш ефективну конструкцію вентилятора, що потребує знань особливостей існуючої номенклатури. Вивчення всього різноманіття вентиляторів не є завданням цього курсу з огляду на постійні зміни в номенклатурі і концентрацію зусиль на вивчення матеріалу з перебігу фізичних процесів у нагнітачах та принципів, методів і засобів забезпечення високої ефективності установок. Опанувати потрібний матеріал можна на прикладі вентиляторних установок шахт та метрополітенів.

Відцентрові вентилятори характеризують аеродинамічною схемою вентилятора – схемою проточної частини з набором основних конструктивних параметрів. Розрізняють вентилятори: за способом підведення повітря до робочого колеса – одностороннього та двостороннього всмоктування; за напрямком обертання – правого обертання (обер-

тання робочого колеса за годинниковою стрілкою з боку приводу) та лівого обертання (проти годинникової стрілки); за кутовим положенням осі вихідного патрубка відносно горизонту.

Наведемо приклади типів вентиляторів: ВЦ, ВЦД, ВШЦ, ВРЦД, ВЦП, ВЦЗ. Буквами позначено: В – вентилятор; Ц – відцентровий; Д – двобічного всмоктування; Р – рудниковий; Ш – шурфовий; П – прохідницький; З – з регулюванням закрилок. Після буквених позначень іде цифра (наприклад ВЦ-25), що позначає зовнішній діаметр робочого колеса в дециметрах.

Як приклад на рис. 8.3 зображено прохідницький вентилятор ВЦП-16, призначений для нагнітальної схеми вентиляції шахтних стовбурів під час їх проходження із застосуванням буровибухового способу. В інших галузях вентилятор ВЦП-16 з реверсивним пристроєм використовують як вентилятор високого тиску. Головний вал вентилятора встановлено в двох радіально-сферичних підшипниках, робоче колесо – зварне, має 8 профільних лопатей, напрямний апарат має 12 лопатей, які одночасно повертаються за допомогою приводу. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦП-16 показано на рис. 8.4.

Вентилятор одностороннього всмоктування, модернізований ВЦ-31,5М2, який встановлюють у спеціальній будівлі на поверхні шахти і застосовується як у разі всмоктувальної схеми вентиляції, так і нагнітальної, зображено на рис. 8.5. Ротор складається з вала, робочого колеса, двох підпор з дворядними сферичними підшипниками, один з яких радіальний, другий – радіально-упорний. Робоче колесо облаштовано лопатями крилоподібної форми, на хвостових частинах яких для поліпшення аеродинамічних властивостей встановлено накривки (попереківі ребра). Корпус вентилятора виконано спіральним, нижню частину якого приєднано до вентиляційного каналу і зроблено з бетону. Лопатки напрямного апарата встановлено консольно на підшипниках кочення. Дви-

гун рекомендується застосовувати синхронний або асинхронний з фазним ротором. Двигун з вентилятором з'єднується зубчатою муфтою, що забезпечує надійну роботу в разі можливої несоосності валів. Аеродинамічні характеристики показано на рис. 8.6.

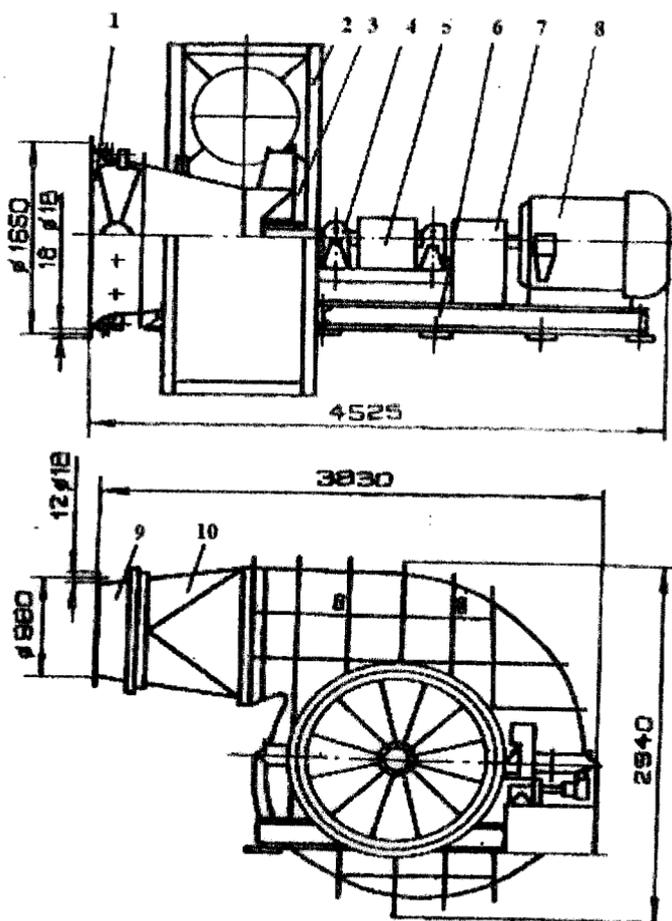


Рис. 8.3. Прохідницький вентилятор ВЦП-16:

1 – напрямний апарат; 2 – корпус; 3 – ротор; 4 – підшипник; 5 – захисний кожух вала;
6 – рама; 7 – муфта в кожусі; 8 – електродвигун; 9 – патрубок трубопроводу; 10 – перехідник

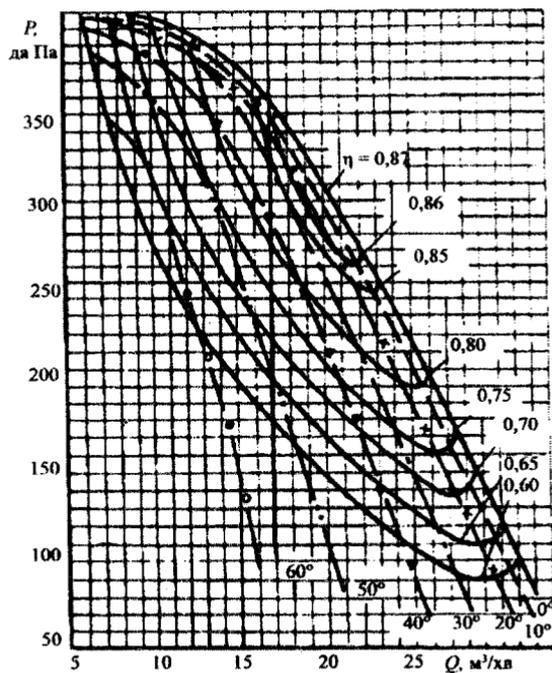


Рис. 8.4. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦП-16

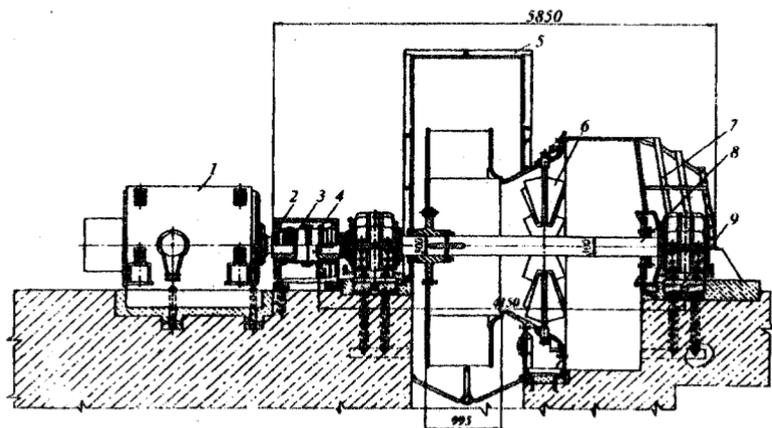


Рис. 8.5. Вентилятор ВЦ-31,5М2:

1 – електродвигун; 2 – кожух муфти; 3 – зубчаста муфта; 4 – підшипник; 5 – корпус;
6 – напрямний апарат; 7 – вхідна коробка; 8 – ротор; 9 – фундаментна плита

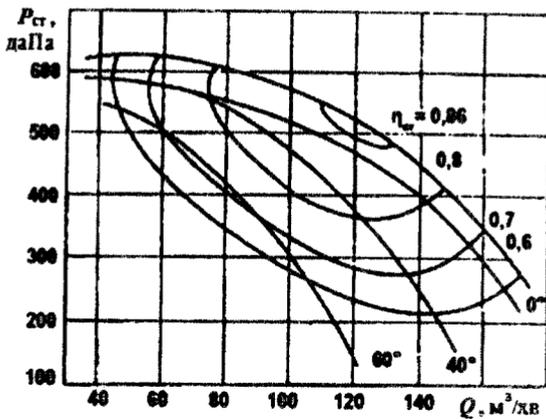


Рис. 8.6. Аеродинамічні характеристики вентиляторів ВЦ-31,5М2

Осьові вентилятори за кількістю робочих коліс підрозділяють на одноступеневі та багатоступеневі. Схеми осьових вентиляторів позначають за допомогою абрєвіатури: НА – напрямний апарат, РК – робоче колесо, СА – спрямний апарат. Приклади схем вентиляторів місцевого провітрювання: НА+РК, НА+РК+СА. Схема вентилятора головного провітрювання РК+НА+РК+СА забезпечує збільшення тиску в два рази порівняно із схемою РК+СА за однакової продуктивності. Схему РК+РК застосовують за зустрічного обертання робочих коліс. Вона, як і попередня схема, забезпечує подвійний тиск, а потік розкручується без напрямних та спрямних апаратів. Це зменшує осьовий розмір та масу, збільшує продуктивність за реверсу. Приклади типів осьових вентиляторів: ВОД, ВОК, ВОКД, ВОКР. Буквами позначено: В – вентилятор; О – осьовий; Д – багатоступеневий; Р – реверсивний; К – з крученими лопатями для запобігання перетіканню потоку в радіальному напрямку під дією відцентрових сил, що супроводжується втратами (забезпечується змінними за радіусом: шириною лопаті та вхідним, вихідним кутами лопаті β_1, β_2).

Осьовий вентилятор ВОМД-24А, призначений для роботи в неагресивних середовищах, зокрема для вентиляції тунелів, споруджень метрополіте-

нів, зображено на рис. 8.7. Аеродинамічна схема вентилятора забезпечує високий ККД і можливість реверсування повітряного струменя зі збереженням подачі на рівні 60 ... 80 % від подачі прямого напрямку.

Реверсування струменя відбувається за допомогою реверсування приводу і зміни кутів установлення лопатей напрямного і спрямного апаратів, яка забезпечується виконавчим механізмом з ланцюговою передачею. Передбачено три положення цих лопаток – для прямої роботи, реверсу та шибера у разі зупинення вентилятора.

Ротор вентилятора складається з вала та двох робочих коліс. Їх лопаті повертаються крізь люки після зупинення вентилятора, чим забезпечується плавна зміна характеристик вентилятора. Передбачено можливість регулювання шляхом зняття частини лопатей першого і другого робочих коліс за таких співвідношень їх кількості: 10/10; 10/5; 10/0; 5/5.

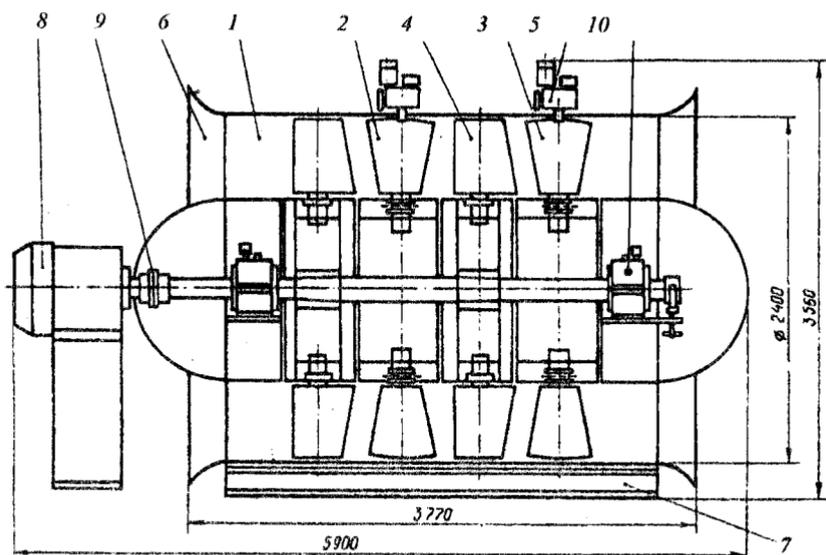


Рис. 8.7. Вентилятор ВОМД-24А:

- 1 – корпус; 2 – лопаті проміжного напрямного апарата; 3 – лопаті апарата;
 4 – лопаті робочих коліс; 5 – пристрій повороту лопаті напрямного апарата;
 6 – колектор; 7 – опорна рама; 8 – електродвигун; 9 – муфта; 10 – підшипники

Аеродинамічні характеристики вентилятора ВОМД-24А зображено на рис. 8.8: суцільними лініями – у разі прямої роботи і пунктирними – у разі реверсу.

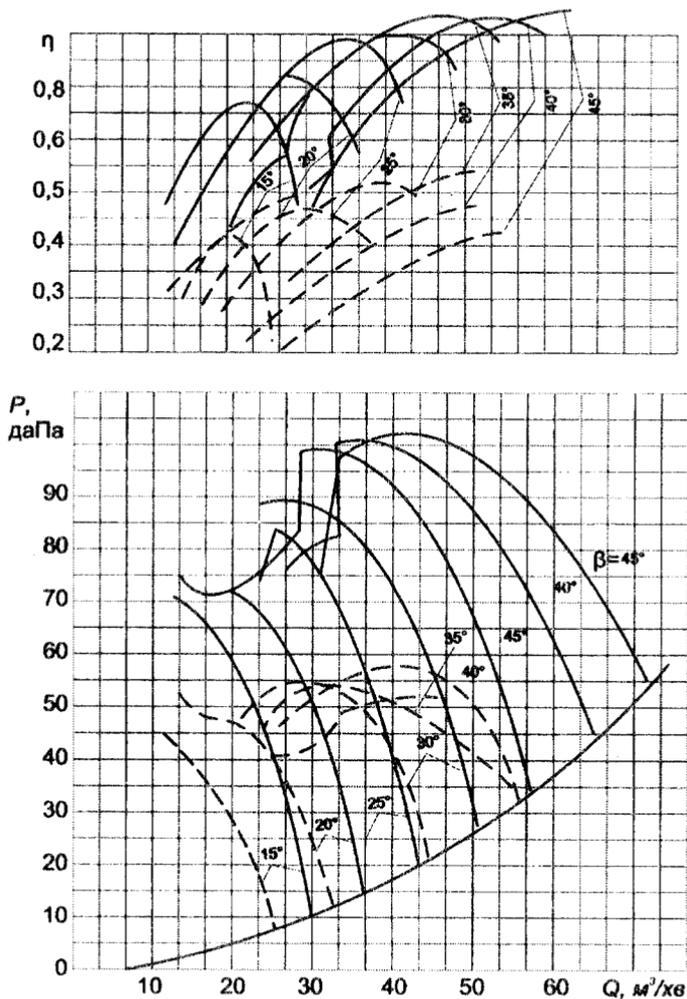


Рис. 8.8. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВОМД-24А, якщо $n = 320$ об/хв

Вентилятори з меридіональним прискоренням потоку займають проміжне положення між осьовими і відцентровими вентиляторами.

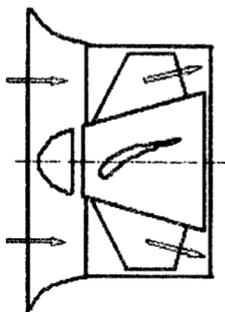


Рис. 8.9. Схема вентилятора з меридіональним прискоренням потоку

Установлення конічної або сферичної втулки робочого колеса (рис. 8.9) забезпечує значення кута α між напрямками вихідного потоку з робочого колеса та осі колеса в діапазоні: $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ (див. рис. 2.1). Завдяки цьому зростає осьова швидкість потоку на виході (меридіональне прискорення) до 1,5–2 разів порівняно зі входом. Ці вентилятори створюють більші тиски, ніж осьові, а ККД мають менший завдяки динамічному тиску, що перетворюється в дифузори в статичний тиск із втратами. Меридіональні одноступеневі вентилятори можуть замінити двоступеневі осьові. Їх використовують для

місцевого провітрювання, оскільки вони мають більші тиски, більш пологі характеристики, більшу стійкість в роботі та малOSHUMNІ.

Вентилятори місцевого провітрювання призначено для вентиляції тупикових виробок. Прикладом типів цих вентиляторів є ВМ-6М, ВМП-5М, ВМП-4. Буквами позначають: В – вентилятор, М – місцевий, П – пневматичний, М після цифри – модернізацію, цифра – діаметр вихідного патрубку в дециметрах. Використовуючи пневмоприводні вентилятори, треба враховувати, що енергоефективність пневмоприводних систем значно гірша, ніж електроприводні (у 6–8 разів) і їх використання виправдано лише у разі зaborони використання електроенергії правилами безпеки.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Чим обмежує промислове використання осьових вентиляторів?
2. Чим обмежує промислове використання відцентрових вентиляторів?
3. Що позначає перша цифра в типорозмірі вентилятора головного провітрювання?

9. Проектування вентиляторних установок головного провітрювання

9.1. Вимоги до вентиляторних установок

Вимоги до вентиляторних установок головного провітрювання можна поділити на загальні, подібні до вимог до багатьох інших механізмів, та специфічні, що зумовлені технологічними факторами та експлуатаційними особливостями і конкретизують загальні вимоги.

Загальні вимоги полягають у якомога кращих техніко-економічних показниках надійності, безпечності, енергоефективності, екологічної сумісності, можливостей регулювання.

Специфічні вимоги відповідно до правил безпеки мають забезпечити:

- резерв продуктивності 20...45 %;
- час реверсування повітряного потоку не більший від 10 хв, якщо продуктивність не менша за 60 % від нормальної;
- гарантію надійності роботи через установаження однакових робочого і резервного вентиляторів, а також бажаної диференціації джерел їх живлення;
- зменшення втрат енергії застосуванням комплексу вхідних, вихідних елементів з малими гідравлічними опорами (підведенням каналів, трійників, вхідних коробок, дифузорів та ін.);
- унеможливлення обмерзання за низьких температур перемикальних пристроїв, призначених для зміни вентилятора, реверсування потоку і т. ін.;
- оптимальність конструкції вентиляційної установки і комплексу допоміжного обладнання (ляд, дверей) для зменшення витоків і підсмоктування (за нормативами обмеження – на 10 %).

9.2. Вихідні дані

Вихідні дані для проектування вентиляторних установок головного провітрювання обумовлено їх специфікою, зокрема тим, що в складі установки немає повітропровідної мережі, а також тривалим терміном стаціонарної експлуатації. Термін експлуатації головної вентиляторної установки становить 15–25 років. За цей час потреби в кількості повітря можуть суттєво змінюватись. Це зумовлено узгодженням потрібної продуктивності вентиляційної установки з продуктивністю підприємства, кількістю працівників, особливостями технологічних процесів, які протягом тривалого терміну експлуатації можуть значно варіюватись. Крім того, депресія шахтної вентиляційної установки також весь час змінюється через змінення довжини вентиляційної мережі, що зумовлено віддаленням зони видобутку від білястовбурного двору внаслідок відпрацювання вугільних пластів. Величина депресії, оскільки немає можливості варіювати діаметром вентиляційної мережі, пов'язана за відомих її геометричних розмірів з витратами повітря.

Таким чином, вихідними даними для проектування є величини потрібних продуктивностей і тисків вентилятора протягом терміну його експлуатації, у простішому випадку – на початку експлуатації та наприкінці. Позначимо їх відповідно – Q_{\min}, P_{\min} і Q_{\max}, P_{\max} . У площині Q, P ці величини є координатами точок заданого режиму: $a(Q_{\min}, P_{\min})$, $b(Q_{\max}, P_{\max})$, рис. 9.2. Лінію, що з'єднує точки a та b , називають лінією заданого режиму. В загальному випадку ліній заданого режиму може бути декілька.

Розглянемо методику експлуатаційного розрахунку головної вентиляційної установки за однією заданою лінією робочого режиму з використанням найбільш простого, але наочного, графоаналітичного методу.

9.3. Вибір типу вентилятора

Тип вентилятора вибирають за допомогою зведеного графіка ділянок промислового використання. На ньому в координатах Q ($\text{м}^3/\text{с}$), P (Па)

зображено межі цих ділянок для різних вентиляторів. Приклад ділянок промислового використання осьових вентиляторів типу ВОД показано на рис. 9.1. Цей графік суміщують з точками заданого режиму, координати яких задано у

вихідних даних. Обирають той вентилятор, всередину ділянки якого потрапили обидві задані точки.

Якщо вентилятори не задовольняють задані режими, розглядають можливості застосування паралельного або послідовного з'єднання машин з відповідним формуванням ділянок промислового використання. У разі невідповідності жодної з ділянок промислового використання заданим режимам розглядають можливість застосування вентилятора з однократною заміною приводного двигуна на інший, частота обертання ротора якого більша. Якщо і це не задовольнить потрібні режими, то розглядають варіанти почергового застосування двох, або більше вентиляторів.

У разі попадання точок заданого режиму всередину ділянок кількох вентиляторів розглядають всі варіанти і обирають оптимальний за критерієм мінімуму річних зведених витрат.

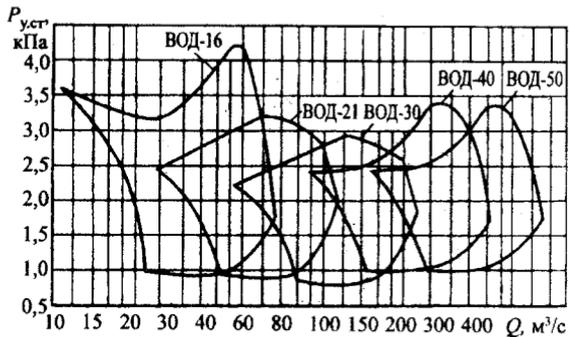


Рис. 9.1. Зведений графік ділянок промислового використання осьових вентиляторів

9.4. Вибір способу регулювання

Відповідно до обраного типу вентилятора за довідковою літературою беруть його аеродинамічні характеристики (наводяться в межах промислового використання). На них позначено разом з ізолініями ККД, напірні характеристики для певного способу регулювання. Найбільш придатний це такий спосіб регулювання, який дасть змогу отримати максимум енергоефективності і мінімуму вартості вентиляторної установки в заданому діапазоні варіювання параметрів робочого режиму. Максимум енергоефективності досягається у разі збіжності всіх робочих точок з лінією заданого режиму і максимально можливого значення ККД вентилятора в цих точках. Мінімум відхилення робочих точок від лінії заданого режиму в широкому діапазоні можна забезпечити плавним регулюванням швидкості обертання приводного двигуна. Але цей спосіб має суттєвий недолік – велику вартість регульованого приводу. Менших капітальних вкладень потребують дискретні способи регулювання завдяки зміні кутів установлення лопатей робочих коліс осьових вентиляторів та кутів повороту закрилків лопатей відцентрових робочих коліс. Їх можна ефективно використовувати у вентиляторних установках одночасно з плавним (тонким) регулюванням за допомогою зміни кутів установлення лопатей напрямного та спрямного апаратів.

Остаточні висновки про найбільшу придатність того чи іншого способу регулювання можна зробити після зіставлення результатів проектування у разі застосування можливих конкуруючих варіантів.

9.5. Визначення параметрів робочих режимів і значень регульовальних параметрів

Задані у вихідних даних точки a та b можуть збігатися з точками робочих режимів лише в разі застосування плавного регулювання. Якщо

застосовують дискретний спосіб у загальному випадку, між ними будуть відхилення. На рис. 9.2 показано сукупність напірних характеристик осьового вентилятора за дискретної зміни (з інтервалом 5°) кута установки лопатей робочого колеса Θ від 15° до 45° та ізоліній ККД з рівнями 0,6; 0,65; 0,7; 0,75; 0,8. Точка максимуму ККД сягає 0,806. На рис. 9.2 відмічено точки заданого режиму a та b для випадку заданої сталої потрібної продуктивності (позначимо її через Q_3). Показано межу ділянки промислового використання за умовами стійкості роботи.

Робоча точка визначається перетином напірної характеристики механізму з характеристикою втрат напору в мережі у функції витрат через неї. Загальний вираз отакої залежності отримано під час розгляду характеристик вентиляційної мережі:

$$P = RQ^2, \quad (9.1)$$

де R – опір трубопроводу.

Для отримання характеристики конкретної мережі достатньо знати дві її точки: початку координат і заданого режиму. Опір мережі, що відповідає заданій точці a , визначають, виходячи з її координат:

$$R_{\min} = P_{\min} / Q_3^2.$$

Для точки b аналогічно:

$$R_{\max} = P_{\max} / Q_3^2.$$

Графіки характеристик вентиляційної мережі можна побудувати за допомогою рівняння (9.1). Підставивши в нього відповідне значення опору і множину значення подачі в потрібному діапазоні, який задається проєктувальником, отримують множину тисків. Отримані множини подач і тисків є координатами точок шуканої характеристики. На рис. 9.2 цифрами 1, 2 позначено характеристики мережі, побудовані відповідно

за R_{\min} та R_{\max} . Під час роботи вентилятора разом з мережею з характеристикою l у межах ділянки промислового використання може бути чотири робочі точки (точку найбільшої продуктивності позначено через κ). Першою робочою точкою обирають найближчу до заданої з більшою подачею. Це точка d , що є перетином характеристики мережі l і напірної характеристики за кута установки лопатей 35° . подача не може бути меншою від заданої відповідно до вимог технології та правил безпеки. Зайве перевищення подачі призводить до перевитрат енергії.

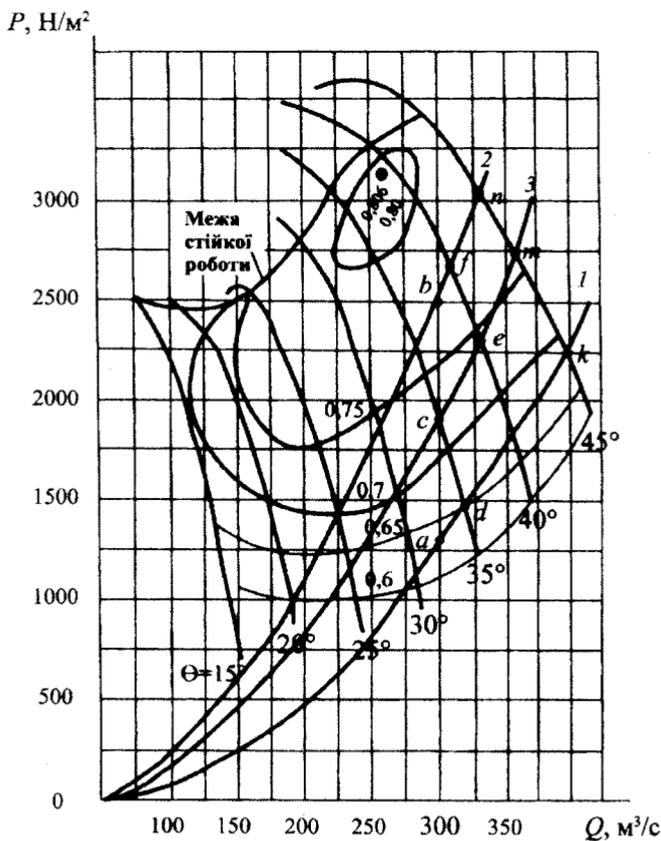


Рис. 9.2. Визначення параметрів робочих режимів вентилятора

За час експлуатації вентилятора (у випадку заданої лінії робочих режимів) опір мережі весь час збільшується від R_{\min} до R_{\max} . Характеристика мережі поступово зміщується від кривої 1 до кривої 2, відповідно зміщується робоча точка – точка перетину характеристики мережі і напірної характеристики за обраного значення кута $\Theta = 35^\circ$. При цьому продуктивність вентилятора весь час зменшується. Коли робоча точка зміститься до лінії заданого режиму $a-b$, подальша робота з кутом $\Theta = 35^\circ$ недопустима, оскільки подача менша за задану. Виникає потреба змінювати кут установлення лопатей. Останню робочу точку при першому куті позначено через c . Для визначення першої робочої точки під час роботи вентилятора з новим кутом $\Theta = 40^\circ$ (точки e) будують характеристику мережі 3 аналогічно до перших. Опір мережі $R_c = P_c / Q_c^2$ визначають, виходячи за координатами точки c . Останню робочу точку – точку f – визначають перетином характеристики мережі 2 і напірної характеристики за кута $\Theta = 40^\circ$.

Таким чином, *робочий режим обумовлюється лініями $d-c$ та $e-f$, параметри робочих режимів (тиски та подачі) є координатами точок на цих лініях, регульовальні параметри – кути $\Theta = 35^\circ$ і $\Theta = 40^\circ$.*

Енергоефективність вентилятора під час роботи у визначених точках робочих режимів характеризують значення ККД. Їх визначають за допомогою ізоліній ККД. Якщо робоча точка збігається з ізолінією, то ККД вентилятора в цій точці відповідає позначенню ізолінії (наприклад, для точки d маємо $\eta_d = 0,65$). В іншому випадку ККД визначають за значенням ККД ізоліній, між якими міститься досліджувана точка (для точки c $\eta_c = 0,725$). Значення ККД у цій точці є проміжним і пропорційним віддаленню точки від ізоліній. Якщо значення ККД досліджуваної точки перевищує найбільший рівень ізолінії, беруть до уваги цю величину і точку максимального ККД.

9.6. Визначення резерву продуктивності

Резерв продуктивності вентилятора визначають зіставленням усіх робочих точок з точками максимальної подачі (у межах ділянки промислового використання), яку може забезпечити вентилятор за поточної характеристики мережі. У розглядуваному випадку (рис. 9.2), на початку експлуатації, резерв продуктивності вентилятора визначають за режимом роботи в точці $k(Q_k, P_k)$, наприкінці – в точці $n(Q_n, P_n)$. Ці точки розміщено на перетині характеристик вентиляційної мережі 1 і 2 відповідно і напірної характеристики за кута встановлення лопатей робочого колеса $\Theta = 45^\circ$. Вирази для визначення резерву продуктивності такі:

$$\Delta Q_1 = \frac{Q_k - Q_a}{Q_a} \cdot 100; \quad \Delta Q_2 = \frac{Q_n - Q_b}{Q_b} \cdot 100.$$

Якщо отримане значення резерву продуктивності менше за 20 %, розглядуваний варіант не задовольняє вимоги до вентиляторних установок головного провітрювання.

9.7. Вибір двигуна

Потужність приводного двигуна визначають на підставі даних про гідравлічну корисну потужність та ККД вентилятора (1.4, 1.5). Двигун обирають за умовами роботи в найбільш важкому режимі. Для його визначення розраховують потужність в усіх робочих точках:

$$N_i = P_i Q_i / \eta_i,$$

де індекс i набуває позначень: d, c, e, f . Обирають найбільшу – N_{\max} . У досліджуваному прикладі $N_{\max} = P_f Q_f / \eta_f$. Потужність двигуна має бути в κ_3 разів більшою ($\kappa_3 = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу на випадок перевантажень унаслідок збільшення значень параметрів робочого режиму, зменшення напруги живлення і т. ін.): $N_{\text{дв}} \geq \kappa_3 N_{\max}$.

Приводний двигун обирають за каталоговими даними за визначеним значенням $N_{дв}$ і потрібною швидкістю обертання, обумовленою аеродинамічними характеристиками вентилятора. При цьому обирають двигун, номінальна потужність якого N_n є найближчою більшою відносно визначеної: $N_n \geq N_{дв}$.

Для приводу вентиляторів використовують асинхронні й синхронні електродвигуни. Асинхронні двигуни більш прості, надійніші і дешевші, ніж синхронні, але можуть поступатися їм за енергетичними показниками – ККД та коефіцієнтом потужності ($\cos\phi$). Синхронні двигуни мають менші втрати внаслідок непроковзування ротора відносно обертового магнітного поля і більшого значення коефіцієнта потужності. Їх можна використовувати для компенсації дефіциту реактивної потужності в електромережі. Синхронні двигуни мають кращі робочі властивості, але поступаються за пусковими. Це призводить до ускладнення конструкції та вжиття спеціальних заходів щодо організації пускових режимів.

Після визначення номінальної потужності двигуна, обраного за умови допустимості його теплового стану в робочому режимі, проводять перевірки перевантажувальної та пускової здатностей, а також забезпечення резерву продуктивності.

Перевірка перевантажувальної здатності в переважній більшості випадків не потрібна внаслідок особливостей зміни моменту опору, що створює вентилятор.

Перевірку пускової здатності проводять для підтвердження неперевищення нагріву в пусковому режимі допустимого рівня. Це зумовлено можливими складностями, що виникають під час розгону великих махових мас ротора вентилятора – збільшенням часу пуску.

Перевірка забезпечення резерву продуктивності зумовлена збільшенням потрібної потужності двигуна в разі збільшення подачі на задану величину ΔQ . Для цієї перевірки визначають максимальну продук-

тивність $Q_m = Q_3(1 + \Delta Q/100)$; для всіх визначених характеристик мережі знаходять робочі точки, що забезпечать цю продуктивність (для прикладу на рис. 9.2 при $\Delta Q = 20\%$ це перетин характеристики l і напірної характеристики, якщо $\Theta = 40^\circ$, точки e та n); для цих точок визначають потужність на валу вентилятора $N_i = P_i Q_i / \eta_i$ і порівнюють з номінальною N_n .

Якщо результати перевірки незадовільні, треба збільшувати потужність двигуна до потрібного рівня.

9.8. Коефіцієнт корисної дії регулювання

Коефіцієнт корисної дії регулювання вентилятора дозволяє оцінити перевищення споживання енергії обраним дискретним способом регулювання порівняно з ідеальним випадком, коли режим роботи збігається із заданою лінією робочих режимів $a-b$. Така збіжність характерна для плавного (наприклад, за допомогою перетворювачів частоти) регулювання швидкості приводного двигуна. Коефіцієнт корисної дії регулювання вентилятора допомагає оцінити економічну доцільність заміни дискретного регулювання плавним, а також порівняти економічність варіантів дискретного регулювання із застосуванням різних вентиляторів.

Під час дослідження конкретної робочої точки ККД регулювання вентилятора визначають відношенням потужності, потрібної для забезпечення необхідного вентиляційного режиму, до фактичної потужності за такого способу регулювання. На початку експлуатації (рис. 9.2) ККД регулювання визначають таким чином:

$$\eta_{ll} = \frac{Q_a P_a \eta_d}{Q_d P_d \eta_a}$$

наприкінці експлуатації:

$$\eta_2 = \frac{Q_b P_b \eta_f}{Q_f P_f \eta_b}$$

Максимальний ККД регулювання, що дорівнює одиниці, досягається в точці c , коли фактичний режим роботи збігається з потрібним.

Під час порівняльних досліджень треба виконати інтегральну оцінку протягом часу експлуатації вентилятора T_p . При цьому ККД регулювання

$$\eta_p = \frac{Q_{ab} \int_0^{T_p} \frac{P_{ab}(t)}{\eta_{ab}(t)} dt}{\int_0^{T_p} \frac{Q_{df}(t) P_{df}(t)}{\eta_{df}(t)} dt}, \quad (9.2)$$

де індекси ab , df вказують на значення параметрів робочих режимів вентилятора відповідно за необхідного режиму (заданої подачі Q_3) і способу регулювання продуктивності та тиску вентилятора. Точне визначення величини η_p потребує відомих залежностей зміни параметрів робочих режимів у часі. Але без суттєвих похибок алгоритм розрахунку можна спростити за умови таких припущень:

- 1) протягом терміну експлуатації вентилятора шахти довжина вентиляційної мережі змінюється рівномірно;
- 2) за сталої подачі втрати тиску в мережі пропорційні її довжині (часові проміжки пропорційні інтервалам тиску по лінії ab);
- 3) інтервали ab , df можна розділити на відрізки (розмежовані визначеними характеристиками мережі), у межах яких P , Q , η змінюються за лінійними законами.

За таких припущень інтеграли виразу (9.2) замінюють сумами:

$$\eta_p = \frac{Q_3 \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{P_{ab}}{\eta_{ab}} \right)_{i1} + \left(\frac{P_{ab}}{\eta_{ab}} \right)_{i2} \right] [(P_{ab})_{i2} - (P_{ab})_{i1}]}{\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{P_{df} Q_{df}}{\eta_{df}} \right)_{i1} + \left(\frac{P_{df} Q_{df}}{\eta_{df}} \right)_{i2} \right] [(P_{ab})_{i2} - (P_{ab})_{i1}]},$$

де n – кількість відрізків; індекси $i1$, $i2$ вказують на значення параметрів робочих режимів відповідно на початку відрізка i та в його кінці. Для прикладу (рис. 9.2) припускають, що $n = 2$ і ККД регулювання вентилятора визначають виразом:

$$\eta_p = \frac{Q_a \left[\frac{P_a}{\eta_a} (P_c - P_a) + \frac{P_c}{\eta_c} (P_b - P_a) + \frac{P_b}{\eta_b} (P_b - P_c) \right]}{\left(\frac{P_d Q_d}{\eta_d} + \frac{P_c Q_c}{\eta_c} \right) (P_c - P_a) + \left(\frac{P_e Q_e}{\eta_e} + \frac{P_f Q_f}{\eta_f} \right) (P_b - P_c)}. \quad (9.3)$$

За значень $Q_a = Q_c = Q_b = 300 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_d = 320 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_e = 330 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_f = 310 \text{ м}^3/\text{с}$; $P_a = 1300 \text{ Па}$; $P_d = 1450 \text{ Па}$; $P_c = 1900 \text{ Па}$; $P_e = 2300 \text{ Па}$; $P_b = 2500 \text{ Па}$; $P_f = 2650 \text{ Па}$; $\eta_a = 0,63$; $\eta_d = 0,65$; $\eta_c = 0,72$; $\eta_e = 0,74$; $\eta_b = 0,77$; $\eta_f = 0,775$ відповідно до виразу (9.3) ККД регулювання становить: $\eta_p = 0,8845$. Тобто для співвідношення характеристик, показаних на рис. 9.2, заміна дискретного регулювання плавним дозволяє заощадити 11,5 % електроенергії.

9.9. Витрати електроенергії на провітрювання

Середньорічні витрати електроенергії на провітрювання, кВт·год:

$$W_p = \frac{Q_{\text{ср}} P_{\text{ср}}}{1000 \eta_{\text{ср}} \eta_p \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{м}}} \tau_{\text{д}} n_{\text{дн}}, \quad (9.4)$$

де $Q_{\text{ср}}$, $P_{\text{ср}}$, $\eta_{\text{ср}}$ – середні значення відповідно продуктивності тиску та ККД вентилятора в заданому режимі роботи;

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{max}} + Q_{\text{min}}}{2}; \quad P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{max}} + P_{\text{min}}}{2}; \quad \eta_{\text{ср}} = \frac{\eta_a + \eta_b}{2};$$

$\eta_{\text{дв}}$ – ККД двигуна, $\eta_{\text{дв}} = 0,92$; $\eta_{\text{м}}$ – ККД електричної мережі, $\eta_{\text{м}} = 0,95$;
 $\tau_{\text{д}}$ – кількість годин роботи вентилятора за добу; $n_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів протягом року.

Питомі витрати електроенергії на провітрювання (енергосміність провітрювання) за розрахунків на одну тону ω (кВт·год/т) видобутого вугілля і на збільшення тиску на 1 Па і 1 м³ повітря ω' (кВт·год/(м³·Па)), що переміщується, становлять

$$\omega = \frac{W_p}{A}; \quad \omega' = \frac{W_p}{VP_{\text{ср.ф}}}, \quad (9.5)$$

де A – середньорічна продуктивність підприємства; V – середньорічна продуктивність вентилятора;

$$V = 3600 Q_{\text{ср.ф}} \tau_{\text{дн}} n_{\text{дн}}; \quad (9.6)$$

$Q_{\text{ср.ф}}$, $P_{\text{ср.ф}}$ – фактичні значення середніх продуктивності та тиску вентилятора. Відповідно до сформульованих припущень для співвідношення характеристик, показаних на рис. 9.2, маємо:

$$Q_{\text{ср.ф}} = \frac{(Q_d + Q_c)(P_c - P_a) + (Q_e + Q_f)(P_b - P_c)}{2(P_b - P_a)};$$

$$P_{\text{ср.ф}} = \frac{(P_d + P_c)(P_c - P_a) + (P_e + P_f)(P_b - P_c)}{2(P_b - P_a)}. \quad (9.7)$$

Наведені питомі енерговитрати є узагальненим критерієм оцінювання енергетичної ефективності будь-якого технологічного процесу, зокрема й розглянутого. Вони дозволяють не тільки оцінити якість ефекту перетворення енергії, але й визначити потенційні можливості енерго-

збереження. Зведення питомих енерговитрат до одиниці середнього тиску повітря $P_{\text{ср}}$ дозволяє безвідносно оперувати цим параметром для порівняльного оцінювання ефективності функціонування вентиляторних установок на різних об'єктах.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Які вихідні дані для проектування вентиляторних установок головного провітрювання?*
- 2. Що визначають у результаті проектування вентилятора головного провітрювання?*
- 3. Що треба знати для визначення потужності приводного двигуна?*
- 4. Яким буде алгоритм проектування, якщо жодна з характеристик вентиляторів на зведеному графіку ділянок промислового використання не забезпечує задані робочі режими?*
- 5. Як визначають момент зміни кута установлення лопатей робочих коліс для обчислення параметрів робочих режимів?*
- 6. Як визначити ККД вентилятора, якщо робочу точку розміщено між двома ізолініями ККД?*
- 7. Як визначити ККД вентилятора, якщо робочу точку розміщено в площині, обмеженій ізолінією з максимальним ККД?*

10. Проектування вентиляторних установок місцевого провітрювання

Вентилятори місцевого провітрювання провітрюють тупикові вироби та глухі вибої; використовують під час проходження стовбурів, штретків, тунелів. Кількість необхідного повітря визначають технологічними умовами, що становить $1 \dots 10 \text{ м}^3/\text{с}$.

Відмітною особливістю експлуатації вентиляторних установок місцевого провітрювання є їх робота на трубопроводі змінної довжини. Тому необхідний тиск змінюється в широких межах і досягає великих значень (понад 6000 Н/м^2). За заданої продуктивності цей тиск залежить здебільшого від площі поперечного перерізу та довжини вентиляційного трубопроводу. Найчастіше використовують такі трубопроводи:

– металеві з листового заліза товщиною $1 \dots 3 \text{ мм}$, діаметром $300, 400, 500, 600, 700 \text{ мм}$, довжиною окремих ланок $2 \dots 3 \text{ м}$;

– гнучкі тканеві з прогумованих бавовняних тканин діаметром $300, 400, 500, 600 \text{ мм}$ і довжиною окремих ланок $5, 10, 20 \text{ м}$.

Для проходження стовбурів продуктивність вентилятора досягає $25 \text{ м}^3/\text{с}$, а тиск становить 8000 Н/м^2 за діаметра трубопроводу 1000 мм . Аеродинамічний опір вентиляційного трубопроводу

$$R = \frac{6,5\alpha L}{d^5},$$

де α – коефіцієнт аеродинамічного опору (табл. 10.1); L, d – довжина і діаметр трубопроводу відповідно.

Необхідний тиск вентилятора визначають утратами тиску в трубопроводі

$$P = gqRQ^2,$$

де q – коефіцієнт доставлення трубопроводу (табл. 10.2)

$$q = \frac{Q}{Q_v};$$

Q – необхідна кількість повітря, що доходить до вибою; Q_v – продуктивність вентилятора.

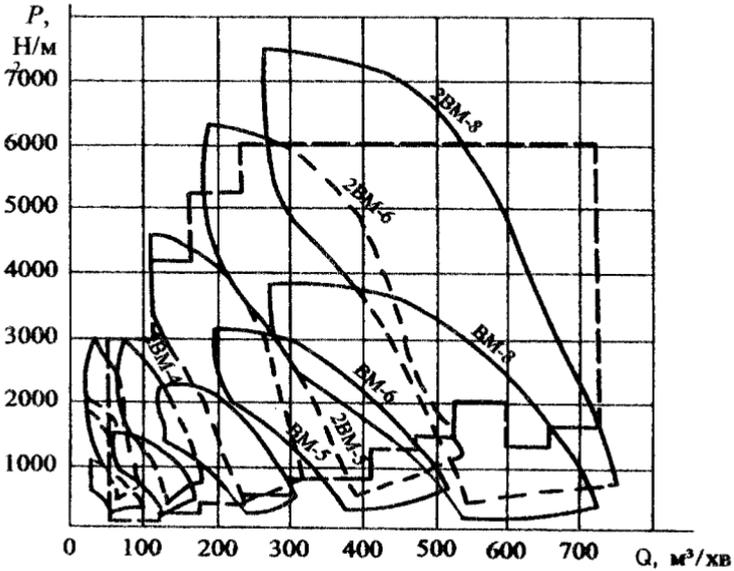


Рис. 10.1. Зведений графік ділянок промислового використання вентиляторів місцевого провітрювання

Таблиця 10.1

Коефіцієнти аеродинамічного опору вентиляційних труб

Діаметр труб, мм	Коефіцієнт α для труб	
	металевих	тканевих
300	6,00035	0,00045
400	0,00030	0,00045
500	0,00026	0,00040
600	0,00022	0,00035
700	0,00020	0,00030

Коефіцієнти доставлення q для вентиляційних труб

Довжина трубопроводу L , м	50	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800
Коефіцієнт доставки	0,96	0,93	0,91	0,89	0,88	0,86	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77

Розмахи зміни необхідного тиску вентилятора:

$$P_{\min} = gq_{\max} R_{\min} Q_{\text{в}}^2; \quad R_{\min} = \frac{6,5\alpha L_{\min}}{d^5};$$

$$P_{\max} = gq_{\min} R_{\max} Q_{\text{в}}^2; \quad R_{\max} = \frac{6,5\alpha L_{\max}}{d^5}.$$

Вихідними даними для проектування установок місцевого провітрювання можуть бути продуктивність Q і максимальна довжина провітрюваної виробки L_{\max} . При цьому орієнтовно вважають $L_{\min} = 20$ м, а L_{\max} може досягати 3000 м.

Задані вентиляційні режими $(Q; P_{\min})$ і $(Q; P_{\max})$ наносять на зведений графік робочих зон вентиляторів місцевого провітрювання (рис. 10.1), чим і визначається тип вентилятора. Подальший розрахунок відповідає методиці розрахунку головної вентиляторної установки. Якщо розраховані тиски P_{\min} , P_{\max} не забезпечуються робочими зонами вентиляторів, що випускаються (рис. 10.1), то слід збільшити діаметр трубопроводу. При цьому необхідні тиски, а як наслідок і потужність, обернено пропорційні п'ятому степеню діаметра труб (зі збільшенням діаметра труб на 20 % тиск потужність знижуються в 2,5 разу).

Вентиляторна установка місцевого провітрювання має задовольняти такі додаткові вимоги:

– легко вписуватись у переріз виробки (без спорудження спеціальної камери) і не заважати руху по ній транспорту, людей;

- мати мінімальні розміри та масу, легко транспортуватися;
- зручно приєднуватися до трубопроводу для забезпечення послідовної роботи;
- мати просту конструкцію для забезпечення огляду і ремонту на місці.

Ці умови роботи найкраще задовольняють осьові вентилятори місцевого провітрювання, які мають стрімкоспадні характеристики тиску і в разі істотної зміни опору (довжини) вентиляційного трубопроводу їх продуктивність змінюється незначно. Завдяки цьому, а також у зв'язку з пологим характером кривої потужності осьові вентилятори можуть працювати без постійного нагляду з боку обслуговуючого персоналу.

Подальший розрахунок вентиляторної установки місцевого провітрювання аналогічний розрахункам установки головного провітрювання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. *Що таке коефіцієнт доставки?*
2. *Як визначають оптимальне значення діаметра вентиляційної мережі вентилятора місцевого провітрювання?*
3. *Як залежать втрати напору у вентиляційній мережі від її діаметра?*
4. *Як залежить потужність двигуна приводу вентилятора від діаметра вентиляційної мережі?*

11. Енергоефективність вентиляторних установок

Проектування вентиляторних установок має завершуватись технічними рішеннями, які забезпечують потрібний рівень критеріїв ефективності проектування. Зазвичай як такий критерій використовують середньорічні зведені витрати. Їх можна визначити таким чином:

$$Z = \sum_{i=1}^n [K_i(\varphi_i + P_{i,n})] + Z_{p.o} - Z_{n,n} + W_p c_a + W_q c_q, \quad (11.1)$$

де K_i – капітальні витрати на i -ту складову електромеханічної системи провітрювання (ЕМСП): вентилятор, двигун, передавальний механізм і т. ін.; n – кількість складових ЕМСП; $P_{i,n}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності (зворотна величина терміну окупності, рік⁻¹); φ_i – норма амортизаційних відрахувань; $Z_{p.o}$ – середньорічні витрати на ремонт та обслуговування; $Z_{n,n}$ – середньорічна вартість низькопотенціальної теплової енергії вихідного повітря; c_a, c_q – вартість 1 кВт·год активної електроенергії та 1 кВА·год реактивної електроенергії; W_q – середньорічне споживання реактивної електроенергії.

Потребу враховувати ресурси низькопотенціальної теплової енергії зумовлено економічною доцільністю їх використання в сучасних умовах енергетичної кризи. Низькопотенціальною тепловою енергією вважають енергію таких джерел теплоти, які мають відносно невеликий тепловий потенціал і яка перетворюється в інші види енергії з низьким ККД. (Для підвищення цього потенціалу використовують спеціальні механізми, наприклад, теплові насоси, підрозд. 23.3). Енергетичний потенціал вихідного повітря ЕМСП може бути достатньо великим, зважаючи на значні його об'єми V (вираз (9.6)). Середньорічна тепла ексергія (зумовлена

перевищенням теплового потенціалу порівняно з навколишнім середовищем) вихідного повітря становить:

$$W_T = V \rho_n c_n \Delta T, \quad (11.2)$$

де ρ_n – густина повітря; c_n – його теплоємність; ΔT – перевищення температури вихідного повітря над температурою навколишнього середовища (протягом року змінюється залежно від сезонних коливань). Для утилізації теплових ресурсів вихідного повітря склад ЕМСП (послідовність n елементів у виразі (11.1)) має бути доповненим відповідним обладнанням (тепловими насосами, теплообмінниками).

У результаті дослідження кількох варіантів виконання вентиляційної установки переважає той з них, який має менші середньорічні зведені витрати. Цей критерій найбільш повний і дозволяє приймати обґрунтовані рішення в умовах стабільної економічної ситуації і сталих значень коефіцієнтів у рівнянні (11.1). У сучасних умовах енергетичної кризи вартість енергетичних ресурсів стрімко зростає, порушуючи співвідношення між складовими рівняння (11.1). Тому дуже важливо мати можливість оцінювати окремо енергетичну складову зведених витрат, визначати ефективність використання електроенергії та порівнювати її для різних варіантів реалізації ЕМСП. Останнє дозволяє визначати чинники, які найбільше впливають на енергоефективність і вживати заходів щодо її підвищення.

Розглянемо показники, які дозволяють оцінити ефективність використання електроенергії для вентиляції.

Коефіцієнт корисної дії вентилятора визначає співвідношення між гідравлічною корисною потужністю та потужністю, яку споживає вентилятор з вала електродвигуна.

Коефіцієнт корисної дії перетворювальної частини ЕМСП визначає співвідношення між гідравлічною корисною потужністю та по-

тужністю споживання активної електроенергії від джерела енергопостачання (енергомережі). Ідеться про інтегральні (за досліджуваний проміжок часу подібно до визначення ККД регулювання в розділі 9) величини потужностей.

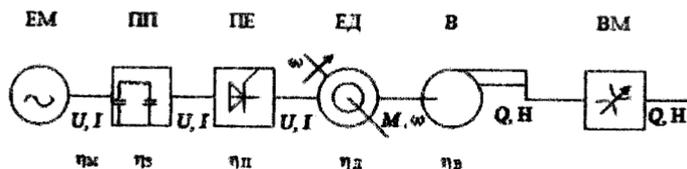


Рис. 11.1. Технологічна послідовність елементів перетворення енергії в електромеханічній системі провітрювання

Комплексність підходу до оцінювання ефективності застосування ЕМСП досягається врахуванням усіх елементів технологічної послідовності перетворення енергії, починаючи від живильної електричної мережі й до самої механічної установки з її зовнішньою повітропровідною мережею (рис. 11.1).

У кожному елементі технологічної послідовності відбувається перетворення енергії. Природно ефективність цих перетворень оцінюється ККД відповідного елемента, а всієї послідовності – їх добутком:

$$\eta_{\text{ЕМПС}} = \eta_m \eta_z \eta_p \eta_d \eta_v. \quad (11.3)$$

Головними елементами, що істотно впливають на ефективність усієї технологічної послідовності, є приводний електродвигун ЕД та вентилятор В із зовнішньою вентиляційною мережею ВМ, у яких відбувається перетворення електричної енергії за напруги та струму мережі U, I в механічну з моментом на валу M та кутовою частотою обертання ω і далі в енергію повітряного потоку за подачі та напору Q, H . При цьому варто враховувати, що ККД цих елементів ЕМСП є нелінійними функціями параметрів робочих режимів: ККД двигуна η_d залежить не тільки від його завантаження, але й від частоти зміни напруги живлення, особливо

для випадків, коли регульовані електроприводи виконують на базі існуючих серійних асинхронних двигунів; ККД вентилятора η_v також істотно змінюється з регулюванням його продуктивності.

Перетворювач енергії ПЕ одержує електричну енергію від електричної мережі ЕМ через погоджувальний пристрій ПП, що забезпечує електромагнітну сумісність перетворювача параметрів електроенергії, наприклад перетворювача частоти, з електричною мережею за показниками якості електричної енергії (високочастотні гармоніки, несиметрія, коливання й відхилення напруги живлення). Енергетична ефективність елементів перетворення параметрів електричної енергії досить висока, майже не залежить від завантаження й може бути оцінена загальним КПД $\eta_{з\eta_{пп}} = 0,95 \dots 0,97$. Однак урахування цих елементів потрібне для економічного оцінювання проекту, оскільки за ними визначають передусім додаткові капітальні вкладення в систему регульованого електроприводу. Ефективність транспортування енергії електричною мережею оцінюють у загальному випадку так: $\eta_m = 0,95$. Це значення може варіюватись залежно від довжини лінії, площі перетину проводу, напруги, ступеня завантаження лінії реактивними струмами.

Коефіцієнт потужності ЕМСП (за синусоїдності процесів – $\cos \phi$) визначає вплив споживача електроенергії на енергоефективність електричної мережі. За коефіцієнта потужності, меншим за одиницю, мережа завантажується реактивними струмами, що збільшує в ній теплові втрати.

Енергоемність провітрювання (питомі витрати електроенергії на провітрювання) застосовують для аналізу ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів, визначення кількості енергії, яка витрачається на провітрювання у процесі виробництва одиниці продукції. Наприклад: 1 т вугілля, або переміщення 1 м³ повітря крізь шахту (9.5). Для останнього випадку враховуємо, що гідравлічна корисна енергія W_k ,

віднесена до одиниці об'єму повітря, це середній фактичний тиск вентилятора (9.7), що $W_k/W_p = \eta_{\text{ЕМПС}}$ (11.3), що $1 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}$, і отримаємо:

$$\omega = \frac{W_p}{V} = \frac{W_p W_k}{W_k V} = 3,6 \cdot 10^6 P_{\text{ср.ф}} / \eta_{\text{ЕМПС}} \quad (11.4)$$

Енергоефективність ЕМСП оцінюється співвідношенням витрат енергії системою і потрібних за технологічними умовами обсягів повітря, що переміщується крізь об'єкт провітрювання (працюючі дільниці шахти). На відміну від питомих енерговитрат на переміщення 1 м^3 повітря (9.5), які фіксують фактичне співвідношення, енергоефективність дозволяє не тільки оцінити якість процесів перетворення енергії, але й визначити потенційні можливості енергозбереження (подібно до виразу (9.2), ККД регулювання) завдяки віднесенню енерговитрат до потрібної кількості повітря, а не фактичної.

Енергоефективність ЕМСП можна оцінити *зведеними питомими енерговитратами* до 1 Па , потрібного для вентиляції тиску. Зведення питомих енерговитрат до одиниці тиску дозволяє безвідносно оперувати цим параметром для порівняльного оцінювання ефективності функціонування установок на різних об'єктах. Зведені питомі енерговитрати $\text{кВт} \cdot \text{год} / (\text{м}^3 \cdot \text{Па})$, враховуючи рівняння (9.4), (11.2), (9.6), можна визначити таким чином:

$$\omega'_{pv} = \frac{W_p - W_t \eta_{\text{теп}}}{3600 \tau_d n_{\text{дн}} (Q_{\text{ср}} - \Delta Q_{\text{п.ср}}) P_{\text{ст.ср}}} \quad (11.5)$$

де $P_{\text{ст.ср}}$ – середнє значення втрат статичного тиску в вентиляційній мережі за лінією заданого режиму ($a-b$ на рис. 9.2), (9.4); $\Delta Q_{\text{п.ср}}$ – середнє значення витоків або підсмоктувань у з'єднаннях між мережею

та вентилятором; $\eta_{\text{тен}}$ – ККД перетворення низькопотенціальної теплової енергії.

Якщо знехтувати низькопотенціальною тепловою енергією і витоками, то вираз (11.5) подібно до перетворень (11.4) набуде вигляду

$$\omega'_{pv} = \frac{W_p}{VP_{\text{ст.сп}}} = \frac{W_p W_k}{W_k VP_{\text{ст.сп}}} = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{\eta_{\text{ЕМСП}} \eta_{pP}},$$

де $\eta_{pP} = P_{\text{ст.сп}} / P_{\text{сп.ф}}$ – ККД регулювання за тиском.

Можливості енергозбереження з використанням теплових ресурсів відпрацьованого шахтного повітря оцінимо на прикладі рис. 9.2.

Відповідно до рівняння (9.4) і рис. 9.2 середня потужність, яку споживає вентилятор, становить:

$$N_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{сп}} P_{\text{сп}}}{1000 \eta_{\text{сп}}} = \frac{300 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 2000 \text{ Па}}{1000 \cdot 0,7} = 857 \text{ кВт}.$$

З використанням рівняння (11.2) визначимо потужність низькопотенціального теплового джерела за умови, що $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, а $\rho_n = 1,205 \text{ кг/м}^3$; $c_n = 1015 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}$ (для сухого повітря за температури $20 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиску 760 мм рт. ст.):

$$N_T = \frac{Q_{\text{сп}} \rho_n c_n \Delta T}{1000} =$$

$$= \frac{300 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 1,205 \text{ кг/м}^3 \cdot 1015 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)} \cdot 20 \text{ }^\circ\text{C}}{1000} = 7339 \text{ кВт}.$$

Тобто в розглянутому прикладі **в разі утилізації низькопотенціальної теплової енергії з ККД $\eta_{\text{тен}} = 12\%$ її вистачить для потреби вентиляції**. Застосуванню на практиці такої утилізації (перетворенню низькопотенціальної теплової енергії в електричну) заважає висока вар-

тість потрібного обладнання. Економічно доцільніше підвищувати потенціал низькопотенціального теплового джерела за допомогою теплового насоса і спрямовувати енергію для потреб теплопостачання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Якими показниками оцінюють енергоефективність вентиляторів?*
- 2. Яке співвідношення між тепловою потужністю потоку повітря, яке викидається з шахти, та потужністю двигуна вентилятора?*
- 3. Як визначити питомі витрати електроенергії на провітрювання?*
- 4. Як оцінити теплові ресурси шахтного повітря?*

Частина III

НАСОСНІ УСТАНОВКИ

12. Стаціонарні насосні установки

Насосні установки призначено для напірного переміщення різних рідин. Це може бути як вода (у випадку систем водопостачання або водовідливу), так і різні технологічні рідкі речовини (наприклад, мастило в системі змащення автомобіля). Як і вентиляторні, насосні установки працюють з нестисливим середовищем. Але враховуючи той факт, що густина води приблизно у 850 разів більша, ніж повітря (впливає на конструктивні особливості елементів насосних установок), а також особливості фізичних процесів у рідині потрібна окрема увага до насосних установок, специфіки їх проектування.

12.1. Улаштування стаціонарних насосних установок

Склад насосної установки подібний до складу вентиляторної установки місцевого провітрювання. Це передусім нагнітач – насос, приводний двигун (найчастіше – електричний), мережа для транспортування рідини – трубопроводи для підведення та відведення рідини. Крім того, до складу насосної установки належать пристрої для контролю, пуску, регулювання. На конфігурацію установки і вибір типу складових елементів значно впливає її призначення. У випадку водовідливу часто значна частка роботи припадає на вертикальне переміщення рідини. Це потребує створення великих тисків і відповідного вибору обладнання. Для водопостачання вертикальне переміщення може бути значно меншим за горизонтальне, що потребує відносно малих тисків, а подачі при цьому можуть бути дуже великими. Нагнітачі в енергетиці (гідроакумулявальні станції) працюють почергово як у насосному, так і у турбінному режимі.

Окреслимо деякі понятійні об'єкти, що будуть використовуватись у подальшому викладенні матеріалу.

Насос – гідравлічна машина, що створює напірне переміщення рідини в разі постачання її енергією.

Насосний агрегат – насос у сукупності з електроприводом та передавальним механізмом.

Насосна установка – комплекс обладнання, що забезпечує роботу насосів у потрібних режимах. Складається з одного або більше насосних агрегатів, трубопроводів, апаратури: запірної, регулювальної, контрольно-вимірювальної, захисної.

Насосна станція – спорудження, що складається з однієї або більше насосних установок, допоміжних систем та обладнання, побутових та виробничих приміщень.

Водовідливна установка – комплекс технічних засобів для видалення води з об'єкта осушення та потрібного її переміщення.

12.2. Насосні водопровідні станції

Завдання водопостачання, крім напірного переміщення води, потребує ще кількох технологічних операцій, зокрема очищення. Така специфіка відображається і в структурі системи обладнання, різновидах насосних водопровідних станцій.

Насосна станція першого підняття – бере воду з джерела водопостачання та подає її до очисних споруд. Джерелами можуть бути річка, озеро, водосховище, свердловина. Для свердловини характерна значна геодезична висота і відповідно до неї – конструктивні особливості обладнання.

Схематичне зображення насосної станції першого підняття у разі використання як джерела відкритої водойми показано на рис. 12.1.

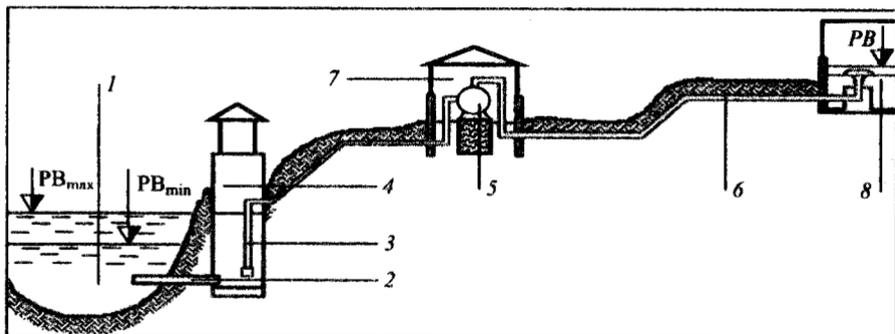


Рис. 12.1. Насосна станція першого підняття:

1 – джерело водопостачання (PB_{\max} , PB_{\min} – рівні високої та низької води); 2 – закритий водогін; 3 – усмоктувальний трубопровід; 4 – бергловий колодязь; 5 – насос; 6 – напірний трубопровід; 7 – будівля насосної станції; 8 – приймальна камера змішувача (або водонапірна башта)

Насосна станція другого підняття – подає воду з резервуарів чистої води до розподільної мережі. Її схему зображено на рис. 12.2. У структурі цієї насосної станції реалізовано принципи підвищення надійності: дублювання та взаємозаміни елементів. Кожен з насосів можна підключати до будь-якого з елементів на вході та виході станції.

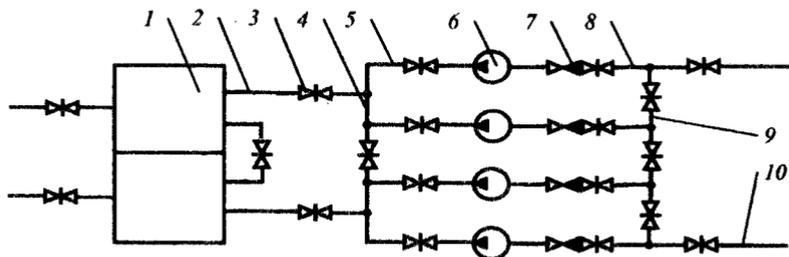


Рис. 12.2. Насосна станція другого підняття:

1 – секційний резервуар чистої води; 2 – усмоктувальний водогін; 3 – засувка; 4 – усмоктувальний колектор; 5 – усмоктувальна лінія насоса; 6 – насос; 7 – зворотний клапан та засувка; 8 – напірна лінія насоса; 9 – напірний колектор; 10 – напірний водогін

Станція підкачування (підвищувальна насосна станція) – збільшує напір у водопровідній мережі, забираючи її з одних ділянок і передаючи в інші (рис. 12.3). Ця насосна станція є *бустерною*. Її з'єднано послідовно з попередньою, з якою вони разом працюють на загальний трубопровід. В іншому випадку застосовують проміжний резервуар на вході станції підкачування, що забезпечує роботу кожної з послідовно з'єднаних станцій на подолання опору своєї ділянки трубопроводу. Застосування станції підкачування доцільне в разі великих спадів напору в магістральній мережі. Для їх подолання без цієї станції треба значно підвищувати напір попередньої станції і відповідно проектувати трубопроводи та елементи арматури, а, отже, підвищувати капітальні витрати, зменшувати надійність, збільшувати витрати.

Перевагою розглядуваної схеми є можливість регулювати відключення станції підкачування в разі значних коливань витрат у мережі.

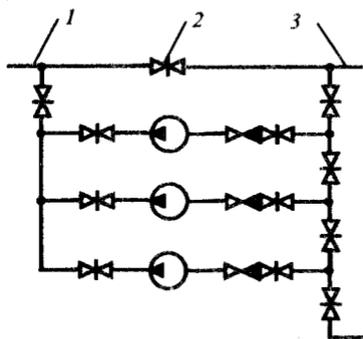


Рис. 12.3. Станція підкачування:
 1 – усмоктувальна магістраль;
 2 – обвідна засувка; 3 – напірна магістраль (інші елементи подібні до рис. 12.2)

12.3. Водовідливні установки

Особливості водовідливних установок обумовлюються їх призначенням. Так, на прикладі гірничої промисловості їх класифікують таким чином: *центральні* – для видалення води кількох шахт; *головні* – для відкачування води всієї шахти на поверхню; *дільничні* – для відкачування води дільниці шахти на поверхню або в головний водозбирач; *допоміжні* – для перекачування води у водозбирач головної або центральної установки; *перекачувальні* – за хвилястої форми пласта послідовно перекачують воду з дільниці у водозбирач головної установки; *прохідницькі*

кі – для проходження уклонів, стовбурів, переміщуються разом із забоєм, або в разі зниження рівня води; *свердловинні* – для зниження рівня ґрунтових вод. Перші чотири типи розміщують стаціонарно в спеціальному приміщенні – *насосній камері*.

Приклад розміщення підземної частини головної водовідливної установки показано на рис. 12.4.

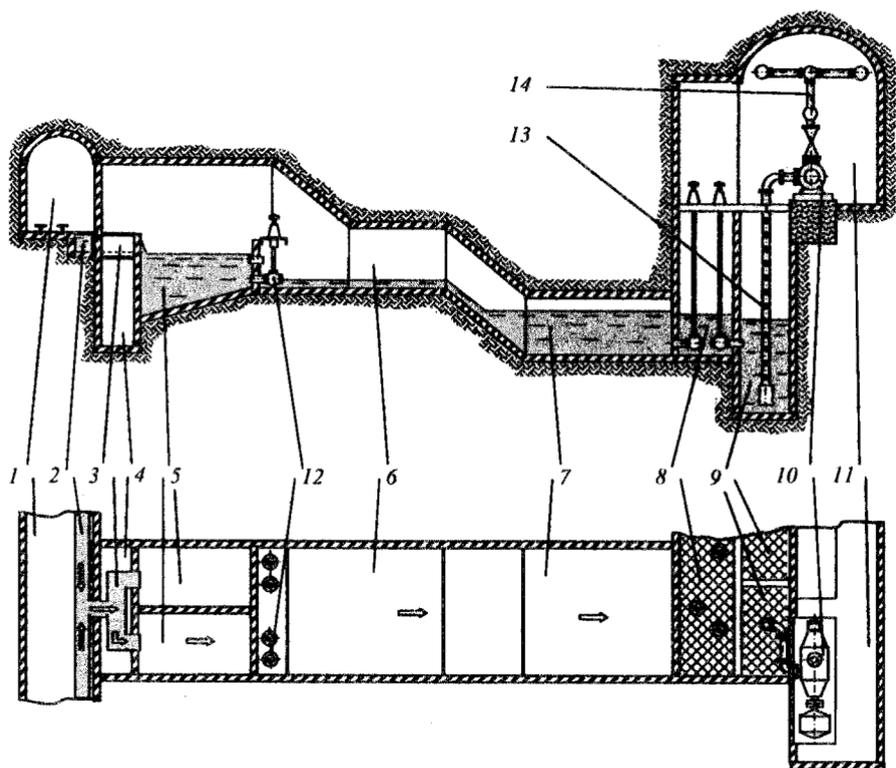


Рис. 12.4. Розміщення головної водовідливної установки

Типовий склад водовідливної установки: насос (переважно відцентровий) з двигуном 10; усмоктувальний трубопровід з приймальними клапаном та сіткою 13; нагнітальний трубопровід 14 із засувкою і зворотним клапаном; трубка з вентилям навколо засувки для заливання на-

насоса з напірного трубопроводу; вакуумметр у всмоктувальному та манометр в нагнітальному трубопроводах біля насоса.

Вода до насоса потрапляє через усмоктувальний трубопровід із водозбирача – спеціальної виробки для збору води та її освітлення (створення умов для осідання на дні й нагромадження у вигляді мулу домішок у завислому стані). Об'єм водозбирача залежить від категорії шахти. Так, для головної і дільничної водовідливних установок для шахт, небезпечних щодо прориву вод, об'єм відповідає восьми- та чотиригодинним припливам, для інших шахт – чотири- і двогодинним припливам. Водозбирачі головної і дільничної водовідливних установок мають складатись не менш ніж із двох виробок. Унаслідок замулювання водозбирачі потрібно очищувати в разі забруднення на 30 % і не рідше одного разу на рік. Відповідно до схеми (рис. 12.4) вода з відкотної виробки 1 по водовідливній канаві 2 через лоток 3 потрапляє до освітлювального резервуара 5 (відстійника). Для забезпечення умов для очищення і ремонту він складається з робочої та резервної частин. Довжина відстійника має забезпечувати опускання твердих домішок на дно, що залежить від швидкості руху твердих домішок у потоці води і швидкості їх опускання. Мул з відстійника переміщують у камери 4, де розміщують обладнання з його видалення. З відстійника вода потрапляє до резервної частини водозбирача 6, а потім – до його робочої частини 7. Водозбирач з'єднується з приймальним колодязем 8 насосної камери 11. До цього колодязя приєднуються й інші водозбирачі (на рис. 12.4 не показано). Насосну камеру обладнано індивідуальними всмоктувальними колодязями 9 для кожного насоса 10, який разом з двигуном розміщено на спеціальному фундаменті (інших насосних установок на схемі не показано). Вентилі 12 дозволяють змінювати схему перетікання води. Нагнітальний трубопровід після насосної камери проходить крізь трубокабельний ходок, стовбур і забезпечує переміщення води на поверхню.

Насосні камери можна розміщувати вище або нижче від рівня води у водозбирачі. Якщо нижче від рівня води, підпори запобігають кавітації і додатковим заходам щодо заливання насоса, але облаштування герметичної насосної камери потребує більших капітальних витрат.

12.4. Схеми водовідливу

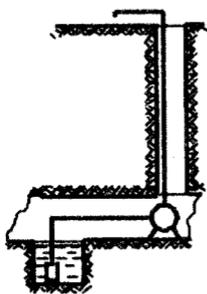


Рис. 12.5. Схема водовідливу одним насосом

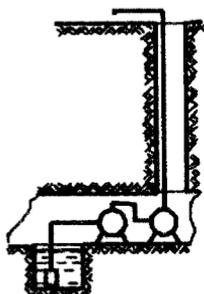


Рис. 12.6. Схема водовідливу насосами одного горизонту

Схему водовідливу обирають з урахуванням особливостей об'єкта осушення і техніко-економічного зіставлення можливих варіантів.

Розроблення одного горизонту. Можливі такі варіанти: напір насоса дозволяє піднімати воду на геодезичну висоту (рис. 12.5); великі висоти підняття напору; одного насоса не вистачає:

– усі насоси розміщено на одному горизонті (рис. 12.6). Переваги: немає потреби в додатковій насосній камері на проміжному горизонті.

Недоліки: міцність нижніх ділянок трубопроводу; арматуру розраховують на сумарний тиск обох насосів;

– застосування додаткової насосної камери на проміжному горизонті (рис. 12.7). Недоліки подібні до попереднього випадку (за винятком одного насоса);

– застосування додаткової насосної камери з водозбирачем на проміжному горизонті (водовідлив з перекачуванням, рис. 12.8). Міцність відповідних ділянок

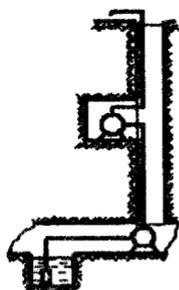


Рис. 12.7. Схема водовідливу з насосною камерою на проміжному горизонті

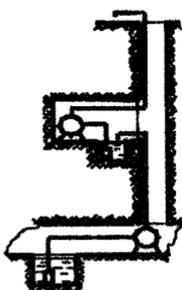


Рис. 12.8. Схема водовідливу з насосною камерою і водозбирачем на проміжному горизонті

водовідливної установки обирають з урахуванням напору одного насоса.

Схеми водовідливу за наявності двох горизонтів. Варіанти: підняття води кожного горизонту безпосередньо на поверхню (рис. 12.9); водовідлив з перекачуванням або переливанням:

– перекачування води нижнього горизонту на верхній (рис. 12.10).

Схема доцільна, якщо приплив верхнього горизонту великий порівняно з припливом нижнього. На нижньому горизонті розміщують водовідливну установку малої продуктивності.

– переливання води верхнього горизонту на нижній (рис. 12.11).

Схема доцільна, якщо приплив верхнього горизонту невеликий порівняно з припливом нижнього. Переваги: немає потреби у водовідливній установці на верхньому горизонті. Недоліки: втрачається потенціальна енергія води верхнього горизонту відносно нижнього;

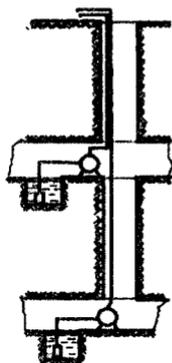


Рис. 12.9. Схема водовідливу з підняттям води кожного горизонту безпосередньо на поверхню

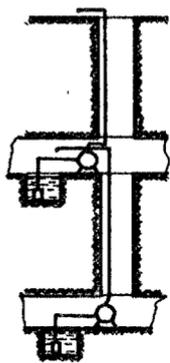


Рис. 12.10. Схема водовідливу з перекачуванням води нижнього горизонту на верхній

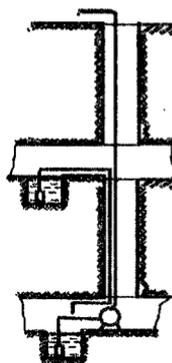


Рис. 12.11. Схема водовідливу з переливом води верхнього горизонту на нижній

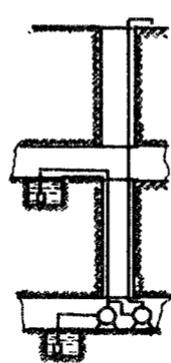


Рис. 12.12. Схема водовідливу з переливом води верхнього горизонту на нижній з корисним використанням її потенціальної енергії

– використання потенціальної енергії води верхнього горизонту з її підведенням до проміжного трубопроводу між насосами, з'єднаними послідовно (рис. 12.12). За цієї схеми перший насос і самоплинний трубо-

провід переливу з'єднані послідовно. Для надійної роботи розрахункова подача самоплинного трубопроводу (рис. 6.3, 6.4) має бути більшою за приплив верхнього горизонту.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Який склад насосної установки?*
- 2. Які переваги і недоліки заглиблених насосних камер?*
- 3. Які переваги і недоліки розміщення допоміжного насоса на проміжному горизонті для шахтного водовідливу?*

13. Загальні питання роботи насосних установок

13.1. Кавітація в насосах

Унаслідок особливостей фізичних процесів у рідині, зумовлених зміною її агрегатного стану, в насосах можуть виникати небажані процеси, які належать до кавітаційних. Суттєвість їх впливу на експлуатаційні показники змушує вводити до складу індивідуальних експлуатаційних характеристик ще одну для перевірки наявності кавітації. У насосах *кавітація – це сукупність фізичних явищ, пов'язаних із кипінням рідини в потоці (виникненням розривів суцільності, каверн), наступною конденсацією, що супроводжується гідравлічними ударами*. Складність та багатогранність кавітаційних процесів не дозволяють в межах цього курсу їх докладно висвітлити. Зупинимось на розумінні умов виникнення кавітації, сутності фізичних процесів, що відбуваються, і на дослідженні умов безкавітаційної роботи насосів.

Умови початку переходу речовини з рідкого стану в газоподібний та навпаки залежать від температури і тиску (тиску пароутворення, тиску насиченої пари). Чим менший тиск, тим за меншої температури починається процес кипіння. У відцентрових насосах точки мінімального тиску P_{\min} містяться з тильного боку вхідних кромek лопатей робочих коліс (рис. 13.1). Бульбашки, що утворились у процесі кипіння, переносяться потоком у напрямку виходу в ділянку з більшим тиском. У цих умовах речовина вже не може існувати у вигляді пари і відбувається зворотний процес – конденсації. При цьому пара в середині бульбашки зріджується, тиск у ній зменшується, зовнішній

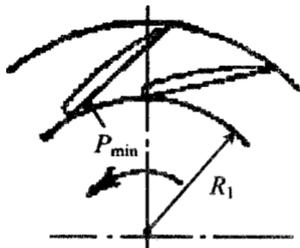


Рис. 13.1. Точки мінімального тиску

тиск стискує бульбашку, зменшуючи її розміри до нуля. Процес такого, майже миттєвого, зникнення бульбашки називають *схлопуванням*. Він супроводжується *гідравлічним ударом*, який, як і всякий інший удар, зумовлений перетворенням кінетичної енергії рухомих частинок, у разі їх раптової зупинки, в інші форми енергії. Якщо бульбашка схлопується, в той простір, який вона займала, з усіх боків з дуже великою швидкістю рухається зовнішня рідина. Зіткнувшись у центрі, ці потоки зупиняються і їх кінетична енергія перетворюється в гідравлічну. При цьому місцеві збурення тиску сягають десятків мегапаскалів, вони повторюються з великою частотою, метал стінок проточної частини викришується внаслідок утомної руйнації. Зовні насоса процес кавітації має прояви: з'являються шуми, вібрації, насос втрачає напір. Обладнання швидко виходить з ладу, падає його енергоефективність.

Ознакою початку кавітації є малі бульбашки, що швидко зникають. Розвиток кавітації характерний виникненням хмари бульбашок. За установлені кавітації бульбашки з'єднуються і утворюють у потоці *каверну*, яка зменшує площу його активного перетину; зменшується напір, збільшуються гідравлічні втрати.

Кавітаційні режими роботи насосів є неприпустимими. Для їх запобігання під час проектування виконується *перевірка на відсутність кавітації*. Для перевірки безкавітаційності роботи насоса його фактичні експлуатаційні показники порівнюють з деякими допустимими їх значеннями. На практиці такими показниками є *геометрична висота всмоктування, вакууметрична висота всмоктування, кавітаційний запас енергії*. Допустимі значення цих показників визначають з деяким запасом, виходячи з їх критичних значень – тих, за яких починається кавітація.

Для з'ясування сутності цих показників та дослідження закономірностей їх зміни розглянемо рівняння збереження енергії для двох перетинів потоку у всмоктувальному трубопроводі: на рівні поверхні води

водозбирача і на вході в насос. Енергія в кожному перетині визначається відповідно до рівняння Бернуллі (1.1). За умови нульової швидкості потоку на вході в трубопровід це рівняння має вигляд

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_B}{\rho g} + z_{\text{вс}} + \frac{\alpha c^2}{2g} + \Delta H_{\text{вс}}, \quad (13.1)$$

де P_a, P_B – тиск на поверхні водозбирача (атмосферний) і на вході в насос; $\Delta H_{\text{вс}}$ – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі; $\alpha = 1 \dots 1.2$ – коефіцієнт урахування нерівномірності швидкості по перетину; c – середня швидкість потоку на вході в насос; $z_{\text{вс}}$ – геометрична висота всмоктування, відстань від вільної поверхні води водозбирача до осі насоса (за горизонтального розміщення осі ця відстань збільшується на величину радіуса на вході в робоче колесо R_1 (рис. 13.1) для врахування максимальної зміни потенціальної енергії рідини). Сума трьох останніх складових рівняння (13.1) відповідає показанням вакуумметра на вході в насос (вакуумметричній висоті всмоктування).

Вакуумметричну висоту всмоктування визначають різницею тисків на поверхні води водозбирача та на вході в насос:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_B}{\rho g} = z_{\text{вс}} + \frac{\alpha c^2}{2g} + \Delta H_{\text{вс}}. \quad (13.2)$$

Із порівняння рівнянь (13.1) і (13.2) видно, що фактичні висоти всмоктування – вакуумметрична і геометрична – відрізняються на величину падіння напору в трубопроводі і динамічний напір. За їх нульового значення і граничного значення нульового тиску на вході (тиск не може бути від'ємною величиною) геометрична висота відповідає атмосферному тиску. Звідси впливає важливий практичний висновок: *навіть теоретично геометрична висота всмоктування не може перевищувати 10 метрів.*

Кавітація починається у разі зниження тиску нижче від певного критичного рівня. З аналізу рівняння (13.1) видно, що тиск на вході буде знижуватись і відповідно ймовірність кавітації зростати зі збільшенням геометричної висоти всмоктування, а також зі збільшенням подачі, причому в другому степені (дві останні складові рівняння (13.1), як визначено під час дослідження характеристики гідравлічної мережі (5.2) пропорційні квадрату подачі).

Критична вакуумметрична висота всмоктування ($H_{\text{вак.кр.}}$) – це таке значення вакуумметричної висоти, за якої починаються кавітаційні процеси. Графічна залежність цієї величини від подачі (далі буде підтверджено графіком допустимої вакуумметричної висоти на характеристиках насоса) має вигляд гілки від'ємної параболічної залежності.

Допустима вакуумметрична висота всмоктування ($H_{\text{вак.кр.}}$) – це максимальне значення вакуумметричної висоти, за якої насос надійно працює без зміни основних технічних параметрів. Її визначають із запасом за значенням критичної величини:

$$H_{\text{вак.д}} = (0,7 \dots 0,9) H_{\text{вак.кр.}} \quad (13.3)$$

Вираз критичної вакуумметричної висоти всмоктування не можна отримати безпосередньо з виразу (13.1) за браком у ньому інформації про тиск у насосі в точках мінімального тиску (рис. 13.1), у яких починається кавітація внаслідок зниження в них тиску до критичного: $P_{\text{мін}} = P_v$, де P_v – тиск пароутворення. Повний тиск у цих точках менший за повний тиск на вході на величину, пропорційну динамічним утратам напору на вході в робоче колесо (тиск знижується, оскільки швидкості з двох боків лопатей робочого колеса і відповідно тиски будуть різними внаслідок існування циркуляційного руху рідини навколо лопаті по-

дібно до крила літака). Падіння тиску в насосі порівняно з входом становить:

$$\Delta P_{\min} = P_{\text{в}} + \rho \alpha c^2 / 2 - P_{\min}.$$

Отриманий вираз визначає перевищення питомої енергії рідини на вході в насос над енергією в точках мінімального тиску. Для діагностування виникнення кавітації визначають в одиницях напору це перевищення над енергією, що відповідає тиску насиченої пари. Тобто *кавітаційний запас енергії* – це перевищення питомої енергії рідини на вході в насос над питомою енергією, що відповідає тиску насиченої пари:

$$\Delta h_{\text{к}} = \frac{P_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{\alpha c^2}{2g} - \frac{P_{\text{т}}}{\rho g}. \quad (13.4)$$

Зі зменшенням тиску на вході в насос кавітаційний запас зменшується. Після зменшення кавітаційного запасу до деякого критичного рівня (для певного насоса в певному режимі) $\Delta h_{\text{кр}}$ починається кавітація. Цю величину ще називають мінімальним кавітаційним запасом і позначають: Δh_{\min} . Тепер можна сформулювати дві форми *умови відсутності кавітації*:

$$P_{\min} > P_{\text{т}}; \quad (13.5)$$

$$\Delta h_{\text{к}} > \Delta h_{\text{кр}}. \quad (13.6)$$

Допустимий кавітаційний запас ($\Delta h_{\text{д}}$) – це мінімальне значення кавітаційного запасу, за якого насос надійно працює без зміни основних технічних параметрів. Визначають із запасом за значенням критичної величини:

$$\Delta h_{\text{д}} = (1,1 \dots 1,4) \Delta h_{\text{кр}}. \quad (13.7)$$

Перетворення виразу (13.4) з урахуванням рівняння (13.1) дає більш зручний для використання вираз *кавітаційного запасу енергії*:

$$\Delta h_k = \frac{P_a - P_t}{\rho g} - z_{вс} - \Delta H_{вс}. \quad (13.8)$$

Зв'язок між вакуумметричною висотою всмоктування і кавітаційним запасом енергії отримаємо у процесі перетворення рівняння (13.2) з урахуванням виразів (13.1), (13.8):

$$H_{вак} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} + \frac{\alpha c^2}{2g} - \Delta h_k. \quad (13.9)$$

Замінімо у виразі (13.9) фактичне значення кавітаційного запасу енергії на його критичне значення і нарешті отримаємо вираз для визначення критичної вакуумметричної висоти всмоктування:

$$H_{вак.кр.} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} + \frac{\alpha c^2}{2g} - \Delta h_{кр}. \quad (13.10)$$

Подібним чином отримують вираз для *критичної геометричної висоти всмоктування – максимального її значення, за якого починається кавітація*. Для цього з рівняння (13.1) визначаємо геометричну висоту і перетворимо отриманий вираз з урахуванням виразів (13.2), (13.10):

$$z_{вс.кр.} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} - \Delta H_{вс} - \Delta h_{кр}. \quad (13.11)$$

Допустима геометрична висота всмоктування – це максимальне її значення, за якого насос надійно працює без зміни основних технічних параметрів. Для надійної роботи її визначають із запасом за значенням критичної величини:

$$z_{вс.д} = (0,8 \dots 0,85) z_{вс.кр.} \quad (13.12)$$

Отримані вирази дозволяють досліджувати режими виникнення кавітації, якщо, крім конструктивних параметрів насосної установки і даних про робочий режим, відомі атмосферний тиск, тиск пароутворення і критичне значення кавітаційного запасу. Тиск пароутворення залежить від температури і може бути визначеним згідно з табл. 13.1.

Таблиця 13.1

Тиск пароутворення

Температура води t , °C	20	40	60	80	100
Тиск насиченої пари води $P_i / \rho g$, м вод. ст.	0,24	0,76	2,07	4,87	10,3

Критичне значення кавітаційного запасу залежить від типу насоса, параметрів робочого режиму. Його можна визначити за даними експериментальних досліджень, або за допомогою наближеної формули (точний розрахунок викликає значні складності), яку отримано в результаті виконання фізичних експериментів та їх аналізу:

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(n \frac{\sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{4/3}, \quad (13.13)$$

де n – швидкість обертання робочого колеса, об/хв; Q – подача, м³/с; $C_{кр}$ – константа для певної серії турбомашин, що являє собою критерій подібності для робочих коліс відцентрових насосів:

$$C_{кр} = 5,62n \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h_{кр}^{3/4}}. \quad (13.14)$$

За формою вираз (13.4) збігається з коефіцієнтом швидкохідності, тому величина $C_{кр}$ отримала назву *кавітаційний коефіцієнт швидкохідності*. Визначаючи $\Delta h_{кр}$ за допомогою рівняння (13.13), треба враховувати, що йдеться про всмоктувальну здатність насоса, яка зумовлюється подачею на вході в робоче колесо. Тобто це подача односто-

роннього всмоктування: для насосів двостороннього всмоктування – половина робочої подачі. Для насосів із середньою кавітаційною якістю значення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності становить 800...1000. У загальному випадку її залежно від питомої частоти обертання коефіцієнта швидкохідності n_s (4.7) можна визначити за даними табл. 13.2 [8].

Таблиця 13.2

Питома частота обертання

n_s	50 ... 70	70 ... 80	80 ... 150	150 ... 250
$C_{кр}$	600 ... 750	800	800 ... 1000	1000 ... 1200

Розраховуючи питому частоту обертання $n_s = 3,65nQ^{1/2} / H^{3/4}$, треба пам'ятати, що значення подачі (m^3/c) і напору (м) стосуються номінальних даних (за максимального значення ККД) одного колеса у разі одностороннього всмоктування (для багатокілісних насосів напір ділять на кількість коліс, за двостороннього всмоктування подачу беруть як половину номінальної подачі).

Щоб збільшити всмоктувальну здатність, підвищити величину $C_{кр}$, покращують профіль лопатей робочих коліс, збільшують їх ширину на вході. Крім того, вводять нові конструктивні елементи – розміщують перед основним робочим колесом додаткове осьове або шнек.

Під час проектування насосних установок може виникати потреба в перерахунку їх характеристик відповідно до умов іншої частоти обертання. Цю задачу можна розв'язати з використанням теорії подібності, згідно з якою подача пропорційна швидкості (4.6). Тоді, якщо перетворити вираз для критичного кавітаційного запасу (13.13) з урахуванням при цьому сталості $C_{кр}$ у подібних режимах, то видно, що критичний кавітаційний запас пропорційний квадрату швидкості. Тобто для перерахунків характеристик на нове значення швидкості обертання n_1 завдяки пропорційності допустимого і критичного каві-

таційного запасу (13.7) можна визначати нову величину допустимого кавітаційного запасу:

$$\Delta h_{д1} = \Delta h_{д} (n_1 / n)^2. \quad (13.15)$$

Перевірку безкавітаційності робочого режиму можна виконати за даними розрахунку робочого режиму одним із трьох порівнянь величин параметрів робочого режиму: фактичних і допустимих (індексом p позначено значення параметра в режимі, що досліджується):

$$\Delta h_{к.p} \geq \Delta h_{д.p}; \quad (13.16)$$

$$H_{вак.p} \leq H_{вак.д.p}; \quad (13.17)$$

$$z_{вс} \leq z_{вс.д.p}. \quad (13.18)$$

Фактичні робочий кавітаційний запас $\Delta h_{к.p}$ та вакуумметричну висоту всмоктування $H_{вак.p}$ розраховують за виразами (13.8), (13.2) відповідно. При цьому динамічний напір та втрати напору в трубопроводі визначають за даними розрахунку робочого режиму. Критичний (мінімальний) кавітаційний запас у робочому режимі розраховують за формулою (13.13), після чого її можна використовувати для розрахунків робочих допустимих значень: кавітаційного запасу $\Delta h_{д.p}$ – за виразом (13.7); вакуумметричної висоти всмоктування $H_{вак.д.p}$ – за виразами (13.10), (13.3) та геометричної висоти всмоктування $z_{вс.д.p}$ – за виразами (13.11), (13.12). Розрахунковий спосіб визначення допустимих значень дає дещо наближені результати внаслідок вад формули розрахунку критичного кавітаційного запасу (13.13). Його слід використовувати в разі браку експериментальних, каталогових характеристик допустимого кавітаційного запасу або допустимої вакуумметричної висоти всмокту-

вання. Приклади дослідження за їх наявності показано на рис.13.2, 13.3

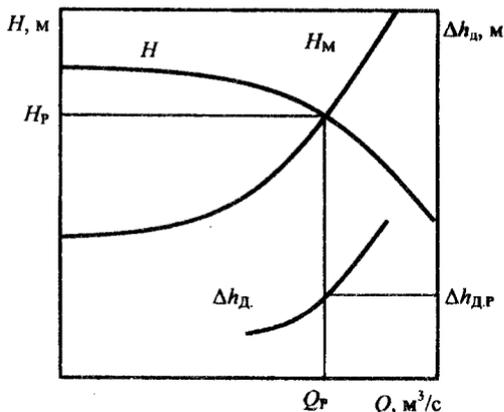


Рис. 13.2. Визначення величини допустимого кавітаційного запасу в робочому режимі

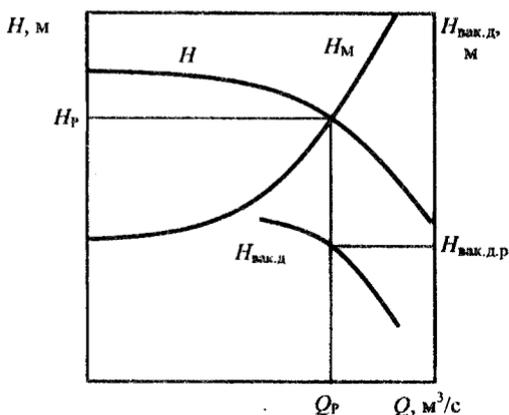


Рис. 13.3. Визначення величини допустимої вакууметричної висоти всмоктування в робочому режимі

відповідно. Робочу точку визначено перетином напірної характеристики насоса (H) та витратної характеристики мережі (H_M).

Розглянемо числовий приклад. Нехай за розрахунками отримано значення: фактична вакууметрична висота всмоктування в робочому режимі $H_{\text{вак.р}} = 3,5$ м, а допустиме її значення $H_{\text{вак.д.р}} = 4$ м.

У цьому разі фактична вакууметрична висота менша за допустиму. У разі її зменшення тиск на вході, як видно з рівняння (13.2), збільшується порівняно з допустимим рівнем і кавітації не буде, що відповідає умові (13.17). Тобто сприятливим випадком є такий, коли значення допустимої вакууметричної висоти всмоктування більше, а до-

пустимого кавітаційного запасу менше відповідно до умови (13.16).

Перевірку безкавітаційності робочого режиму можна виконувати за будь-яким з виразів (13.16) – (13.18). Вибір обумовлюється наявністю

каталогової характеристики (Δh_d або $H_{\text{вас.д}}$), бажанням мати інформацію, яку можна експериментально перевірити (вакуумметрична висота всмоктування), можливістю використовувати дані перевірки для визначення потрібних параметрів розміщення насоса (геометрична висота всмоктування).

Якщо перевірка показала наявність кавітації, то треба вживати заходів щодо її запобігання. Можна зменшити геометричну висоту всмоктування і навіть вважати її від'ємною у випадку розміщення насосної камери нижче від рівня води водозбирача. Збільшення діаметра всмоктувального трубопроводу дозволяє зменшити швидкість і втрати напору в ньому. Крім того, втрати напору на вході в насос суттєво залежать і від опору фільтра та зворотного клапана на вході у всмоктувальний трубопровід. У деяких випадках для запобігання кавітації застосовують бустерні підпірні насоси, послідовно приєднані до входу основного насоса для збільшення там тиску. Інколи (у разі великих подач, швидкості обертання) використання бустерних насосів обов'язкове і передбачено комплектацією виробника.

Наявність кавітації змінює характеристики насоса. Як видно з рис. 13.4, зі збільшенням висоти всмоктування до критичного рівня напірна характеристика стає вертикальною, насос втрачає напір. Вплив висоти всмоктування починає бути помітним після збільшення її порівняно з допустимим рівнем. Зміна швидкості обертання згідно з рівнянням (13.15) впливає на кавітаційні процеси. Пропорційно квадрату збільшення швидкості збільшується допустимий кавітаційний запас. Унаслідок цього кавітаційні

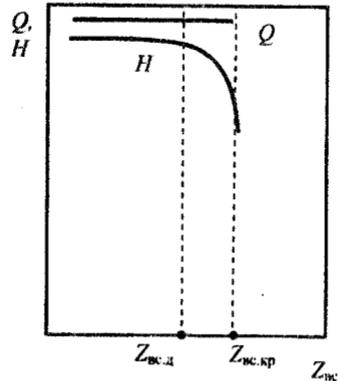


Рис. 13.4. Вплив кавітації на параметри робочого режиму

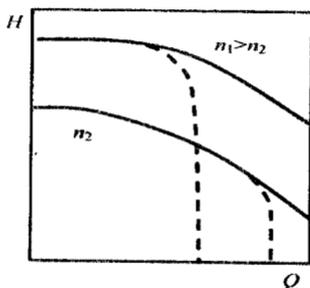


Рис. 13.5. Зміна напірних характеристик унаслідок кавітації у разі зміни швидкості обертання робочого колеса

негарзди за більших швидкостей починаються у разі менших подач (рис. 13.5). Пунктирними лініями зображено напірні характеристики, що змінились внаслідок виникнення кавітації.

13.2. Особливості силової взаємодії робочого колеса з рідиною під час роботи насоса

Робоче колесо лопатевого насоса, яке закріплено в підшипникових опорах, під час обертання передає механічну енергію з приводного вала робочій рідині. При цьому тиск, що виникає в рідині, має складний тривимірний розподіл навколо колеса і створює додаткове силове навантаження на підшипники. Рівнодійні цих зусиль в осьовому і радіальному напрямках називають *осьовою та радіальною силами*. Ці сили наявні у всіх турбомашинах, але вони особливо відчутні під час роботи насосів унаслідок великих значень робочих тисків.

Під дією осьової та радіальної сил робоче колесо не переміщується, оскільки вони зрівноважуються реакціями в підшипникових опорах. Це силове навантаження створює негативний вплив на роботу насоса. Передусім ці додаткові зусилля, які спричиняють знос підшипників, зменшують термін експлуатації, надійність, а, отже, збільшують вартість машини через вимушене підсилення підшипникових вузлів. Ще одним негативним наслідком дії осьової та радіальної сил є збільшення втрат енергії на тертя в підшипниках і відповідно зменшення механічного ККД насоса (1.6).

Осьове зусилля на робоче колесо проаналізовано на прикладі епюри тисків на робоче колесо (рис. 13.6). Схематичне зображення верхньої половини перетину відцентрового насоса показано на рис. 13.6. Напрямок руху рідини видно на прикладі рис. 1.6.

Відцентрове робоче колесо зовнішнім радіусом R_2 , жорстко закріплене на валу радіусом R_B , обертається в середині корпусу. Між робочим

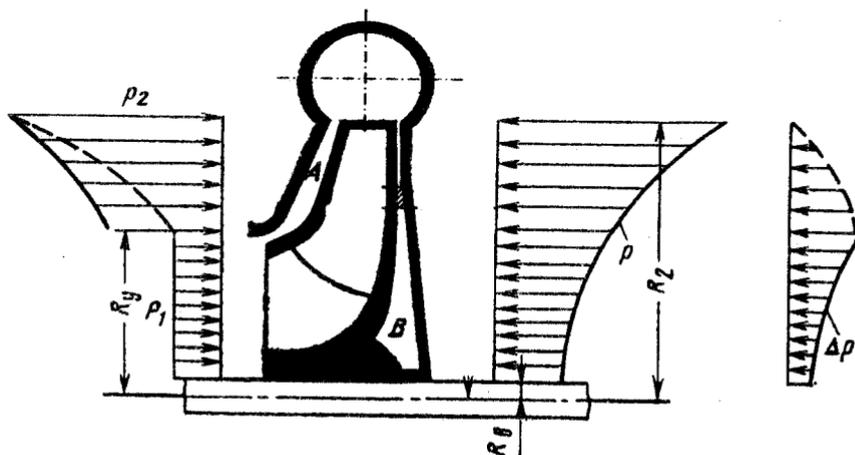


Рис. 13.6. Епюри тисків на робоче колесо

колесом і корпусом з боку, що протилежний входу, утворюється камера B . У нижній її частині міститься сальникове ущільнення для запобігання витіканню рідини назовні. Тиск у верхній частині камери B , як видно з рис. 13.6, відповідає тиску на виході насоса P_2 . Із зменшенням радіуса тиск у камері B знижується. Причиною цього є відцентрові сили і можливі витікання крізь ущільнення. Відцентрові сили виникають унаслідок обертання рідини під дією тертя між поверхнею заднього диска і рідиною. У разі абсолютної герметичності ущільнення та коли б між диском і рідиною не було б тертя, тиск у камері B був би сталим P_2 . До речі, такий принцип створення тиску використовують у дискових нагнітачах для грузлих рідин.

Із боку входу між переднім диском робочого колеса і корпусом також міститься камера (на рис. 13.6 її позначено через A). В її нижній частині на радіусі R_y є ущільнення для запобігання перетіканням – поверненню частини рідини на вхід насоса. Обидва ці ущільнення зменшують втрати, збільшують об'ємний ККД (1.6). Розподіли тиску в камері A та верхній частині камери B (до радіуса R_y) повторюють один одного. Попереду робочого колеса за радіуса, що менший за R_y , тиск зменшується через його перепад на ущільнення до значення тиску на вході насоса P_1 . Епюру результуючого тиску на робоче колесо показано в правій частині рис. 13.6. Видно, що осьова сила на робоче колесо діє в бік входу. На епюрах пунктирною лінією позначено зміну розподілу тиску внаслідок перетікань крізь ущільнення на передньому диску. Наявність цих перетікань збільшує значення осьової сили.

За даними про результуючий розподіл тиску можна, обчисливши інтеграл по поверхні, точно визначити значення осьової сили. На практиці користуються наближеними формулами. У випадку наскрізного проходження вала та нехтування перетіканнями для коліс з одностороннім підведенням осьову силу визначають пропорційно напору колеса (H , м) і густини рідини ρ :

$$T = k_{\pi} \pi (R_y^2 - R_b^2) \rho H,$$

де k_{π} – дослідний коефіцієнт, що залежить від питомої частоти обертання, якщо $n_s = 60 - k_{\pi} = 0,6$; $n_s = 200 - k_{\pi} = 0,8$. Для багатоступеневих насосів, що мають декілька послідовно з'єднаних коліс, результуючу осьову силу визначають підсумовуванням осьових сил усіх ступенів і вона може сягати сотень кілоньютонів.

Велике значення осьової сили змушує вживати спеціальних заходів щодо запобігання її негативному впливу. Економічно вигіднішим виявилось замість підсилення підшипників вводити конструктивні зміни, що

забезпечують гідравлічну компенсацію осьової сили. Розглянемо принципи цієї компенсації.

Колеса двостороннього всмоктування є найпростішим ефективним способом компенсації. У разі симетричного підведення створюються умови для симетричного розподілу тисків (див. рис. 1.7).

Попарна розстановка робочих коліс із взаємним зрівноваженням, що застосовують у багатокісних насосах, потребує великих перепускних каналів (на рис. 13.7 на прикладі схеми розстановки коліс їх зображено пунктирними лініями), вибору послідовності перепуску, що забезпечує максимальну компенсацію.

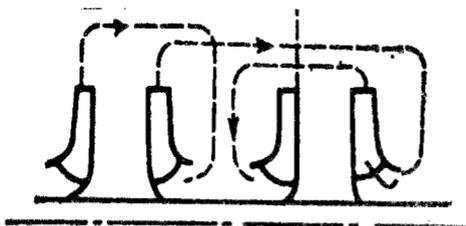


Рис. 13.7. Схема руху рідини за компенсації осьової сили попарною розстановкою робочих коліс із взаємним зрівноваженням

Додаткове кільцеве ущільнення на задньому диску робочого колеса, що встановлюють на радіусі R_y (див. рис. 13.6), відокремлює від камери B верхню частину, тиск в якій компенсує тиск камери A . Для повної компенсації осьової сили треба, щоб тиск нижньої частини камери B дорівнював тиску на вході в насос. Для цього її з'єднують із входом або отвором в задньому диску, або зовнішньою обвідною трубою.

Застосування розвантажувальних лопатей на задньому диску перетворює його у відцентрове робоче колесо. При цьому збільшується ступінь зміни тиску в камері B (див. рис. 13.6) унаслідок підвищення інтенсивності обертання рідини в цій камері, зменшується сумарний тиск на задній диск та осьова сила.

Розвантажувальні елементи (диски, втулки) застосовують у випадку багатокісних насосів за їх послідовного з'єднання і однакового роз-

міщення на валу (рис. 13.8). У такому разі осьові сили всіх коліс підсумовуються. Для їх компенсації встановлюють розвантажувальний диск *1*, жорстко закріплений на валу. Тиск камери *B* діє на нього в напрямку, протилежному осьовій силі коліс. Величина такої дії регулюється щілиною *2* між корпусом *3* і диском. Якщо тиск на диск стає більшим за осьову силу на колеса, щілина збільшується, а, отже, збільшуються і ви-

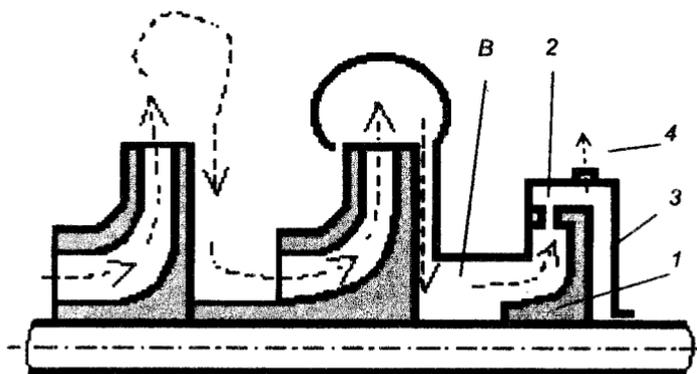


Рис. 13.8. Схема застосування розвантажувального диска для компенсації осьової сили

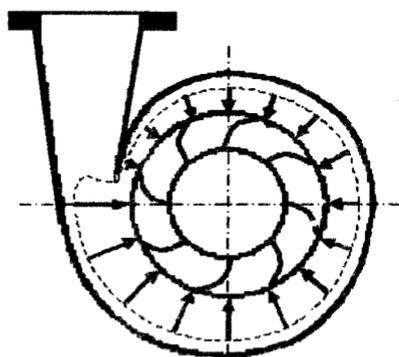


Рис. 13.9. Епюра тиску на робоче колесо в разі виникнення радіального зусилля

тікання крізь неї (тиск зовні розвантажувального диска малий завдяки з'єднанню із входом насоса 4), тиск камери *B* зменшується і тиски на диск та колеса зрівноважуються.

Приклад радіального зусилля на робоче колесо показано на рис. 13.9. У площині перерізу відцентрового насоса зображено епюру тиску на робоче колесо, що здійснюється рідиною зі спірального відводу. Розміри стрі-

лок відповідають тискам і відповідно зусиллям у деякому неномінальному експлуатаційному режимі. Рівнодійна цих сил є радіальним зусиллям. Якщо би відвід не був спіральним, його площа б не збільшувалась, то нерівномірність тисків у відводі була б більшою. Дійсно, за рівномірної по колу швидкості потоку на виході з робочого колеса у випадку кільцевого відводу швидкість в ньому стала б зростати в напрямку до виходу. Зі збільшенням швидкості підвищується динамічний тиск i , як і в струминних насосах, згідно із законом збереження енергії зменшується статичний тиск. У разі правильно спроектованого спірального відводу і виготовлення відповідно до проекту в розрахунковому номінальному режимі тиск у відводі сталий, радіального зусилля немає. Причина його виникнення полягає в помилках проектування, виготовлення, відхилення реального експлуатаційного режиму від розрахункового.

Для компенсації радіального зусилля на одному валу розміщують пари робочих коліс із поворотом їх відводів на 180° відносно один одного. Застосовують подвійні спіральні відводи, утворені за допомогою додаткової стінки 1 (рис. 13.10). Вона поділяє відвід на дві однакові частини, у кожній з яких режим відхиляється від розрахункового однаково. Завдяки симетричному розміщенню рівнодійні радіальних зусиль частин однакові і протилежно напрямлені. У секційних багатоступневих насосах кільцеві відводи мають напрямні лопаті (рис. 13.11), які забезпечують плавний, з малими ударами та завихрюваннями перехід рідини з каналу робочого колеса до

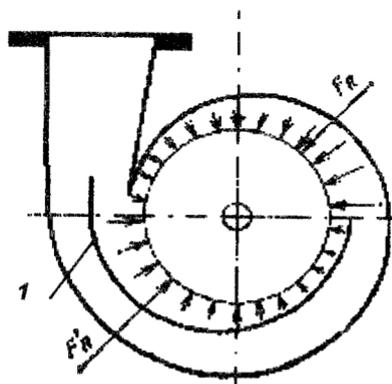


Рис. 13.10. Застосування подвійного спірального відводу

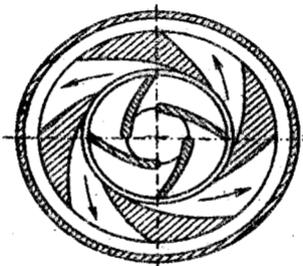


Рис. 13.11. Застосування
напрямних лопатей
кільцевого відводу

відводу (рис. 13.11). Кожна пара напрямних лопатей утворює окремий спіральний відвід. Рівнодійні радіальних сил відводів з напрямних лопатей утворюють симетричну систему векторів. Результуючої радіальної сили немає.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Яке явище називають кавітацією в насосах?
2. Чим відрізняється вакуумметрична висота всмоктування від геометричної висоти?
3. Які наслідки дії осьової і радіальної сил на робоче колесо?

14. Відцентрові насоси

14.1. Характеристики відцентрових насосів.

Умови нормальної експлуатації

У разі правильного вибору насосів, режими їх експлуатації забезпечуються індивідуальними експлуатаційними характеристиками насосів. Ці експериментальні характеристики наводяться в паспортних, каталогових даних. Розглянемо їх на прикладі рис. 14.1.

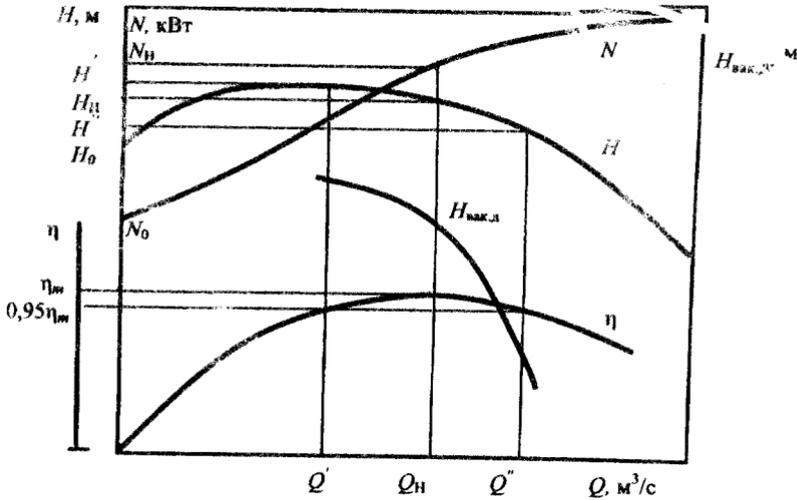


Рис. 14.1. Індивідуальні експлуатаційні характеристики насоса:

H – напірна характеристика; N – залежність потужності, що споживає насос; η – залежність ККД насоса; $H_{\text{вак.д}}$ – залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування

(або залежність допустимого кавітаційного запасу Δh_d , рис. 13.2)

Залежності $H_{\text{вак.д}}$ і Δh_d пов'язані між собою згідно з рівнянням (13.9). На характеристиках наведено номінальні дані насоса: потужності – N_H ; напору – H_H ; подачі – Q_H . Їх визначено за максимальним ККД, який є номінальним: $\eta_H = \eta_m$. Із характеристик визначають

H_0 – величину напору насоса у разі закритої засувки, установленної в напірному патрубку.

Умови нормальної експлуатації є залежностями, виконання яких забезпечує надійну та економічну роботу насоса. Виконання цих умов перевіряють під час проектування насосної установки за даними розрахунку параметрів робочого режиму та даними характеристик насоса. Визначати робочу точку та робочу подачу можна за відомою характеристикою трубопровідної мережі – залежністю втрат напору від подачі (див. рис. 5.6).

Перевірку на стійкість роботи виконують для запобігання помпажу, який можливий за наявності двох точок перетину характеристик насоса та мережі (див. рис. 5.7–5.10). Це відбувається, якщо геодезичний напір H_T (геодезична висота z_T) більший за величину напору за нульової подачі H_0 . Таке порівняння слід проводити з урахуванням можливих змін значень величин H_T , H_0 (унаслідок коливань висоти підняття води, частоти обертання насоса в разі зміни величини або частоти напруги живлення двигуна) для найбільш несприятливого співвідношення. На практиці перевірку виконують з деяким запасом:

$$H_T \leq 0,9 H_0. \quad (14.1)$$

Економічність робочого режиму перевіряють порівнянням значення ККД насоса за робочої подачі η_p з допустимими межами його зміни:

$$\eta_p \geq 0,95 \eta_m. \quad (14.2)$$

Як видно з рис. 14.1, у допустимих межах зміни ККД міститься *робоча ділянка характеристики* насоса, що обмежена за подачею величинами Q' , Q'' , яким відповідають напори – H' , H'' . Ще один вид перевірки економічності, що еквівалентна (14.2), має вигляд

$$Q' < Q_p < Q''. \quad (14.3)$$

Кавітацію перевіряють за допомогою одного з виразів (13.16)–(13.18). Для характеристик, показаних на рис. 14.1, це буде умова (13.17), згідно з якою фактичне значення вакуумметричної висоти всмоктування в робочому режимі не повинно перевищувати допустимого значення вакуумметричної висоти всмоктування в робочому режимі:

$$H_{\text{вак.р}} \leq H_{\text{вак.д.р.}}$$

Апроксимацію характеристик насоса за номінальної швидкості обертання робочого колеса використовують для аналітичного розв'язання задачі проектування насосної установки за графічними даними. Як апроксимаційні функції часто використовують поліноміальні залежності. Вони мають забезпечити максимальну точність апроксимації в досліджуваному діапазоні подач. Для апроксимації напірної характеристики за сталої швидкості обертання робочого колеса можна використовувати такий вираз:

$$H = H_0 + AQ - BQ^2, \quad (14.3)$$

де A , B – константи, визначені у процесі розв'язання системи двох рівнянь, наприклад, для крайніх точок робочого діапазону (рис.14.1):

$$H' = H_0 + AQ' - BQ'^2; \quad H'' = H_0 + AQ'' - BQ''^2.$$

У результаті розв'язання цих рівнянь маємо:

$$A = \frac{(H' - H_0)Q''^2 - (H'' - H_0)Q'^2}{Q'Q''(Q'' - Q')}; \quad B = \frac{(H' - H_0)Q'' - (H'' - H_0)Q'}{Q'Q''(Q'' - Q')}.$$

Подібним чином апроксимують залежність ККД за допомогою виразу

$$\eta = aQ - bQ^2 + cQ^3, \quad (14.4)$$

де константи a , b , c визначено у процесі розв'язання системи трьох рівнянь для точок з подачами Q' , Q_n , Q'' .

Апроксимацію напірної характеристики насоса за змінної швидкості обертання робочого колеса n виконують, спираючись на залежність (14.3), яка справедлива в разі номінальної швидкості n_n . Вираз напірної характеристики можна отримати за довільного значення швидкості n . Для цього відповідно до законів пропорційності (4.6) та коефіцієнта зміни швидкості n/n_n слід розраховувати координати вихідних точок (Q', Q'', H_0, H', H''), які є визначальними для знаходження апроксимаційних коефіцієнтів залежності (14.3). Змінивши подачу пропорційно швидкості, а напір – пропорційно квадрату, знаходять апроксимаційну залежність напору з урахуванням зміни швидкості обертання робочого колеса насоса:

$$H = H_0(n/n_n)^2 + A Q n / n_n - B Q^2. \quad (14.5)$$

Залежність зміни ККД у функції подачі Q і швидкості обертання n робочого колеса визначено за допомогою виразів (1.5), (14.5) та положень (підрозд. 3.3) про втрати напору в насосі:

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{N_k}{N_k + N_{\text{тер}} + N_{\text{у.в}} + N_{\text{об}} + N_{\text{м}}}, \quad (14.6)$$

де $N_k = \rho g \left[H_0 \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 + A Q \frac{n}{n_n} - B Q^2 \right] Q$ – корисна гідравлічна потуж-

ність; $N_{\text{тер}} = K_{\text{тер}} Q^3 = \rho g \frac{H_{\text{тер.н}}}{Q_n^2} Q^3$ – втрати потужності внаслідок втрат

напору на тертя рідини в проточній частині машини; $K_{\text{тер}}, H_{\text{тер.н}}$ – коефіцієнт втрат та втрати напору на тертя в проточній частині за номінальної подачі; $N_{\text{у.в}}$ – втрати потужності внаслідок гідравлічних втрат на вихроутворення та удар; $N_{\text{об}}$ – втрати потужності внаслідок об'ємних втрат (витоків та перетоків); $N_{\text{м}}$ – потужність механічних втрат.

Втрати потужності внаслідок вихроутворення та удару визначають за відхиленнями параметрів робочого режиму від номінальних. Оскільки ці втрати можна визначити сумою втрат у функції відхилень продуктивності та швидкості обертання, їх знаходять за виразом

$$N_{y.v} = K_{qv} \left| Q - K_Q Q_n \frac{n}{n_n} \right|^{n_m} + K_{nv} |n - n_n|^{n_m}, \quad (14.7)$$

де K_{qv}, K_{nv} – коефіцієнти втрат; K_Q, n_{qv}, n_{nv} – апроксимаційні коефіцієнти, які визначають за даними каталогу, або експерименту.

Втрати потужності внаслідок об'ємних втрат (q) залежать від величини напору та гідравлічного опору (R_o) каналів об'ємних втрат крізь ущільнення. Ураховуючи, що $H = R_{об} q^2$ і $N_{об} = \rho g H q$, потужність об'ємних втрат

$$N_{об} = \frac{\rho g}{\sqrt{R_{об}}} H^{1.5} = K_{об} H^{1.5},$$

де $K_{об}$ – коефіцієнт об'ємних втрат.

Потужність механічних втрат

$$N_m = N_{п.н} \frac{n}{n_n} + N_{д.н} \left(\frac{n}{n_n} \right)^3,$$

де $N_{п.н}, N_{д.н}$ – потужності механічних втрат у підшипниках та внаслідок дискового тертя (тертя між поверхнею ротора насоса і рідиною за винятком проточної частини робочого колеса) за номінальної швидкості. Значення $N_{п.н}, N_{д.н}$ визначають за номінальною величиною потужності механічних втрат $N_{м.н} = N_{п.н} + N_{д.н}$, якщо відомо співвідношення між ними: $k = N_{д.н} / N_{п.н}$. Тертя в підшипниках також можна визначити за

відомими співвідношеннями відповідно до їх конструкції та маси ротора насоса.

Для розрахунків за допомогою виразу (14.6) слід визначити невідомі величини: $K_{\text{тер}}, K_{qв}, K_{п.в}, K_Q, n_{qв}, n_{п.в}, K_{об}, N_{п.н}, N_{д.н}$. Для цього використовують дані за номінальної швидкості про величини напору і потужності, що споживається насосом за чотирьох значень подачі: $0, Q_3 \approx 0,5Q', Q', Q_n$ (рис. 14.1). Для цих подач рівняння балансу потужності насоса з урахуванням того, що за номінальної швидкості в рівнянні (14.7) другої складової немає, набудуть вигляду:

$$K_{об}H_0^{1.5} + N_{м.н} + K_{qв} |K_Q Q_n|^{n_{qв}} = N_0;$$

$$K_{об}H_3^{1.5} + K_{\text{тер}}Q_3^3 + N_{м.н} + K_{qв} |Q_3 - K_Q Q_n|^{n_{qв}} = N_3 - \rho g Q_3 H_3; \quad (14.8)$$

$$K_{об}H^{1.5} + K_{\text{тер}}Q'^3 + N_{м.н} + K_{qв} |Q' - K_Q Q_n|^{n_{qв}} = N' - \rho g Q' H';$$

$$K_{об}H_n^{1.5} + K_{\text{тер}}Q_n^3 + N_{м.н} + K_{qв} |(1 - K_Q)Q_n|^{n_{qв}} = N_n - \rho g Q_n H_n,$$

де H_3, N_3 – напір та спожита потужність насоса за подачі Q_3 .

Для вилучення сталої складової $N_{мн}$ віднімемо від четвертого рівняння по черзі перше, друге і третє. Отриману систему трьох рівнянь можна розв'язати відносно невідомих $K_{об}, K_{\text{тер}}, K_{qв}$, задавши значення коефіцієнтів $K_Q, n_{qв}$. Ці коефіцієнти підбирають за критерієм максимальної збіжності відомих залежностей (рис.14.1) $\eta = f_1(Q); N = f_2(Q)$ з розрахованою за допомогою рівняння (14.6) залежністю ККД та залежністю потужності:

$$N(Q, n) = \rho g H(Q, n) Q + K_{об} H(Q, n)^{1.5} + K_{тер} Q^3 + N_{мн} \frac{n}{n_H} +$$

$$(14.9)$$

$$+ N_{дн} \left(\frac{n}{n_H} \right)^3 + K_{qv} \left| Q - K_Q Q_H \frac{n}{n_H} \right|^{m_m} + K_{нв} |n - n_H|^{m_n}.$$

$$\text{де } H(Q, n) = H_0 \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 + A Q \frac{n}{n_H} - B Q^2.$$

Номинальну механічну потужність визначають з першого рівняння системи (14.8):

$$N_{м.н} = N_0 - K_{об} H_0^{1.5} - K_{qv} \left| K_Q Q_H \right|^{m_m}$$

та розподіляють за складовими відповідно до відомого їх співвідношен-

ня. Останньої складової рівняння (14.9) за номінальної швидкості немає. Як ілюстрацію цього на рис. 14.2 зображено каталогові характеристики насоса НМ 3600-230. Розрахункові характеристики потужності за номінальної швидкості 3000 об/хв і сукупностей $H-Q$ і $\eta-Q$ характеристик за швидкостей 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 об/хв показано

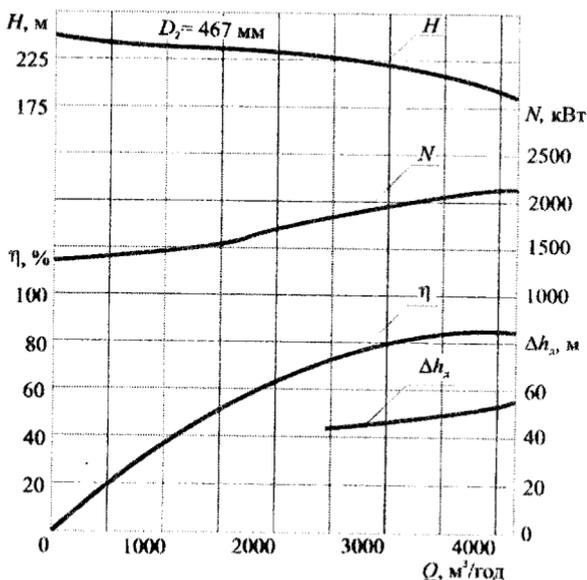


Рис. 14.2. Характеристики насоса НМ 3600-230

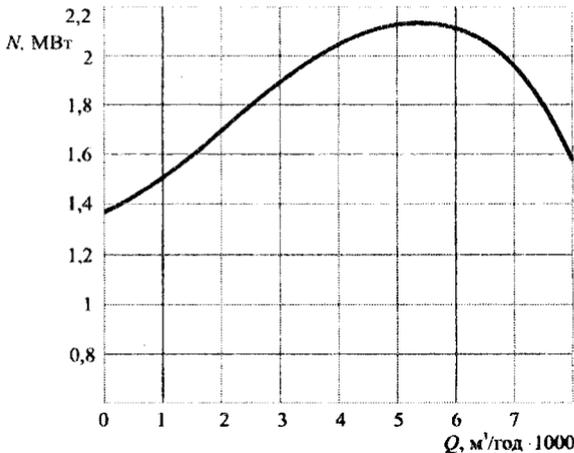


Рис. 14.3. Розрахункова характеристика потужності насоса НМ 3600-230 за номінальної швидкості 3000 об/хв

на рис. 14.3, 14.4. Розрахунки виконано за таких значень апроксимаційних коефіцієнтів:

$$N_{\text{мн}} = 0,2N_{\text{мн}};$$

$$K_Q = 1,17; \quad n_{\text{qv}} = 2;$$

$$n_{\text{nv}} = 2.$$

Для визначення останнього невідомого коефіцієнта втрат $K_{\text{мн}}$ слід за швидкості n_1 задати максимум ККД $\eta_{\text{м}}(n_1)$

(для прикладу рис. 14.4: $n_1 = 2000$ об/хв; $\eta_{\text{м}}(n_1) = 0,8$). З урахуванням цього і змінюючи подачу пропорційно швидкості, напір – квадрату цієї зміни, перетворимо рівняння (14.9). Ураховуючи, що

$$N\left(\frac{n_1}{n_n} Q_n, n_1\right) = \rho g Q_n H_n \left(\frac{n}{n_n}\right)^3 / \eta_{\text{м}}(n_1),$$

з перетвореного рівняння (14.9) визначимо шукану величину:

$$K_{\text{nv}} = \frac{k_n^3 \left[N_{\text{к.н}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}}(n_1)} - 1 \right) - N_{\text{об.н}} - N_{\text{тер.н}} - N_{\text{дн}} \right] - N_{\text{мн}} k_n - N_{\text{у.в.н}} k_n^{n_{\text{qv}}}}{|n_1 - n_n|^{n_{\text{nv}}}},$$

де $k_n = \frac{n_1}{n_n}$; $N_{\text{к.н}} = \rho g Q_n H_n$; $N_{\text{об.н}} = K_{\text{об}} H_n^{1.5}$; $N_{\text{тер.н}} = K_{\text{тер}} Q_n^3$;

$$N_{\text{у.в.н}} = K_{\text{qv}} \left| (1 - K_Q) Q_n \right|^{n_{\text{qv}}}.$$

Наведений алгоритм апроксимації дозволяє отримати залежності зміни характеристик насоса із варіюванням подачею та частоти обертання, що важливо для дослідження режимів роботи і проектування турбоустановок для умов регулювання параметрів робочих режимів, інтенсивних динамічних режимів роботи. Складність процесів енерговитрат унаслідок вихроутворення в насосі потребує коригування апроксимаційної залежності (14.7) за даними дійсних індивідуальних

експлуатаційних характеристик насоса. Крім того, досягти уточнення можна розширенням системи рівнянь (14.8), залучивши додаткові точки на вихідних характеристиках для розрахунку всіх апроксимаційних коефіцієнтів.

14.2. Регулювання параметрів робочих режимів насосів

Режим роботи насосної установки визначається робочою точкою, що міститься на перетині $H - Q$ характеристик насоса і мережі. Відповідно зміна режиму можлива внаслідок впливу на ці характеристики.

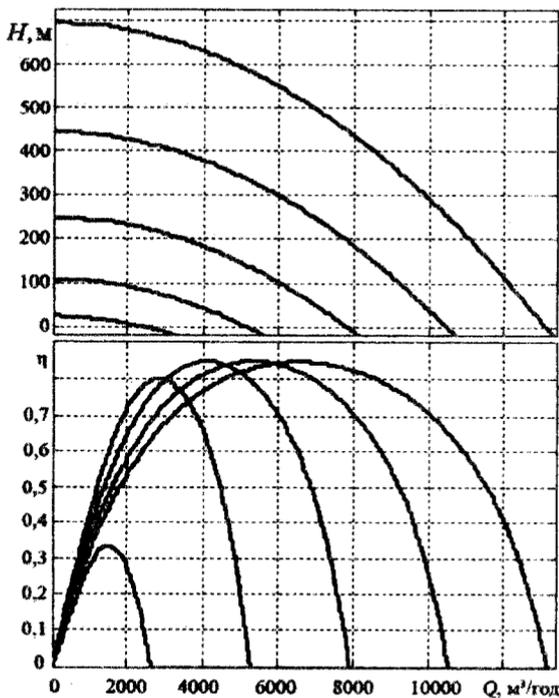


Рис. 14.4. Розрахункові $H-Q$ і $\eta-Q$ характеристики насоса НМ 3600-230 за швидкостей 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 об/хв

Дроселювання зміною стану засувки в нагнітальному трубопроводі є найбільш простим для реалізації способом, але дуже не економічним. При цьому змінюється опір мережі, втрачається значна частина енергії, що спожита насосною установкою. Ці втрати пропорційні добутку подачі та втрати напору на дроселі. Крім того, на втрати впливає зміна ККД насоса. На відміну від дроселювання при регулюванні вентиляторних установок (див. рис. 7.3) у насосних установках дроселювання (внаслідок кавітаційних явищ) можливе лише на виході.

Регулювання відведенням частини рідини по перепускному трубопроводу на вхід насоса також дуже просте для реалізації. Для швидкохідних машин такий спосіб вигідніший за дроселювання. При цьому змінюється структура мережі внаслідок приєднання паралельного перепускного трубопроводу.

Способи впливу на характеристику мережі забезпечують плавне регулювання. Для впливу на характеристики насоса застосовують як плавне, так і дискретне регулювання.

Регулювання зміни частоти обертання привідного вала є найбільш економічний спосіб плавного регулювання. Але він потребує застосування регульованого електроприводу, що значно збільшує капітальні витрати на насосну установку. Обмеженням застосування цього способу є робота в умовах великої частки статичних напорів. Пропорційно квадрату зміни швидкості (4.6) змінюється напір насоса і за наявності максимуму в напірній характеристиці може порушуватись умова стійкої роботи (14.1).

Дискретне регулювання частоти обертання можна реалізувати застосуванням багатошвидкісних електродвигунів. Цей привод дешевий і надійний. Обмеженням є великий діапазон зміни швидкості в разі застосування швидкохідних електродвигунів. Зменшити діапазон зміни швидкості можна за допомогою багатополосних електродвигунів, але це призводить до погіршення масогабаритних показників насосної установки.

Зміна кількості робочих коліс є дискретним способом регулювання, але не оперативного регулювання. Спосіб широко використовують для узгодження характеристик насоса й мережі.

Дискретне регулювання зміни кількості працюючих насосів ефективно використовують у багатонасосних насосних установках. Спосіб подібний до попереднього, але більш оперативний.

Комбінація дискретного і плавного регулювання реалізується в багатонасосних установках і вигідно суміщає їх переваги. Зміна кількості працюючих насосів забезпечує просте й дешеве ступеневе регулювання, а плавне регулювання на кожному ступені забезпечує один регульований привод, що не сприяє значному збільшенню капітальних витрат.

Зменшення зовнішнього діаметра робочого колеса з D_2 до D_2' (підрізування робочих коліс) також дозволяє узгоджувати характеристики насоса і мережі. При цьому навіть незначна зміна діаметра за умови збереження геометричної подібності згідно з теорією подібності (4.2)–(4.5) дає суттєві ефекти:

$$Q' = Q(D_2'/D_2)^3; \quad H' = H(D_2'/D_2)^2; \quad N' = N(D_2'/D_2)^5.$$

14.3. Конструкції відцентрових насосів

Широке використання відцентрових насосів зумовило різноманіття їх конструкцій. Але всі вони мають загальні складові: робоче колесо, вал, корпус, усмоктувальні й нагнітальні патрубки, сальники, підшипникові вузли. Робочі колеса можуть бути закритими – лопаті розміщено між переднім та заднім дисками (див. рис. 1.6), напіввідкритими – (без переднього диска (див. рис. 1.3), відкритими – зовсім без дисків. Як підвідні пристрої використовують: прямолінійний конічний патрубок (консольні насоси); кільцевий підвід (конструктивна простота, але нерівномірність поля швидкості знижує ККД); спіральний підвід (змінна площа перетину каналу по колу входу в колесо забезпечує рівномірність швид-

кості, немає завихрювань, підвищення ККД). Як відвідні пристрої використовують кільцеві відводи, спіральні відводи, напрямні апарати (для перепуску рідини від попереднього колеса до наступного).

Насоси розрізняють за кількістю коліс (одноступеневі, багатоступеневі), розміщенням вала (горизонтальні, вертикальні), конструкцією підвідних та відвідних пристроїв (консольні, спіральні), призначенням (для води, нафти, хімічних виробництв, абразивних гідросумішей), способом розміщення двигуна (занурені, незанурені).

Окреслимо особливості деяких поширених типів насосів.

Консольні насоси – одноколісні машини переважно з горизонтальним розміщенням вала (рис. 14.5). Вал 2 з півмуфтами 8, 9 закріплено в підшипникових опорах 6, 7, розташованих з одного боку від робочого колеса 1 (консолі), часто з великою відстанню між ними для зменшення відхилень вала від осевого напрямку. Рідина подається до колеса з другого боку з рівномірним полем швидкості за рахунок осевого підведення конфузорного типу (суміщено з передньою частиною корпусу 5). Відведення здійснюється в напрямку, перпендикулярному до осі обертання (суміщено з корпусом 3), який приєднано до станини 4. Насос обладнано кільцевими ущільненнями: на передньому диску 10 – для запобігання перетіканню і на задньому диску 11 – для компенсації осевого зусилля при з'єднанні камери 12 із входом. Сальниковий вузол з гідравлічними запорами 13, 14, 15, 16 запобігає витокам назовні.

Приклади типів насосів: К, КМ, КП, КЛ, де К – консольний; М – моноблоковий (з двигуном); Л – лінійний. Насоси для хімічної промисловості: Х, АХ, ХО. Цифрове позначення в типорозмірі залежить від виробника, року виготовлення. Зазвичай ними позначають діаметри, подачі, напори, коефіцієнт швидкохідності, номер модернізації. Наприклад: К65-50-160, де цифри є діаметрами (у міліметрах): всмоктувального патрубку, напірного патрубка, робочого колеса відповідно; 2К-6, де 2 – ді-

метр усмоктувального патрубка в дюймах ($1'' \approx 25$ мм), b – коефіцієнт швидкохідності зі зменшенням в 10 разів. Виконують консольні насоси також з вертикальним розміщенням вала, наприклад типу В.

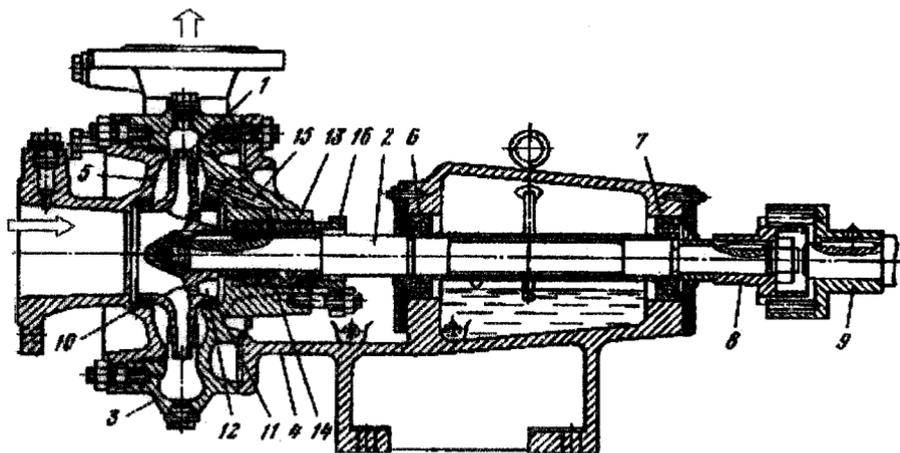


Рис. 14.5. Консольний насос

Насоси двостороннього всмоктування, спіральні, одноступеневі (рис. 14.6). Розміщення вала 13 – горизонтальне. Завдяки двосторонньому напівспіральному підведенню (утвореному для зручності монтажу верхньою 6 та нижньою 1 частинами корпусу та ущільнюваними лабиринтними кільцями 5, 10) та спіральному відведенню 7 (може бути двозавитковим) забезпечується розвантаження конструкції від осьових та радіальних зусиль. Колеса 8, 9 розміщують між підшипниковими опорами 2. Ущільнення забезпечується сальниковими вузлами з гідравлічними запорами 3, 4, 11, 12, 15. Насоси прості, надійні, з високою енергоефективністю.

Приклади типорозмірів насосів: 1Д200-90, НМ250-230, де Д – двосторонній; Н – нафтовий; М – магістральний. Перша цифра – номер модернізації, цифри після букв – подача ($\text{м}^3/\text{год}$) і напір (м).

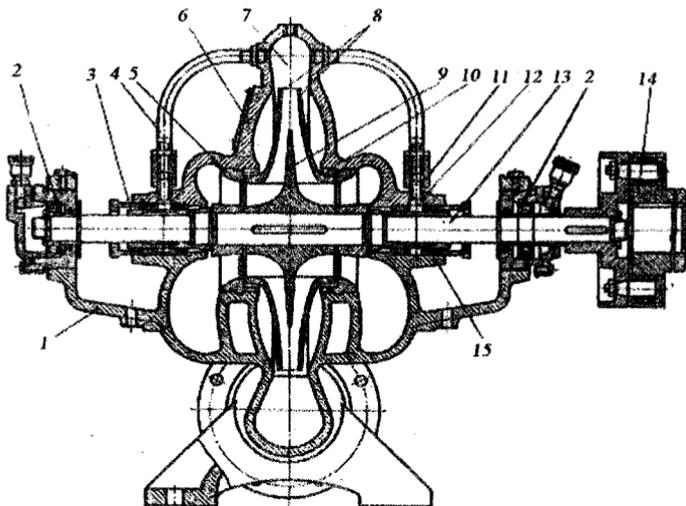


Рис. 14.6. Одноступеневий спіральний насос двостороннього всмоктування

Багатоступеневі спіральні насоси створюють більші напори за рахунок послідовного з'єднання коліс. Для компенсації осьового зусилля колеса 4, 5 розміщують на валу із взаємним зрівноваженням (гідрравлічна схема, показана на рис. 14.7). Перше колесо 3 часто застосовують з двостороннім всмоктуванням. На відміну від одноступеневих спіральних насосів у багатоступеневих немає повної симетрії конструкції. Навантаження, що зумовлено некомпенсованою частиною осьової сили, бере на себе упорний підшипник.

Приклади типів насосів: М, МД. У типорозмірі 5МД-7×3 позначено: М – багатокілісний; Д – перше колесо двостороннього всмоктування; 5 – діаметр всмоктувального патрубку (в дюймах); 7 – значення швидкохідності, що зменшено в 10 разів; 3 – кількість ступенів.

Секційні насоси (рис. 14.8) компонується з однотипних секцій 7, змінної кількості (для регулювання напору), які послідовно розміщені на валу 25. У кожній секції розміщено робоче колесо 22 та напрямний апарат 8 для забезпечення переведення рідини від попереднього колеса до

наступного. Секції стягуються загальними шпильками і утворюють корпус. Таке компонування насоса робить його дуже компактним, але ускладнює ремонт і внаслідок однотипного розміщення секцій змушує застосовувати спеціальні пристрої для компенсації осьових зусиль (розвантажувальний диск 4).

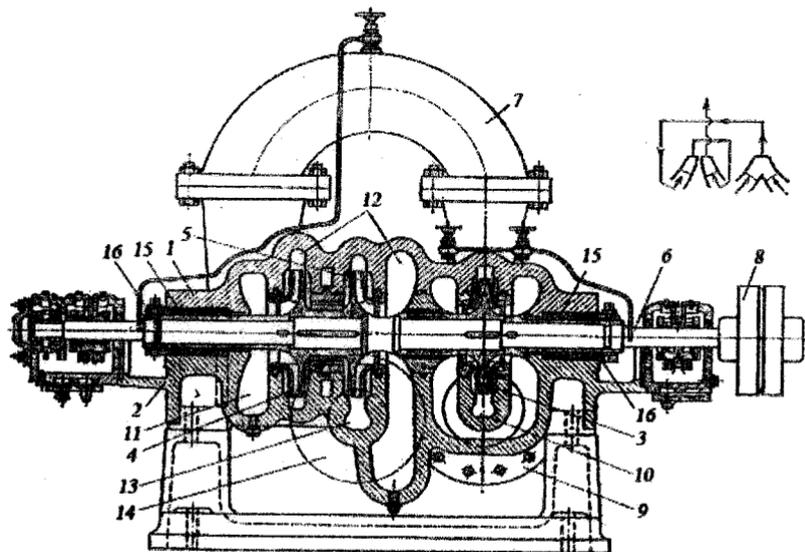


Рис. 14.7. Багатоступеневий спіральний насос

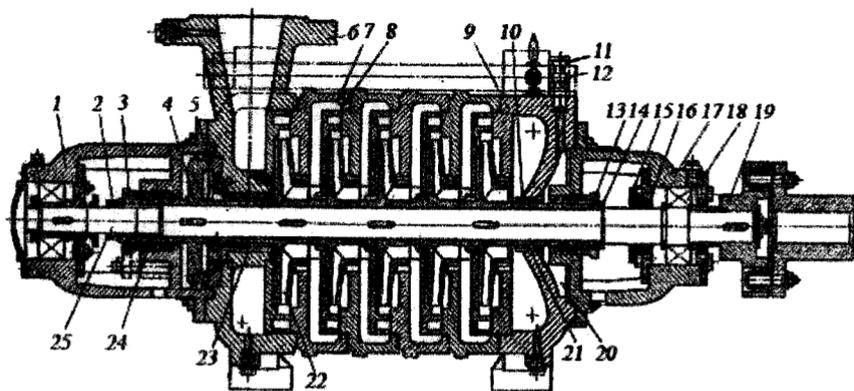


Рис. 14.8. Секційний насос

Приклади типів насосів: ЦНС, ЦНСШ, НШС, ПЕ, Кс, де Ц – відцентровий; Н – насос; С – секційний; Ш – шахтний; П – живильний (для живлення водою парових котлів); Кс – конденсатний секційний (перекачування конденсату в парових мережах електростанцій). Цифрами в типорозмірі, наприклад ЦНС 300-120...600, позначено: 300 – номінальна подача ($\text{м}^3/\text{год}$); 120...600 – діапазон зміни номінального напору (м) у разі зміни кількості коліс.

Двопотоківі насоси мають позитивні ознаки спіральних та секційних насосів. Їх можна подати як два секційні насоси на одному валу. Завдяки зустрічному розташуванню їх коліс компенсується осьове зусилля. В центрі вихідні потоки кожної групи коліс підводяться до колеса двостороннього всмоктування зі спіральним відведенням.

Приклад типорозміру насоса: МСК 1500-575, де М – багатоступеневий; С – секційний; К – котельний (прокачує промивальну рідину). Перша цифра – подача ($\text{м}^3/\text{год}$), друга – напір (м).

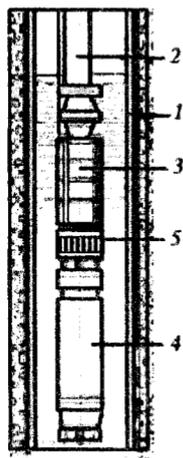


Рис. 14.9. Вертикальний багатоступеневий свердловинний насос

Вертикальні багатоступеневі свердловинні насоси призначено для підняття рідини із свердловин та колодязів. Унаслідок обмежених діаметрів та потреби у великих напорах насоси виконують багатокісними (їх кількість сягає десятків). Насоси можуть виконуватись із зануреним електродвигуном, розміщеним на поверхні і з'єднаним з насосом довгим валом (довжина до сотні метрів). Але найбільше поширені занурені свердловинні насоси, які являють собою моноблокову конструкцію. Свердловинну насосну установку (рис. 14.9) розміщено всередині обсадної труби 1 свердловини. Складається з піднімальної труби 2, до якої знизу послідовно приєднано насос 3 та двигун 4. Їх з'єднано валом, між ними міститься всмоктувальна сітка (5).

Приклади типів незанурених артезіанських насосів: АТН, А, НА, занурених – ЕЦВ. У типорозмірі ЕЦВ 8-75-150 позначено: Е – електричний; Ц – відцентровий; В – для води. Цифри після букв – мінімальний діаметр обсадної труби (в дюймах), подача ($\text{м}^3/\text{год}$) і напір (м).

Насоси для абразивних гідросумішей призначено для перекачування води з великою кількістю твердих домішок: піску, ґрунту, вугілля, шламу. У типорозмірі ґрунтового ГрАТ 900/6 і піщового НПБР 150-550-315/40 насосів цифри перед і після дробу позначають подачу ($\text{м}^3/\text{год}$) і напір (м), цифри перед ними – діаметри (мм), напірного патрубку та робочого колеса.

14.4. Схеми заливання насосів

Відповідно до вимог експлуатації перед пуском насос і всмоктувальний трубопровід мають бути залиті водою до нагнітального патрубку. Вода забезпечує нормальні умови експлуатації: ущільнень, завдяки змащенню і тепловідведенню, що створює умови для тривалої надійної роботи насоса; всмоктувального тракту завдяки стабільному переміщенню води по ньому під дією різниці атмосферного тиску на поверхні води водозбирача і зниженого тиску на вході в насос.

Схему заливання насоса на практиці вибирають відповідно до умов експлуатації, режиму роботи насоса, наявного обладнання.

Заливання насоса з бака-акумулятора здійснюється за рахунок нагромадженої в ньому потенціальної енергії води (рис. 14.10). Насос 3 із засувкою 1 і зворотним клапаном 2 в нагнітальному трубопроводі отримує воду з водозбирача 6 крізь усмоктувальний

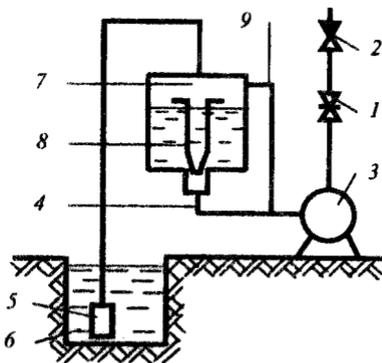


Рис. 14.10. Схема заливання насоса за допомогою бака-акумулятора

трубопровід 4 з приймальним клапаном і сіткою 5. Усмоктувальний трубопровід розділено на дві частини, між якими розміщено бак-акумулятор 7 вище від рівня насоса для зберігання запасу води. В середині бака міститься ежектор 8 для створення кращих умов заповнення всмоктувального тракту насоса під час пуску, коли вода в насос потрапляє крізь вузький кільцевий отвір між ежектором та нижньою частиною бака. Завдяки великій швидкості потоку води в цьому кільцевому отворі і відповідно великому динамічному напору в цьому місці створюється розрідження (малий статичний тиск), унаслідок якого крізь ежектор разом з водою засмоктується повітря з верхньої частини бака і створюються умови заповнення водою з водозбирача всього всмоктувального тракту насоса. Вирівнювальна трубка 9 створює кращі умови пуску насосного агрегату за рахунок вирівнювання тисків у верхній частині бака і всмоктувальній порожнині насоса, а також зменшує опір всмоктувального тракту в робочому режимі.

Заливання насоса з напірного трубопроводу (рис. 14.11) здійснюється за допомогою обвідної трубки з вентилям 10 навколо головної запусківки і зворотного клапана. Патрубок з вентилям 11 призначено для контролю процесу заливання.

Заливання насоса за допомогою зануреного заливального насоса 12 (рис. 14.12) здійснюється приєднанням його паралельно приймальним клапану і сітці. Заливальний насос вмикають лише на період пуску основного.

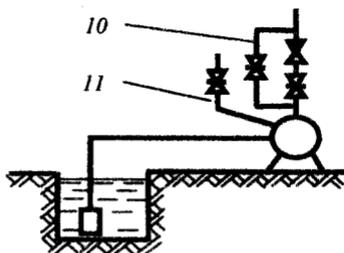


Рис. 14.11. Схема заливання насоса з напірного трубопроводу бака-акумулятора

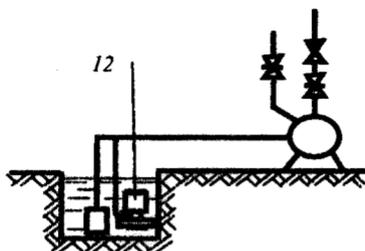


Рис. 14.12. Схема заливання насоса за допомогою зануреного заливального насоса

Заливання із використанням вакуум-насоса 13 (рис. 14.13) дозволяє заповнити всмоктувальний трубопровід і насос водою за рахунок розрідження, що створює вакуум-насос. Його також вмикають лише на період пуску.

Заливання насоса за допомогою бустерного (підпорного) насоса 14 (рис. 14.14) здійснюється приєднанням його послідовно з основним. Бустерний насос працює в тривалому режимі, крім заливання забезпечує підвищення тиску на вході основного насоса для запобігання кавітації.

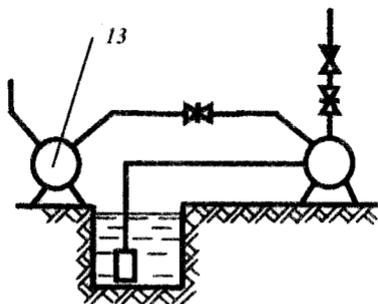


Рис. 14.13. Схема заливання із використанням вакуум-насоса

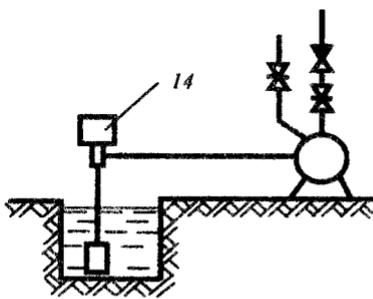


Рис. 14.14. Схема заливання за допомогою бустерного насоса

Підвищення експлуатаційних показників насосного обладнання досягають *суміщенням в одному механізмі функцій насоса і пристрою для заливання*. На рис. 14.15 показано конструкцію моноблокового (двигун з насосом з'єднано в один агрегат, ротор двигуна і робоче колесо відцентрового насоса розміщено на одному валу) насоса із самовсмоктуванням з розміщенням робочого колеса відцентрового насоса всередині посудини, що акумулює воду, і послідовно з'єднаного з ним струминного насоса. Під час обертання робочого колеса на ньому створюється перепад напору, який забезпечує циркуляцію потоку крізь ежектор струминного насоса. При цьому виникає розрідження і всмоктування крізь усмоктувальний патрубок спочатку повітря, а потім води із всмоктувального трубопроводу і джерела водопостачання.

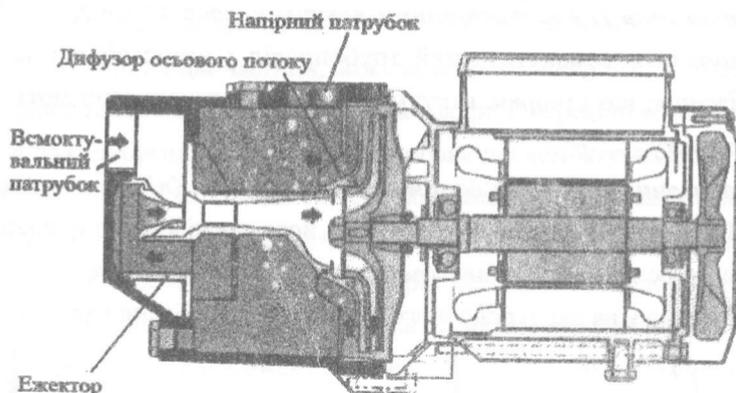


Рис. 14.15. Схема механізму із суміщенням функцій насоса і пристрою для заливання

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Які умови нормальної експлуатації відцентрових насосів?
2. Як визначають межі робочого діапазону зміни подачі?
3. Які способи регулювання параметрів робочого режиму відцентрового насоса?
4. Що позначають цифри і літери в типорозмірі насоса ЦНС?
5. Які застосовують способи заливання насосів?

15. Спеціальні засоби водовідливу

15.1. Поршневі та ротаційні насоси

Поршневі насоси – це нагнітачі об'ємного принципу дії, у яких механічна енергія приводу перетворюється в гідравлічну енергію за зворотно-поступального руху поршня в циліндрі. Склад поршневого насоса розглянемо на прикладі схеми одинарної дії (рис. 15.1). Відповідно до схеми поршневого насоса *одинарної дії* напірне переміщення рідини відбувається лише в одному напрямку руху поршня. Недоліками такої схеми є велика нерівномірність подачі (значна різниця між її середнім та максимальним значеннями обмежує продуктивність насоса, погіршує масогабаритні показники), нерівномірність завантаження приводу, що знижує його енергетичні показники. Крім одинарної, за *способом дії* розрізняють ще кілька типів поршневих насосів.

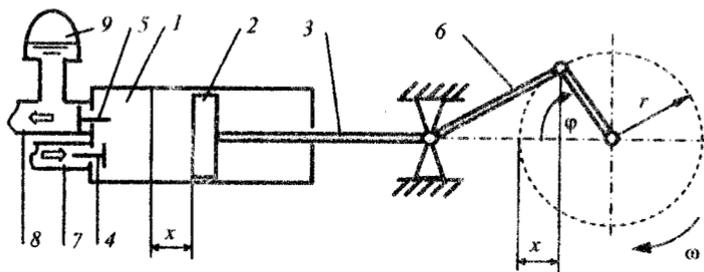


Рис. 15.1. Схема поршневого насоса одинарної дії:

1 – циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4, 5 – всмоктувальний та нагнітальний клапани; 6 – кривошипно-шатунний механізм; 7, 8 – всмоктувальний та нагнітальний трубопроводи; 9 – повітряний ковпак (пневматичний акумулятор) для компенсації нерівномірності подачі

Схему насоса *подвійної дії* показано на рис. 15.2. Нагнітання відбувається за обох напрямів переміщення поршня, для чого з кожного його боку є камера з клапанами. Коли в одній камері режим всмоктування, в іншій – нагнітання і навпаки. Нерівномірність подачі зменшується, по-

ліпшується розподіл завантажень приводу за прямого та зворотного ходів поршня. Такі самі позитивні властивості притаманні *насосу диференційної дії*, де клапанами обладнано лише одну камеру (рис. 15.3). До її виходу приєднано другу камеру, в яку всмоктується половина рідини, витіснена під час робочого ходу першої камери. У разі зворотного ходу

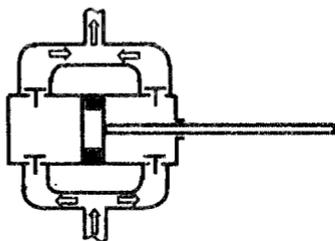


Рис. 15.2. Схема поршневого насоса подвійної дії

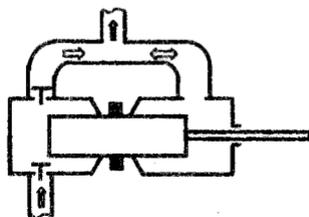


Рис. 15.3. Схема насоса диференційної дії

нагнітання відбувається за рахунок другої камери. В розглянутих насосах робочий орган може бути у вигляді *поршня* – диска з ущільненнями (див. рис. 15.2), або у вигляді *плунжера* – довгого циліндра (рис. 15.3). В останньому випадку ущільнення міститься на корпусі.

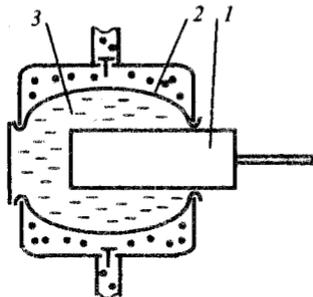


Рис. 15.4. Схема насоса діафрагмової дії:

1 – плунжер; 2 – гнучка діафрагма, що відокремлює циліндр 3 з робочою рідиною (маслом, емульсією) від перекачуваної рідини

Для перекачування рідини з твердими домішками застосовують *насос діафрагмової дії* (рис. 15.4). Рухомі частини насоса захищені від абразивного впливу твердих домішок.

Подача поршневого насоса змінюється в часі відповідно до зміни швидкості руху поршня. Для дослідження цього зв'язку отримаємо вираз часової залежності миттєвої подачі Q_m . Для насоса подвійної дії, нехтуючи площею перетину штока, можна записати:

$$Q_m = |F_n c_n|,$$

де F_n , c_n – площа і швидкість руху поршня. Урахуємо, що швидкість є часовою похідною переміщення поршня від крайнього лівого положення x (див. рис. 15.1): $c_n = dx/dt$. Підставимо значення переміщення, що пов'язано з кутом повороту приводного вала φ виразом $x = r - r \cos \varphi$, і отримаємо: $c_n = r \sin \varphi d\varphi/dt = r\omega \sin \varphi$, де ω – кутова швидкість. Миттєву подачу насоса подвійної дії визначаємо залежністю

$$Q_M = F_n r \omega |\sin \varphi|. \quad (15.1)$$

Під час зворотного руху поршня насоса одинарної дії подача дорівнює нулю. Миттєву подачу визначаємо виразом

$$Q_M = F_n r \omega (\sin \varphi + |\sin \varphi|) / 2. \quad (15.2)$$

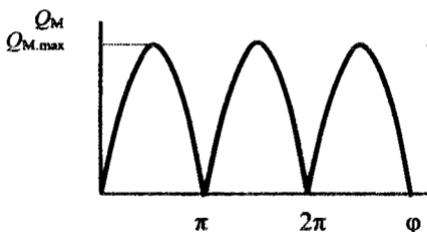


Рис. 15.5. Залежність зміни миттєвої подачі поршневого насоса подвійної дії

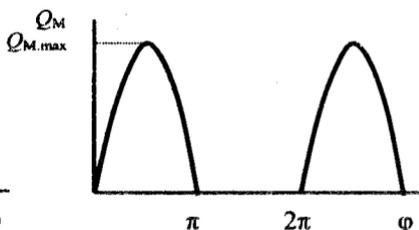


Рис. 15.6. Залежність зміни миттєвої подачі поршневого насоса одинарної дії

Графіки залежностей (15.1), (15.2) показано на рис. 15.5, 15.6 відповідно. Нерівномірність подачі можна оцінити середнім її значенням відносно максимального. Для насоса подвійної дії це становить

$$Q_{\text{ср.2}} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi = 2/\pi.$$

Для насоса одинарної дії вона в два рази менша: $Q_{\text{ср.1}} = 1/\pi$.

Для зменшення нерівномірності подачі використовують насоси з кількома паралельно працюючими циліндрами, робочі цикли яких зміщено на кут $\varphi_3 = 360/z$, де z – кількість циліндрів. Зменшення нерівномірності подачі оцінимо за величиною її середнього значення. Для насоса, що складається з трьох циліндрів одинарної дії (насоса потрійної дії), графік миттєвої подачі показано на рис. 15.7, де цифрами позначено миттєві подачі відповідних циліндрів. Відносне значення середньої подачі такого насоса в три рази більше, ніж насоса одинарної дії. Воно становить:

$$Q_{\text{сер.з}} = \frac{6}{\pi} \int_{\pi/3}^{\pi/2} \sin \varphi d\varphi = \frac{3}{\pi}.$$

Теоретичну подачу насоса одинарної дії можна визначити за кількістю циклів за одиницю часу і робочим об'ємом циліндра (об'ємом, що змінюється під час переміщення поршня):

$$Q_T = 60 F_{\text{п}} s_{\text{п}} n z, \quad (15.3)$$

де Q_T – теоретична подача, м³/год; $s_{\text{п}}$ – ход поршня, м; n – швидкість обертання приводного вала, м³/хв; $F_{\text{п}}$ – площа поршня, м²; z – кількість циліндрів.

Теоретичну подачу насоса подвійної дії визначають аналогічно з урахуванням площі штока $f_{\text{п}}$, м²:

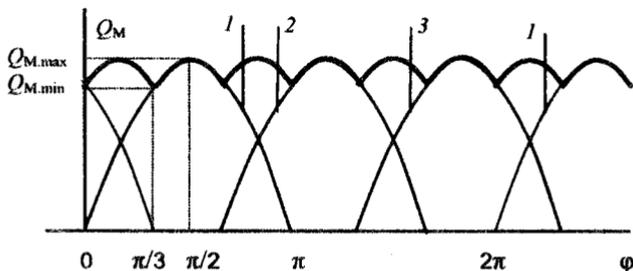


Рис.15.7. Залежність зміни миттєвої подачі трициліндрового поршневого насоса одинарної дії

$$Q_T = 60(2F_n - f_{in})s_{п}nz. \quad (15.4)$$

Індикаторна діаграма робочого циклу поршневого насоса дозволяє дослідити робочі процеси в машині за допомогою залежності: об'єм

циліндра – тиск у циліндрі (рис. 15.8). У разі ідеалізації процесів (а саме, нехтування стисненням рідини, витіканнями, інерцією клапанів, гідравлічними опорами в їх проточних каналах) індикаторна діаграма набуває вигляду прямокутника $abcd$. Вихідна точка a відповідає положенню максимального входу поршня в циліндр у разі відкритого всмоктувального клапана (див. рис. 15.1). Під час переміщення поршня відбувається всмоктування – лінія ab . Коли поршень починає рухатись у зворотному напрямку, всмоктувальний клапан закривається, нагнітальний – відкривається. За зроблених припущень це відбувається миттєво – вертикальна лінія підвищення тиску bc . Зворотному руху поршня відповідає лінія cd – виштовхування, зміни напрямку – лінія da , зниження тиску.

Площа індикаторної діаграми відповідає роботі, що витрачається за цикл. У разі ідеальних процесів роботу визначають: $A = (P_2 - P_1)V_p$.

Індикаторна діаграма дійсного робочого циклу $efgh$ відрізняється від ідеальної такими ознаками 1) зниження тиску в процесі всмоктування і збільшення під час нагнітання зумовлюють втрати тиску у всмоктувальному та нагнітальному трактах насоса. Втрати тиску пропорційні

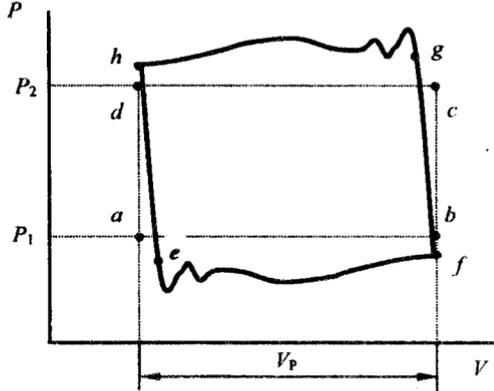


Рис. 15.8. Індикаторна діаграма робочого циклу поршневого насоса:

P_1, P_2 – тиск у всмоктувальному та нагнітальному трубопроводах; V_p – робочий об'єм циліндра (змінюється під час переміщення поршня)

квадрату подачі. Максимальні втрати відбуваються у середньому положенні поршня за максимальної швидкості і відповідно подачі; 2) нелінійність процесів всмоктування ef та нагнітання gh спричиняють, крім зміни подачі, інерція клапанів, вібрація їх запірних частин; 3) неvertikalність ліній підвищення тиску fg та зниження he виникають через стиснення реальної рідини, витікання, запізнення спрацьовування клапанів. За видом індикаторної діаграми можна оцінити якість процесів у насосі. Зміна її в процесі експлуатації дозволяє діагностувати стан вузлів насоса.

Переваги поршневих насосів: можливість створення великих напорів, які обмежуються міцністю деталей і потужністю приводу; сталість подачі, яка не залежить від напору і обумовлена розмірами циліндра та часом робочого циклу; порівняно високий ККД, який перевищує ККД відцентрових насосів.

Недоліки поршневих насосів: нерівномірність подачі; менша швидкохідність унаслідок динамічної незрівноваженості конструкції і відповідно великі габарити та маса; потреба в редукторі для з'єднання з високошвидкісним електродвигуном.

Ротаційні насоси, як і поршневі, являють собою машини об'ємної дії. На відміну від поршневих насосів у ротаційних об'єм змінюється не під час зворотно-поступального руху поршня або плунжера, а під час обертowego руху елемента конструкції, який змінює об'єм. Як приклад можна розглянути схему роторно-пластинчастого насоса (див. рис. 1.2) і гвинтовий насос (докладно розглянуто в підрозд. 16.4.)

Напірні характеристики ротаційних насосів, як і поршневих, в ідеальному випадку являють собою графіки, які перпендикулярні до осі подачі. В реальних конструкціях унаслідок збільшення витоків з підвищенням напору і швидкості приводу в разі збільшення моменту опору напірна характеристика відхиляється від ідеальної в бік зменшення по-

дачі. Приклад напірної характеристики гвинтового насоса наведено в підрозд. 16.4.

Переваги ротаційних насосів: сталість подачі; можливість створення великих тисків; властивості самовсмоктування; динамічна зрівноваженість конструкції, яка дозволяє мати високу швидкість і не потребує знижувального редуктора для з'єднання з електродвигуном.

Недоліки ротаційних насосів зумовлено складністю конструкції.

15.2. Струминні насоси

Струминні нагнітачі використовують для створення як установок для збільшення тиску і напірного переміщення рідини (гідроелеваторів), так і пристроїв для створення розрідження, які забезпечують підняття рідини по всмоктувальному трубопроводу (ежектори, див. рис. 14.10, 14.15). За принципом дії і конструкцією ці нагнітачі тотожні.

Приклад насосно-гідроелеваторної установки для підняття води із свердловини ілюструє рис. 15.9. Відцентровий насос 1, розміщений на поверхні, нагнітає воду в трубу для робочої рідини 2, що міститься всередині обсадної труби 3. Робоча труба приєднана до струминного насоса. Вона спрямовує потік води в змішувальну камеру 4 через насадок 5. Унаслідок його звуження відбувається перерозподіл між статичною і динамічною складовими напору. Площа перерізу потоку зменшується, його швидкість збільшується, динамічний напір (кінетична енергія) збільшується і відповідно до закону збереження енергії статичний напір зменшується. У змішувальній камері виникає розрідження, унаслідок якого до неї крізь фільтр і зворотний клапан 6 всмоктується рідина, яка відкачується із свердловини. Обидва вхідні потоки змішуються і через горловину 7 потрапляють до дифузора 8, який з'єднано з водопіднімальною трубою 9. У дифузори динамічний напір перетворюється в статичний і під його дією робоча рідина разом з від-

Розрахунок струминного насоса з точним урахуванням особливостей конструкції і робочого режиму потребує врахування складної тривимірної картини розподілу швидкостей потоків, що на практиці важко реалізувати. Тому під час проєктування спираються на типові характеристики струминних насосів, які перераховують до заданих параметрів відповідно до критеріїв подібності. Використовують критерій геометричної подібності, яким є відношення площ перерізу горловини і вихідного отвору насадка, або вихідного отвору насадка і змішувальної камери в її початку (в площині вихідного отвору насадка). Як критерій кінематичної подібності використовують відношення швидкостей потоків на початку камери змішування (потік, який ежектується) і на виході з насадка (потік, який ежектує).

Приклад типових характеристик струминних насосів за методикою ВНДГідромаш, отриманих за результатами експериментальних досліджень, показано на рис.15.10 [3]. На ньому в функції *відносних витрат* (ступеня ежекції)

$$\bar{Q} = Q_n / Q_p, \quad (15.5)$$

де Q_n, Q_p – витрати всмоктуваної і робочої рідин, показано графічні залежності *відносного напору*:

$$\bar{H} = \frac{H_k}{H_k + H_p}, \quad (15.6)$$

де $H_k = H_2 - H_1$ – корисний напір, що дорівнює різниці напору на виході з дифузора H_2 і на вході в насос H_1 (площина визначення H_1 на рис. 15.9); H_p – робочий напір перед насадком.

Крім того, на рис.15.10 наведено залежності ККД струминного насоса:

$$\eta = \frac{H_k Q_n \rho_n}{H_p Q_p \rho_p} = \frac{\bar{H} \rho_n \bar{Q}}{(1 - \bar{H}) \rho_p},$$

де ρ_n, ρ_p – густини рідини, яка всмоктується, та робочої рідини.

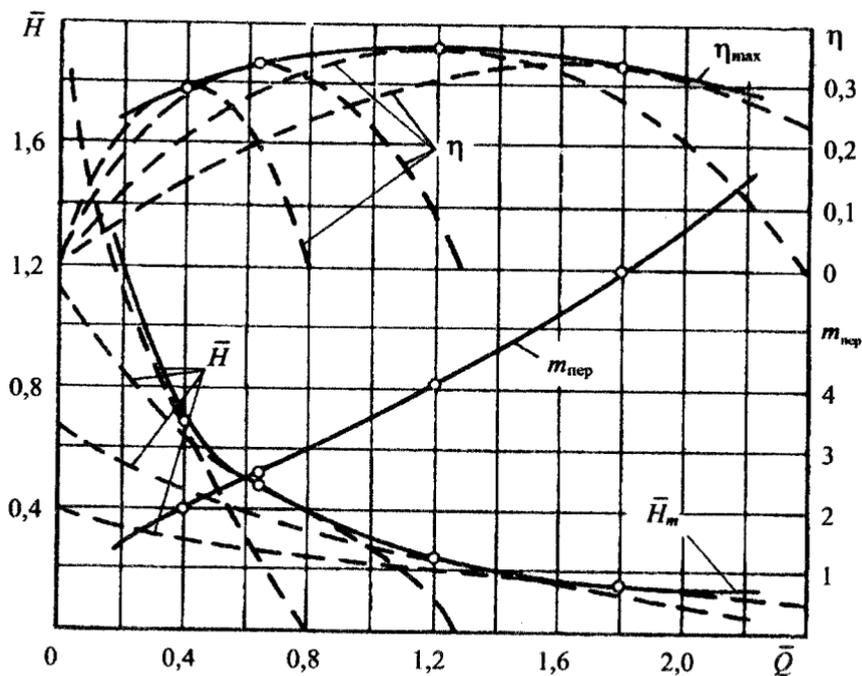


Рис. 15.10. Типові характеристики струминних насосів

Залежності \bar{H} та η подано для чотирьох значень відношення площі перерізу горловини і вихідного отвору насадка (критерій геометричної подібності):

$$m_{\text{пер}} = (d_r / d_n)^2, \quad (15.7)$$

де d_r, d_n – діаметри горловини і насадка (рис. 15.9). Для визначення величини $m_{\text{пер}}$, яка відповідає конкретному графіку, на рис.15.10 наведено її графічну залежність від відносних витрат за максимуму ККД. Тобто для максимуму ККД потрібного графіка η визначасмо відповідну до нього величину \bar{Q} і за графіком $m_{\text{пер}}$ знаходимо відповідне значення цієї величини. Графік відносного напору, який відповідає значенню $m_{\text{пер}}$,

можна встановити визначивши, якому графіку ККД він відповідає (нульовому напору відповідає нульове значення ККД).

Для кожного значення величини $m_{\text{пер}}$ оптимальний режим роботи перебуває в діапазоні максимальних ККД. Установити зв'язок між параметрами оптимальних режимів дозволяють графічні залежності η_{max} і \bar{H}_m від відносних витрат; останні в цьому разі відповідають витратам у діапазоні максимальних ККД – \bar{Q}_m .

Параметри водовідливної установки із струминним насосом з використанням типових характеристик (рис. 15.10) можна визначити за таким алгоритмом.

Вихідною інформацією є потрібні витрати рідини, яка всмоктується, Q_v і значення її густини ρ_v .

Відносні величини параметрів робочого режиму обирають за більших значень ККД і відносних напорів. Наприклад, задавши $\bar{Q}_m = 1$ і визначивши за графіком відповідну до неї величину $\bar{H}_m = 0,3$, з урахуванням рівняння (15.5) визначимо потрібні витрати робочої рідини:

$$Q_p = Q_v / \bar{Q}_m$$

Потрібну величину робочого напору можна визначити з урахуванням рівняння (15.6), якщо відома величина корисного напору. В сталому режимі роботи корисний напір насоса зрівноважується втратами напору в напірному та всмоктувальному трубопроводах (5.1), (5.4). Докладно визначити характеристику трубопровідної мережі можна відповідно до підрозд. 17.1. При цьому треба враховувати, що на вході струминного насоса, у всмоктувальному трубопроводі, подача – Q_v , а на виході, у напірному трубопроводі, подача становить:

$$Q_n = Q_v + Q_p.$$

Таким чином, корисний напір становить:

$$H_k = H_2 - H_1 = H_r + R_v Q_v^2 + R_n Q_n^2, \quad (15.8)$$

де $H_r = H_v + H_n$ – геодезичний напір, який дорівнює сумі висот нагнітання H_n і всмоктування H_v ; R_v, R_n – величини опорів всмоктувальної і нагнітальної ділянок трубопроводу. Якщо частина піднятої води повертається на вхід насоса, як на рис. 15.9, то подача водопіднімальної труби буде більшою, ніж напірного трубопроводу. Для врахування цього останню складову (15.8) можна подати сумою втрат напору в цих ділянках напірного трубопроводу. Величина $H_{вс}$ є відстанню по вертикалі між входом у насос (площина визначення H_1 на рис.15.9) і вільною поверхнею води. Якщо розглядається занурений струминний насос, то величина $H_{вс}$ буде від'ємною, а опір всмоктувальної частини трубопроводу буде визначатись виключно опорами фільтра і зворотного клапана.

За визначеною величиною \bar{H}_m після перетворення (15.6) та з урахуванням рівняння (15.8) робочий напір

$$H_p = H_k \frac{(1 - \bar{H}_m)}{\bar{H}_m} = (H_r + R_v Q_v^2 + R_n Q_n^2) \cdot \frac{(1 - \bar{H}_m)}{\bar{H}_m}.$$

За відомою величиною робочого напору перед насадком можна визначити швидкість робочого потоку, що виходить з насадка, з урахуванням коефіцієнта втрат у ньому (можна припустити, що $\xi_{нас} = 0,06$):

$$c_p = \sqrt{2gH_p / (1 + \xi_{нас})}.$$

Діаметр насадка

$$d_n = \sqrt{(4Q_p) / (\pi c_p)}.$$

Діаметр горловини розраховують за допомогою виразу (15.7), визначивши відповідне до графіка $m_{пер}$, значення цієї величини, яке відповідає заданій величині \bar{Q}_m , якщо $\bar{Q}_m = 1$, $m_{пер.m} = 3,5$ (рис. 15.10):

$$d_r = d_n \sqrt{m_{\text{пер.м}}}$$

Інші розміри струминного насоса (див. рис. 15.9) можна припустити відповідно до таких рекомендацій [3]:

- відстань між насадком і входом у горловину $L_s = d_n$;
- довжина горловини $L_r = (3,2 \dots 6)d_r$;
- кут розкриття дифузора $\alpha_d = 6^\circ \dots 10^\circ$;
- кут конусності насадка $\alpha_n = 12^\circ \dots 14^\circ$;
- довжина дифузора $L_d = (D_n - d_r) / [2 \operatorname{tg}(\alpha_d / 2)]$,

де D_n – діаметр нагнітального трубопроводу.

Отримані конструктивні розміри дозволяють визначити діаметр змішувальної камери на її початку D , (у площині вихідного отвору насадка) і визначити швидкість ежектованого потоку:

$$c_b = \frac{4Q_n}{\pi(D_s^2 - d_r^2)}$$

Це дозволяє визначити втрати статичного напору у всмоктувальній частині струминного насоса з урахуванням коефіцієнта втрат у ній (можна припустити $\xi_{\text{вс}} = 0,1$):

$$h_{\text{вак}} = (1 + \xi_{\text{вс}}) c_b^2 / 2g$$

і виконати перевірку на виникнення кавітації:

$$h_{\text{вак}} < \frac{P_a - P_t}{\rho g} - H_{\text{вс}} - R_{\text{вс}} Q_b^2,$$

де P_a, P_t – тиск атмосферний і насиченої пари відповідно; висота всмоктування $H_{\text{вс}}$ у випадку заглиблення гідроелеватора набуває від'ємних значень, що поліпшує умови безкавітаційної роботи.

Переваги струминних насосів: немає рухомих частин; велика надійність, малі витрати на обслуговування; можливість перекачування

повітряно-водяної суміші, а також допустимість великої кількості твердих домішок; малі розміри, маса і зручність монтажу і переміщення.

Недоліки струминних насосів спричинено низьким ККД (рис. 15.10).

15.3. Ерліфти

Ерліфти (повітряні підйомники) транспортують рідини з використанням енергії стисненого повітря. Схему ерліфта зображено на рис. 15.11, *а*. Компресор 1 нагнітає стиснене повітря в трубу 2, яку з'єднано з форсункою 5. Форсунка являє собою пристрій, який приєднано до нижньої частини піднімальної труби 3 і який призначено для перетворення потоку води в потік повітряно-водяної суміші. Тобто форсунка має систему малих отворів (діаметром 3 ... 5 мм загальною площею приблизно втричі більшою площею піднімальної труби), завдяки яким у воді рівномірно розподіляються бульбашки повітря. Густина повітряно-водяної суміші менша за густину води. Стовп води, висота якого дорівнює глибині занурення форсунки H_1 , має більшу вагу, ніж стовп повітряно-водяної суміші цієї ж висоти. Різниця цих сил ваги створює підймальну силу, яка примушує рухатись повітряно-водяну суміш вгору по трубі і всмоктуватись крізь всмоктувальний пристрій 5 воду з водозбирача для подальшого змішування з повітрям і підняття. До верхньої частини піднімальної труби приєднано повітровідокремлювач 7, з якого повітря виходить в атмосферу, а вода потрапляє до нагромаджувального бака 8 для подальшого транспортування.

Незважаючи на конструктивну простоту, процеси в ерліфті достатньо складні і на практиці, під час проектування цих установок, використовують наближені методи, які, як і в процесі дослідження струминних насосів, спираються на результати узагальнених фізичних експериментів і співвідношень. Співвідношення між основними параметрами ерліфта

визначають у вигляді узагальнених характеристик, побудованих для режимів максимальних значень ККД.

Параметри робочого режиму ерліфта (рис.15.11, а) – це Q – подача; P_n – тиск повітря на вході в форсунку; Q_n – витрати повітря; H_r – висота підняття рідини; H_3 – глибина занурення форсунки.

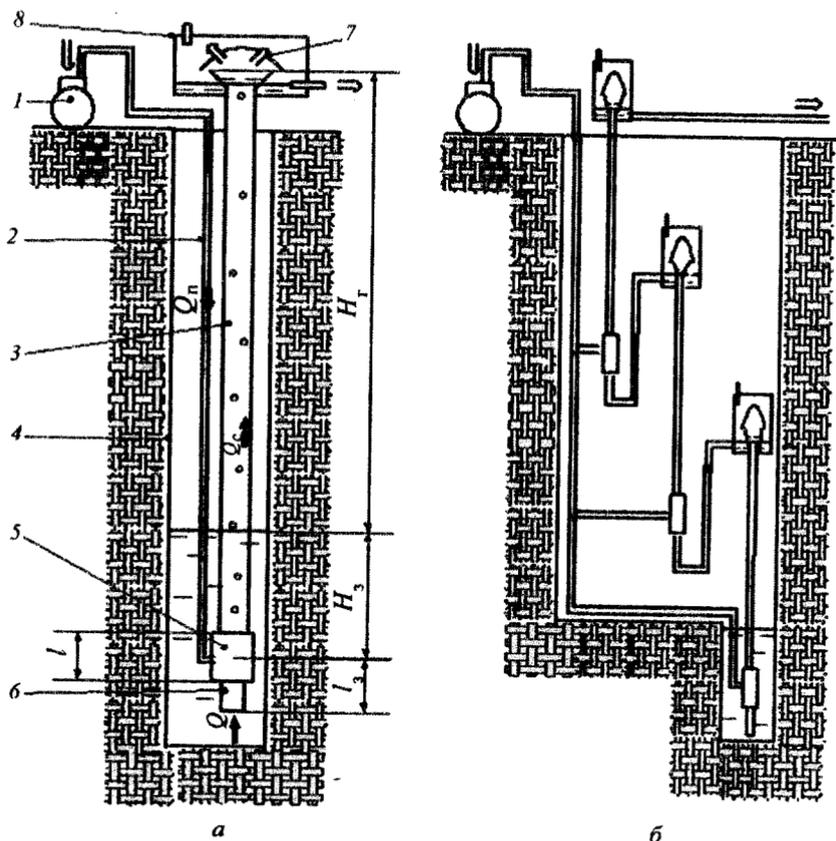


Рис. 15.11. Насосно-гідрослеваторна установка:

- а – схема ерліфта; б – схема ступенєвого ерліфта; 1 – компресор; 2 – повітряна труба;
- 3 – піднімальна труба; 4 – обсадна труба; 5 – форсунка; 6 – всмоктувальний пристрій;
- 7 – повітровіддільник; 8 – бак-нагромаджувач

Коефіцієнт корисної дії ерліфта можна визначити за виразом

$$\eta = \frac{\rho_v g H_r Q \eta_k}{E_{\text{пит}} Q_{\text{п}}},$$

де $E_{\text{пит}}$ – питома робота компресора на стиснення, Н·м/м³; η_k – ККД компресора; ρ_v – густина відкачуваної рідини.

Визначення параметрів ерліфта показано на прикладі використання узагальнених характеристик (рис. 15.12) [3]. Їх побудовано за результатами експериментальних досліджень режимів з максимальними значеннями ККД.

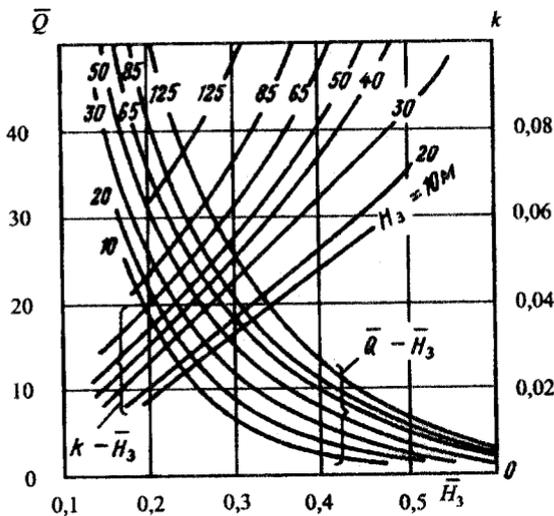


Рис. 15.12. Узагальнені характеристики ерліфта

визначають коефіцієнт k і відносну подачу ерліфта \bar{Q} , яка дозволяє визначити потрібну подачу компресора:

$$Q_{\text{п}} = \bar{Q} Q.$$

За значенням коефіцієнта k і заданою продуктивністю ерліфта

Вихідною інформацією є потрібна подача ерліфта і геодезична висота, а також глибина занурення форсунки, яку обирають якомога більшою. За вихідними даними визначають відносне значення глибини занурення:

$$\bar{H}_3 = \frac{H_3}{H_r + H_3},$$

за яким та значенням H_3 відповідно до залежностей, поданих на рис. 15.12,

(м³/год) визначають діаметр водопіднімальної труби (м) відповідно до емпіричної залежності:

$$D_{\text{п}} = k Q^{0,4}.$$

Потрібний тиск $P_{\text{п}}$ (Па) визначають за умови втрат тиску на форсунці 10^5 Па:

$$P_{\text{п}} = \rho_{\text{в}} g H_{\text{г}} + 10^5.$$

Відстань від форсунки до входу всмоктувального пристрою l_3 беруть не меншою за 10 % від глибини занурення для запобігання зворотному ходу повітря. Висота форсунки: $l = (3 \dots 5) D_{\text{п}}$. Швидкість повітря в підвідній трубі та кільцевій камері форсунки – 10...14 м/с.

Ефективність роботи ерліфта залежить від відносної глибини занурення. Оптимальне значення становить $\bar{H}_3 = 0,4 \dots 0,8$; якщо воно менше ніж 0,2, ерліфти застосовувати недоцільно. Для збільшення відносної глибини занурення застосовують багатоступеневі схеми (рис. 15.11, б).

Переваги ерліфтів: простота конструкції, обслуговування; висока надійність; можливість перекачувати рідину зі значною кількістю твердих домішок, регулювати продуктивність у широких межах у разі зміни подачі стисненого повітря.

Недоліки ерліфтів: неможливість повного відкачування води; низький ККД (20...40 %).

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Чим відрізняється склад і порядок роботи насосів подвійної і диференціальної дії?
2. Які способи використовують для компенсації нерівномірності подачі поршневого насоса?

3. Чому індикаторна діаграма поршневого насоса має екстремум за середнього значення робочого об'єму?

4. Як обмежують напір поршневого насоса?

5. Які переваги і недоліки струминних насосів?

6. Яка причина виникнення розрідження в змішувальній камері струминного насоса?

7. Які переваги і недоліки ерліфтів?

8. Яка сила змушує повітряно-водяну суміш підніматись по піднімальній трубі ерліфта?

16. Насосні установки нафтових виробництв

16.1. Експлуатація свердловин штанговими насосами

Загальна схема штангової насосної установки, її елементи та призначення. Штангова свердловинна насосна установка (ШСНУ) складається з наземного та підземного обладнання (рис. 16.1). До підземного обладнання входять: штанговий свердловинний насос (ШСН) із всмоктувальним клапаном 1 (нерухомий) на нижньому кінці циліндра та нагнітальним клапаном 2 (рухомий) на верхньому кінці поршня-плунжера, насосні штанги 3 і труби.

Крім того, до підземного обладнання можуть входити різні захисні пристрої (газові та піщані якорі, хвостовики), які приєднуються до приймального патрубку ШСН і поліпшують його роботу в ускладнених умовах (пісок, газ).

До наземного обладнання входить верстат-качалка, який складається з електродвигуна 9, кривошипа 7, шатуна 8, балансира 6, устевого сальника 5, устевої обв'язки та трійника 4.

Верстат-качалка передає штангам зворотно-поступальний рух, який схожий на синусоїдний. Верстат-качалка має гнучку канатну підвіску для з'єднання з верхнім кінцем полірованого штока і відкидну або поворотну головку балансира для безперешкодного проходження спуско-піднімальних механізмів (талевого блока, гака, елеватора) під час підземного ремонту.

Балансир коливається на поперечній осі, яка закріплена в підшипниках, і з'єднується з двома масивними кривошипами 7 за допомогою двох шатунів 8, розміщених по обидва боки редуктора. Кривошипи з рухомими противагами можуть пересуватися відносно осі обертання головного вала редуктора на ту чи іншу віддаль уздовж кривошипів. Противаги необхідні для зрівноважування верстата-качалки.

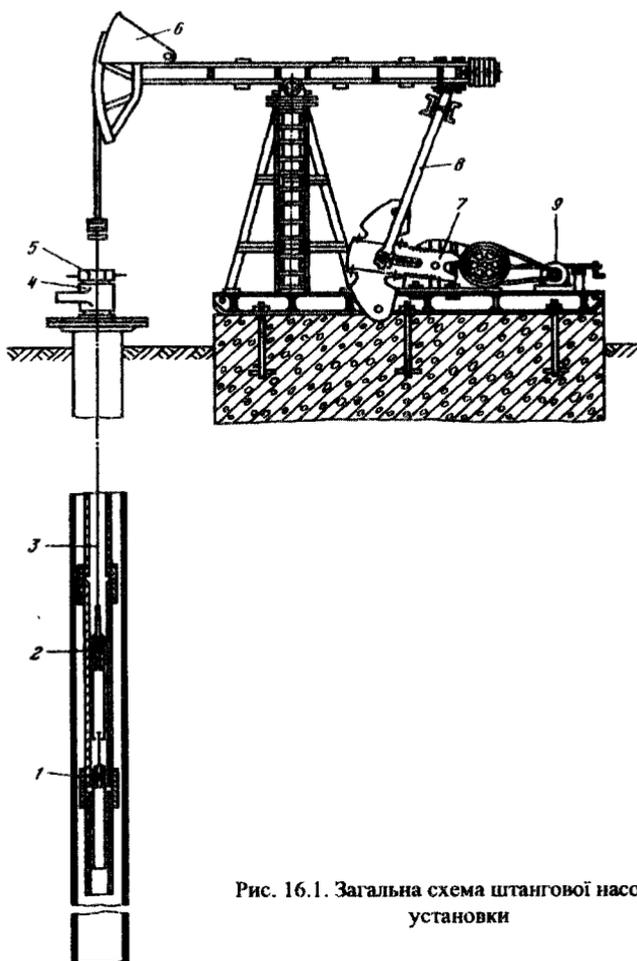


Рис. 16.1. Загальна схема штангової насосної установки

Редуктор із сталим передатним числом, маслозаповнений, герметичний має трансмісійний вал, на одному кінці якого передбачено трансмісійний шків, з'єднаний клинопасовою передачею з малим шківом електродвигуна 9. На другому кінці трансмісійного вала є гальмівний барабан. Опорний підшипник балансира закріплено на металевому стояку-піраміді.

Усі елементи верстата-качалки – піраміда, редуктор, електродвигун – кріпляться до єдиної рами, яка закріплюється на бетонному фундаменті. Крім того, всі верстати-качалки мають гальмівний пристрій, необхідний для утримування балансира і кривошипів у будь-якому заданому положенні. Точка з'єднання шатуна з кривошипом може змінювати свою віддаль відносно центра обертання переставленням пальця кривошипа в той чи інший отвір, яких для цього передбачено декілька. Цим досягається ступінчаста зміна амплітуди коливань балансира, тобто довжина ходу штанг.

Оскільки редуктор має стале передатне число, то зміни частоти коливань можна досягнути тільки зміною передатного числа клинопасової трансмісії та зміною шківів на валу електродвигуна на більший або менший діаметр.

Промисловістю випускається велика кількість верстатів-качалок різних типорозмірів (нормальний ряд) вантажопідйомністю на головці балансира від 10 до 200 кН відповідно до широкого діапазона глибин та дебітів свердловин, які доводиться обладнувати штанговими установками (ШСНУ).

Штанговий свердловинний насос складається з довгого (2...4 м) циліндра. На нижньому кінці циліндра закріплено нерухомий всмоктувальний клапан, який відкривається під час руху вгору. Циліндр підвішується на трубах. У ньому переміщується поршень-плунжер, виконаний у вигляді довгої (1–1,5 м) гладкообробленої труби, яка має нагнітальний клапан, який також відкривається вгору. Плунжер підвішується на штангах. Під час руху плунжера вгору рідина через всмоктувальний клапан під дією тиску на прийманні насоса заповнює внутрішню порожнину циліндра. По ходу плунжера вниз всмоктувальний клапан закривається, рідина під плунжером стискається і відкриває нагнітальний клапан. Таким чином, плунжер з відкритим клапаном занурюється в рідину. За чер-

гового ходу вгору нагнітальний клапан під тиском рідини, яка міститься над плунжером, закривається. Плунжер перетворюється в поршень і піднімає рідину на висоту, яка дорівнює довжині ходу (0,6...6 м). Нагромаджена над плунжером рідина досягає устя свердловини і через трійник надходить у нафтозбірну мережу.

Подача штангового свердловинного насоса та коефіцієнт подачі.

Із переміщенням плунжера вгору на величину його ходу S_n витісняється об'єм рідини

$$q_1 = (S_n F - f),$$

де F – площа перерізу плунжера (або циліндра насоса); f – площа перерізу штанг.

Переміщення плунжера вниз на ту ж величину S_n витісняє додатковий об'єм рідини

$$q_2 = S_n f.$$

За повний (подвійний) хід плунжера подача насоса дорівнює сумі подач за хід вгору і хід вниз:

$$q = q_1 + q_2 = S_n(F - f) + S_n f = FS_n.$$

Якщо плунжер робить n ходів за хвилину, то хвилинна подача буде дорівнювати qn . Помноживши на кількість хвилин у добі, отримаємо добову подачу в об'ємних одиницях:

$$Q = FS_n n 60 \cdot 24 = 1440 FS_n n. \quad (16.1)$$

Між плунжером і точкою підвішування штанг, тобто головкою балансира, від якого до плунжера передається зворотно-поступальний рух, розміщено довгу колону штанг, яку необхідно розглядати як пружний стрижень. Тому рух плунжера ні за амплітудою, ні за фазою не збігається з рухом точки підвішування. Інакше кажучи, хід плунжера S_n не дорівнює

ходу точки підвішування S . Хід точки підвішування піддається вимірюванню і буває відомий з паспортної характеристики верстата-качалки.

Тому у формулу (16.1) замість S_n підставляють S , при цьому отримують теоретичну подачу ШСН

$$Q_T = 1440FSn.$$

Дійсна подача Q_d заміряна на поверхні після сепарації і охолодження нафти, як правило, менша за теоретичну (за винятком насосних свердловин з періодичними фонтанними проявами) з цілого ряду причин. Відношення Q_d до Q_T називається коефіцієнтом подачі насоса, який враховує всі можливі фактори, які негативно впливають на подачу ШСН. Отже, коефіцієнт подачі

$$\eta = Q_d/Q_T.$$

Для кожної конкретної свердловини величина η є певною мірою показником правильності вибору обладнання та режиму відкачування установки. Прийнятним вважається, якщо $\eta \geq 0,6 \dots 0,65$.

Проте бувають умови (великі газові фактори, низькі динамічні рівні), коли не вдається отримати й цих значень коефіцієнтів подачі, і тим не менше відкачування рідини за допомогою ШСН може залишатися найефективнішим способом експлуатації.

На коефіцієнт подачі ШСН впливають сталі й змінні фактори.

Сталими факторами можна вважати:

- вплив вільного газу у відкачуваній суміші;
- зменшення корисного ходу плунжера порівняно з ходом точки підвішування штанг за рахунок пружних деформацій насосних штанг та труб;
- зменшення об'єму відкачуваної рідини (усадка) в результаті її охолодження на поверхні та дегазации в сепараторних пристроях.

Змінними факторами, які змінюються з часом, можна вважати такі втрати:

- між плунжером і циліндром, які залежать від ступеня зношеності насоса та наявності абразивних домішок у відкачуваній рідині;
- у клапанах насоса через їх немиттєве закриття і відкриття і, головним чином, через їх зношуваність та корозію;
- через нещільність у муфтових з'єднаннях насосно-компресорних труб (НКТ), які весь час зазнають змінні навантаження.

Змінні фактори, які зводяться до різних утрат, змінюються з часом і тому їх важко визначити за допомогою розрахунків, за винятком втрат через зазор між плунжером та циліндром. Це приводить до того, що коефіцієнт подачі η повторно спущеного в свердловину насоса, після незначного його зниження в початковий період в результаті прироблення плунжера стабілізується і тривалий час залишається постійним. Потім він помітно починає знижуватися в результаті прогресуючого зношування клапанів, їхніх сідел і збільшення зазору між плунжером та циліндром. Поряд з цим може відбутися і різке зменшення коефіцієнта подачі в результаті зміщення втулок насосів, відкручування і нещільностей в муфтах.

Отже, результуючий коефіцієнт подачі насоса можна подати як добуток декількох коефіцієнтів, які враховують вплив на його подачу різних факторів:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4,$$

де η_1 – коефіцієнт наповнення циліндра насоса рідиною, який враховує вплив вільного газу; η_2 – коефіцієнт, який враховує вплив зменшення ходу плунжера; η_3 – коефіцієнт, який враховує неминучі втрати рідини під час роботи насоса; η_4 – коефіцієнт усадки, який враховує зменшення об'єму рідини в разі досягнення нею поверхневих місткостей.

16.2. Експлуатація свердловин установками занурених відцентрових електронасосів

Загальна схема установки зануреного відцентрового електронасоса. Відцентрові насоси для відкачування рідини із свердловини принципово не відрізняються від звичайних відцентрових насосів, які використовуються для перекачування рідин на поверхні землі. Проте малі радіальні розміри, зумовлені діаметром обсадних колон, в які спускаються відцентрові насоси, необмежені осьові розміри, необхідність долати високі напори та робота насоса в зануреному стані привели до створення відцентрових насосних агрегатів специфічного конструктивного виконання. Зовні вони нічим не відрізняються від труби, але внутрішня порожнина такої труби містить велику кількість складних деталей, які потребують досконалої технології виконання.

Занурені відцентрові електронасоси (ЗВЕН) – це багатоступінчасті відцентрові насоси з кількістю ступенів в одному блоці до 120, які обертаються зануреним електродвигуном (ЗЕД) спеціальної конструкції. Електродвигун живиться з поверхні електроенергією, яка підводиться по кабелю від підвищувального автотрансформатора або трансформатора через станцію керування, в якій зосереджено всю контрольно-вимірювальну апаратуру і автоматику. Електродвигун спеціальної конструкції опускається в свердловину під розрахований динамічний рівень приблизно на 150...300 м. Рідина подається по НКТ, до яких ззовні прикріплено спеціальними поясками електрокабель. У насосному агрегаті між самим насосом та електродвигуном є проміжна ланка, яку називають протектором або гідрозахистом. До установки ЗВЕН (УЗВЕН, рис. 16.2) входить маслозаповнений електродвигун ЗЕД 1; вузол гідрозахисту або протектор 2; приймальна сітка насоса для відбору рідини 3; багатоступінчастий відцентровий насос ЗВЕН 4; НКТ 5; броньований трижильний електрокабель 6; пояски для кріплення кабелю до НКТ 7;

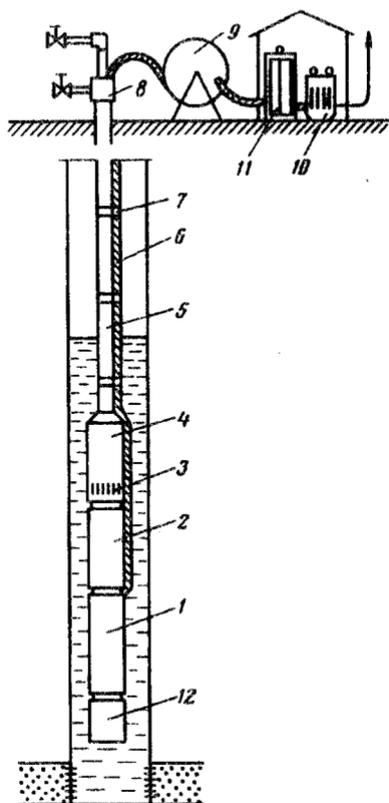


Рис. 16.2. Загальна схема обладнання свердловини установкою ЗВЕН

устева арматура 8; барабан для намотування кабелю під час спуско-піднімальних робіт і зберігання деякого запасу кабелю 9; трансформатор або автотрансформатор 10; станція керування з автоматикою 11 та компенсатор 12.

Насос, протектор і електродвигун є окремими вузлами, які з'єднуються болтовими шпильками. Кінці валів мають шліцьові з'єднання, які стикують у процесі складання всієї установки. Під час підняття рідини з великих глибин секції ЗВЕН з'єднуються одна з одною так, що загальна кількість ступенів досягала 400. Усмоктувана насосом рідина поспідовно проходить всі ступені і покидає насос з напором, який дорівнює зовнішньому гідравлічному опору. УЗВЕН вирізняються малою металоємністю, широким діапазоном робочих характеристик як за напором, так і за витратою, досить високим ККД, можливістю відкачування великої кількості

рідини та великим міжремонтним періодом. Для порівняння відзначимо, що середня подача рідини однієї УЗВЕН становить 114,7 т/добу, а УШСН – 14,1 т/добу.

Усі насоси поділяють на дві основні групи: звичайного і зносостійкого виконання. Переважна частина діючого фонду насосів (близько 95 %) – звичайного виконання.

Насоси зносостійкого виконання призначено для роботи в свердловинах, у продукції яких є невелика кількість піску та інших механічних домішок (до 1 % за масою). За поперечними розмірами всі насоси поділяють на три умовні групи: 5; 5А і 6, що означає номінальний діаметр обсадної колони (у дюймах), в яку можна спустити насос.

Група 5 має зовнішній діаметр корпусу 92 мм, група 5А – 103 мм і група 6 – 114 мм. Частота обертання вала насосів відповідає синхронній швидкості двигуна (для двополусної машини) 3000 хв^{-1} . У шифрі ЗВЕН закладено їхні основні номінальні параметри, такі, як подача та напір для роботи в оптимальному режимі. Наприклад, ЕЦН5-40-950 означає відцентровий електронасос групи 5 з подачею $40 \text{ м}^3/\text{добу}$ (за водою) та напором 950 м. ЕЦН5А-360-600 означає насос групи 5А з подачею $360 \text{ м}^3/\text{добу}$ та напором 600 м.

У шифрі насосів зносостійкого виконання є буква И, яка означає зносостійкість. Їхні робочі колеса виготовляють не з металу, а з поліамідної смоли (П-68). У корпусі насоса приблизно через кожні 20 ступенів устанавлюють проміжні гумово-металеві підшипники для центрування вала, в результаті чого насос зносостійкого виконання має менше ступенів і відповідно менший напір.

Торцеві опори робочих коліс не чавунні, а у вигляді запресованих кілець із загартованої сталі 40Х. Замість текстолітових опорних шайб між робочими колесами та напрямними апаратами використовують шайби із маслостійкої гуми.

Усі типи насосів мають

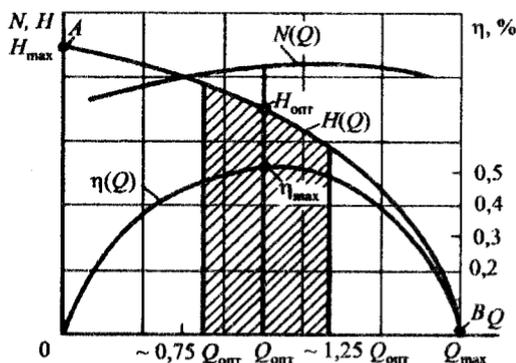


Рис. 16.3. Типова характеристика зануреного відцентрового насоса

паспортну робочу характеристику у вигляді кривих залежностей $H(Q)$ (напір, подача), $\eta(Q)$ (ККД, подача), $N(Q)$ (споживана потужність, подача). Найчастіше ці залежності подаються в діапазоні робочих значень витрат або в дещо більшому інтервалі (рис. 16.3).

Будь-який відцентровий насос, зокрема і ЗВЕН, може працювати із закритою викидною засувкою (точка A : $Q = 0$; $H = H_{\max}$) і без протитиску на викиді (точка B : $Q = Q_{\max}$; $H = 0$). Оскільки корисна робота насоса пропорційна добутку подачі на напір, то для цих двох крайніх режимів роботи насоса корисна робота буде дорівнювати нулю, а отже, і ККД буде дорівнювати нулю. За певного співвідношення Q і H , зумовленого мінімальними внутрішніми втратами насоса, ККД досягає максимального значення, яке дорівнює приблизно 0,5...0,6. Найчастіше насоси з малою подачею і малим діаметром робочих коліс, а також з великою кількістю ступенів мають знижений ККД. Подача і напір, які відповідають максимальному ККД, називаються оптимальним режимом роботи насоса. Залежність $\eta(Q)$ біля свого максимуму зменшується плавно, тому цілком допустима робота ЗВЕН за режимів, які відрізняються від оптимального в той чи інший бік на деяку величину. Межі цих відхилень залежать від конкретної характеристики ЗВЕН і мають відповідати прийнятному зниженню ККД насоса (на 3...5 %). Це зумовлює великий набір режимів роботи ЗВЕН, який називається рекомендованою зоною (рис. 16.3, заштрихована ділянка).

Підбір насоса до свердловин по суті зводиться до вибору такого типорозміру ЗВЕН, щоб він, будучи спущеним у свердловину, працював в умовах оптимального або рекомендованого режиму при відкачуванні заданого дебіту свердловини з цієї глибини.

Насоси, які натеper використовують на промислах, розраховані на номінальні витрати від 40 (ЕЦН5-40-950) до 500 м³/добу (ЕЦН6-500-750) і напори від 450 м (ЕЦН6-500-450) до 1500 м (ЕЦН6-100-1500). Крім то-

го, є насоси спеціального призначення, наприклад, для закачування води в пласти. Ці насоси мають подачу 3000 м³/добу і напори 1200 м.

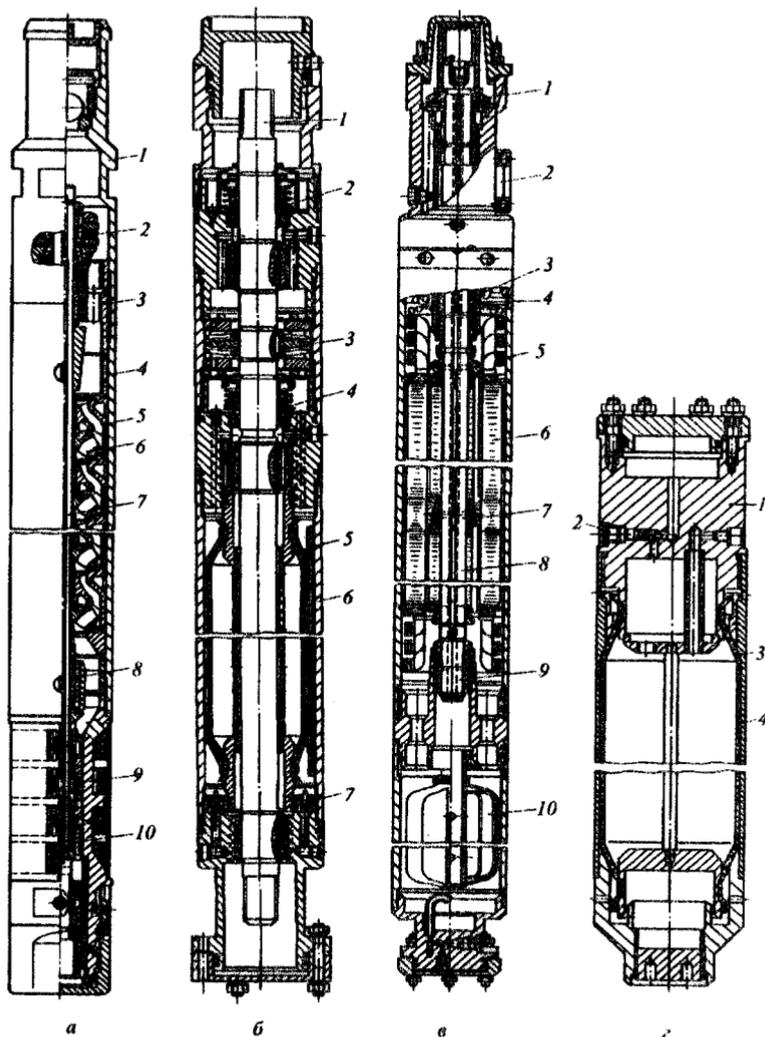


Рис. 16.4. Будова зануреного відцентрового насоса:

а – відцентровий насос; *б* – вузол гідрозахисту;

в – занурений електродвигун; *г* – компенсатор

Напір, який може долати насос, прямо пропорційний кількості ступенів. Напір, створюваний одним ступенем за оптимального режиму роботи, залежить, зокрема, від розмірів робочого колеса, які залежать, у свою чергу, від радіальних габаритів насоса. За зовнішнього діаметра корпусу насоса 92 мм середній напір, створюваний одним ступенем (у разі роботи на воді), дорівнює 3,86 м за коливань від 3,69 до 4,2 м. За зовнішнього діаметра 114 мм середній напір становить 5,76 м за коливань від 5,03 до 6,84 м.

Занурений насосний агрегат. Насосний агрегат складається з насоса (рис. 16.4, *a*), вузла гідрозахисту (рис. 16.4, *б*), зануреного електродвигуна ЗЕД (рис. 16.4, *в*), компенсатора (рис. 16.4, *г*), який приєднується до нижньої частини ЗЕД.

Насос складається з таких деталей: головки 1 з кульковим зворотним клапаном, щоб попередити зливання рідини з НКТ під час зупинень; верхньої опорної п'яти ковзання 2, яка частково сприймає осьове навантаження через різницю тисків на вході і на викиді насоса; верхнього підшипника ковзання 3, який центрує верхній кінець вала; корпусу насоса 4; напрямлених апаратів 5, які опираються один на одного і утримуються від обертання загальною стяжкою в корпусі 4; робочих коліс 6; вала насоса 7, який має поздовжню шпонку, на яку насаджуються робочі колеса з ковзною посадкою. Вал проходить і через напрямний апарат кожного ступеня та центрується в ньому втулкою робочого колеса, як у підшипнику нижнього підшипника ковзання 8; основи 9, закритої приймальною і, яка має у верхній частині круглі скісні для підведення рідини до нижнього робочого колеса; кінцевого підшипника ковзання 10.

Порожнини двигуна і приймальної частини розділяють простим торцевим ущільнювачем, тиск, по обидва боки якого однаковий. Довжина корпусу насоса не перевищує 5,5 м. Коли ж потрібну кількість ступенів (у насосах, які створюють великі напори) розмістити в одному корпусі

не вдається, їх розміщують у двох або трьох окремих корпусах, які становлять самостійні секції одного насоса і стикаються разом під час спуску насоса в свердловину.

Вузол гідрозахисту – самостійний вузол, який приєднується до ЗВЕН болтовим з'єднанням (на рис. 16.4 вузол, як і сам ЗВЕН, показано з транспортувальними заглушками, які герметизують торці вузлів).

Верхній кінець вала 1 з'єднується шлицьовою муфтою з нижнім кінцем вала насоса. Легкий торцевий ущільнювач 2 розділяє верхню порожнину, в якій може бути свердловинна рідина, від порожнини нижче від ущільнювача, яка заповнена трансформаторним маслом, що перебуває, як і свердловинна рідина, під тиском, що дорівнює тиску на глибині занурення насоса. Нижче від торцевого ущільнювача 2 розміщується підшипник ковзного тертя, а ще нижче – вузол 3 – опорна п'ята, яка сприймає осьове зусилля вала насоса. Опорна п'ята ковзання 3 працює в рідкому трансформаторному маслі. Нижче розміщується другий торцевий ущільнювач 4 для надійнішої герметизації двигуна. Він конструктивно не відрізняється від першого. Під ним розміщується гумовий мішок 5 у корпусі 6. Мішок герметично розділяє дві порожнини: внутрішню порожнину мішка, заповнену трансформаторним маслом, та порожнину між корпусом 6 і самим мішком, в яку має доступ зовнішня свердловинна рідина через зворотний клапан 7.

Свердловинна рідина через клапан 7 проникає в порожнину корпусу 6 і стискає гумовий мішок з маслом до тиску, що дорівнює зовнішньому. Рідке масло по зазорах вздовж вала проникає до торцевих ущільнювачів і вниз до ЗЕД.

Розроблено дві конструкції пристроїв гідрозахисту (рис. 16.4, б). Гідрозахист відрізняється від описаного гідрозахисту наявністю на валу малої турбіни, за допомогою якої підвищується тиск рідкого масла у внутрішній порожнині гумового мішка 5. Зовнішня порожнина між

корпусом 6 і мішком 5 заповнюється густим маслом, яке живить кульковий радіально-упорний підшипник ЗВЕН попередньої конструкції. Отже, вузол гідрозахисту удосконаленої конструкції придатний для використання в комплекті з поширеними на промислах ЗВЕН попередніх типів гідрозахисту. Раніше використовувався гідрозахист «протектор поршневого типу», у якому надлишковий тиск на масло створювався підпружиненим поршнем. Нові конструкції і виявилися надійнішими і довговічнішими. Температурні зміни об'єму масла у процесі його нагрівання або охолодження компенсуються за допомогою приєднання до нижньої частини ЗЕД гумового мішка – компенсатора.

Для приводу ЗВЕН застосовують спеціальні вертикальні асинхронні маслозаповнені двополюсні електродвигуни (ЗЕД). Електродвигуни насоса поділяють на три групи: 5; 5А та 6.

Оскільки вздовж корпусу електродвигуна, на відміну від насоса, електрокабель не проходить, діаметральні розміри ЗЕД і названих груп дещо більші, ніж насосів, а саме: група 5 має максимальний діаметр 103 мм, група 5А – 117 мм і група 6 – 123 мм.

У маркуванні ЗЕД входить номінальна потужність (кВт) та діаметр; наприклад, ПЕД65-117 означає: занурений електродвигун потужністю 65 кВт з діаметром корпусу 117 мм, тобто входить у групу 5А.

Малі допустимі діаметри та великі потужності (до 125 кВт) змушують виготовляти деталі більшої довжини – до 8 м, а іноді й більше. Верхня частина ЗЕД з'єднується з нижньою частиною вузла гідрозахисту за допомогою болтових шпильок. Вали стикаються шліцьовими муфтами.

Верхній кінець вала ЗЕД (рис. 16.4, в) підвішено на п'яти ковзаня 1, яка працює в маслі. Нижче розміщується вузол кабельного вводу 2. Найчастіше його оформляють у вигляді штекельного кабельного розніму. Це найуразливіше місце в насосі, через порушення ізоляції якого установки виходять із ладу і потребують підняття; 3 – вивідні дроти обмотки ста-

тора; 4 – верхній радіальний підшипник ковзного тертя; 5 – розріз торцевих кінців обмотки статора; 6 – секція статора, набрана із штапованих пластин трансформаторного заліза з пазами для протягування дротів статора. Секції статора розділені одна від одної немагнітними пакетами, в яких закріплюються радіальні підшипники 7 вала електродвигуна 8. Нижній кінець вала 8 центрується нижнім радіальним підшипником ковзного тертя 9. Ротор ЗЕД також складається із секцій, зібраних на валу двигуна із штапованих пластин трансформаторного заліза. В пази ротора вставлено алюмінієві стрижні, закорочені струмопровідними кільцями, з обох боків секції. Між секціями вал двигуна центрується в підшипниках 7. Через усю довжину вала двигуна проходить отвір діаметром 6...8 мм, по якому перетікає масло з нижньої порожнини у верхню. Вздовж усього статора також є паз, через який може циркулювати масло. Ротор обертається в рідкому трансформаторному маслі з високими ізолювальними властивостями. В нижній частині ЗЕД є сітчастий масляний фільтр 10. Головка 1 компенсатора (рис. 16.4, з) приєднується до нижнього кінця ЗЕД; перепускний клапан 2 призначено для заповнення системи маслом. Захисний кожух 4 в нижній частині має отвори для передачі зовнішнього тиску рідини на еластичний елемент 3. З охолодженням масла його об'єм зменшується і свердловинна рідина через отвори заходить у простір між мішком 3 та кожухом 4. У процесі нагрівання мішок розширюється і рідина через ті ж отвори виходить із кожуха.

Занурені електродвигуни, які використовують для експлуатації нафтовидобувних свердловин, мають потужність 10...125 кВт.

Для підтримання пластового тиску використовують спеціальні занурені насосні агрегати, укомплектовані ЗЕД потужністю 500 кВт. Напряга живильного струму в ЗЕД коливається від 350 до 2000 В. За високих напруг вдається пропорційно зменшити струм під час передачі тієї ж

потужності, а це дозволяє зменшити переріз струмопровідних жил кабелю, а отже, поперечні габарити установки. Це особливо важливо у разі великих потужностей електродвигуна. Ковзання ротора ЗЕД номінальне – 4...8,5 %, ККД – від 73...84 %, допустимі температури навколишнього середовища – до 100 °С.

Під час роботи ЗЕД виділяється багато теплоти, тому для нормального функціонування двигуна його необхідно охолоджувати. Таке охолодження створюється за рахунок безперервного протікання пластової рідини по кільцевому зазору між корпусом електродвигуна та обсадною колоною. З цієї причини охолодження парафіну в НКТ під час роботи насосів завжди значно менше, ніж за інших способів експлуатації.

У промислових умовах буває тимчасове знеструмлення силових ліній через грозу, обрив проводів, їх обмерзання тощо. Це спричинює зупинку УЗВЕН. При цьому під впливом стічної з НКТ через насос стовпа рідини вал насоса і статор починають обертатися в протилежному напрямку. Якщо в цей момент подача електроенергії буде відновлена, то ЗЕД почне обертатися в прямому напрямку, долаючи сили інерції стовпа рідини і мас, які обертаються.

Пускові струми при цьому можуть перевищувати допустимі межі і установка вийде з ладу. Щоб цього не сталося, у викидній частині ЗВЕН встановлюється кульковий зворотний клапан, який запобігає зливу рідини з НКТ.

Зворотний клапан розміщується в головці насоса. Наявність зворотного клапана ускладнює підняття НКТ у процесі ремонтних робіт, оскільки труби піднімаються і розгвинчуються з рідиною. Крім того, це небезпечно в пожежному сенсі. Для попередження таких явищ вище від зворотного клапана в спеціальній муфті встановлено зливний клапан, який являє собою муфту, в бокову стінку якої горизонтально вставлено коротку бронзову трубку, запаяну з внутрішнього кінця. Перед підняттям у НКТ

закидається металевий короткий дротик. Від удару дротика бронзова трубка відламується, в результаті чого боковий отвір у муфті відкривається і рідина з НКТ зливається.

Розроблено й інші пристосування для зливання рідини, які встановлюються над зворотним клапаном ЗВЕН. До них належать суфлери. Вони дозволяють вимірювати міжтрубний тиск на глибині спуску насоса свердловинним манометром, що спускається в НКТ, і сполучають міжтрубний простір з вимірювальною порожниною манометра.

Двигуни чутливі до системи охолодження, яка створюється потоком рідини між обсадною колоною і корпусом ЗЕД. Швидкість цього потоку і якість рідини впливають на температурний режим ЗЕД. Відомо, що вода має теплоємність $4,1868 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$, тоді як чиста нафта $1,675 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}$. Тому для відкачування обводненої продукції свердловини умови охолодження ЗЕД кращі, ніж у разі відкачування чистої нафти, бо його перегрівання призводить до порушення ізоляції і виходу двигуна з ладу. Тому ізоляційні якості використовуваних матеріалів впливають на тривалість роботи установки. Відомо, що термостійкість ізоляції, яка використовується для обмоток двигуна, доведена до 180°C , а робочі температури – до 150°C . Для контролю за температурою розроблено прості електричні температурні датчики, які передають на станцію керування дані про температуру ЗЕД по силовому електричному кабелю без використання додаткової жили. Аналогічні пристрої призначені для передачі на поверхню постійної інформації про тиск на вході насоса. У разі аварійних станів станція керування автоматично відключає ЗЕД.

Елементи електрообладнання установки. Занурений електродвигун живиться електроенергією по трижильному кабелю, який спускається в свердловину паралельно з НКТ. Кабель прикріплюється до зовнішньої поверхні НКТ металевими поясками по два на кожну трубу. Кабель працює в тяжких умовах. Верхня його частина міститься в газовому се-

редовищі, іноді під великим тиском, нижня – в нафті і зазнає ще більшого тиску. Під час спуску та підняття насоса, особливо у викривлених свердловинах, кабель зазнає сильного механічного впливу (притискування, тертя, заклинювання між колоною та НКТ тощо). По кабелю передається електроенергія під високими напруженнями. Використання високовольтних двигунів дозволяє зменшити струм і, отже, діаметр кабелю. Проте кабель для живлення високовольтного ЗЕД повинен мати надійнішу, а іноді й товстішу ізоляцію. Всі кабелі, які використовуються для УЗВЕН, зверху покриті еластичною сталевую оцинкованою стрічкою для захисту від механічних пошкоджень. Необхідність розміщувати кабель ззовні ЗВЕН зменшує габарити останнього. Тому вздовж насоса вкладається плоский кабель, який має товщину приблизно в два рази меншу, ніж діаметр круглого за однакових перерізів струмопровідних жил.

Кабелі, які використовуються для УЗВЕН, поділяють на круглі і плоскі. Круглі кабелі мають гумову (нафтостійку гуму) або поліетиленову ізоляцію, що відображається в шифрі: КРБК означає кабель гумовий броньований круглий або КРБП – кабель гумовий броньований плоский. У разі використання поліетиленової ізоляції в шифрі замість букви Р буква П: КПБК – для круглого кабелю і КПБП – для плоского.

Круглий кабель прикріплюється до НКТ, а плоский – тільки до нижніх труб колони НКТ і до насоса. Перехід від круглого кабелю до плоского зрощується методом гарячої вулканізації в спеціальних пресформах і недоброякісне виконання такого зрощування може стати джерелом порушення ізоляції та відмов. Останнім часом переходять тільки до плоских кабелів, які йдуть від ЗЕД уздовж колони НКТ до станції керування. Проте виготовлення таких кабелів складніше, ніж круглих (табл. 16.1).

Характеристика кабелів, які використовуються для УЗВЕН

Кабель	Кількість жил та площа перерізу, мм ²	Зовнішній діаметр, мм	Зовнішні розміри плоскої частини, мм	Маса, кг/км
КРБК	3×10	27,5	–	1280
	3×16	29,3	–	1650
	3×25	32,1	–	2140
	3×35	34,7	–	2680
КРБП	3×10	–	12,6×30,7	1050
	3×16	–	13,6×33,8	1250
	3×25	–	14,9×37,7	1600
КПБК	3×10	27,0	–	1016
	3×16	29,6	–	1269
	3×25	32,4	–	1622
	3×35	34,8	–	1961
КПБП	3×4	–	8,8×17,3	380
	3×6	–	9,5×18,4	466
	3×10	–	12,4×26,0	738
	3×16	–	13,6×29,6	958
	3×25	–	14,9×33,6	1282

Є ще деякі різновиди кабелів з поліетиленою ізоляцією (у табл. 16.1 не наведено). Кабелі з поліетиленою ізоляцією на 26...35 % легші за кабелі з гумовою ізоляцією. Кабелі з гумовою ізоляцією призначено для використання за номінальної напруги електричного струму не більше 1100 В, за температури навколишнього середовища до 90 °С і тиску до 1 МПа. Кабелі з поліетиленою ізоляцією можуть працювати за напруги до 2300 В, температури до 120 °С і тиску до 2 МПа. Ці кабелі стійкіші проти впливу газу та високого тиску.

Кабелі мають броню з хвилястої оцинкованої сталеві стрічки, що надає їм необхідної міцності.

Кабелі мають активний та реактивний опори. Активний опір залежить від перерізу кабелю і частково від температури.

Таблиця 16.2

Активний опір кабелів

Переріз, мм ²	16	25	35
Активний опір, Ом/км	1,32	0,84	0,6

Реактивний опір залежить від $\cos\phi$ і за його значення 0,86...0,9 (як це буває у ЗЕД) становить приблизно 0,1 Ом/км.

У кабелі втрачається електрична потужність від 3 до 15% загальних втрат в установці. Втрати потужності пов'язані з втратою напруги в кабелі. Ці втрати напруги, які залежать від струму, температури кабелю, його перерізу тощо, обчислюються за звичайними формулами електротехніки. Вони становлять від 25 до 125 В/км. Тому на усті свердловини напруга, яка подається до кабелю, завжди має бути вищою на втрати порівняно з номінальною напругою ЗЕД. Можливості такого підвищення напруги передбачено в автотрансформаторах або трансформаторах, які мають для цього в обмотках декілька додаткових відводів.

Первинні обмотки трифазних трансформаторів і автотрансформаторів завжди розраховують на напругу промислової електромережі, тобто на 380 В, до якої їх і приєднують через станції керування. Вторинні обмотки розраховано на робочу напругу відповідного двигуна, з яким вони з'єднані кабелем. Ці робочі напруги в різних ЗЕД змінюються від 350 В (ПЕД10-103) до 2000 В (ПЕД65-117; ПЕД125-138). Для компенсації падіння напруги в кабелі від вторинної обмотки виконують 6 відводів (в одному типі трансформатора – 8 відводів), які дозволяють регулювати напругу на кінцях вторинної обмотки переставленням перемичок. Пере-

ставлення перемичок на один ступінь підвищує напругу на 30...60 В залежно від типу трансформатора.

Усі трансформатори і автотрансформатори немаслозаповнені з повітряним охолодженням закриті металевим кожухом і призначені для встановлення у відкритому місці. Їх комплектують з підземною установкою, тому їхні параметри відповідають ЗЕД.

Останнім часом трансформатори використовують частіше, оскільки це дозволяє безперервно контролювати опір вторинної обмотки трансформатора, кабелю і статорної обмотки ЗЕД. Зі зменшенням опору ізоляції до встановленого значення (30 кОм) установка автоматично вимикається.

Для автотрансформаторів, які мають прямий електричний зв'язок між первинною і вторинною обмотками, такий контроль ізоляції виконати не можна.

Трансформатори і автотрансформатори мають ККД близько 98...98,5 %. Маса їх залежно від потужності коливається від 280 до 1240 кг, габарити – від 1060×420×800 до 1550×690×1200 мм.

Робота УЗВЕН керується станцією керування ПГХ5071 або ПГХ5072. Причому станція керування ПГХ5071 використовується у разі автотрансформаторного живлення ЗЕД, а ПГХ5072 – трансформаторного. Станції ПГХ5071 забезпечують миттєве вимкнення установки в разі замикання струмоведучих елементів на землю. Обидві станції керування забезпечують такі можливості контролю і керування роботою УЗВЕН:

- 1) ручне і автоматичне (дистанційне) вмикання і вимкнення установки;
- 2) автоматичне вмикання установки в режимі самозапуску після відновлення подачі напруги в промисловій мережі;
- 3) автоматичну роботу установки на періодичному режимі (відкачування, нагромадження) за встановленою програмою із сумарним часом 24 год;
- 4) автоматичне вмикання і вимкнення установки залежно від тиску у вихідному колекторі автоматизованих систем групового збору нафти і газу;

5) миттєве вимкнення установки у разі коротких замикань і перевантажень за струмом на 40 %, які перевищують нормальний робочий струм;

6) короткочасне вимкнення на 20 с за перевантажень ЗЕД на 20 % від номіналу;

7) короткочасне (20 с) вимкнення в разі зриву подачі рідини у насос.

Двері шафи станції керування мають механічне блокування з блоків рубильників. Є тенденція до переходу на безконтактні, герметично закриті станції керування з напівпровідниковими елементами, які, як показав досвід їх експлуатації, надійніші, захищені від впливу пилу, вологи та опадів.

Станції керування призначені для установки в приміщеннях сарайного типу або під навісом (в південних районах) за температури навколишнього середовища від -35 до $+40$ °С.

Маса станції становить близько 160 кг, габарити – $1300 \times 850 \times 400$ мм. До комплексу установки УЗВЕН входить барабан з кабелем, довжина якого визначається замовником.

Під час експлуатації свердловини з технологічних причин глибину підвішування насоса доводиться змінювати. Щоб не рубати і не нарощувати кабель у разі таких змін підвішування, довжину кабелю беруть за максимальною довжиною підвішування насоса і в разі менших глибин його надлишок залишається на барабані. Цей же барабан використовують для намотування кабелю для підняття ЗВЕН із свердловини.

За постійної глибини підвішування та сталих умов роботи насоса кінець кабелю заправляється у з'єднувальну коробку, і потреба в барабані відпадає. В таких випадках під час ремонтів використовують спеціальний барабан на транспортному візку або на металевих санках з механічним приводом для постійного і рівномірного підтягування витягнутого із свердловини кабелю і намотування його на барабан. Під час спуску насоса з такого барабана рівномірно подається кабель. Барабан приводиться в рух електроприводом з реверсом і фрикціоном для попере-

дження небезпечних натягувань. На нафтопромислових підприємствах з великою кількістю УЗЕВН використовують спеціальний транспортувальний агрегат для перевезення кабельного барабана та іншого електрообладнання, в тому числі трансформатора, насоса, двигуна і вузла гідрозахисту.

Для навантажування та розвантажування барабана агрегат має відкидні напрямні для зачочування барабана на платформу і лебідку з тяговим зусиллям на канаті 70 кН. На платформі є також гідрокран вантажопідйомністю 7,5 кН при вильоті стріли 2,5 м. Кабель спущеного насосного агрегата пропускають через сальникові ущільнення устя і герметизують в ньому за допомогою спеціального розмінного герметизівного фланця в устевій хрестовині.

Типова арматура устя свердловини, обладнаної для експлуатації ЗВЕН (рис. 16.5), складається із хрестовини 1, яка нагвинчується на обсадну колону. В хрестовині є розмінний вкладиш 2, який сприймає навантаження від НКТ. На вкладиш накладається ущільнення з нафтостійкої гуми 3, яке притискається розмінним фланцем 5. Фланець 5 притискається болтами до фланця хрестовини і герметизує вивід кабелю 4.

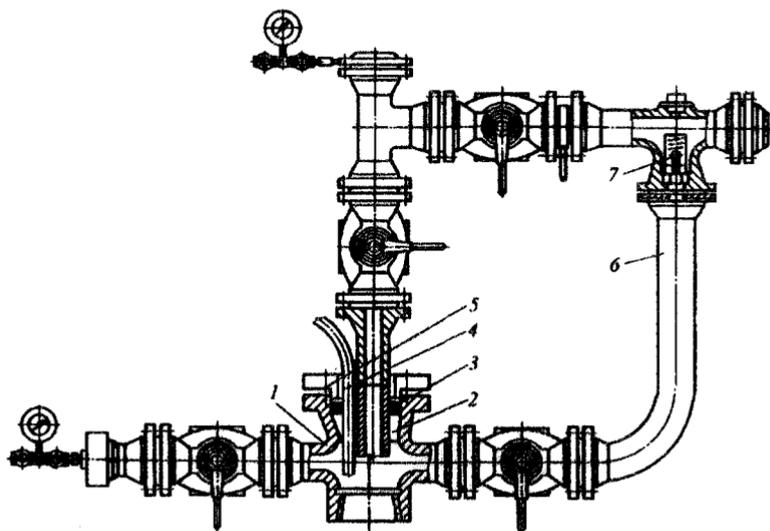


Рис. 16.5. Арматура устя свердловини, обладнаної ЗВЕН

Арматура передбачає відведення затрубного газу через трубу 6 і зворотний клапан 7. Арматура складається з уніфікованих вузлів та запірних кранів. Її порівняно легко переоблаштувати для обладнання устя під час експлуатації штанговими насосами.

Установка ЗВЕН спеціального призначення. Занурені відцентрові насоси використовують не тільки для експлуатації видобувних свердловин. Їх застосовують також і для інших цілей.

1. У водозабірних та артезіанських свердловинах для забезпечення технічною водою систем підтримання пластового тиску (ППТ) і побутових цілей. Найчастіше ці насоси з великими подачами, але з малими напорами.

2. У системах ППТ з використанням пластових високонапірних вод для обладнання водозабірних свердловин під час безпосереднього закачування води в сусідні нагнітальні свердловини (підземні кущові насосні станції). Для цього використовують насоси із зовнішнім діаметром 375 мм, подачею до 3000 м³/добу і напором до 2000 м.

3. Для внутрішньопластових систем підтримання пластового тиску для закачування води з нижнього водоносного пласта у верхній нафтовий або із верхнього водоносного в нижній нафтовий через одну свердловину. Для цього використовують перевернуті насосні установки, в яких у верхній частині міститься двигун, потім гідрозахист, і в самому низу відцентровий насос. Таке компонування приводить до значних конструктивних змін, але є необхідним з технологічних причин.

4. Спеціальні компонування насоса в корпусах і з каналами перетікання для одночасної, але роздільної експлуатації двох і більше пластів однією свердловиною. Такі конструкції по суті – це пристрої з відомих елементів стандартної установки зануреного насоса для роботи в свердловині в поєднанні з іншим обладнанням (газліфтом, ШСН, фонтаном ЗВЕН тощо).

5. Спеціальні установки занурених відцентрових насосів на кабель-

канаті. Намагання збільшити радіальні розміри ЗВЕН та покращити його технічні характеристики, а також спростити спуско-піднімальні роботи із заміни ЗВЕН спонукали створювати установки, які спускаються в свердловину на спеціальному кабель-канаті. Кабель-канат витримує навантаження 100 кН. Він має суцільне двошарове (хрест нахрест) зовнішнє обплетення з міцних сталевих дротів, обкручених навколо електричного трижильного кабелю, за допомогою якого живиться ЗЕД.

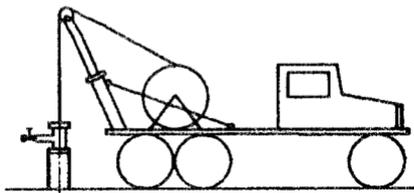
Застосовують ЗВЕН на кабель-канаті як за напорами, так і за подачею ширше, ніж насоси, які спускаються на трубах, оскільки збільшення за рахунок усунення бокового кабелю радіальних габаритів двигуна і насоса з тими ж розмірами колони дозволяє суттєво поліпшити технічні характеристики агрегатів. Разом з тим використання ЗВЕН на кабель-канаті за схемою безтрубної експлуатації призводить до деяких труднощів, пов'язаних з відкладеннями парафіну на стінках обсадної колони.

Переваги цих насосів, які мають шифр ЕВНБ, що означає безтрубний (Б) (наприклад, ЕВНБ5-160-1100; ЕВНБ5А-250-1050; ЕВНБ6-250-800 тощо), такі.

1. Повніше використання поперечного перерізу обсадної колони.
2. Уникнення гідравлічних втрат напора на тертя в піднімальних трубах (оскільки їх немає).
3. Збільшені діаметри насоса і електродвигуна дозволяють підвищити напір, подачу і ККД агрегату.
4. Можливість повної механізації і здешевлення робіт з підземного ремонту свердловин у разі заміни насоса.
5. Зниження металомісткості установки і вартості обладнання через відсутність НКТ, завдяки чому маса обладнання, яке спускається в свердловину, зменшується з 14...18 до 6...6,5 т.
6. Зниження ймовірності пошкодження кабелю під час спуско-піднімальних операцій.

Разом з тим необхідно відзначити і недоліки безтрубних установок ЗВЕН.

1. Важчі умови роботи обладнання, яке перебуває під тиском викиду насоса.



2. Кабель-канат по всій довжині міститься в рідині, яка відкачується із свердловини.

3. На вузол гідрозахисту, ЗЕД і кабель-канат впливає не тиск на прийманні насоса, як у звичайних установках, а тиск на викиді насоса, який значно перевищує тиск на прийманні.

4. Оскільки рідина на поверхню піднімається по обсадній колоні, то з відкладенням парафіну на стінках колони і кабелі виникають труднощі щодо їх ліквідації.

Незважаючи на це, установки на кабель-канаті використовуються і існує декілька типорозмірів таких насосів (рис. 16.6).

На розраховану глибину спускається і закріплюється на внутрішніх стінках колони шліпсовий пакер 1, який сприймає вагу стовпа рідини над ним і вагу зануреного агрегата. Насосний агрегат в зібраному вигляді на кабель-канаті опускається в свердловину, саджається на пакер і ущільню-

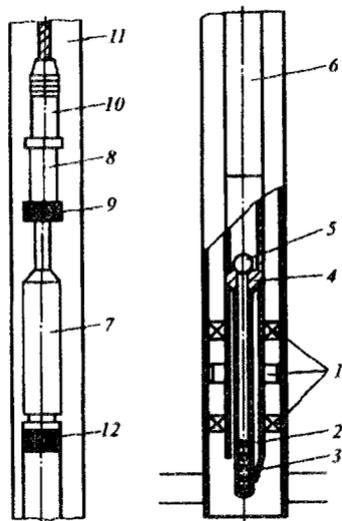


Рис. 16.6. Установка зануреного відцентрового насоса на кабель-канаті:

- 1 – шліпсовий пакер; 2 – приймальна сітка; 3 – клапан; 4 – посадкові кільця; 5 – зворотний клапан; 6 – насос; 7 – ЗЕД; 8 – штекер; 9 – гайка; 10 – кабель; 11 – кабельне обплетення; 12 – отвір

ється в ньому. Одночасно патрубок з прийнятною сіткою 2 проходить через пакер і відкриває зворотний клапан 3 тарілчастого типу, який міститься в нижній частині пакера.

У разі посадки агрегата на пакер герметизація досягається дотиканням посадкових кілець 4. Вище від посадкових кілець, у верхній частині всмоктувального патрубку, розміщено зворотний клапан 5, над ним – насос 6, потім вузол гідрозахисту і ЗЕД 7. У верхній частині двигуна є спеціальний триполюсний коаксіальний штекер 8, на який щільно насаджується і закріплюється накидною гайкою 9 приєднувальний наконечник кабелю 10. У наконечник заправлено вантажонесуче дротове обплетення кабелю 11 та електричні жили, які приєднані до контактних кілець стикувального штекерного пристрою.

Рідина, яка подається ЗВЕН, викидається через отвори 12 у міжтрубний простір, частково охолоджуючи ЗЕД.

На усті свердловини кабель-канат герметизується в устєвому сальнику арматури і кінець його приєднується через звичайну станцію керування до трансформатора.

Спускають і піднімають установку за допомогою кабельного барабана. Час спуску установки на глибину 1000 м – 30 хв, підняття – 45 хв.

Під час підняття насосного агрегату із свердловини всмоктувальний патрубок виходить з пакера і закриває тарілчастий клапан. Це дозволяє у фонтанних і напівфонтанних свердловинах спускати і піднімати насосний агрегат без попереднього глушіння свердловини.

Кількість ступенів у насосах – 123 (УЕВНБ5А-250-1050), 95 (УЕВНБ6-250-800) і 165 (УЕВНБ5-160-1100).

Отже, за рахунок збільшення діаметра робочих коліс напір, забезпечуваний одним ступенем, становить 8,54; 8,42 і 6,7 м. Це майже у два рази більше, ніж напір насосів звичайного компонування. Потужність двигунів становить 46 кВт, максимальний ККД насосів – 0,65.

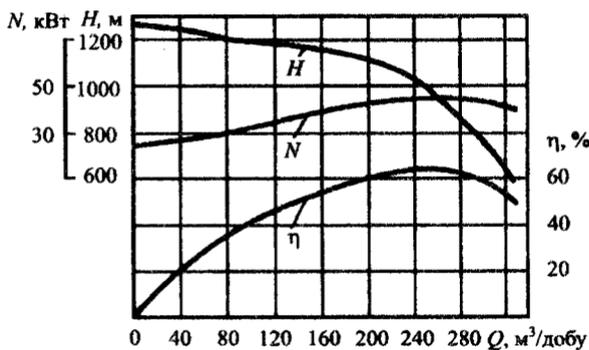


Рис. 16.7. Робочі характеристики зануреного відцентрового насоса ЕВНБ5А-250-1050, який спускається на кабелі-насосі: H – напірна характеристика; N – споживана потужність; η – ККД

Для прикладу на рис. 16.7 показано робочі характеристики насоса УЕВНБ5А-250-1050. Для цього насоса рекомендується робоча зона: подача $Q = 180 \dots 300$ м³/добу, напір $H = 1150 \dots 780$ м. Маса насоса в зібраному вигляді (без кабелю) становить 860 кг.

16.3. Гідропоршневі насоси

Принцип дії гідропоршневого насоса. Гідропоршневі насоси (ГПН) складаються з двох основних частин: гідравлічного поршневого двигуна об'ємного типу D (рис. 16.8) і з'єднаного з ним одним штоком поршневого насоса двосторонньої дії H . Важливим елементом ГПН, який керує його роботою, є золотниковий пристрій $З$. Принцип дії його аналогічний дії чотириходового крана. Внутрішня частина золотника з каналами може повертатися на 90° і займати два положення (рис. 16.8, суцільні й пунктирні лінії). Таке перемикання (повороти) здійснюється автоматично від штока двигуна.

Робоча рідина нагнітається з поверхні силовим насосом по трубопроводу 1 (НКТ) і в положенні золотника, показаному на рисунку, потрапляє у верхню порожнину циліндра двигуна D . Одночасно нижня порожнина циліндра двигуна D за допомогою золотника з'єднується із викидною лінією 2 (кільцевий простір).

Під дією тиску робочої рідини поршень 3 двигуна здійснює хід вниз. Рідина з-під поршня виходить через золотник у викидний трубопровід 2 (кільцевий простір). Наприкінці ходу вниз чотириходовий кран (золотник) автоматично повертається на 90° , а його канали займають положення, показане на рис. 16.8 пунктиром. Робоча рідина з трубопроводу 1 (НКТ) завдяки новому положенню золотника отримує доступ у нижню порожнину циліндра двигуна D , а відпрацьована рідина з верхньої порожнини циліндра потрапляє у викидну лінію 2. Під дією тиску робочої рідини, яка надходить у нижню порожнину, поршень 3 здійснює хід вгору. Наприкінці ходу вгору золотник, з'єднаний зі штоком двигуна, повертається на 90° у протилежний бік, а його канали знову займають первинне положення. Це забезпечує надходження робочої рідини у верхню порожнину двигуна і хід вниз.

Швидкість переміщення поршня двигуна і кількість його ходів, очевидно, буде залежати від швидкості закачування робочої рідини. За малої швидкості закачування кількість ходів поршня двигуна буде малою і навпаки. Однак кількість ходів не може збільшуватися безмежно. Інерція поршневої групи агрегату, золотника і рідини в каналах буде лімітувати кількість ходів, яка не перевищує 100.

Жорстко зі штоком двигуна з'єднаний поршень (плунжер) 4 свердловинного насоса H , який також здійснює зворотно-поступальний рух.

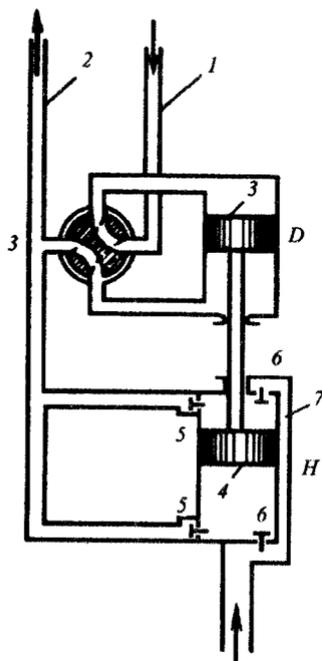


Рис. 16.8. Принципова схема ГПН подвійної дії із золотником, схематично показаним у вигляді двоходового крана

Циліндр насоса має з обох боків по одному нагнітальному 5 і підвідному 6 клапанів. Під час ходу поршня 4 вниз пластова рідина під дією тиску на глибині занурення насоса буде надходити у верхню порожнину циліндра насоса, проходячи по обвідному каналу 7 і через верхній підвідний клапан 6. Пластова рідина з нижньої порожнини циліндра під час ходу поршня 4 вниз буде витіснятися через нижній нагнітальний клапан 5 у викидний трубопровід 2 (кільцевий простір), змішуючись там з відпрацьованою робочою рідиною. Під час ходу поршня 4 вгору в порожнині під поршнем буде відбуватися всмоктування пластової рідини через нижній підвідний клапан 6, а в порожнині над поршнем – нагнітання пластової рідини через верхній нагнітальний клапан 5 у викидний трубопровід 2, тобто в кільцевий простір.

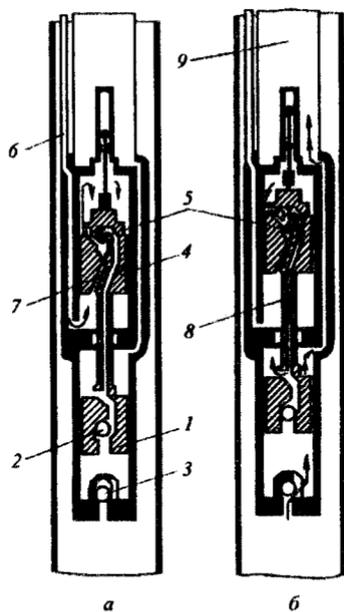


Рис. 16.9. Принципова схема ГПН диференціального типу (одинарної дії):
а – хід вниз; б – хід вгору

Існують ГПН одинарної дії або диференціального типу, в яких подача насосом пластової рідини відбувається тільки в разі ходу вгору (рис. 16.9). Робоча рідина подається по каналу 6 у простір під поршнем двигуна і далі через спеціальний канал 7 у поршні, який перекривається керувальним клапаном 5, потрапляє в порожнину над поршнем 4 (рис. 16.9, а).

Оскільки верхня площа поршня 4 більша за нижню на величину площі штока, то сила, яка діє зверху, буде більшою, ніж сила, що діє знизу, тому поршень 4 двигуна переміститься вниз. Разом з ним переміститься вниз плунжер 1 у насосному циліндрі. Нагнітальний клапан 2 в плунжері відкриється. У крайньо-

му нижньому положенні поршня двигуна керувальний клапан 5 перекриється, і канал 7 закривається (рис. 16.9, б). Верхня порожнина двигуна через канал 8 та внутрішній просвердлений отвір в тілі штока сполучається із простором над плунжером насоса і по обвідному каналу – з насосними трубами 9. Тиск під поршнем двигуна буде наростати, поки поршень не зробить хід вгору. За час ходу вгору підвідний клапан 3 відкривається і циліндр насоса заповниться пластовою рідиною. У крайньому верхньому положенні керувальний клапан механічної дії знову відкриває канал 7 і закриває канал 8. Починається хід вниз.

Робота ГПН одинарної дії супроводжується сильною пульсацією тиску робочої рідини на поверхні. Заміряючи тиск робочої рідини за допомогою самописного манометра, можна отримати динамограму роботи ГПН. Насос подібного типу має номінальний розмір 50...137 мм, хід 1,53 м і продуктивність 24...2400 м³/добу.

Нагнітальним каналом для подачі робочої рідини до ГПН є колона НКТ, на кінці яких розміщується агрегат ГПН. Каналом для повернення на поверхню відпрацьованої робочої рідини, а також для подачі на поверхню пластової рідини, що відкачується насосом, служить кільцевий простір між першим і другим рядами НКТ. Отже, для забезпечення роботи ГПН необхідно два канали, а отже, два ряди труб. Однак є схеми і з одним рядом труб. У цих схемах другим каналом для повернення рідин на поверхню є кільцевий простір між НКТ і обсадною колоною. Для роботи за такою схемою на глибині підвішування насоса встановлюється пакер, який герметизує кільцевий простір, і увесь пластовий газ проходить разом з рідиною через насос.

Використовувати різні сепараційні пристрої у вигляді газових якорів не вигідно. Це призводить до зменшення коефіцієнта наповнення насоса.

Існують триканальні системи, за яких робоча рідина подається по внутрішньому НКТ малого діаметра, а повертається на поверхню по

кільцевому проміжку між першим і другим рядом НКТ без змішування її з пластовою рідиною. Пластова рідина надходить на поверхню по третьому каналу між другим і третім рядами НКТ. Як видно, для роботи за такою схемою потрібні три ряди НКТ. У крайньому випадку третім каналом для подачі пластової рідини на поверхню може бути кільцевий простір між другим – зовнішнім рядом НКТ і обсадною колоною.

Триканальна схема має перевагу перед двоканальною, оскільки відпадає потреба у відділенні робочої рідини від пластової, її підготовці та регенерації для повторного використання. За триканальної схеми сепараційні пристрої і підготовка робочої рідини на поверхні дуже спрощуються.

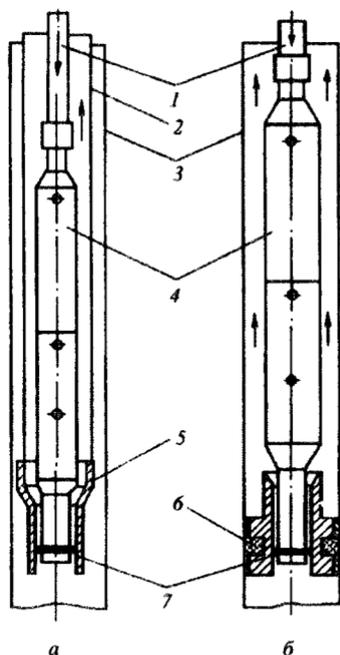


Рис. 16.10. Схема обладнання свердловини ГПН:

a – за дворядного підйомника;
б – за однорядного підйомника

Великим недоліком триканальних або, як їх називають, закритих систем є велика металомісткість установки, а отже, висока вартість обладнання свердловини.

Спуск і установа ГПН у свердловині можна здійснювати двома шляхами: спуск і підвішування ГПН на НКТ та спуск ГПН і посадка його на робоче місце проштовхуванням рідиною, яка нагнітається через НКТ (вільний ГПН).

Можливі схеми установа ГПН у свердловині показано на рис. 16.10. На НКТ малого діаметра (другий ряд труб) 1 підвішується ГПН 4, який нижньою частиною, яка має ущільнювальний елемент 7, сідає в посадковий конус 5, пригвинчений до низу першого ряду НКТ 2 більшого діаметра (рис. 16.10, *a*). Спочат-

ку опускається НКТ більшого діаметра (перший ряд труб), а потім на НКТ меншого діаметра опускається ГПН. Робоча рідина нагнітається по НКТ малого діаметра. Відпрацьована рідина разом з пластовою підіймається по кільцевому простору. Однотрубну систему показано на рис. 16.10, б. У свердловину задалегідь опускають і закріплюють на шліпсах пакер б з посадковим конусом для ГПН для герметизації кільцевого простору. Після установа пачера НКТ витягуються і на них опускається ГПН з посадкою на пакер. Робоча рідина нагнітається по НКТ. Відпрацьована і пластова рідини повертаються по кільцевому простору. Для ремонту ГПН під час його спуску на НКТ необхідно витягувати всю колону труб із свердловини. Ці операції трудомісткі і пов'язані з роботою на свердловині бригади підземного ремонту. У зв'язку з цим були розроблені, найбільш поширені тепер, вільні ГПН (рис. 16.11). На усті свердловини встановлюється чотиреходовий кран – перемикач високого тиску, за допомогою якого забезпечується нагнітання рідини в НКТ і вихід її з кільцевого простору, а також нагнітання рідини в кільцевий простір і вихід з НКТ.

Якщо свердловину обладнано вільним ГПН, у нижню частину НКТ обов'язково встановлюють зворотний клапан. Після заповнення НКТ нафтою, утримуваною зворотним клапаном, скидається ГПН, який потоком рідини, що нагнітається в НКТ, проштозхується вниз. При цьому чотиреходовий кран встановлюється в положення «спуск–робота». У нижній частині другого ряду НКТ є спеціальний стакан з необхідними каналами і ущільнювальними кільцями для посадки в нього ГПН.

На корпусі ГПН є ущільнювальні гумові кільця і отвори для перетікання рідини, а у верхній частині ГПН – еластичний гумовий поршень-манжет, діаметр якого дорівнює внутрішньому діаметру НКТ. Крім того, є конічна ловильна головка. Під тиском робочої рідини, що нагнітається в НКТ, ГПН сідає в стакан. Приймальна частина ГПН внизу корпусу

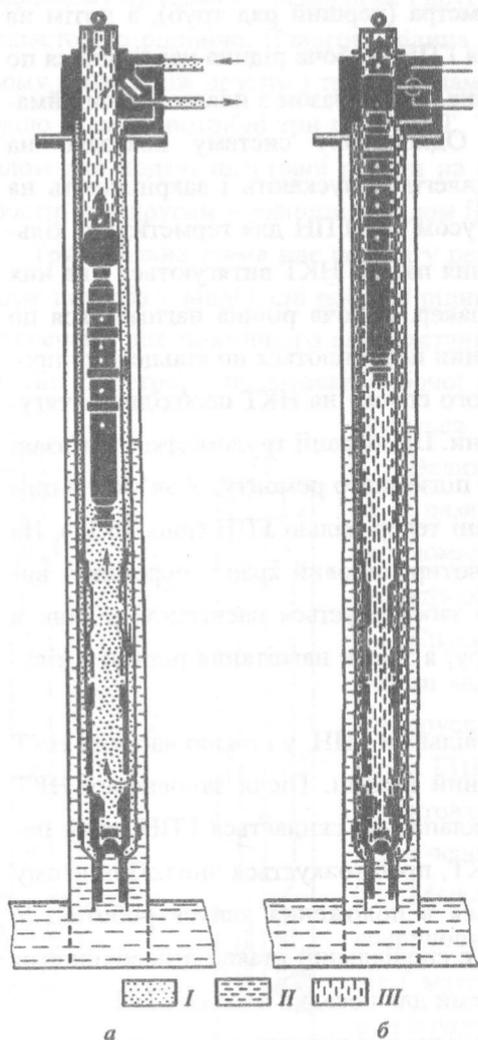


Рис. 16.11. Схема підняття із свердловини вільного ГПН: *а* – підняття насоса; *б* – захоплення устевим уловлювачем. Рідина під впливом: *I* – робочого тиску; *II* – вибійного тиску; *III* – надлишкового гідростатичного тиску

проходить через ущільнювач у стакан зі зворотним клапаном. Після посадки ГПН на місце тиск робочої рідини зростає, і насос починає працювати. Для підняття насоса зі свердловини чотириходовий кран встановлюється в положення «підняття». Робоча рідина від силового агрегату починає надходити в кільцевий простір між НКТ і створює тиск під ущільнювальними кільцями насоса. За певного тиску ГПН виходить з посадкового стакана, проштовхується вгору по НКТ (рис. 16.10, *а*). У разі захоплення насоса уловлювачем (рис. 16.11, *б*) одночасно вимикається привід силового насоса, після чого устя свердловини може бути відкритим і насос витягується на містки. Швидкість спуску і підняття вільного ГПН визначається витратою робочої рідини, станом ущільнювальної манжети, і взагалі спуск відбувається за малого тиску. Насос з його посадковим стаканом випресовується за великого

тиску. Спуск і підняття вільного ГПН з глибини приблизно 2000 м може здійснити одна людина за 2 2,5 год. Піднятий насос витягують із свердловини разом з уловлювачем за допомогою ручної лебідки і невеликих талів. Це велика перевага вільного ГПН. Однак зовнішній діаметр корпусу вільного ГПН завжди менший за внутрішній діаметр НКТ, тому вільний ГПН має завжди меншу подачу, ніж насоси, що спускаються на трубах, за інших однакових умов.

На поверхні біля устя свердловини встановлюють силовий насос, який нагнітає робочу рідину в НКТ для приводу ГПН. Причому є індивідуальні системи, коли на кожній свердловині встановлено силовий насос та групові, коли один потужніший силовий насос призначається для декількох свердловин, обладнаних ГПН. Як силові використовують триплунжерні вертикальні і горизонтальні насоси високого тиску різної потужності з приводом від електродвигуна або газового двигуна внутрішнього згоряння. Плунжерні насоси забезпечуються гільзами і плунжерами різного діаметра. Це дозволяє в досить широкому діапазоні ступенево регулювати подачу робочої рідини і її тиск у межах установленої потужності.

До поверхневих споруд належать сепараційні пристрої і установка з очищення робочої рідини від піску і води, оскільки для роботи такого складного агрегату з великою кількістю точно пригнаних поверхонь і вузьких каналів потрібна дуже чиста робоча рідина. При цьому дуже зростає вартість і ускладнюється техніка та практика експлуатації свердловин за допомогою ГПН.

Гідропоршневі насоси – складні установки. Їх потрібно розміщувати на поверхні біля свердловини силових насосів трансформатора, станцій керування і захисту. Крім того, складними є сепараційні й очисні споруди для підготовки робочої рідини. Це основні причини, які стримують їх широке застосування. Однак за допомогою ГПН легше експлуатувати

похилі свердловини, в яких робота штангових насосів іноді виявляється абсолютно неможливою.

16.4. Заглибні гвинтові насоси

Основним елементом заглибного гвинтового насоса (ЗГН) є черв'ячний гвинт, який обертається в гумовій обоймі спеціального профілю. У межах кожного кроку гвинта між ним і гумовою обоймою утворюються порожнини, заповнені рідиною, які переміщуються вздовж осі гвинта. Гвинтові насоси бувають з нижнім та верхнім приводами. Приводом (для установок з нижнім розташуванням приводу) є такий же ЗЕД, як і для ЗВЕН, частота обертання якого вдвічі менша – 1500 хв^{-1} .

Для установок з верхнім розташуванням приводу двигун розміщують у усті свердловини (рис. 16.12).

Якщо для ЗВЕН збільшення частоти обертання поліпшує експлуатаційні характеристики насоса, то для ЗГН, навпаки, бажано зменшувати частоту обертання вала, оскільки в протилежному випадку збільшується зношуваність, відбувається перегрівання, знижується ККД та інші показники. Зовні ЗГН мало відрізняється від ЗВЕН.

До комплексу установки входять: автотрансформатор або трансформатор з відповідними напругами для живлення ЗЕД; станція керування з необхідною автоматикою і захистом; устеве обладнання, яке герметизує устя свердловини і має отвір для введення кабеля в свердловину; електричний кабель круглого перерізу, який прикріплюється поясками до НКТ; гвинтовий насос, який складається з двох зустрічно працюючих гвинтів з двома приймальними сітками і загальним викидом; гідрозахист електродвигуна; маслонаповнений чотириполюсний електродвигун змінного струму – ЗЕД.

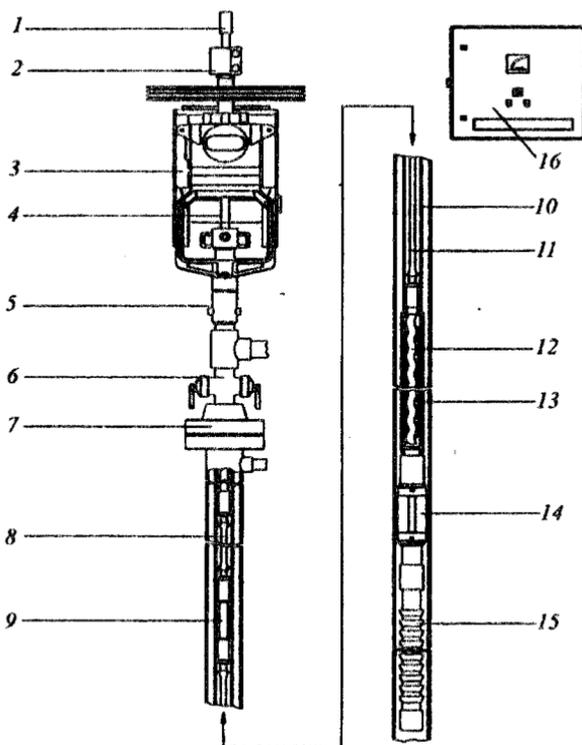


Рис. 16.12. Гвинтовий насос з верхнім приводом – установка гвинтового насоса:
 1 – муфта; 2 – затискач полірованого штока; 3 – редуктор; 4 – полірований шток;
 5 – другий сальник; 6 – превентор; 7 – перевідник; 8 – укорочена штанга;
 9 – необертвий центратор; 10 – НКТ; 11 – насосні штанги;
 12 – ротор гвинтового насоса; 13 – статор гвинтового насоса; 14 – якір;
 15 – газовий якір; 16 – розподільна шафа

Основний робочий орган гвинтового насоса (рис. 16.13 а) складається з двох сталевих полірованих і хромованих однозахідних гвинтів 2 і 4 з плавною нарізкою, які обертаються в гумометалевих обоймах 1 і 5, виготовлених з нафтостійкої гуми особливого складу.

Внутрішньою порожниною обойм є двозахідна гвинтова поверхня з кроком в два рази більшим, ніж крок гвинта. Гвинти сполучені із ЗЕД і

між собою валом з проміжною ексцентриковою муфтою 3. Обидва гвинти мають однаковий напрямок обертання, але один гвинт має правий напрямок спіралі, а другий – лівий. Тому верхній гвинт подає рідину зверху вниз, а нижній знизу вгору. Це дозволяє зрівноважити гвинти, оскільки сили, які діють на них від перепаду тиску з боку викиду і приймання, будуть взаємно протилежні.

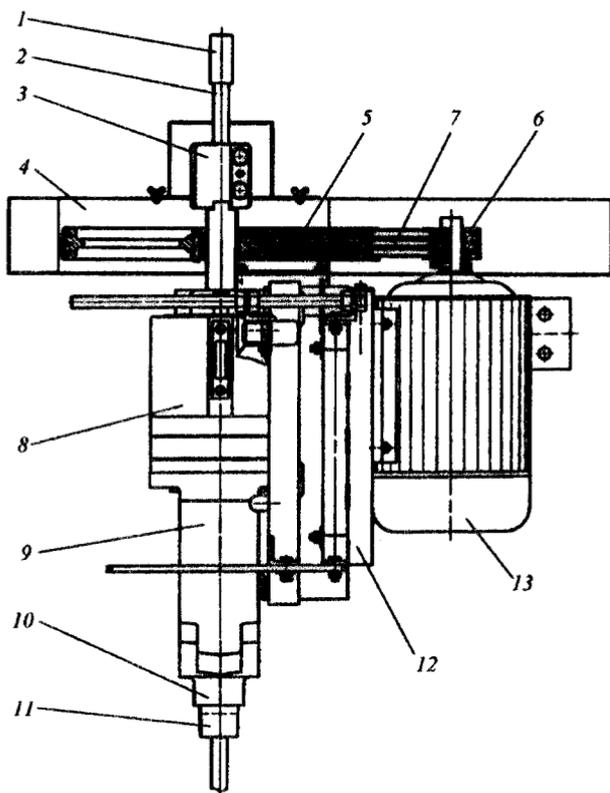


Рис. 16.13. Гвинтовий насос з верхнім приводом – привідна головка:

- 1 – муфта; 2 – полірований шток; 3 – затискач полірованого штока; 4 – захист шківів;
 5 – шків приводу; 6 – шків двигуна; 7 – привідний ремінь;
 8 – гідравлічна гальмівна система; 9 – рама; 10 – сальник; 11 – нарізне з'єднання;
 12 – рама двигуна; 13 – двигун

Будь-який поперечний переріз сталевго гвинта – це правильне коло, однак центри цих кіл лежать на гвинтовій лінії, вісь якої є віссю обертання всього гвинта. У будь-якому перерізі гвинта, перпендикулярному до його осі, круглий переріз виявляється зміщеним від осі обертання на відстань e , яку називають ексцентриситетом (рис. 16.14).

Поперечні перерізи внутрішньої порожнини гумової обойми в будь-якому місці вздовж осі гвинта однакові, але повернуті відносно один одного. Через відстань, яка дорівнює кроку, ці перерізи збігаються.

Сам переріз внутрішньої порожнини в будь-якому місці – це два півкола з радіусом, який дорівнює радіусу перерізу гвинта, віддалені один від одного на відстань $4e$.

Під час роботи двигуна гвинт обертається навколо власної осі. Одночасно сама вісь гвинта обертається по колу діаметром $d = 2e$.

Гребінь спіралі гвинта по всій своїй довжині безперервно дотикається до гумової обойми. Між гвинтом і обоймою утворюється порожнина, площа пере-

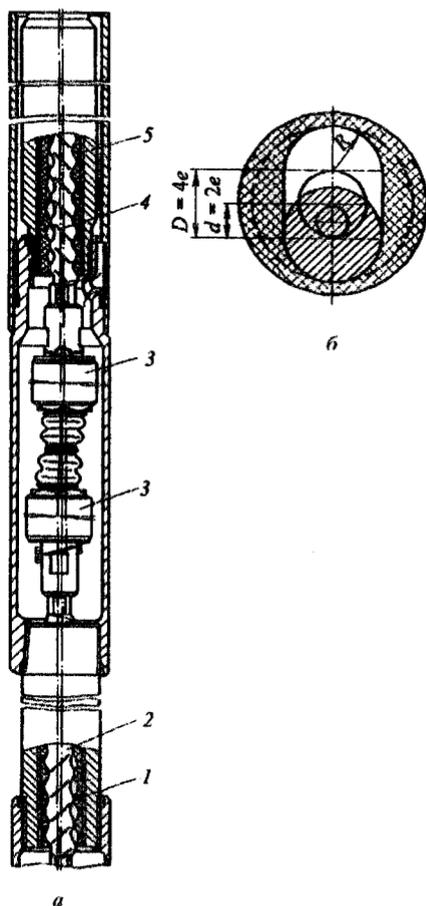


Рис. 16.14. Гвинтовий насос:
 а – із двома зрівноваженими робочими
 органами; б – переріз гумової обойми
 та гвинта насоса

різу якої дорівнює добутку діаметра гвинта D на $4e$, а висота цієї порожнини в напрямку осі гвинта дорівнює кроку обойми T ($T = 2t$, де t – крок гвинта).

Перекачувана рідина заповнює порожнину між гвинтом і обоймою в межах кожного кроку і, оскільки під час обертання гвинт в осьовому напрямку не рухається, то рідина буде переміщуватися вздовж осі гвинта на відстань одного кроку з поворотом гвинта на один оберт. Отже, добова подача гвинтового насоса

$$Q = 4eDTn60 \cdot 24\alpha,$$

де n – частота обертання вала ЗЕД (приблизно 1480 хв^{-1}); α – коефіцієнт подачі насоса. Коефіцієнт подачі насоса враховує зворотні перетікання через лінію дотикання гребеня спіралі гвинта з внутрішньою порожниною обойми; неповне заповнення порожнин за рахунок наявності газу у всмоктуваній суміші; усадку нафти при переході її від термодинамічних умов насоса до умов на поверхні.

Чотири послідовні положення перерізу гвинта в обоймі за один його поворот показано на рис. 16.15.

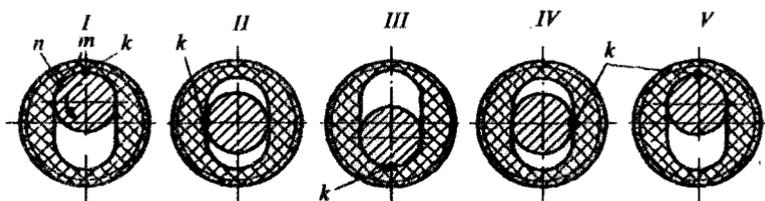


Рис. 16.15. Положення перерізу гвинта в обоймі в разі його повороту на один оберт:

I – вихідне; *II* – у разі повороту на 90° ; *III* – у разі повороту на 180° ;

IV – у разі повороту на 270° ; *V* – у разі повороту на 360° ;

k – фіксована точка на поверхні гвинта (обертання проти годинникової стрілки)

Для того щоб верхній і нижній гвинти мали можливість обертатися не тільки навколо своєї осі, але й по колу діаметром $d = 2e$, їх з'єднано між собою спеціальними ексцентриковими муфтами (див. рис. 16.14, а).

Кінець вала, який виходить із верхнього сальника і підшипника вузла гідрозахисту, з'єднується з нижнім гвинтом також за допомогою ексцентрикових муфт 3.

Ексцентрикові муфти працюють в рідині, яка відкачується насосом. Насос виконує двостороннє приймання рідини і загальний викид у простір між верхнім і нижнім гвинтами. Далі рідина перетікає по кільцевому зазору між корпусом металогумової обойми верхнього гвинта і кожухом насоса. Потім по спеціальних косих каналах, обминаючи приймальну сітку верхнього гвинта, рідина потрапляє в головну частину ЗГН, що містить багатофункціональний запобіжний клапан поршнево-золотникового типу. Обійшовши по свердлуванню запобіжний клапан, рідина проходить шламову трубу і потрапляє в НКТ.

У нижній частині насоса, розміщеній нижче від герметизувального сальника і дворядного радіально-упорного підшипника, розміщується пускова муфта. Вона з'єднує вал протектора і двигуна з валом насоса тільки після того, як вал двигуна розвине кількість обертів, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна. Для цього в пусковій муфті є висувні ексцентрикові кулачки, які зчеплюються за певної частоти обертання вала. Така пускова муфта забезпечує надійний запуск насоса за максимального крутного моменту двигуна. Крім того, вона не дозволяє обертатися валу насоса в бік, протилежний заданому напрямку. У цьому випадку в муфті відбувається вільне повертання валів без зачеплення, чим попереджається розгвинчування деталей насоса і різьбових з'єднань, а гумові обойми робочих органів оберігаються таким чином від перегріву і сухого тертя, оскільки у разі зворотного обертання рідина з НКТ відкачалася б у кільцевий простір. Таке зворотнє обертання може статися через помилкове переставлення двох кінців електричного кабелю на трансформаторі.

Чотири ексцентрикові муфти дозволяють за рахунок рухливості шарнірів передавати необхідний крутний момент і одночасно здійснювати гвинтами складний планетарний рух в гумових обоймах.

Поршнево-золотниковий запобіжний клапан виконує такі функції.

Оскільки наскрізне перетікання рідини у разі нерухомого гвинта у ЗГН неможливе, то під час його спуску в свердловину на НКТ під рівень рідини необхідно заповнити НКТ рідиною з міжтрубного простору. У цьому випадку поршнево-золотниковий запобіжний клапан з'єднує внутрішню порожнину НКТ з міжтрубним простором. Під час підймання ЗГН із свердловини рідина з НКТ з тих же причин не може перетекти в міжтрубний простір. Поршнево-золотниковий клапан в цьому випадку також з'єднує внутрішню порожнину НКТ з міжтрубним простором і рідина зливається.

Якщо притік рідини з пласта в свердловину недостатній або в рідині великий вміст газу, золотник запобіжного клапана встановлюється так, що частина рідини з колони НКТ перетікає через бічний клапан в міжтрубний простір. Коли насос розвине нормальну подачу, золотник клапана перекриє бічний спусковий канал і вся рідина, яка подається насосом, буде надходити в НКТ.

На відміну від ЗВЕН гвинтові насоси, як і всі об'ємні машини, не можуть працювати в разі закритого викиду. Тому, якщо випадково закрито засувку на усті, ЗГН виходить з ладу. Для попередження подібних явищ золотниковий запобіжний клапан спрацьовує і скидає рідину з НКТ у міжтрубний простір. Для цього клапан регулюється на значення тиску, що суворо регламентується, і в разі перевищення якого відбувається скидання.

Золотниковий запобіжний клапан дозволяє відкачувати рідину із свердловин з низьким динамічним рівнем і не допускає його зниження до приймальних сіток насоса, оскільки в цьому випадку клапан скине

рідину з НКТ в міжтрубний простір. Це призведе до зниження результуючої подачі і спрацювання релейного захисту на станції керування, яка вимкне всю установку.

Якщо з яких-небудь причин установка не вимкнеться, то після нагромадження рідини в міжтрубному просторі і підвищення її рівня клапан закрити спусковий канал і установка почне працювати в нормальному режимі з повною подачею рідини в НКТ. Оскільки слабкий притік рідини з пласта зберігається, то це приведе знову до зниження рівня в міжтрубному просторі, клапан знову спрацює і скине рідину з НКТ у міжтрубний простір. Така змушена мимовільна періодична експлуатація буде продовжуватися доти, доки станція керування не вимкне установку. Призначенням золотникового запобіжного клапана є недопущення сухого тертя гвинта в гумовій обоймі і виходу з ладу насоса з цієї причини.

Шламова труба оберігає насос від потрапляння до його робочих органів твердих частинок окалини зі стінок НКТ і скляної крихти у разі застосування осклених або емальованих НКТ. Вона являє собою звичайний патрубок з бічними отворами і заглушеним верхнім кінцем. Тверді частинки, що осідають, нагромаджуються між внутрішньою поверхнею НКТ і зовнішньою поверхнею шламової труби.

Заглибні гвинтові насоси – нескладна машина з невеликою кількістю деталей (на відміну від ЗВЕН), високонадійна і має досить великий міжремонтний період. Номінальна подача становить 40, 80 і 100 м³/добу за діаметрів обсадних колон 146 і 168 мм.

Завдяки двом гвинтам з правим і лівим напрямками їхніх спіралей ці насоси під час роботи взаємно гідравлічно розвантажуються, тому їхні опорні підшипники і п'яти не зазнають великих осьових зусиль. Один від одного насоси відрізняються тільки розмірами гвинтів і гумових обойм, завдяки чому досягається і висока уніфікація, і взаємозамінність усіх інших деталей та вузлів. Найслабшим місцем у гвинтових насосах є

гумова обойма, яка в разі нестачі мастила відразу виходить з ладу. Гвинтові насоси на в'язкій рідині працюють краще, ніж на надто обводненій продукції свердловин. Вони не емульгують нафту, як відцентрові насоси.

Гвинтові насоси мають шифр, подібний до шифру відцентрових насосів. Наприклад, ЕВНТ5А-100-1000 означає тихохідний електрогвинтовий насос під колону 5А з подачею 100 м³/добу, напором 1000 м. Є насоси, які розвивають напір 1400 м. Насос ЕВНТ5А-100-1000 має на воді максимальне значення ККД 0,68...0,7, а за незначного підвищення в'язкості рідини до 0,4 см²/с його максимальне значення ККД збільшується до 0,73...0,75.

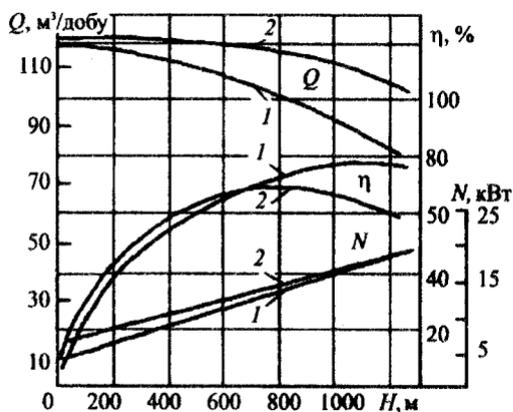


Рис. 16.16. Робочі характеристики гвинтового насоса типу ЕВНТ5А-100-1000 під час роботи на воді та гліцерині

На рис. 16.16 показано робочі характеристики серійного насоса ЕВНТ5А-100-1000 під час його роботи на воді (криві 1) та гліцерині (криві 2) в'язкістю 1,35 см²/с. Оскільки ЗГН є об'ємною машиною, то його подача набагато більша, ніж подача ЗВЕН і залежить від напору. Підвищення напору збільшує перетікання рідини через лінію контакту гребеня гвинта з внутрішньою порожниною гумової обойми, а це дещо знижує подачу. Проте для ЗГН характерна ширша зона рекомендованих режимів зі збереженням високих значень ККД. Наприклад, для насосів з напором до $H = 1000$ м і подачами 40...100 м³/добу діапазон оптимальних значень ККД напорів становить 350...1000 м. Тривалість роботи ЗГН без підняття в деяких випадках досягає 16 місяців.

Застосування ЗГН досить ефективне для відкачування високов'язких нафт. Вони менш чутливі до наявності в нафті газу, а його попадання до робочих органів не порушує подачі.

Глибину підвішування ЗГН і параметри його роботи визначають так само, як для ЗВЕН.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Як визначають результуючий коефіцієнт подачі насоса?*
- 2. Яка передача з'єднує ротор гвинтового насоса з приводом?*
- 3. Які причини зменшення подачі насоса об'ємної дії у разі збільшення напору?*
- 4. Де використовують занурені відцентрові насоси?*
- 5. Які недоліки безтрубних установок ЗВЕН?*

17. Методика розрахунку та вибору електромеханічного обладнання насосних установок

17.1. Методика розрахунку та вибору електромеханічного обладнання водовідливної установки

Вихідними даними для розрахунку є:

- приплив води Q , $\text{м}^3/\text{год}$;
- геодезична висота підняття води H_p , м;
- температура води t , $^\circ\text{C}$.

Основні етапи розрахунку – вибір насоса і трубопроводної мережі; визначення параметрів робочого режиму та вибір приводного двигуна насоса; розрахунок фактичної всмоктувальної здатності насоса для вихідних умов експлуатації та вибір типу насосної камери з визначенням її геометричних розмірів та компоновання основного обладнання; енергетичне оцінювання ефективності спроектованої установки.

17.1.1. Вибір насоса

Вибір насоса ґрунтується на забезпеченні необхідних подач та напору. Згідно з правилами безпеки *мінімально необхідну подачу* установки Q_{\min} ($\text{м}^3/\text{год}$) визначають відповідно до умови видалення нормального добового припливу води за час роботи не менший за 20 год $T_p < 20$ год, тобто $24 Q = T_p Q_{\min}$, звідки

$$Q_{\min} > 1,2 Q, \quad (17.1)$$

Приплив води Q ($\text{м}^3/\text{год}$) можна визначати, виходячи з річної продуктивності підприємства A (т/рік), прогнозного значення коефіцієнта водоемності q ($\text{м}^3/\text{т}$) та кількості годин у році ($24 \cdot 365 = 8760$ год/рік):

$$Q = A q / 8760.$$

Необхідний напір насоса має забезпечити підняття води на геодезичну висоту, потрібний динамічний напір потоку і подолання опорів трубопровідної мережі. На початку проектування даних про трубопровід ще немає, тому потрібний напір насоса можна визначити, задавши частку втрат напору:

$$H_n = H_r / \eta_r, \quad (17.2)$$

де η_r – ККД трубопровідної мережі; орієнтовно для шахтного водовідливу – 0,9...0,95 (для об'єктів з більшою часткою горизонтальних ділянок трубопроводу η_r зменшується).

Насос обирають, виходячи з необхідних подачі (17.1) та напору (17.2) за допомогою графіка промислового використання насосів (зведених графіків Q – H полів насосів) та їх технічних характеристик. Ділянки використання для багатокілісних секційних відцентрових насосів (ЦНС), які змінюють напір у разі зміни кількості робочих коліс, показано на рис. 17.1. Поля робочих режимів цих насосів утворюються: по осі подачі – зоною економічного регулювання (див. рис. 14.1); по осі напору – можливостями зміни кількості послідовно з'єднаних коліс. Для однокілісних насосів К, КМ ділянки використання показано на рис. 17.2. Вони утворюються у разі варіювання діаметром робочого колеса. При цьому зона економічного регулювання за подачею зміщується. Тому ліва і права межі ділянок використання цих насосів на відміну від насосів ЦНС показано неперпендикулярними лініями. Для визначення типорозміру насоса точка з координатами Q_{\min}, H_n має суміщатися з графіком ділянок і обирається насос, в середину області якого потрапила ця точка. Якщо кілька насосів можуть забезпечити заданий режим, то досліджують обидва варіанти і обирають кращий за економічними показниками (мінімум зведених витрат) та враховують, що робочі подачі розміщено справа від мінімальної. Тобто, якщо задану точку розміщено поблизу правої межі

ділянки, то робоча точка може потрапити в зону низьких ККД за межами ділянки використання.

Для секційних насосів визначають необхідну кількість робочих коліс:

$$i > H_n / H_k, \quad (17.3)$$

де H_k – напір одного робочого колеса обраного насоса, який відповідає подачі Q_{\min} (визначають за його напірною характеристикою графічним, або аналітичним способом).

Експлуатаційна напірна характеристика $H = f(Q)$ обраного насоса (для секційних насосів – характеристика одного колеса), а також характеристика ККД $\eta_n = f(Q)$ задаються графіками, поданими в його паспортних (каталогових) даних, або аналітичними залежностями, побудованими за цими даними,

$$H = H_{k0} + AQ - BQ^2; \quad (17.4)$$

$$\eta_n = aQ - bQ^2 + cQ^3; \quad (17.5)$$

де H_{k0} – напір одного робочого колеса за нульової подачі; A, B, a, b, c – сталі коефіцієнти для обраного типу насоса, які визначаються за апроксимацією каталогової характеристики поліномом.

Для визначення величин A, B можна скласти два рівняння (17.4), задавши координати точок початку та кінця робочої ділянки напірної характеристики, для подач Q', Q'' (див. підрозд. 14.1). Для величин a, b, c подібним чином складають три рівняння (17.5), задавши додатково до подач Q', Q'' ще номінальну подачу і координати відповідних точок на характеристиці $\eta_n = f(Q)$.

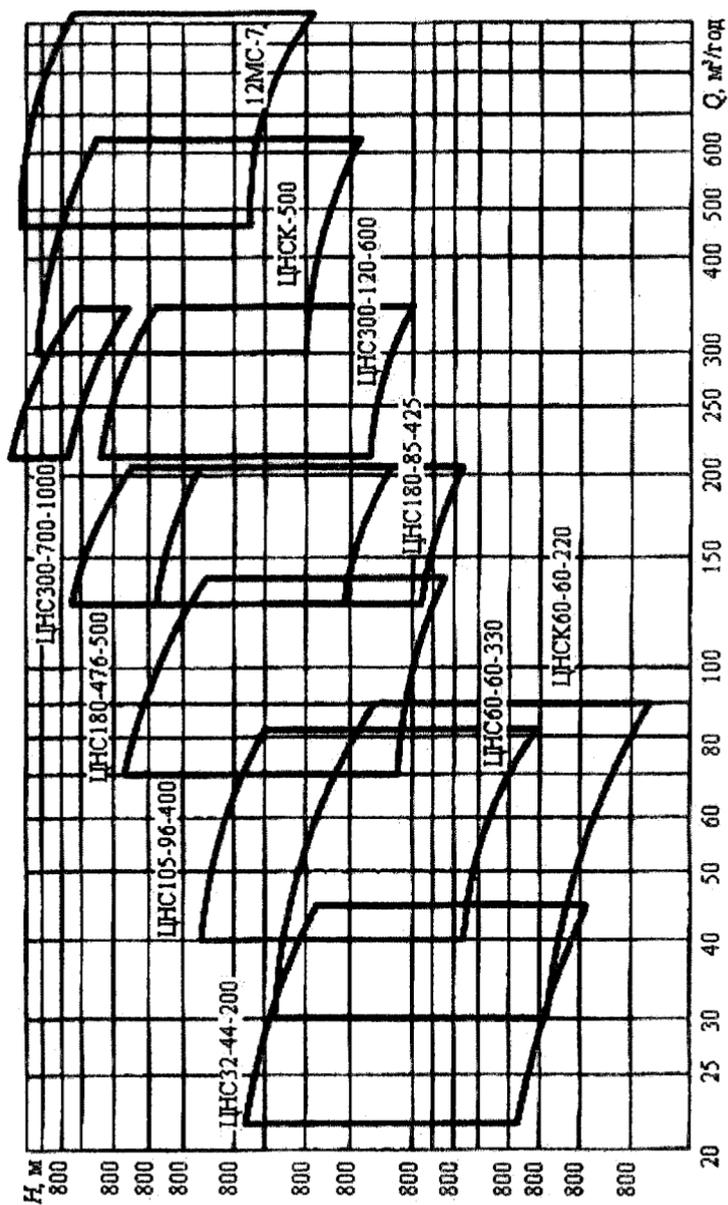


Рис. 17.1. Ділянки промислового використання насосів ЦНС

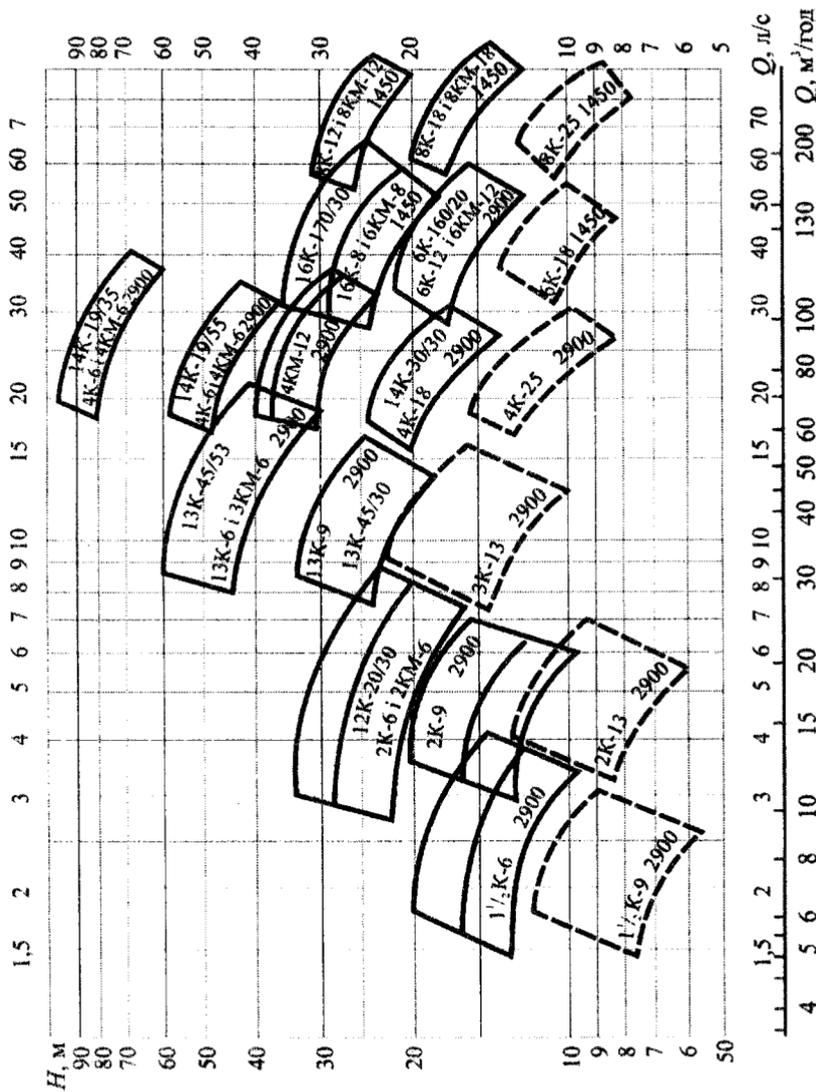


Рис. 17.2. Ділянки промислового використання навісів К. КМ

Аналітичним способом напір одного робочого колеса обраного насоса за подачі Q_{\min} визначають за допомогою виразу (17.4):

$$H_k = H_{k0} + A Q_{\min} - B Q_{\min}^2.$$

Після цього відповідно до виразу (17.3) визначають H_n/H_k і для обчислення кількості робочих коліс i округлюють до цілого у загальному випадку в більший бік. Але за малої кількості коліс похибка округлення може бути надто великою, якщо дробова частина величини H_n/H_k значно менша за одиницю. В такому випадку кращі результати можна мати, якщо округлити в менший бік. Який з розв'язків правильний, можна буде визначити після розрахунку параметрів робочого режиму (за умови, що робоча подача Q_p буде більшою за Q_{\min}).

Перевірку за умови стійкої роботи обраного насоса виконують для запобігання помпажу (підрозд. 5.2) із застосуванням виразу

$$0,95H_{k0i} > H_r. \quad (17.6)$$

Якщо умова (17.6) не задовольняється, слід збільшити кількість коліс, а коли це неможливо, – взяти інший насос.

Таким чином, після вибору насоса і визначення його характеристик для розрахунку параметрів робочого режиму насосної установки треба обрати параметри трубопроводу і отримати його витратну характеристику.

17.1.2. Вибір трубопроводу

Розрахунку та вибору підлягають: довжина трубопроводу, стандартні значення перерізу труб, витратна характеристика трубопровідної мережі. Трубопровід насосної установки складається із напірної та підвідної частин.

Дійсна довжина напірної частини трубопроводу (м)

$$L_n = \frac{H_r}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3,$$

де α – кут нахилу трубопроводу (для вертикальних трубопроводів $\sin \alpha = 1$); $l_1 = 20 \dots 30$ м – довжина труб у насосній камері до більш віддаленого насоса; $l_2 = 15 \dots 20$ м – довжина труб у ходку, який з'єднує насосну камеру зі стволом; $l_3 = 15 \dots 20$ м – довжина труб на поверхні, від ствола до місця зливу води. *Довжину підвідної частини трубопроводу* припускають рівною 20...25 м:

$$L_n = 20 \dots 25 \text{ м.}$$

Наведені значення довжин ділянок трубопроводу є орієнтовними для шахтного водовідливу і мають уточнятися відповідно до конкретного проєктованого водовідливу.

Внутрішні діаметри трубопроводів (м) визначають із залежностей

$$d_n = \sqrt{\frac{4Q_n}{3600\pi V_{e,n}}}; \quad d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4Q_n}{3600\pi V_{e,\Pi}}}, \quad (17.7)$$

де Q_n – номінальна подача насоса згідно з його технічною характеристикою або ж відповідно до умов 15 % перевищення мінімально необхідної подачі (1.1); $V_{e,n}$, $V_{e,\Pi}$ – економічно доцільна швидкість води в напірному та підвідному трубопроводах відповідно, м/с.

Швидкість V_e визначають з умови мінімуму зведених витрат на спорудження трубопроводу та експлуатаційних витрат енергії на переміщення води по ньому за період експлуатації. При цьому V_e (м/с) можна визначати згідно з емпіричною залежністю

$$V_e = 4,2 \sqrt[4]{Q_n / 3600}.$$

Для геотехнічних виробництв можна припускати швидкості руху во-

ди в напірній та підвідній частинах трубопроводів відповідно 2,5 та 2,0 м/с, тобто

$$V_{e.n} = 2,5 \text{ м/с};$$

$$V_{e.n} = 2,0 \text{ м/с}.$$

Наслідком задавання меншої швидкості в підвідному трубопроводі є збільшення його діаметра, зменшення гідравлічних утрат у ньому, підвищення тиску на вході в насос і відповідно менша ймовірність виникнення кавітації.

Ще простіший спосіб визначення діаметрів трубопроводів полягає в їх виборі відповідно до діаметрів вихідного й вхідного патрубків обраного насоса.

Згідно з розрахованими значеннями діаметрів (17.7) припускають більші стандартні значення за табл. 17.1 і вибирають товщину стінки труб, їх зовнішній діаметр і марку сталі відповідно до тиску води (H_f).

Таблиця 17.1

Характеристика безшовних гарячекатаних труб

Товщина стінки труби, мм	Внутрішній діаметр труби, мм	Найбільший робочий тиск, МПа, для марок сталі				Коефіцієнт опору труби λ	Питомий коефіцієнт витрат K^2 труби, $\text{м}^6/\text{с}^2$
		Ст.2	Ст.4	Ст.5	Ст.6		
1	2	3	4	5	6	7	8
3,5	50	11,0	13,5	16,5	20,0	0,052	0,000069
4	49	12,5	15,5	18,5	22,5	0,053	0,000063
4	65	10,0	12,0	14,5	17,5	0,048	0,000297
4,5	64	11,0	13,5	16,5	20,0	0,049	0,000271
4	81	7,5	9,5	11,5	14,0	0,045	0,000940
5	79	9,5	12,0	14,5	17,5	0,045	0,000835
4	100	6,0	7,5	9,0	11,0	0,042	0,002880
5	98	7,5	9,5	11,5	14,0	0,042	0,002585
6	96	9,5	11,5	14,	16,5	0,042	0,002360
4	125	5,0	6,0	7,5	9,0	0,039	0,009400
5	123	6,5	7,5	9,0	11,0	0,039	0,008770

1	2	3	4	5	6	7	8
6	121	7,5	9,0	11,0	14,0	0,039	0,008180
4,5	150	5,0	6,0	7,0	8,5	0,037	0,0247
5	149	5,5	6,5	8,0	9,5	0,037	0,0244
6	147	6,5	8,0	9,5	11,5	0,037	0,0223
7	145	7,5	9,0	11,0	13,0	0,037	0,0208
6	191	5,5	6,5	8,0	9,5	0,034	0,0897
7	189	6,5	8,0	9,5	11,5	0,034	0,0857
8	187	7,5	9,5	11,0	13,5	0,034	0,0820
9	185	8,5	10,5	12,5	15,0	0,034	0,0774
10	183	9,5	12,0	14,5	17,0	0,034	0,0712
6	207	4,5	5,5	7,0	8,0	0,033	0,1490
7	205	5,5	6,5	8,0	9,5	0,033	0,1330
8	203	6,0	7,5	9,0	11,0	0,033	0,1270
9	201	7,0	8,5	10,0	12,0	0,033	0,1210
10	199	7,5	9,0	11,0	13,0	0,033	0,1170
7	231	5,0	6,0	7,0	8,5	0,032	0,2530
8	229	5,5	7,0	8,0	10,0	0,032	0,2380
9	227	6,0	7,5	9,0	11,0	0,032	0,2250
10	225	7,0	8,5	10,0	12,0	0,032	0,2230
11	223	8,5	11,0	13,0	15,5	0,032	0,2100
7	259	4,5	5,5	6,5	7,5	0,031	0,4600
8	257	5,0	6,0	7,0	8,5	0,031	0,4400
9	255	5,5	7,0	8,0	9,0	0,031	0,4250
0	253	6,0	7,5	9,0	11,0	0,031	0,4100
11	251	6,5	8,5	10,0	12,0	0,031	0,3920
8	309	4,0	5,0	6,0	7,5	0,029	1,1800
9	307	4,5	5,5	7,0	8,0	0,029	1,1550
10	305	5,0	6,5	7,5	9,0	0,029	1,1050
11	303	5,5	7,0	8,5	10,0	0,029	1,0800
12	301	6,0	7,5	9,0	11,0	0,029	1,0300
8	335	4,0	5,0	6,0	7,5	0,028	1,8300
10	331	5,0	6,5	8,0	9,5	0,028	1,7100
12	327	6,5	8,0	9,5	11,5	0,028	1,6150
14	323	7,5	9,5	11,5	13,5	0,028	1,4900
16	319	9,0	11,0	13,0	15,5	0,028	1,4100

Коефіцієнти гідравлічного тертя λ та питомий коефіцієнт витрат K^2 труби також визначають із табл. 17.1, або згідно із залежностями:

$$\lambda_n = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{d_n}}; \quad \lambda_{\pi} = \frac{0,0195}{\sqrt[3]{d_{\pi}}};$$

$$K_n^2 = \frac{\pi^2 d_n^5 g}{8 \lambda_n}; \quad K_{\pi}^2 = \frac{\pi^2 d_{\pi}^5 g}{8 \lambda_{\pi}}.$$

Витратну характеристику трубопровідної мережі визначають згідно із залежністю

$$H = H_r + \left(\frac{L_n + l_{e.n}}{K_n^2} + \frac{L_{\pi} + l_{e.\pi}}{K_{\pi}^2} \right) \left(\frac{Q^2}{3600} \right) = H_r + RQ^2, \quad (17.8)$$

де $R = \left(\frac{L_n + l_{e.n}}{K_n^2} + \frac{L_{\pi} + l_{e.\pi}}{K_{\pi}^2} \right) / 3600$ – опір мережі; $l_{e.n}$, $l_{e.\pi}$ – еквівалентні довжини прямолінійних трубопроводів, що враховують місцеві опори в напірному і підвідному трубопроводах:

$$l_{e.n} = \frac{\Sigma \varphi_n d_n}{\lambda_n}; \quad l_{e.\pi} = \frac{\Sigma \varphi_{\pi} d_{\pi}}{\lambda_{\pi}},$$

де $\Sigma \varphi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів для розрахункової схеми трубопровідної мережі (рис. 17.3).

Коефіцієнти місцевих опорів трубопровідної мережі мають такі значення:

Об'єкт φ

Приймальний пристрій підвідного трубопроводу (сітка з приймальним клапаном) 10...4

Коліно під кутом $\pi/2$:

– із закругленням 0,25...0,15

– без закруглення	1,0...0,5.
Засувка	0,25
Зворотний клапан	14...4,5
Трійник:	
– за наявності повороту потоку рідини	1,0...0,5
– без повороту потоку рідини	0,5...0,25
Вихід	1,0

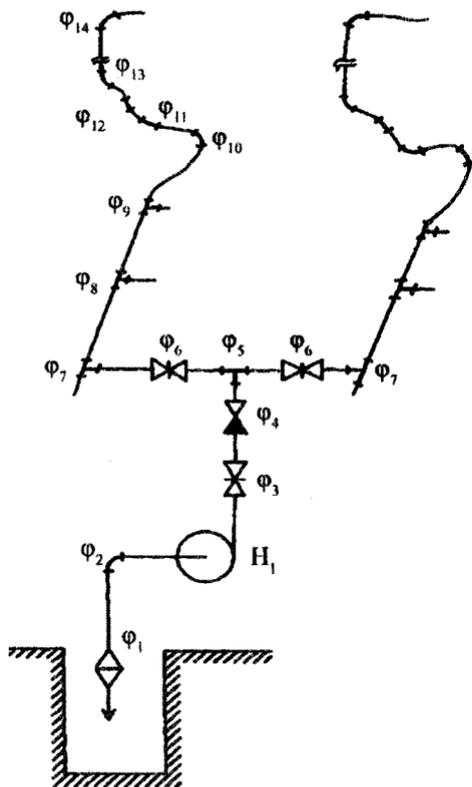


Рис. 17.3. Розрахункова заступна схема трубопроводної мережі насосної установки

За паралельного з'єднання n трубопроводів витратна характеристика набуває вигляду

$$H = H_r + \frac{R}{n^2} Q^2. \quad (17.9)$$

Для впевненості правильності вибору насоса і трубопроводу слід зробити *перевірку на допустимість фактичної втрати напору*

$$\Delta H_\phi \leq \Delta H_{\text{доп}}; \quad (17.10)$$

$$\Delta H_\phi = \left(\frac{L_n + l_{\epsilon,н}}{K_n^2} + \frac{L_n + l_{\epsilon,п}}{K_n^2} \right) \left(\frac{Q_{\min}}{3600} \right)^5;$$

$$\Delta H_{\text{доп}} = iH_k - H_r.$$

Якщо умова (17.10) не виконується, то слід збільшити діаметр трубопроводу до більшого наступного стандартного значення і повторити відповідні розрахунки.

17.1.3. Визначення параметрів робочого режиму та приводного двигуна

Параметри сумісного робочого режиму насоса і трубопроводу можна визначати графічно або аналітично, розв'язавши систему рівнянь характеристики насоса і трубопроводу (17.8):

$$\begin{cases} H = i(H_{\text{ко}} + AQ - BQ); \\ H = H_{\Gamma} + RQ^2. \end{cases} \quad (17.11)$$

Характеристика секційного насоса (17.11) враховує, що напір насоса більший за напір одного колеса (17.4) в i разів. У результаті розв'язання системи рівнянь (17.11) визначають значення напору і подачі, які одночасно задовольняють обидві характеристики – робочі напір та подачу: Q_p, H_p . Значення ККД насоса в робочому режимі $\eta_{п.р}$ визначають підставленням Q_p у вираз (17.5).

Для графічного визначення параметрів робочого режиму слід розрахувати характеристику трубопроводу згідно з рівнянням (17.8), задаючись декількома значеннями Q від 0 до Q_{max} насоса. За даними розрахунку будують характеристику трубопроводу (рис. 17.4) і в тих же координатних осях, у тому ж масштабі будують напірну характеристику насоса $H = f(Q)$, а також графік ККД насоса $\eta_{п} = f(Q)$. Точка A перетину напірної характеристики насоса та витратної характеристики трубопроводу визначає робочий режим установки з параметрами $Q_p, H_p, \eta_{п.р}$.

Одночасно слід визначити параметри робочого режиму насосної установки за *паралельного з'єднання робочого та резервного трубопроводів*. Для цього використовують рівняння характеристики сумісної роботи трубопроводів (17.9) і аналітично розв'язують систему:

$$\begin{cases} H = i(H_{\text{ко}} + AQ - BQ^2); \\ H = H_{\Gamma} + \frac{R}{4}RQ^2 \end{cases}$$

або графічне визначення параметрів робочого режиму установки Q'_p , H_p , $\eta'_{н.р}$ (рис. 17.4). При цьому обґрунтовують доцільність паралельної роботи трубопроводів:

$$\eta'_{н.р} \eta'_T > \eta_{н.р} \eta_T,$$

де η_T , η'_T – фактичний ККД одинарного і паралельного з'єднання трубопроводів:

$$\eta_T = \frac{H_r}{H_p}; \quad (17.12)$$

$$\eta'_T = \frac{H_r}{H'_p}.$$

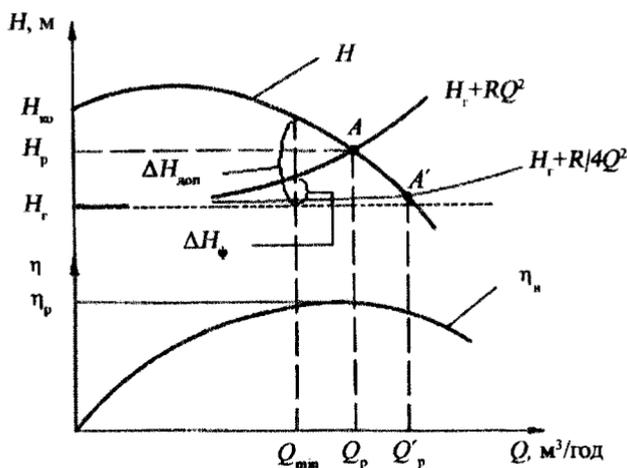


Рис. 17.4. Робочий режим насосної установки

Якщо визначена робоча подача Q_p менша від мінімально необхідної Q_{min} згідно з рівнянням (17.1), то слід збільшити діаметр трубопроводу до більшого наступного стандартного значення і повторити відповідні розрахунки.

Перевірка оптимальності робочого режиму визначає ефективність використання спожитої електроенергії порівнянням величини робочих ККД (у разі роботи як з одним, так і з двома трубопроводами) з допустимим мінімальним його рівнем (14.2):

$$\eta'_{н.р} > (0,9 \dots 0,95)\eta_{н.м}; \quad \eta_{н.р} > (0,9 \dots 0,95)\eta_{н.м},$$

де $\eta_{н.м}$ – максимальне значення (номінальне) ККД насоса (див. рис.14.1). Таку перевірку також можна виконати зіставленням отриманих значень робочих подач з допустимими межами їх зміни:

$$Q' < Q'_p < Q''; \quad Q' < Q_p < Q''.$$

Якщо робочий режим перевищує межі допустимої зони, треба зміною конструктивних параметрів водовідливної установки (діаметра трубопроводу, кількості робочих коліс, типу насоса) підвищити робочий ККД насоса.

Необхідну потужність приводного двигуна (Вт) насоса визначають наступним етапом згідно з параметрами робочого режиму за паралельного з'єднання трубопроводів:

$$N_{дв} = 1,1N'_p = \frac{1,1g\rho Q'_p H'_p}{3600\eta'_{н.р}}, \quad (17.13)$$

де ρ – густина рідини, яка перекачується (для шахтного водовідливу $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$); 1,1 – коефіцієнт запасу.

За цією потужністю з урахуванням швидкості обертання робочого колеса насоса за каталогом обирають асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором.

17.1.4. Розрахунок фактичної всмоктувальної здатності насоса та вибір типу насосної камери з визначенням її геометричних розмірів

Значення всмоктувальної здатності насоса визначає вимоги для безкавітаційної роботи і для нормованих умов експлуатації наводиться в його технічній характеристиці. Фактична величина всмоктувальної здатності насоса визначається дійсними умовами експлуатації і являє собою максимальне значення геометричної висоти всмоктування, за якої насос надійно працює в цих умовах без зміни основних технічних параметрів.

$$H_{\text{в}} = (0,8 \dots 0,85) \left(\frac{P_{\text{а}} - P_{\text{т}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{кр}} - \Delta H_{\text{п}} \right), \quad (17.14)$$

де $P_{\text{а}}$ – тиск на поверхню вільного рівня води у водозбирачі, Па; $P_{\text{т}}$ – тиск насиченої пари рідини за відповідної її температури, Па; $\Delta h_{\text{кр}}$ – необхідний мінімальний надлишок напору рідини при вході в робоче колесо (критичне значення кавітаційного запасу (13.13)), м:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left[\frac{30\omega\sqrt{Q'_{\text{п}}}}{\pi C} \right]^{4/3},$$

де ω – кутова швидкість обертання ротора насоса, с^{-1} ; $Q'_{\text{п}}$ – робоча подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; $C = 800 \dots 1000$ – кавітаційний коефіцієнт насоса (його значення можна уточнити за даними табл. 13.2); $\Delta H_{\text{п}}$ – втрати напору на подолання опору в підвідній частині трубопроводу:

$$\Delta H_{\text{п}} = \left[\frac{L_{\text{п}} + l_{\text{е.п}}}{K_{\text{п}}^2} \right] \left[\frac{Q'_{\text{п}}}{3600} \right]^2.$$

Всмоктувальна здатність насоса (17.14) залежить від тиску на вільну поверхню води. Для відкритого резервуара тиск P_a – атмосферний тиск. Величина барометричного тиску зменшується зі зростанням відмітки над рівнем моря:

Висота над рівнем моря, м	0	1000	2000
$\frac{P_a}{\rho g}$, м	10,3	9,2	8,1

Як відомо, зі зростанням температури збільшується тиск насиченої пари рідини (табл. 13.1):

Температура рідини t , °C	20	40	60	80	100
$\frac{P_t}{\rho g}$, м	0,24	0,76	2,07	4,87	10,3

Залежно від фактичних розрахункових значень H_b приймається рішення щодо вибору типу насосної камери. При цьому критерієм вибору є граничне значення H_b :

$$H_b > 4,5 \text{ м.} \quad (17.15)$$

Тобто в разі виконання умови (17.15) рекомендується застосування насосної камери з розташуванням насосів вище від рівня води у водозбірних. У протилежному випадку слід застосовувати камери заглибленого типу з розташуванням насосів нижче від рівня води у водозбірних, які працюють з підпором води на вході в насос. Підпір води на вході в насос можна забезпечувати й іншими способами – застосуванням допоміжного підпірного бустерного насосного агрегату або гідроелеватора, що працюють послідовно з основним насосом.

Геометричні розміри насосної камери визначають кількістю і розмірами насосних агрегатів та нормами компоновки обладнання.

Згідно з правилами безпеки, якщо припливи води $Q > 50 \text{ м}^3/\text{год}$,

передбачається три насосні агрегати (робочий, резервний, в ремонті), якщо менші припливи – $Q < 50 \text{ м}^3/\text{год}$, – два насосні агрегати.

Насос і електродвигун окремого насосного агрегату встановлюють на спільній фундаментній плиті або рамі. Осі насосів і двигунів розташовують уздовж камери. При цьому розміри фундаменту збільшують щонайменше на 200 мм по ширині і на 300 мм по довжині в кожний бік відносно розмірів рам кожного агрегату:

$$b_{\phi} = b + 0,4; \quad l_{\phi} = l + 0,6,$$

де b, l – відповідно ширина та довжина насосного агрегату, м.

Об'єм фундаменту (м^3)

$$V_{\phi} = \frac{2,5(M_{\text{н}} + M_{\text{д}})}{\rho_{\phi}},$$

де $M_{\text{н}}, M_{\text{д}}$ – маси насоса та електродвигуна, т; $\rho_{\phi} = 2 \text{ т/м}^3$ – об'ємна маса матеріалу фундаменту.

Глибина закладання фундаменту

$$h_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{b_{\phi} l_{\phi}} - (0,15 \dots 0,30),$$

де 0,15...0,30 – висота фундаменту над підлогою насосної камери

Довжина насосної камери (м)

$$L_{\text{н.к}} = m - l_{\phi} + a(m + 1),$$

де m – кількість насосних агрегатів; $a = (1,5 \dots 2,5)$ м – ширина проходу між агрегатами.

Ширина насосної камери (м)

$$B_{\text{н.к}} = b_{\phi} + b_1 + b_2,$$

де $b_1 = (0,7 \dots 1,2)$ м – ширина проходу між фундаментом і стінкою насос-

ної камери з боку підвідних колодязів; $b_2 = (1,4 \dots 2,2)$ м – ширина проходу з боку колії, яка «утоплена» в підлогу для доставлення устаткування в камеру.

Для робочої подачі установки понад 100 м/год для кожного насоса в насосній камері передбачається окремий підвідний колодязь. В установках меншої подачі можливий один спільний підвідний колодязь.

Підвідні колодязі з'єднані з приймальним колодязем, який, в свою чергу, через зливну трубу і засувку сполучений з водозбирачем (див. рис. 12.4). Ручне керування засувками здійснюється з ніші приймального колодязя за допомогою шпindelного подовжувача з маховиком на випадок несподіваного прориву води. Умовний прохід зливної труби і засувки (мм) визначають так:

$$D_3 = 26,8 \sqrt{Q'_p},$$

де Q'_p – максимальна подача насоса, м³/год.

Місткість водозбирача (м³) згідно з правилами безпеки обирають відповідно до умови забезпечення збору припливної води, щонайменше за 4 год:

$$V_{вз} \geq 4Q.$$

Довжина крила водозбирача (двосекційного) $L_{вз} = \frac{V_{вз}}{2S_{вз}},$

де $S_{вз}$ – середній переріз водозбирача.

17.1.5. Оцінювання енергетичної ефективності спроектованої установки

Добова тривалість роботи насосної установки

$$T'_p = 24Q / Q'_p.$$

Річні витрати електроенергії (Вт·год)

$$W'_p = 365T'_p N'_p / \eta_d,$$

де η_d – ККД двигуна насоса.

Питомі енерговитрати на підняття 1 м³ води на висоту 1 м (Вт·год/м³·м):

$$\omega' = W'_p / (Q \cdot 24 \cdot 365 \cdot H_r). \quad (17.16)$$

Отримане значення питомих енерговитрат найбільше узагальнено і об'єктивно характеризує ефективність використання вибраного обладнання насосної установки та прийнятих рішень під час її проектування. При цьому критерієм можуть бути середньостатистичні значення питомих енерговитрат 5,2 Вт·год/м³·м для насосних установок, що експлуатуються. Проте фізика явища підняття води обмежує мінімально можливе значення цього параметра в 2,723 Вт·год/м³·м на подолання сили земного тяжіння (2,723 Вт·год/м³·м = 2,723·3600 Дж/м³·м = $g\rho_{\text{вод}}$).

Таким чином, доцільно виконати умову

$$5,2 > \omega' > 2,723, \text{ Вт} \cdot \text{год} / \text{м}^3 \cdot \text{м}. \quad (17.17)$$

У разі невиконання умови (17.17) слід проаналізувати причини, що призводять до прийняття неефективних рішень, і обґрунтувати заходи щодо підвищення енергоефективності, або, що ймовірніше, – знайти помилку в розрахунках.

17.2. Розрахунок водозниження та осушення

Під час будівництва міських підземних споруд, метрополітену та видобутку корисних копалин і будівельних матеріалів відкритим способом широко застосовують захист промислової зони від підземних вод

через водозниження (осушення). Найбільше поширено водозниження за допомогою свердловин, облаштованих зануреними насосними агрегатами (рис. 17.5).

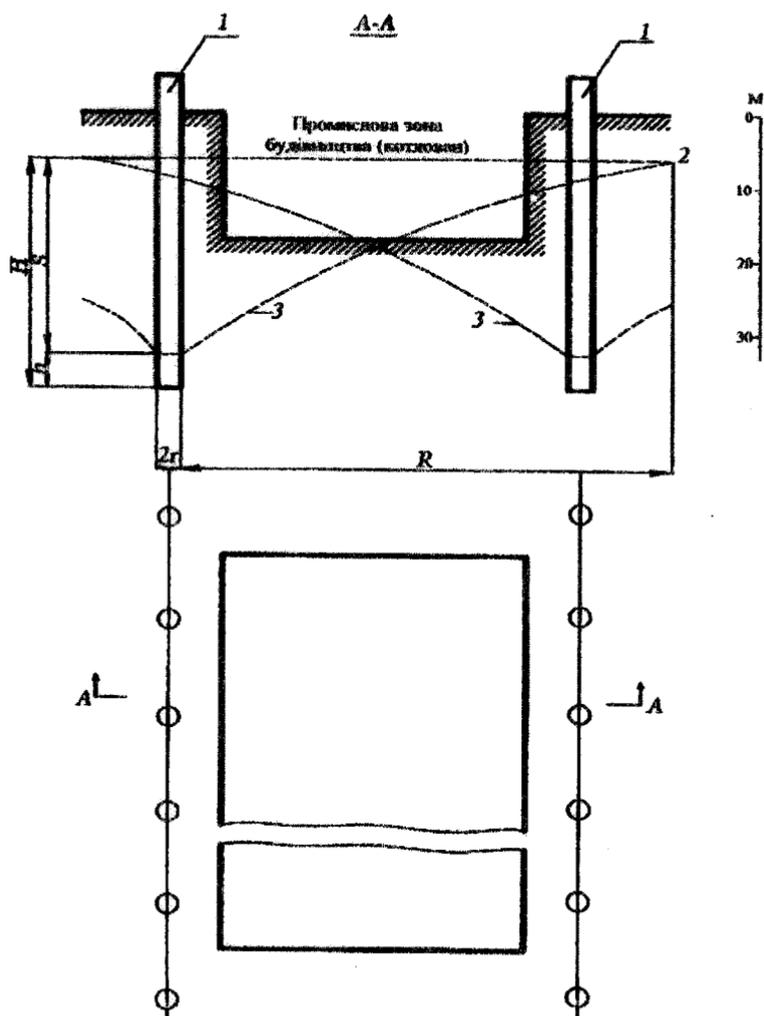


Рис. 17.5. Схема водозниження промислової зони за допомогою двох рядів свердловин:

1 – водознижувальні свердловини; 2 – статичний рівень води;

3 – знижений рівень води

У результаті дії водознижувальних свердловин 1 статичний рівень підземних вод 2 знижується, створюється депресійна воронка 3, чим забезпечується осушення котловану.

Ураховуючи водопроникність умісних порід, визначають радіус впливу R депресійної воронки кожної зі свердловин та глибину їх закладання за умови взаємоперекриття депресійних воронок двох рядів свердловин нижче ніж рівень дна котловану. За таких же умов визначають крок l розташування свердловин та їх кількість n по довжині L контуру водозниження.

Радіус впливу свердловини (см) знаходять за формулою І. П. Кусаніна

$$R = 2S\sqrt{KH},$$

де S – величина зниження рівня води в свердловині, м; K – коефіцієнт фільтрації порід, м/добу; H – глибина свердловини від статичного рівня води, м. Значення коефіцієнтів фільтрації для різних порід наведено в табл. 17.2.

Таблиця 17.2

Коефіцієнти фільтрації порід

Назва породи	K , м/добу
Глина	$10^{-8} \dots 10^{-6}$
Пісок пилоподібний	0,01...1,0
Пісок дрібнозернистий глинистий	0,5...1,0
Пісок дрібнозернистий	10...25
Пісок середньозернистий	0,01...1,0
Пісок грубозернистий	25...75
Пісок гравелистий	50...100
Гравій з піском	75...150
Гравій, щебінь	100...200

З умови перекриття депресійних воронок у ряду крок між свердловинами становить:

$$l \leq 2R.$$

При цьому кількість свердловин

$$n = 2 \cdot (1,2L/2R + 2).$$

В умовах взаємодії свердловин, розташованих в один ряд (формула А. В. Романова), приплив води ($\text{м}^3/\text{добу}$)

$$Q = \frac{\pi k S (2H - S)}{2,3 \lg l / 2\pi r + \pi R / l},$$

де r – радіус свердловини, м.

Надалі можливий більш детальний розрахунок дебіту кожної зі свердловин на час дії водозниження: 20 та 40 діб. Виходячи з уточнених значень припливу води Q та величини зниження рівня води в свердловині S обирають занурені насосні агрегати (наприклад, типу ЕЦВ), кількість яких відповідає кількості свердловин.

Крім того, виконують типовий розрахунок та вибирають зовнішню трубопровідну мережу насоса, визначають його робочий режим з перевіркою задоволення вихідних умов подачі й напору та потужності двигуна, а також оцінюють енергетичну ефективність спроектованої системи водозниження.

17.3. Енергоефективність насосних установок

У загальному випадку енергоефективність насосних установок визначають подібно до вентиляторних. Тому нижче зупинимось лише на наявних відмінностях.

Коефіцієнт корисної дії перетворювальної частини електромеханічної системи водопостачання або водовідведення (ЕМСВ) треба визначати з урахуванням переміщення рідини. Якщо нагромаджується потенціальна енергія, як у випадку гідроакумулювальних електростанцій

та водонапірних башт, то цикловий (середній еквівалентний за певний проміжок часу) ККД ЕМСВ визначають відношенням нагромадженої потенціальної енергії рідини до енергії, яка спожита системою від джерела енергопостачання (енергомережі):

$$\eta_{\text{EMCB}}^{\text{T}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{з}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{л}} \eta_{\text{т}} = \rho g H_{\text{г.ср}} Q_{\text{ср.ф}} / N_{\text{ср.ф}},$$

де $\eta_{\text{м}}, \eta_{\text{т}}$ – ККД насоса та трубопроводу (17.12); $H_{\text{г.ср}}, Q_{\text{ср.ф}}, N_{\text{ср.ф}}$ – фактичні середні за цикл нагромадження потенціальної енергії води значення геодезичної висоти, подачі та потужності споживання енергії від енергомережі. Середні величини розглядають унаслідок зміни геодезичної висоти за період нагромадження. В розглянутому випадку вся ЕМСВ працює як перетворювач енергії, тому її енергоефективність однозначно характеризується величиною $\eta_{\text{EMCB}}^{\text{T}}$.

Якщо робота системи полягає у водопостачанні чи водовідведенні, то зі складу перетворювальної частини ЕМСВ треба вилучити трубопровід і її ККД буде подібний до (11.3):

$$\eta_{\text{EMCB}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{з}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{н}}.$$

В цьому випадку також ідеться про інтегральні (циклові) величини (за досліджуваній проміжок часу подібно до визначення ККД регулювання).

Енергоємність водопостачання (питомі витрати електроенергії) визначає кількість енергії, яка витрачається на виробництво одиниці продукції (наприклад, у разі переміщення 1 м^3 води).

Питомі енерговитрати на підняття 1 м^3 води на висоту 1 м отримують із застосуванням перетворень, як у разі виведення виразів (17.16), (11.4):

$$\omega'_h = \frac{W'_p}{VH_{\text{г}}} = \frac{3600 g \rho}{\eta_{\text{EMCB}}^{\text{T}}},$$

де $g = 9/81 \text{ м/с}^2$; $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$; $\eta_{\text{EMCB}}^{\text{T}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{з}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{л}} \eta_{\text{т}}$.

Питомі енерговитрати на переміщення 1 м^3 води на довжину 1 м трубопроводу дозволяють порівнювати системи суто транспортування рідини безвідносно до кута нахилу трубопроводу і пов'язаною з цим змінною потенціальної енергії рідини. Для цього енерговитрати треба зменшити на величину нагромадженої потенціальної енергії ($W_n = \rho V g H_r$, кінетичну енергію вихідного потоку вже враховано заданням виходу серед коефіцієнтів місцевих опорів трубопроводної мережі (підрозд. 17.1.2):

$$\omega'_L = \frac{W'_p - \rho V g H_r}{VL}$$

Ураховуючи, що $\frac{W'_p}{V} = \frac{W'_k}{\eta_{EMCB} V} = \frac{H'_p g \rho}{\eta_{EMCB}}$, де W'_k – гідравлічна

корисна енергія насоса за досліджуваній період часу; W'_k / V – робочий тиск насоса, після перетворень отримуємо:

$$\omega'_L = \frac{\rho g H'_p}{L} \left(\frac{1}{\eta_{EMCB}} - \eta'_r \right), \quad (17.18)$$

де $L = L_n + L_{\pi}$ – довжина трубопроводу.

Вираз (17.18) отримано для сталого режиму; якщо за досліджуваній період режим змінюється, треба використовувати середні значення змінних.

Енергоефективність ЕМСВ оцінюється співвідношенням витрат енергії системою і потрібних за технологічними умовами обсягів води, що переміщуються на потрібну відстань. **Енергоефективність ЕМСВ під час переміщення** води можна оцінити зведеними питомими енерговитратами на переміщення 1 м^3 води на відстань 1 м . Зведення питомих енерговитрат до одиниці відстані, а не довжини трубопроводу, дозволяє виконувати порівняльну оцінку ефективності функціонування даних установок на різних об'єктах з урахуванням раціональності проєк-

тування траси трубопроводу і дає змогу не тільки оцінити якість процесів перетворення енергії, але й визначити потенційні можливості енергозбереження. Зведені питомі енерговитрати можна визначити таким чином:

$$\omega'_l = \frac{\rho g H'_p}{l} \left(\frac{1}{\eta_{\text{EMCB}}} - \eta_T \right),$$

де l – геометрична відстань між точками забору і доставлення рідини.

Зведені питомі енерговитрати з урахуванням ресурсів низькопотенціальної теплової енергії вихідного потоку рідини можна визначити за допомогою виразу

$$\omega'_l = \frac{\rho g H_p}{l} \left(\frac{1}{\eta_{\text{EMCB}}} - \eta'_T - \frac{W_T \eta_{\text{теп}}}{W'_k} \right),$$

де W_T – середня за досліджуваний період часу тепла ексергія вихідного потоку рідини (11.2); $\eta_{\text{теп}}$ – ККД перетворення низькопотенціальної теплової енергії.

Можливості енергозбереження для використання теплових ресурсів води шахтного водовідливу можна оцінити на прикладі насоса з подачею $300 \text{ м}^3/\text{год}$, ККД – 0,7, який видає воду на висоту 300 м, через трубопровід з ККД – 0,95. Потужність, яку споживає насос, становить

$$N_{\text{н}} = \frac{Q \rho g H_T}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{н}} \eta_T} = \frac{300 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 1020 \text{ кг}/\text{м}^3 \cdot 9,81 \text{ м}/\text{с}^2 \cdot 300 \text{ м}}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 376 \text{ кВт}.$$

З використанням виразу (11.2) визначають потужність низькопотенціального теплового джерела за умови, що $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, а $\rho_{\text{в}} = 1020 \text{ кг}/\text{м}^3$; $c_{\text{в}} = 4180 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{C}^\circ)$:

$$N_T = \frac{Q \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} \Delta T}{1000} = \frac{300 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 1020 \text{ кг}/\text{м}^3 \cdot 4180 \text{ Дж}/\text{кг} \cdot \text{C}^\circ \cdot 20 \text{ }^\circ\text{C}}{3600 \cdot 1000} = 7106 \text{ кВт}.$$

Тобто в розглянутому прикладі для утилізації низькопотенціальної теплової енергії з ККД $\eta_{\text{теп}} = 5,3\%$ її вистачить для потреб водовідливу. Застосуванню на практиці такої утилізації (перетворенню низькопотенціальної теплової енергії в електричну) заважає висока вартість потрібного обладнання. Економічно доцільніше підвищувати потенціал низькопотенціального теплового джерела за допомогою теплового насоса і спрямовувати енергію для потреб тепlopостачання.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що враховує ККД трубопровідної мережі?
2. Чому геодезичний напір має бути меншим від напору насоса за нульової подачі?
3. Чим треба задатись для визначення діаметра трубопроводу?
4. Яка вимога до експлуатації насоса не виконується за величини фактичних утрат напору в трубопроводі, менших за допустимі?
5. Які негативні наслідки виходу робочого режиму насоса за допустимі межі зміни подачі?
6. Які показники визначення енергоефективності насосних установок?

Частина IV

ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ

Енергію стисненого повітря використовують у геотехнічних виробництвах для приведення в дію відбійних та бурильних молотків, розчино- та бетононагнітачів, ерліфтних та ежекторних установок, для ряду приймачів шахт із крутим падінням пластів – прохідницьких та навантажувальних машин, лебідок, транспорту, вентиляторів місцевого провітрювання та ін. Перевагами застосування пневматичної енергії є простота конструкції та компактність пневматичних машин, їх висока надійність та безпечність, що особливо важливо для шахт, небезпечних щодо умов газопилового режиму. Недолік полягає у високій вартості пневматичної енергії порівняно, наприклад, з електричною енергією.

Пневматична установка складається із компресорної станції, пневматичної мережі та приймачів стисненого повітря. Більшість пневмоприймачів геотехнічних виробництв розраховано на тиск 0,4...0,8 МН/м². Для ерліфтних установок газліфтних систем нафтогазових виробництв необхідний тиск стисненого повітря може становити 2...5 МН/м². Як компресори в геотехнічних виробництвах найчастіше застосовують поршневі та відцентрові компресори, турбокомпресори, а також ротаційні та гвинтові компресори. При цьому стиснене повітря може постачатися від як стаціонарних, так і пересувних компресорних станцій. Останні часто застосовують під час будівельних і прохідницьких робіт геотехнічних виробництв з їх установленням поблизу пунктів споживання стисненого повітря.

Головною складовою пневматичної установки є компресорна станція, яка, в свою чергу, може вмістити декілька компресорних установок, що працюють на загальну пневматичну мережу. Компресорна установка включає компресор, його привід, допоміжне обладнання, а також засоби контролю і автоматизації. До допоміжного обладнання належать систе-

ми змащення та охолодження компресорів, ресивери, фільтри, вологомасловідокремлювачі та ін. Схему компресорної установки з поршневи-ми компресорами показано на рис. 18.1. Атмосферне повітря через фільтр 1 підводиться до компресора 2. Стиснене повітря через кінцевий холодильник 4, вологомасловідокремлювач 5 та ресивер 6 видається в пневматичну мережу.

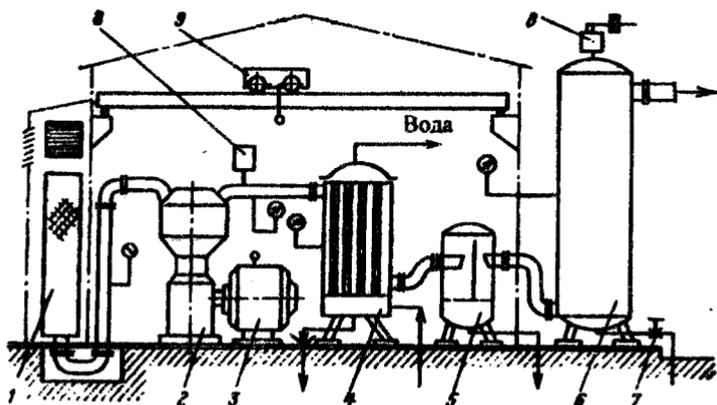


Рис. 18.1. Схема компресорної установки з поршневими компресорами:

- 1 – фільтр; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – кінцевий холодильник;
5 – вологомасловідокремлювач; 6 – ресивер; 7 – кран; 8 – запобіжний клапан;
9 – піднімальний механізм монтажу

18. Поршневі компресори

18.1. Теоретичний робочий процес одноступеневого компресора

Ідеалізація теоретичного процесу стиснення повітря в компресорі полягає в такому: не відбувається втрат енергії на тертя в клапанах і поршнях, немає шкідливого простору та не змінюється стан повітря у разі його стиснення.

Діаграму роботи ідеального поршневого компресора показано на рис. 18.2, на якому 1-2 – лінія всмоктування; 2-3 – лінія стиснення, 3-4 – лінія нагнітання, V_1 – об'єм повітря, що всмоктується за тиску P_1 ; V_2 – об'єм повітря, що нагнітається за тиску P_2 ; L – робота стиснення.

Процес стиснення повітря в компресорі супроводжується нагріванням повітря і суттєво залежить від умов його охолодження. У разі ізотермічного стиснення (крива 2-3') передбачається, що все тепло, яке виникає в процесі стиснення, відводиться, а температура стисливого повітря залишається постійною, $PV = \text{const}$.

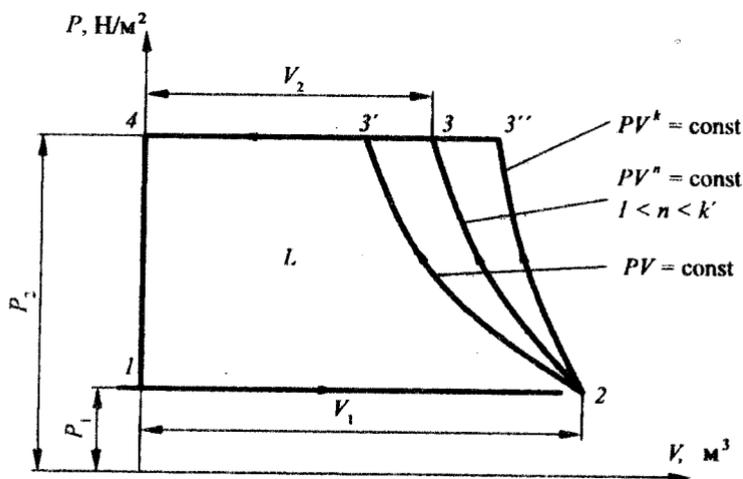


Рис. 18.2. Діаграма теоретичного одноступеневого стиснення

За адіабатного стиснення (крива 2-3'') теплообміну з навколишнім середовищем не відбувається, $PV^k = \text{const}$.

Політропне стиснення (крива 2-3) супроводжується частковим відведенням тепла, $PV^n = \text{const}$. Показник політропи n залежить від інтенсивності охолодження стисливого повітря і має проміжні значення між показниками ізотерми ($n = 1$) і адіабати ($n = k$), тобто $1 < n < k$.

Робота стиснення повітря L являє собою площу, замкнену циклом

роботи компресора, наприклад 1-2-3-4-1 – для політропного процесу. Як видно з діаграми (рис. 18.2), мінімальна робота (площа) відповідає ізотермічному процесу стиснення 1-2-3'-4-1, тобто примусове охолодження компресора сприяє зниженню енергоємності процесу стиснення повітря.

Теоретичну питому роботу (Дж/кг) стиснення, що витрачається на стиснення одиниці маси повітря, визначають:

– за ізотермічного стиснення

$$L_{із} = 2,303 \cdot 10^6 P_1 V_1 \lg \frac{P_2}{P_1} = 2,303 R T_1 \lg \frac{P_2}{P_1};$$

– за адіабатного стиснення

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} 10^6 P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right];$$

– за політропного стиснення

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} 10^6 P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1),$$

де P_1, P_2 – тиски повітря під час всмоктування і нагнітання, МН/м²; V_1 – об'єм одиниці маси повітря, м³/кг; R – газова стала повітря ($R = 283$ Дж/кг·град); T_1, T_2 – абсолютна температура повітря на початку і в кінці процесу стиснення відповідно, К.

Робота стиснення в адіабатному режимі в 1,5–2 рази більша від роботи стиснення в ізотермічному режимі.

18.2. Дійсний процес одноступеневого стиснення

Дійсність процесу стиснення повітря в циліндрі компресора полягає в урахуванні впливу шкідливого простору, втрат енергії на відкриття і закриття клапанів, вологості повітря та нещільностей.

Шкідливим вважається простір між поршнем у крайньому його положенні нагнітання та кришкою циліндра, а також простір клапанних пластин.

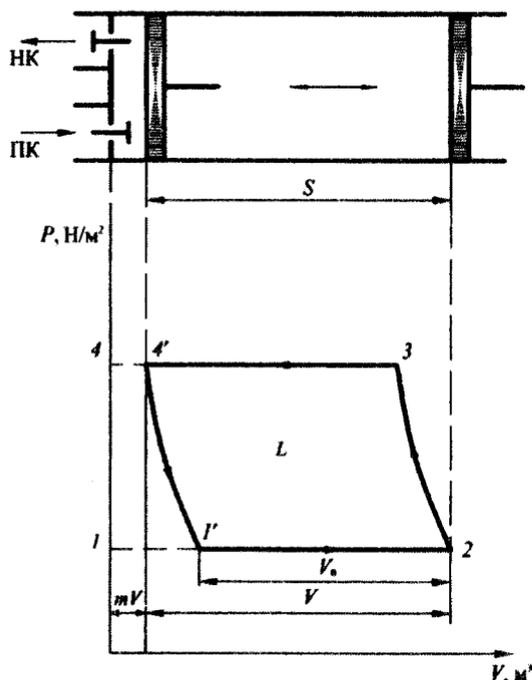


Рис. 18.3. Діаграма одноступеневого стиснення із врахуванням дії шкідливого простору: ПК, НК – підвідний та нагнітальний клапани

Після закінчення процесу нагнітання в шкідливому просторі циліндра залишається частина стисненого повітря, яке під час зворотного всмоктувального ходу поршня протидіє входу в циліндр атмосферного повітря.

Діаграму роботи компресора із врахуванням дії шкідливого простору показано на рис. 18.3. Геометричний об'єм циліндра, що забезпечується ходом поршня S , позначено через V , а шкідливий простір між кришкою циліндра і поршнем в крайньому лівому його положенні нагнітання – як частку mV .

Процес нагнітання, що відповідає лінії 3–4, через шкідливий простір фактично завершується в точці 4'. Із подальшим зворотним ходом поршня об'єм стисненого повітря mV , що залишився в циліндрі, розширюється; цей процес зображено політропою 4'–1'. Наступний цикл

усмокування атмосферного повітря при цьому настає не в точці I , а в точці I' , що призводить до зменшення об'єму повітря всмокування до величини V_0 , меншої від фактичного об'єму циліндра V . Зменшення об'єму повітря, що засмоктує компресор, ураховується об'ємним коефіцієнтом компресора:

$$\lambda_0 = V_0 / V. \quad (18.1)$$

Значення об'ємного коефіцієнта компресора λ_0 залежить від відносної величини шкідливого простору m , ступеня стиснення повітря ϵ та показника політропи n :

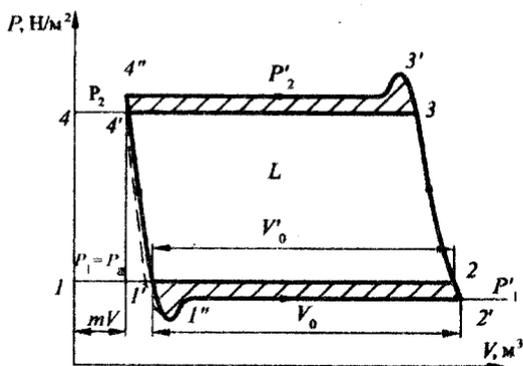
$$\lambda_0 = 1 - m \left(\epsilon^n - 1 \right), \quad (18.2)$$

де $\epsilon = \frac{P_2}{P_1}$ — ступінь стиснення повітря.

Втрата енергії на відкриття та закриття клапанів полягає в необхідності подолання протидії пружин клапанів і тертя спокою, а також опору проходження повітря через фільтр та інерції повітря. Тому фактично процес всмокування відбувається за тиску P'_1 , який нижчий від атмосферного P_a , а процес нагнітання — за P'_2 , що вищий від тиску в нагнітальному патрубку. Ці процеси зображено у вигляді діаграми, показаної на рис. 18.4, на якому втрати енергії позначено заштрихованими площами. В результаті об'єм повітря, що всмоктується компресором, зменшується до величини V'_0 . При цьому зниження продуктивності компресора через зниження тиску всмокування та підвищення тиску нагнітання оцінюється коефіцієнтом

$$\lambda_1 = \frac{V'_0}{V_0}.$$

Крім зниження корисної продуктивності компресора, відбувається підвищення ступеня стиснення повітря



$$\varepsilon' = \frac{P_2'}{P_1'} \quad (18.3)$$

і, як наслідок, погіршення питомих енергопоказників через збільшення роботи стиснення (площа $1''-2'-3'-4''$) у разі одночасного зменшення продуктивності.

Рис. 18.4. Діаграма дійсного одноступеневого стиснення (індикаторна діаграма)

18.3. Фактори обмеження ступеня стиснення

Обмежувальними факторами ступеня стиснення є шкідливий простір і температура нагрівання повітря.

Зі збільшенням ступеня стиснення зменшується продуктивність компресора, тобто частка повітря V_0 , що всмоктується на кожному циклі роботи, зменшується об'ємний коефіцієнт продуктивності компресора λ_0 (рис. 18.5). Гранничний ступінь стиснення настає, якщо $\lambda_0 = 0$, тобто компресор зовсім не всмоктує повітря з атмосфери $V_0 = 0$ і не нагнітає $V_2 = 0$ за граничного тиску P_2'' .

На цій підставі, прирівнявши рівняння (18.2) до нуля, отримаємо

$$1 - m \left(\frac{1}{\varepsilon''} - 1 \right) = 0. \quad (18.4)$$

Із рівняння (18.4) можна визначити гранично можливий ступінь стиснення

$$\epsilon_{\text{гр}} = \left(\frac{1}{m} + 1 \right)^n. \quad (18.5)$$

Так, у разі ізотермічного стиснення ($n=1$), якщо $m=0,05$, то граничний ступінь стиснення згідно з виразом (18.5) складе 21, за адиабатного процесу ($n=k=1,4$) – відповідно 71, а за політропного процесу $\epsilon_{\text{гр}}$ займе проміжне значення:

$$\epsilon_{\text{гр}} = 21 \dots 71. \quad (18.6)$$

Другий обмежувальний фактор ступеня стиснення – температура нагрівання повітря під час його стиснення

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (18.7)$$

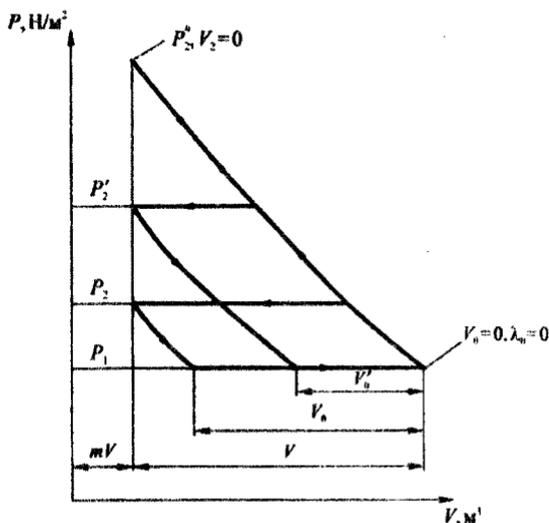


Рис. 18.5. Діаграма граничного ступеня стиснення

При цьому обмеженням є температура горіння парів оливи, що змащує циліндр компресора, яка для стандартних олив становить 491 К. Відповідно температура повітря в циліндрі компресора обмежується до 450 К.

Граничне значення ступеня стиснення з умов обмеження температури повітря в циліндрі визначають із рівняння (18.7):

$$\epsilon_{\text{гр}} = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_{2\text{гр}}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

Наприклад, за адіабатного стиснення ($n = k = 1,4$) і початкової температури $T_1 = 300 \text{ K}$ граничне значення ступеня стиснення

$$\epsilon_{\text{гр}} = \left(\frac{450}{300} \right)^{3,5} = 4,22. \quad (18.8)$$

Як видно із порівняння рівнянь (18.6) і (18.8), більш жорсткі обмеження ступеня стиснення зумовлюють можливі температурні режими. У реальних конструкціях компресорів ступінь стиснення не перевищує 3...3,5.

18.4. Дво- та багатоступеневе стиснення

Оскільки ступінь стиснення одного ступеня компресора обмежений, а вихідний тиск при цьому недостатній для більшості споживачів пневмоенергії, то застосовують дво- та багатоступеневе стиснення. При цьому передбачається можливість охолодження стисненого повітря в проміжному холодильнику (після першого циліндра) та в кінцевому холодильнику на виході компресора, що дає змогу, крім підвищення тиску, ще й знизити температуру стисненого повітря, підвищити об'ємний коефіцієнт λ_0 та питомі енергетичні показники компресора.

Діаграму двоступеневого стиснення показано на рис. 18.6. За першого ступеня повітря стискається від вхідного тиску P_1 до проміжного тиску P_x (лінія 2-3) за політропним законом. Після стиснення на першому ступені повітря надходить у проміжний холодильник; процес охолодження відображено лінією 3-4. Точка 4 лежить на ізотермі $2-3'$ $T_1 = \text{const}$. Від точки 4 продовжується процес стиснення в другому ступені за політропою 4-5. Повний процес стиснення і проміжного охолодження здійснюється по ламаній лінії 2-3-4-5. Без проміжного охолодження процес здійснювався б по лінії 2-3''.

Заштрихована площа $3-4-5-3''$ являє собою економію роботи компресора двоступеневого стиснення за наявності проміжного охолодження.

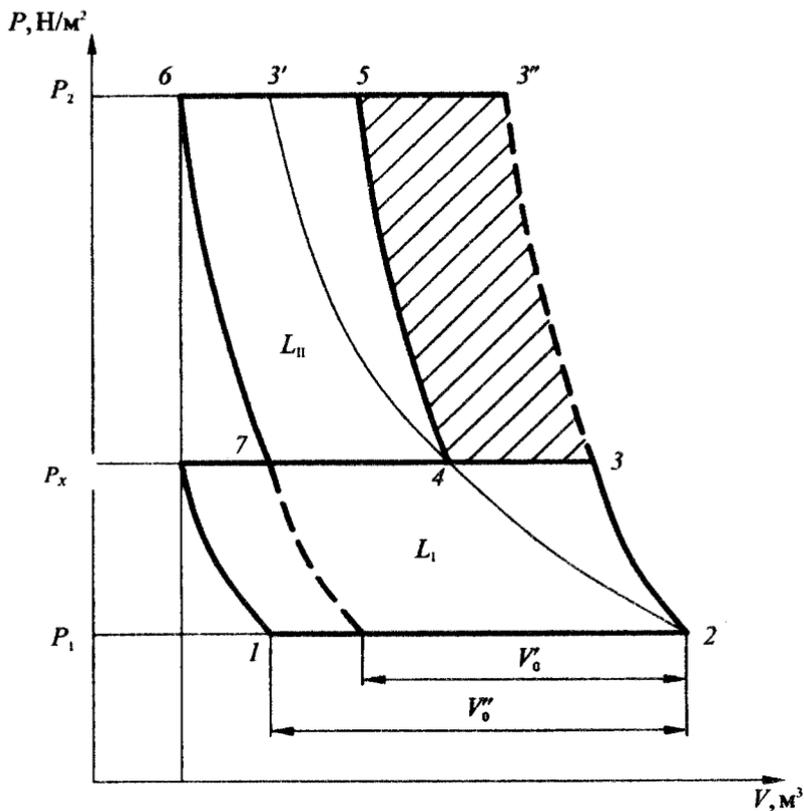


Рис. 18.6. Діаграма двоступеневого стиснення

Таким чином, актуальним завданням є визначення проміжного тиску P_x , за якого повна робота компресора мінімізується. Робота першого ступеня компресора в разі політропного стиснення 1 кг повітря становить (Дж/кг)

$$L_1 = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (18.9)$$

Робота другого ступеня

$$L_{II} = \frac{n}{n-1} P_x V_x \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (18.10)$$

Точки 2 і 4 лежать на ізотермі $T_1 = \text{const}$ ($PV = \text{const}$), тоді $P_1 V_1 = P_x V_x$, а сумарна робота компресора

$$L = L_1 + L_{II} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right], \quad (18.11)$$

Для заданих значень P_1, P_2, V_1, n величина L є функцією тільки від P_x :

$$L = f(P_x). \quad (18.12)$$

Для визначення мінімального значення сумарної роботи (18.11) слід дослідити функцію (18.12) на екстремум. Тоді

$$P_x = \sqrt{P_1 P_2}. \quad (18.13)$$

Вираз (18.13) можна подати у вигляді

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}, \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_x}{P_1} \frac{P_2}{P_x}. \quad (18.14)$$

Якщо врахувати визначення ступеня стиснення повітря (18.3), то ступені стиснення на першому ϵ_1 і другому ϵ_2 ступенях та загальний ступінь стиснення компресора ϵ становитимуть

$$\varepsilon_1 = \frac{P_x}{P_1}, \quad \varepsilon_2 = \frac{P_2}{P_x}, \quad \varepsilon = \frac{P_2}{P_1}. \quad (18.15)$$

Із врахуванням виразів (18.14), (18.15) отримаємо

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2, \quad \varepsilon = \varepsilon_1 \varepsilon_2 = \varepsilon_1^2 = \varepsilon_2^2, \quad (18.16)$$

або

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon}. \quad (18.17)$$

Таким чином, мінімальна робота стиснення двоступеневого компресора (18.11) досягається за умови рівності ступенів стиснення ε_1 і ε_2 на кожному ступені компресора. Аналогічно до виразу (18.17) для кількості ступенів z за багатоступеневого стиснення отримаємо:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_z = \sqrt[z]{\varepsilon}; \quad \varepsilon = \varepsilon_1^z.$$

Як наслідок, із рівнянь (18.9) і (18.10) та із врахуванням (18.14) і (18.16) мінімальна загальна робота стиснення компресора (18.11) досягається в разі рівності робіт стиснення на кожному ступені компресора

$$L_1 = L_{II}, \quad L = 2L_1 = 2L_{II}.$$

18.5. Основні параметри компресорів

Основними параметрами, що характеризують роботу компресора, є: об'ємна продуктивність Q_V ($\text{м}^3/\text{с}$, або $\text{м}^3/\text{хв}$), яку зведено до умов всмоктування; початковий P_1 та кінцевий P_2 тиски стиснення (Па, кПа, МПа); початкова T_1 та кінцева T_2 температури стиснення (К); потужність N (Вт, кВт) та ККД компресора.

Найчастіше в геотехнічних виробництвах застосовують компресори: двоступеневі поршневі продуктивністю 10, 20, 30, 50, 100 $\text{м}^3/\text{хв}$; від-

центрові – 115, 250, 500 м³/хв; гвинтові – 5, 12,5, 25 м³/хв та осьові турбокомпресори.

Продуктивність поршневого компресора (м³/хв), зведену до умов всмоктування, можна визначати за розмірами його циліндра першого ступеня стиснення

$$V = \lambda_0 \lambda_1 \frac{\pi D^2}{4} S n, \quad (18.18)$$

де D , S – діаметр та хід поршня (м); кількість обертів приводного двигуна (об/хв).

Теоретична потужність (кВт) компресора

$$N_T = \frac{V}{60} \cdot \frac{L_{із} + L_{ад}}{2} \cdot \frac{1}{102}$$

Потужність на валу компресора

$$N_B = N_T / \eta_i \eta_m,$$

де η_i – ККД індикаторної діаграми ($\eta_i = 0,85 \dots 0,9$); η_m – механічний ККД ($\eta_m = 0,8 \dots 0,9$).

18.6. Регулювання продуктивності

Регулювати продуктивність компресорів необхідно в зв'язку зі змінними витратами стисненого повітря в пневматичній мережі. Невідповідність виробництва об'єму стисненого повітря його потребам з боку пневмоприймачів призводить до падіння або збільшення тиску в пневматичній мережі, що небажано. Регулювання полягає у зведенні продуктивності компресора до витрат стисненого повітря, завдяки чому підтримується заданий тиск у пневматичній мережі.

Регулювання відтискання підвідних клапанів. Підвідний клапан

циліндра поршневого компресора протягом циклу роботи відкритий на етапі фази всмоктування повітря і закритий на етапах фаз стиснення повітря в циліндрі та його виштовхування через напірний клапан (див. рис. 18.3) у пневматичну мережу. Якщо підвідний клапан примусово відкривати частково на початку фази стиснення, то частина повітря із циліндра викидається в атмосферу, зменшуючи продуктивність компресора. Відтискати клапани можна вручну – для розвантаження компресора і полегшення його запуску, або автоматично – для регулювання продуктивності компресора в функції тиску повітря в пневматичній. При цьому продуктивність компресора регулюється за допомогою автоматичного регулятора, що складається з датчика тиску повітря та пристрою відтискання пластин підвідного клапана.

У двоступеневому компресорі відтискаються пластини клапанів обох ступенів стиснення, при цьому із циліндра другого ступеня стиснення повітря виштовхується в проміжний холодильник.

Для удосконалення процесу регулювання продуктивності поршневого компресора відтисканням підвідного клапана розроблено електродинамічні всмоктувальні клапани, керування якими здійснюється періодичним поданням струму за допомогою реле тиску, чим забезпечується будь-яка середня продуктивність компресора від нуля до 100 %. Такий спосіб регулювання технічно простий і економічний, оскільки на повітря, що виштовхується відтисканням клапана, не витрачається енергія стиснення.

Регулювання додаткового шкідливого простору циліндра. Природний шкідливий простір mV призводить до зменшення продуктивності компресора порівняно з його теоретичним значенням згідно з рівняннями (18.1) та (18.18). Якщо в циліндрі компресора передбачити додатковий шкідливий простір V_d , який до робочого об'єму циліндра приєднується допоміжним клапаном, що вводиться в дію реле тиску, то можна зменшити фактичну продуктивність компресора.

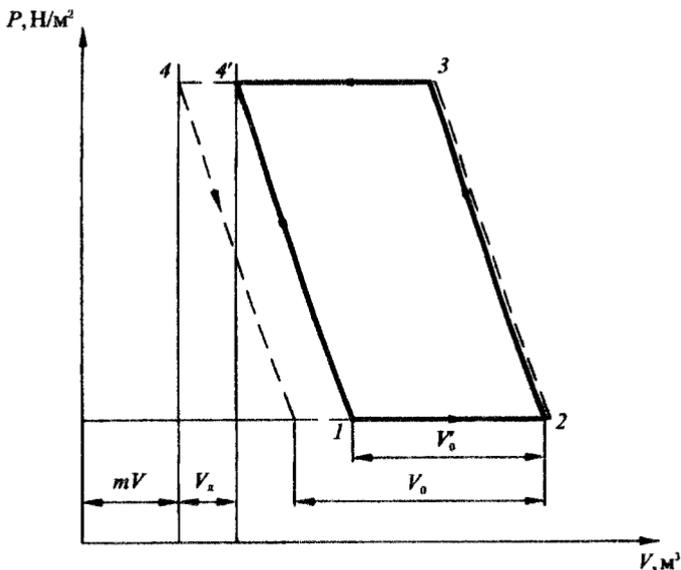


Рис. 18.7. Діаграма регулювання додаткового шкідливого простору

Фізично регулювання компресора пояснюється діаграмою, показаною на рис. 18.7, на якому пунктирною лінією зображено природний цикл $1-2-3-4$ з продуктивністю компресора за цикл V_0 та цикл роботи циліндра $1'-2-3-4'$ у разі включення додаткового шкідливого простору V_x , що призводить до зменшення продуктивності до значення V'_0 .

Об'ємний коефіцієнт компресора (18.1) зменшується

$$\lambda_0 = V_0/V, \quad \lambda'_0 = V'_0/V, \quad (18.19)$$

що призводить до зменшення продуктивності компресора (18.18).

У результаті зменшення продуктивності компресора тиск у пневмережі знижується, реле тиску через допоміжний клапан від'єднує від робочого об'єму циліндра додатковий шкідливий простір V_d , що зумовлює збільшення продуктивності. Таким чином, завдяки періодичному додатковому шкідливому простору регулюється середнє значення про-

дуктивності компресора в функції підтримання заданого значення тиску в пневматичній мережі. Такий спосіб регулювання технічно простий і відносно економічний.

Регулювання дроселювання всмоктування. Пристроєм регулювання може бути засувка, розміщена перед підвідним клапаном циліндра компресора. Зменшення прохідного перерізу дроселя (засувки) збільшує його опір руху повітря і відповідно знижує тиск повітря на вході в циліндр. Чим більше дроселювання, тим нижче розташовані лінії всмоктування на індикаторній діаграмі (рис. 18.8). При цьому лінія нагнітання не змінюється, унаслідок чого збільшується ступінь стиснення ϵ і відповідно підвищується температура наприкінці стиснення T_2 , а також питомі енерговитрати. Цей спосіб регулювання має обмежене застосування через недопустиме підвищення температури.

Регулювання зміни швидкості обертання приводного двигуна. За цього способу регулювання конструкція компресора не обмежується додатковими пристроями регулювання, а зменшення швидкості обертання і відповідно продуктивності компресора (18.18) сприяє зменшенню тертя в рухомих частинах компресора, зниженню швидкості руху повітря в клапанах і втрат тиску, поліпшується охолодження повітря, що в кінцевому підсумку приводить до зменшення площі індикаторної діаграми одного оберту, енерговитрат та питомих

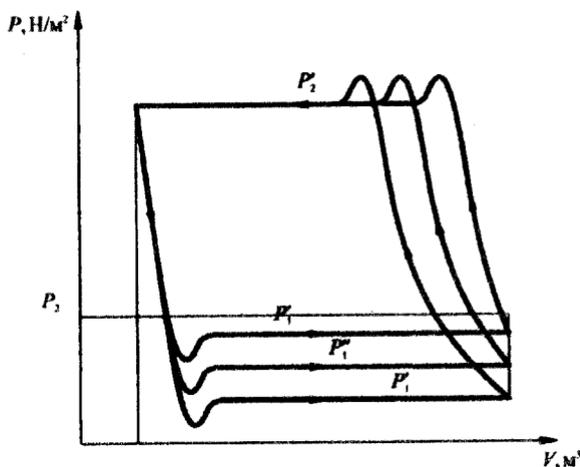


Рис. 18.8. Регулювання дроселювання

енерговитрат. Більше того, регулювання здійснюється без змін ступеня стиснення ε і температури, що дає змогу провадити регулювання в самих широких межах. Тому цей спосіб регулювання найбільш економічний, хоча передбачає застосування більш дорогого регульованого привідного двигуна.

Регулювання почергового та короткочасного ввімкнення компресорної установки. Спосіб передбачає зупинку компресорної установки на декілька хвилин відключенням приводного двигуна, або від'єднанням муфтою вала компресора від електродвигуна. При цьому використовують об'ємні акумуляційні можливості пневматичної мережі, повітрязбирачів, кінцевого холодильника для тимчасового згладжування коливань тиску в пневматичній мережі за ввімкненого і вимкненого станів компресора.

Спосіб найбільш економічний у разі регулювання продуктивності компресора в межах 0...100 %, але рекомендується для застосування в компресорних установках малої потужності із врахуванням шкідливості динамічних навантажень у пускових режимах двигуна при розгоні великих махових мас.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Скільки ступенів поршневого компресора потрібно для створення тиску 9 МПа, якщо ступінь стиснення повітря одноступеневого стиснення дорівнює трьом?*
- 2. Які переваги багатоступеневого стиснення?*
- 3. Які застосовують способи плавного регулювання поршневих компресорів?*
- 4. Чому для регулювання поршневих компресорів застосовують дроселювання лише на лінії всмоктування?*

19. Різновиди та конструкції компресорів

19.1. Різновиди компресорів

За конструктивним улаштуванням робочих органів розрізняють компресори: поршневі, лопатні (турбокомпресори), гвинтові, ротаційні та ін.

За способом стиснення газового середовища компресори підрозділяють на дві групи:

- об'ємного стиснення (поршневі, гвинтові, ротаційні);
- кінетичного стиснення (турбокомпресори – відцентрові та осьові).

За значенням створюваного тиску розрізняють компресори:

- низького тиску (0,3...1,0 МПа);
- середнього тиску (1,0...10,0 МПа);
- високого тиску (10...250 МПа).

У геотехнічних виробництвах переважно використовують компресори низького та середнього тисків.

19.2. Конструкція поршневих компресорів

У геотехнічних виробництвах як поршневі застосовують повітряні кутові компресори типу П (302ВП-10/8, 202ВП-20/8, 305ВП-30/8) та повітряні багаторядні компресори з горизонтальним розташуванням циліндрів типу М (4М10-100/8, 2М10-50/8). Умовне позначення компресорів: ВП – повітряний прямокутний, М – багаторядна база, після навісної вказано дані продуктивності (чисельник) і тиску (знаменник).

Загальний вигляд компресора 305ВП-30/8 показано на рис. 19.1. Компресор змонтовано на рамі 1. Головні елементи: вертикальний 7 та горизонтальний 10 циліндри, у яких рухаються поршні 8 та 11. Привід поршнів здійснюється через крейцкопфи 2, 3 і шатуни 4, 5 від колінчас-

того вала 6. Циліндри 7, 10 між собою сполучаються через проміжний холодильник 13.

Поршневі компресори типу ВП та М набули найбільшого застосування в гірничодобувній промисловості, частково для спорудження міських підземних споруд, у метробудуванні.

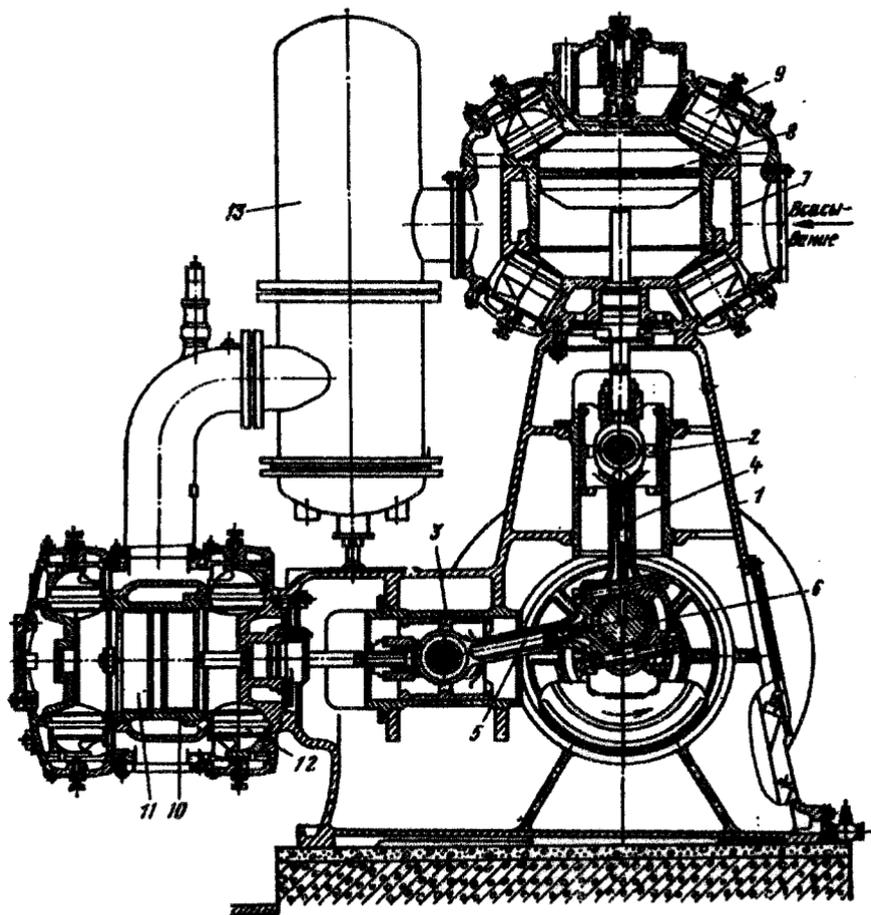


Рис. 19.1. Загальний вигляд компресора 305ВП-30/8: 1 – рама; 2, 3 – крейцкопфи; 4, 5 – шатуни; 6 – колінчатий вал; 7, 10 – вертикальний та горизонтальний циліндри; 8, 11 – поршни; 9, 12 – клапани; 13 – проміжний холодильник

19.3. Відцентрові компресори

За принципом дії відцентрові компресори не відрізняються від відцентрових вентиляторів і насосів, належать до класу лопастних машин і на них поширюються всі положення загальної теорії турбомашин. Стиснення повітря у відцентрових компресорах досягається аеродинамічними силами взаємодії робочого колеса з потоком повітря. Оскільки ступінь стиснення в одному робочому колесі невеликий, то застосовують багатоступеневе стиснення. У міру підвищення тиску від ступеня до ступеня підвищується температура повітря та зменшується його об'єм. Тому ширина і діаметр наступних коліс відцентрового компресора зменшуються.

Температура стисненого повітря підвищується не тільки в результаті процесу стиснення під дією робочого колеса, але і внаслідок наступного проходження повітря через дифузор, де кінетична енергія потоку перетворюється в потенціальну енергію тиску. При цьому додатково підвищується температура стисненого повітря. Тому наявність пристроїв для охолодження стисненого повітря є однією з конструктивних відмінностей відцентрових компресорів від аналогічних вентиляторів і насосів.

Для охолодження компресорів можна застосовувати такі способи:

- внутрішнє охолодження;
- зовнішнє охолодження;
- комбіноване або змішане охолодження.

Внутрішнє охолодження проводять поданням води в порожнину компресора, що призводить до ускладнення конструкції компресора. Спосіб дорогий і водночас малоефективний.

Зовнішнє охолодження здійснюють у винесених проміжних холодильниках після кожної секції компресора, що включає декілька робочих коліс.

Змішаного охолодження досягають комбінацією перших двох спо-

собів. Спосіб конструктивно складний і дорогий, але найбільш ефективний.

У геотехнічних виробництвах застосовують відцентрові турбокомпресори типу К (К-500-61-1, К250-61-2) і типу ЦК (ЦК-135/8, ЦК-115/9).

Загальний вигляд компресора К-500-61-1 показано на рис. 19.2. Компресори цього типу мають шість ступенів стиснення, їх робочі колеса 1 об'єднані в три секції. За допомогою діафрагми 6 внутрішня камера корпусу розділяється на ступені тиску. Кожну діафрагму обладнано канальним дифузorzом і зворотним напрямним апаратом. Осьове зусилля, що діє на робочі колеса ротора, зрівноважується тиском стисненого повітря на розвантажувальний поршень (думіс) 7, який закріплено на валу 2. Незрівноважена частина осьового зусилля сприймається упорним підшипником 3.

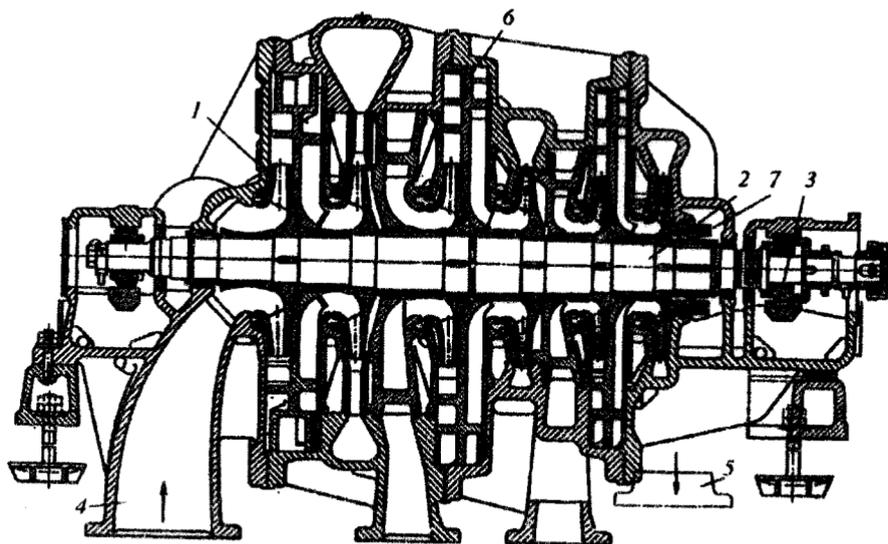


Рис. 19.2. Поздовжній розріз компресора К-500-61-1:

1 – робочі колеса; 2 – вал ротора; 3 – підшипники; 4 і 5 – відповідно підвідний і напірний патрубки; 6 – діафрагма; 7 – думіс

Корпус компресора К-500-61-1 виконано з горизонтальними і вертикальними рознімами. Компресор облаштовано примусовою системою змащення та автоматичним пристроєм регулювання продуктивності за допомогою засувки в підвідному трубопроводі, а також регулятором протипомпажного захисту, який забезпечує автоматичний випуск в атмосферу надлишкової кількості повітря.

Компресори типу ЦК конструктивно влаштовано аналогічно і відрізняються передатним числом редуктора.

У компресорах типів К і ЦК застосовують одноступеневі редуктори для підвищення частоти їх обертання до 800...900 рад/с з підшипниками ковзання.

У проміжних холодильниках відцентрових компресорів стиснене повітря охолоджується його перепусканням через пучки трубок міжтрубного простору холодильника, по яких циркулює охолоджувальна вода.

Переваги відцентрових турбокомпресорів порівняно з поршневиими: надійність роботи, зумовлена відсутністю клапанів; рівномірність і безперервність подавання стисненого повітря, завдяки чому немає потреби застосовувати повітрозбирачі; у стисненому повітрі немає продуктів мастила, як у поршневих компресорах; безінерційність зусиль, що дозволяє влаштовувати більш легкі фундаменти; швидкохідність, що забезпечує більшу компактність установки однакової продуктивності.

19.4. Ротаційні компресори

До ротаційних належать компресорні машини з коловим рухом поршня, а робочим органом є один або два ротори. Процес стиснення в таких компресорах відбувається в замкнутому об'ємі, що безперервно зменшується і міститься між ротором і корпусом, або між двома роторами. Ротаційні компресори належать до машин об'ємної дії і за принципом стиснення не відрізняються від поршневих.

Серед ротаційних розрізняють гвинтові компресори, ротаційно-пластинчасті, водокільцеві та двороторні.

Переваги ротаційних компресорів полягають у їх швидкохідності й конструктивній компактності за відносно високих продуктивностей, відсутності робочих клапанів, рівномірності подачі та динамічної зрівноваженості. У зв'язку з цим ротаційні компресори часто застосовують у геотехнічних виробництвах як пересувні установки.

Недоліки полягають у більш низьких ККД та високій вартості через високий клас точності оброблення профілів гвинтів.

Серед гвинтових компресорів розрізняють два їх підтипи: сухого стиснення і маслonaповнені, де масло використовується як охолоджувальна та ущільнювальна рідини між робочими органами з наступною його сепарацією зі стисненого повітря.

Гвинтові компресори (рис. 19.3) належать до класу машин об'ємної дії, у яких повітря стискається за рахунок зменшення його об'єму в робочій порожнині, що створюється зубцями і впадинами двох паралельно розміщених гвинтів-роторів 2 і 3. Повітря із підвідного патрубка надходить у гвинтові канали між роторами 2, 3 і корпусом 1. Після повороту роторів на деякий кут цей об'єм повітря ізолюється від підвідного патрубка і в наступному повороті стискається з поступовим заповненням зубцями одного ротора впадин другого. При цьому стиснення здійснюється до підходу рухомого об'єму порожнин до вікна нагнітання з подальшим виштовхуванням стисненого повітря в пневматичну мережу.

Ротори 2 і 3 мають різну кількість зубців (чотири – на ведучому і шість – на веденому). Частота обертання ротора 2 в півтора рази більша від частоти обертання ротора 3. Ротор 2 має випуклі зубці, а ротор 3 – ввігнуті. Між роторами 2 і 3 забезпечується жорсткий кінематичний зв'язок через зубчасті шестерні 6.

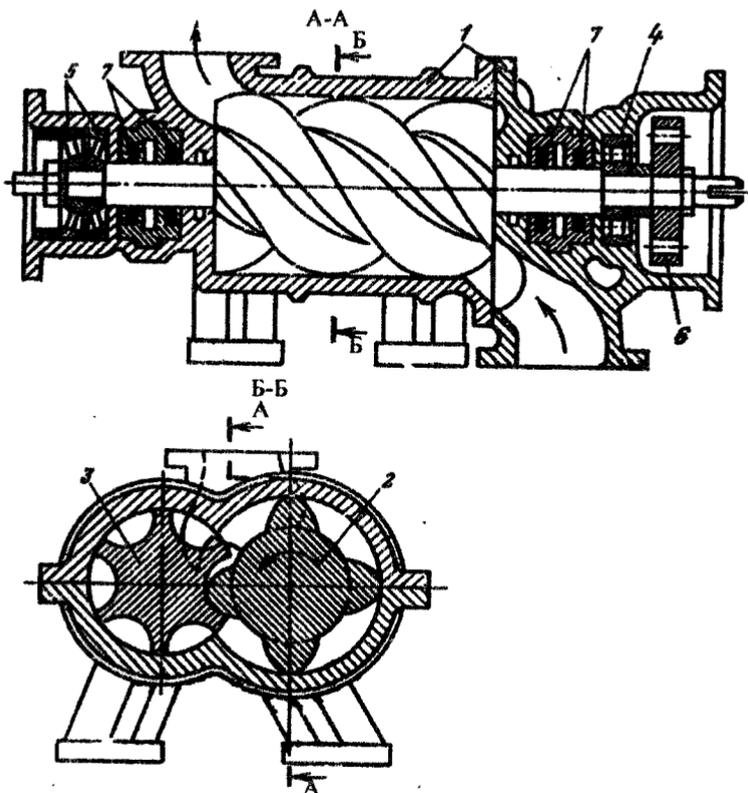


Рис. 19.3. Схема гвинтового компресора:

1 – корпус; 2 – ведучий ротор; 3 – ведений ротор; 4, 5 – підшипники ротора;
6 – шестірня; 7 – ущільнення

Робочий процес стиснення в гвинтовому компресорі тотожний поршневому (усмоктування, стиснення і нагнітання) і аналогічний теоретичній діаграмі (див. рис. 18.2) без шкідливого простору. Особливість полягає в тому, що тиск на виході компресора постійний і не залежить від тиску стисненого повітря в пневматичній мережі. Крім того, процес стиснення за високих обертів роторів відбувається за короткий проміжок часу (менший за 0,01 с), і теплообміну між стінками компресора та стис-

нением повітрям майже не відбувається. Тому процес стиснення в сухих компресорах є адіабатним, але з урахуванням теплоти тертя – політропним з показником політропи $n = 1,4 \dots 1,6$. Для маслонаповнених компресорів показник політропи знижується: $n = 1,1 \dots 1,4$.

Найбільш економічно виправданий ступінь підвищення тиску становить $\varepsilon = 4 \dots 5$, при цьому стиснене повітря охолоджується у винесених кінцевих холодильниках.

У геотехнічних виробництвах набули поширення пересувні установки 6ВКМ-25/8, 6ВК-13/8, ЗНФ-ШВ-5.

Маса гвинтових компресорів у 10–15 разів менша за масу поршневих і в 3–4 рази менша від маси відцентрових за однакової продуктивності.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Які переваги і недоліки поршневих компресорів?*
- 2. Які переваги і недоліки відцентрових компресорів?*
- 3. Які переваги і недоліки ротаційних компресорів?*

20. Допоміжне обладнання компресорних станцій

До допоміжного обладнання компресорних станцій належать системи охолодження та змащування, фільтри очищення повітря, повітрозбирачі (ресивери), шумозахисні пристрої та ін.

20.1. Система охолодження

Для охолодження компресорів потрібно в середньому води:

– поршневих компресорів середньої і великої продуктивності – 10...28 м³/год;

– турбокомпресорів – 120...300 м³/год.

Орієнтовно необхідна подача охолодженої води становить 3,5...5 м³/год на продуктивність 1000 м³/год повітря, що підводиться до компресора.

Систему охолодження стаціонарних компресорів виконують циркуляційною, з багаторазовим використанням охолоджувальної води, і може бути розімкненою або замкненою. У разі розімкненої системи охолодження (рис. 20.1) вода після проходження через частини компресорної установки 7, що охолоджуються (проміжні та кінцевий холодильники, рубашки циліндрів), вільно стікає через зливні воронки 8 до баку гарячої води 2. З баку 2 вода подається насосом 6 через розприскувач 4 у градирню 3 для охолодження. Охолодження здійснюється вільним падінням краплин

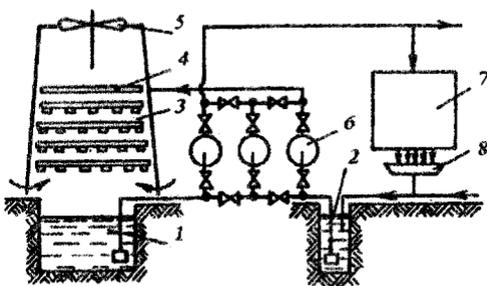


Рис. 20.1. Схема розімкненої системи охолодження компресорної установки:
1 – бак холодної води; 2 – бак гарячої води;
3 – градирня; 4 – розприскувач;
5 – вентилятор; 6 – насос; 7 – компресор;
8 – зливна воронка

води в потоці повітря, що рухається зустрічно (знизу–вверх) природною тягою або під дією вентиляторної установки 5. Охолоджена вода збирається в бак холодної води 1, звідки насосом подається на технологічне обладнання охолодження компресора 7.

Система охолодження включає декілька градирень, вентилятор кожної градирні має декілька ступенів регулювання швидкості обертів, що забезпечує можливість регулювання інтенсивності охолодження за енергетичним критеріями (температурою і швидкістю циркуляції води) залежно від температури навколишнього середовища та змінних потреб у виробі стисненого повітря. При цьому охолодження стисливого повітря на кожні 3 °C призводить до зниження питомих енерговитрат стиснення на 1 %.

У разі замкненої системи охолодження охолоджена вода під напором насоса проходить через систему охолодження компресора і далі по трубопроводу під тим же напором подається в градирню або ж у бризкальний басейн.

Для компресорних станцій з витратами охолоджувальної води до 150 м³/год застосовують: якщо система охолодження відкрита, – не менше трьох насосів (для холодної і теплої води та резервний, рис. 20.1), якщо замкнена, – два насоси (для холодної води і резервний). У разі більшої потреби в охолодженій воді для потужних компресорних станцій, особливо для турбокомпресорів, передбачається індивідуальне обслуговування кожного компресора циркуляційним насосом охолодження і резервом в цілому на компресорну станцію.

Для охолодження води застосовують градирні та бризкальні басейни, за невеликої потужності можливе і повітряне охолодження. Вода, використовувана в системах охолодження, не повинна містити механічних укрплень понад 40 мг/л та мінеральних солей більше ніж 4 мг-екв/л для попередження накипу на теплообмінних поверхнях холодильників та зниження ККД компресора.

20.2. Система змащення

Для змащення компресорів застосовують компресорні оливи відповідно до рекомендацій заводів-виробників компресорів. Невиконання режимів змащення, неправильний вибір оливок призводить не тільки до передчасного зносу обладнання, а навіть може спричинити аварії (вибухи, пожежи).

Важливою характеристикою компресорних оливок є незмінність його властивостей за високих температур та мінімальних витрат оливок – до 1 г на 400...500 м² поверхні змащення.

Система змащення поршневих компресорів складається з двох підсистем змащення: механізму руху і циліндрів та сальників. Підсистема змащення механізму руху включає шестеренчастий насос, очисні фільтри, холодильник, маслозбирач і трубопроводи. Підсистема змащення циліндрів і сальників працює від лубрикаторів, кожний з яких подає оливу по окремому маслопроводу тільки в одну точку змащення.

У турбокомпресорах система змащення подає оливу до підшипників, зубчастих муфт, редукторів, а також до пристроїв захисту від пошкодження та регулювання продуктивності турбокомпресора. Олива подається пластинчастим насосом, що приводиться в рух від вала редуктора компресора. Крім насоса, до системи входять фільтри, охолоджувач, редукційні й запобіжні клапани та ін. Кількість оливи, що подається до окремих елементів змащення, регулюється дросельними шайбами, що встановлюються в відповідних маслопроводах.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який склад системи охолодження компресорної установки?
2. Який склад системи змащення поршневих компресорів?

21. Пневматичні мережі

Через пневматичну мережу транспортується і розподіляється пневматична енергія до споживачів стисненого повітря (пневмодвигунів, пневмомолотків, розчино-, бетононагнітачів та ін.). Пневматична мережа складається із сталевих труб, фасонних елементів (колін, переходів, трійників і т. ін.) та арматури. Головною складовою є сталеві труби: безшовні загального призначення, зварні та газові. Всі труби і арматура характеризуються діаметром умовного проходу, що відповідає внутрішньому діаметру (в міліметрах) по кінцях приєднання. Для пневмомереж застосовують труби з умовним проходом 80...500 мм.

Труби між собою та арматурою з'єднують фланцями. На магістральній частині пневмомережі встановлюють вологомасловідокремлювачі та компенсатори зміни довжини зі зміною температури. Для регулювання кількості стисненого повітря та ввімкнення – вимкнення споживачів у трубопроводах встановлюють арматуру: засувку, зворотні клапани.

Споживачі стисненого повітря сполучаються з магістральним металевим трубопроводом гнучкими резиновими шлангами діаметром 10...15 мм і довжиною не більшою за 20 м. Стиснене повітря, що надходить від поршневих компресорів, містить пари вологи і оливи, що запобігає корозії трубопроводів. У стисненому повітрі від турбокомпресорів немає парів оливи, а пари вологи, охолоджуючись у пневматичній мережі, конденсуються і спричиняють корозію трубопроводів. Тому такі трубопроводи потребують антикорозійних покриттів. Унаслідок конденсації вологи трубопроводи, що прокладаються на денній поверхні, потребують захисту від обмерзання.

Унаслідок нещільності з'єднань трубопроводу відбуваються втрати стисливого повітря, які не мають перевищувати 20%, а втрати тиску – не перевищувати 0,15...0,20 МН/м².

Проектування пневматичної мережі полягає в розробленні топології її схеми та визначенні діаметрів повітропроводів, виходячи із заданих утрат тиску на окремих ділянках мережі. При цьому задані втрати тиску визначають за умови забезпечення достатнього кінцевого тиску у споживача і загального нормативного падіння тиску не більше за $0,15 \dots 0,20 \text{ МН/м}^2$.

Така спрощена методика розрахунку пневматичних мереж передбачає можливість використання номограм (рис. 21.1), під час розрахунку яких передбачалось, що економічно і технічно доцільною є середня швидкість руху повітря в трубопроводах $6 \dots 8 \text{ м/с}$. Згідно з рис. 21.1 орієнтовно визначають діаметр трубопроводу і питомі втрати тиску.

Наступним етапом розрахунку є врахування стандартних значень діаметрів труб і визначення фактичних втрат тиску:

$$\Delta p = \frac{\xi l}{2d} \rho V_{\text{ср}}^2,$$

де ξ – коефіцієнт опору; l – довжина ділянки трубопроводу, м; ρ – густина стисненого повітря, кг/м^3 ; $V_{\text{ср}}$ – середня швидкість руху повітря в трубопроводі, м/с ($V_{\text{ср}} = 6 \dots 8 \text{ м/с}$).

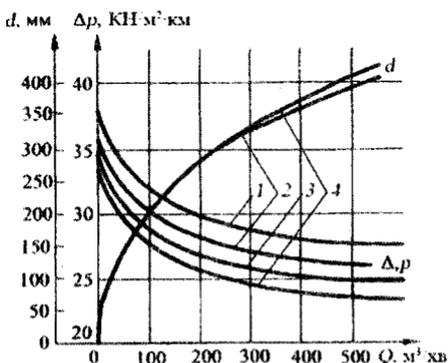


Рис. 21.1. Оптимальні втрати тиску Δp і діаметр трубопроводу d повітропровідної мережі: 1, 2, 3, 4 – за початкових тисків відповідно 0,4; 0,5; 0,6; 0,7 МПа

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Який склад пневматичної мережі?
2. Яку середню швидкість руху повітря в трубопроводах беруть для їх розрахунків?

22. Методика розрахунку пневматичної установки

Вихідними даними для проектування пневматичних установок є: кількість, технічні характеристики та розміщення споживачів стисненого повітря, графіки їх роботи по змінах. Головне завдання розрахунків – вибір компресорної станції і трубопровідної мережі.

Компресорну станцію вибирають, виходячи з вимог до її параметрів – продуктивності та тиску стисненого повітря.

Продуктивність компресорної станції V_k розраховують, виходячи з потреб у стисненому повітрі всіх споживачів пневматичної енергії $V_{сп}$, які працюють у зміну з найбільшими витратами повітря. При цьому слід ураховувати також і втрати стисненого повітря $V_{вт}$ у пневматичній мережі через її нещільності:

$$V_k = V_{сп} + V_{вт}.$$

Об'єм стисненого повітря, що споживається споживачами пневматичної енергії ($\text{м}^3/\text{хв}$),

$$V_{сп} = \sum_{i=1}^m g_i n_i k_i \psi,$$

де g_i – номінальні втрати повітря на один споживач відповідного типу; n_i – кількість споживачів повітря окремих типів; k_i – коефіцієнти одночасної роботи для кожної групи споживачів певного типу; ψ_i – коефіцієнти, що враховують збільшення витрат повітря споживачами внаслідок їх зносу; m – кількість типів споживачів стисненого повітря.

Утрати системного повітря в пневматичній мережі через її нещільність ($\text{м}^3/\text{хв}$)

$$V_{вт} = \frac{a}{60} \sum l,$$

де $a = 200 \dots 300 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{км}$ – нормативні питомі втрати повітря через

нешільності на 1 км пневматичної мережі за тиску $0,5 \text{ МН/м}^2$;
 Σl – загальна протяжність пневматичної мережі, км.

Необхідний тиск повітря на виході з компресора P_k визначається з умови забезпечення робочого тиску $P_{\text{сп}}$ у найбільш віддаленого споживача пневматичної енергії і допустимих утрат тиску ΔP_{max} мережі ($\text{м}^3/\text{хв}$):

$$P_k = P_{\text{сп}} + \Delta P_{\text{max}} = P_{\text{сп}} + \Delta p L,$$

де $\Delta p = 30 \dots 60 \text{ КН/м}^2 \cdot \text{км}$ – питомі втрати тиску на 1 км трубопроводу згідно з номограмою (рис. 21.1); L – відстань до найбільш віддаленого споживача, км.

Виконуючи розрахунки, слід орієнтовно керуватись, що за робочих тисків споживачів $P_{\text{сп}} = 0,5 \dots 0,65 \text{ МН/м}^2$, допустимі втрати тиску становлять $\Delta P_{\text{max}} = 0,15 \dots 0,20 \text{ МН/м}^2$.

За розрахунковими даними V_k , P_k вибирають тип компресора та їх кількість. При цьому передбачається доцільність застосування поршневих компресорів, якщо потрібна продуктивність становить близько $500 \text{ м}^3/\text{хв}$. У разі більших продуктивностей застосовують турбокомпресори. В експлуатації найбільш зручні два працюючі компресори, один з яких забезпечує потрібну продуктивність станції, і один – резервний.

Потужність на валу поршневого компресора (Вт)

$$N_k = \frac{V_k L_a - L_i}{60 \cdot 2\eta_i\eta_m},$$

де L_a , L_i – теоретична питома робота адиабатного й ізотермічного стиснення 1 м^3 атмосферного повітря до відповідного тиску p_2 , Дж/м^3 (за табл. 22.1); $\eta_i = 0,6 \dots 0,8$ – індикаторний ККД компресора, що враховує реальний процес стиснення повітря; $\eta_m = 0,9 \dots 0,95$ – ККД механічної передачі між компресором та електродвигуном.

Теоретична питома робота адіабатного та ізотермічного стиснення
1 м³ атмосферного повітря до відповідного вихідного тиску p , КДж/м³

Робота	Вихідний тиск p_2 , МН/м ²								
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
L_a	77	129	170	205	235	261	286	307	327
L_i	69	110	139	161	179	195	208	220	230

Потужність на валу турбокомпресора (Вт)

$$N_{\text{тк}} = \frac{2,303 p_1 V_{\text{к}} \lg \frac{p_2}{p_1}}{60 \eta_{\text{п.із}}},$$

де p_1, p_2 – тиск на вході та виході турбокомпресора відповідно; $\eta_{\text{п.із}}$ – повний ізотермічний ККД турбокомпресора, що враховує об'ємні й механічні втрати.

За розрахунковими даними потужності за каталогами вибирають електродвигун з урахуванням необхідної кількості обертів. Якщо потужність перевищує 100 кВт, рекомендується застосовувати синхронні двигуни.

Розрахунок пневматичної мережі зводиться до визначення діаметрів труб за заданими витратами тиску на окремих ділянках мережі згідно з номограмами на рис. 21.1 і визначення фактичних втрат напору за стандартних діаметрів труб.

Важливим технічним показником пневматичної установки є її ККД

$$\eta_{\text{п.у}} = \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{п.м}} \eta_{\text{п.л}}, \quad (22.1)$$

де $\eta_{\text{к.у}} = 0,45 \dots 0,6$ – повний ККД компресорної установки, що враховує ККД компресора і його приводного двигуна, а також витрати енергії в системі змащення компресорної установки; $\eta_{\text{п.м}} = 0,4 \dots 0,5$ – загальний ККД пневматичної мережі, який враховує втрати енергії внаслідок

нещільності мережі, теплообміну та гідравлічного опору; $\eta_{п.п} = 0,2...0,4$ – повний ККД пневмоприймачів.

Загальний ККД пневматичної установки $\eta_{п.у}$ (22.1) досить низький і становить $\eta_{п.у} = 0,06...0,10$.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Що є вихідною інформацією для проектування пневматичної установки?*
- 2. Як визначають і чому дорівнює загальний ККД пневматичної установки?*

23. Установки для кондиціювання повітря та утилізації низькопотенціальної теплової енергії

23.1. Установки для охолодження повітря

Серед машин та установок, які мають у своєму складі насоси, вентилятори, компресори, важливе місце займають кондиціонери завдяки широкому застосуванню і вагомому внеску цих машин у забезпечення нормальних умов життєдіяльності людей і їх виробничої діяльності. Під час спорудження і експлуатації геотехнічних виробництв (метрополітенів, шахт, тунелів і т. ін.) кондиціонери й установки на їх базі забезпечують охолодження повітря, яке нагрівається, зокрема зі збільшенням глибини проведення робіт. Причини цього такі:

- 1) стиснення повітря під дією власної ваги (приблизно $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ на 100 м глибини);
- 2) збільшення температури гірничих порід залежно від глибини;
- 3) процеси окиснення у вугіллі, породі, матеріалах у процесі роботи машин та механізмів, життєдіяльності людей.

Останні два чинники забезпечують три чверті тепловиділення в шахті. Якщо глибини менші за 700 ... 800 м, нормальний рівень температури, що не перевищує $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ за швидкості повітря $0,25\text{...}2\text{ м/с}$, можна забезпечити гірничотехнічними заходами: інтенсифікацією вентиляції та раціоналізацією схеми розкриття. За більших глибин виникає нагальна потреба у застосуванні установок для кондиціювання (охолодження) повітря.

Під час охолодження повітря зайве тепло забирається від нього та передається середовищу, яке видаляє тепло з робочої зони. Основним елементом системи, яка забезпечує цю операцію, є холодильна машина. Вона споживає механічну енергію і використовує її для перенесення теплової енергії від резервуара з низьким тепловим потенціалом (темпера-

турою) до резервуара з високим тепловим потенціалом. Завдяки створенню різниці температур проходить інтенсивний теплообмін у теплообміннику (повітроохолоднику) між середовищем, яке охолоджується (повітрям), і проміжним середовищем (холодоносієм із низьким тепловим потенціалом), а потім, після нагрівання холодоносія, – між ним і низькотемпературним резервуаром холодильної машини, з її робочим тілом – холодоагентом. Після того, як холодоагент забере тепло від холодоносія, холодильна машина виконує теплоперенесення завдяки збільшенню теплового потенціалу холодоагенту й інтенсивному теплообміну між ним і середовищем, яке поглинає зайве тепло (охолоджувальна, конденсаторна вода). Таким чином, *до складу установки охолодження повітря* входять: *холодильна машина* з теплообмінником для скиду зайвого тепла, *повітроохолоджувач* і *система циркуляції холодоносія*.

Вид речовини, яку використовують як *холодоносій*, залежить від температури його охолодження в теплообміннику (випаровувачі) між ним та холодоагентом з низькою температурою. За температури охолодження понад 7 °C використовують воду, якщо температура охолодження нижча – розчин хлористого кальцію, або повареної солі (концентрація така, щоб температура замерзання була нижчою від температури охолодження на 10° C).

Повітроохолодники застосовують сухі (повітря охолоджується за контакту з холодними трубами) і вогкі (зрошувальні), форсункові (повітря охолоджується, проходячи крізь водяну завісу з холодоносія).

Якщо застосовують *стаціонарні холодильні машини*, які розміщено на поверхні, то система циркуляції холодоносія найчастіше виконується двоконтурною з контурами високого та низького тисків і теплообмінником між ними. У разі підземного розміщення холодильних машин достатньо одноконтурної системи циркуляції холодоносія. Найбільш широко застосовують охолодження холодоагенту водою, яка віддає своє

тепло в градирнях на поверхні. Охолодження шахтною водою, що більш економічно, обмежується її складом і величиною водоприпливу.

Для застосування *пересувних холодильних машин* їх розміщують біля вибоїв, суміщають з повітроохолодниками і називають *кондиціонерами*.

23.2. Типи холодильних машин

У холодильних машинах гірничих виробництв використовують поглинання тепла у процесі розширення повітря, або кипіння рідин. Робоче тіло, яке здійснює тепловідбір від середовища, що охолоджується, називають *холодильним агентом (холодоагентом)*. Холодильні машини застосовують компресорного типу (повітряні, парові), або абсорбційного.

Повітряна холодильна машина (як холодильний агент – повітря) працює за схемою, яку зображено на рис. 23.1. Холодоагент – повітря потрапляє в компресор 3 під тиском P_1 за температури T_1 після холодильної камери 4, де охолоджувалося шахтне повітря. В компресорі

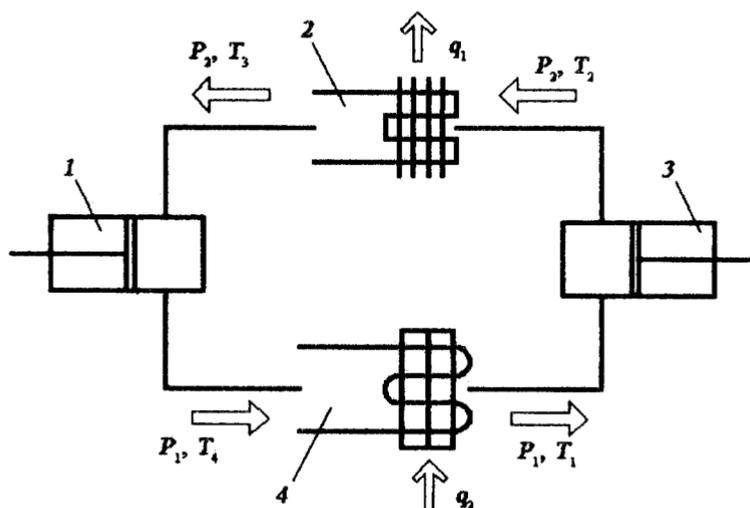


Рис. 23.1. Схема повітряної холодильної машини

холодоагент – повітря стискується адіабатно до тиску P_2 і температура підвищується до T_2 . Повітря витискається з компресора, проходить повітроохолодник (охолодник холодоагенту) 2, де під тиском P_2 охолоджується (частіше водою) до температури T_3 (температури навколишнього (охолоджувального) середовища). Після повітроохолодника повітря потрапляє в розширювач 4 (пневмодвигун – детандер), у якому адіабатно розширюється до тиску P_1 і температури T_4 , яка нижча за температуру навколишнього середовища. Після цього цикл замикається – знову охолодна камера 4, відбір теплоти q_2 від охолоджуваного шахтного повітря, підвищення температури холодоагенту до T_1 .

Робоче тіло повітряної холодильної машини має малу об'ємну теплосмість, тому витрати повітря мають бути великими. Наслідком цього є великі розміри компресора і розширника, великі втрати в машині.

Парова холодильна машина працює з холодоагентом – парами рідини, яка в процесі роботи змінює свій агрегатний стан. Оскільки теплота пароутворення значно вища за теплоємність, масогабаритні й енергетичні показники парової охолодної машини вищі, ніж повітряної. Як робоче тіло (холодоагент) обирають легкокиплячі (за низької температури) рідини.

Схему парової холодильної машини, за якою працює і масовий побутовий холодильник, показано на рис. 23.2. Від попередньої схеми вона відрізняється тим, що охолодник холодоагенту (повітроохолодник) замінено конденсатором 2, охолодну камеру – випарником 4. Функцію розширника виконує регулювальний дросельний вентиль 1, на якому створюється потрібний перепад тиску.

Ефективне здійснення функції парової холодильної машини відбувається завдяки випаровуванню рідини у випарнику (морозильна камера побутового холодильника) 4. Для інтенсифікації цього пара з випарника висмоктується компресором 3, що знижує тиск до тиску

пароутворення (як і в разі виникнення кавітації). Компресор стискує пару і напрямляє її в конденсатор (решітка з тильного боку побутового холодильника) 2, де відбувається охолодження і конденсація – пара перетворюється в рідину. Вентилем 1 рідина дроселюється до тиску пароутворення. У випарнику 4 рідина кипить і поглинає тепло q_2 від охолоджуваного середовища.

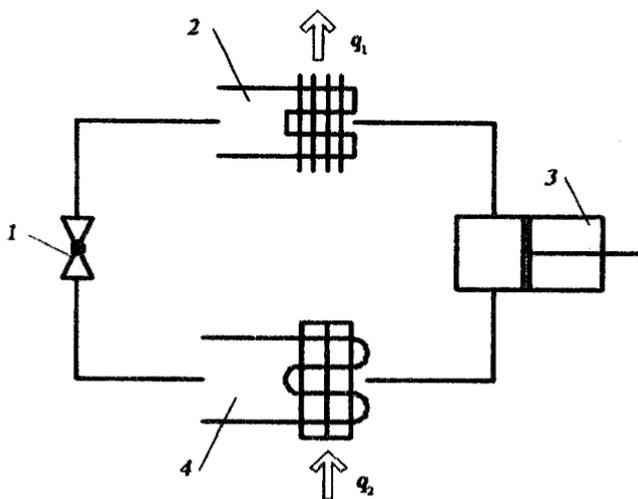


Рис. 23.2. Схема парової холодильної машини

Абсорбційна холодильна машина відрізняється від попередніх типів відсутністю компресора і відповідно механічних втрат на переміщення холодоносія. Функцію компресора виконує система абсорбер-генератор (кип'ятильник), яка висмоктує пару (речовина абсорбент поглинає пару холодоносія, розчинюючи її в собі) з випарника, підвищує її тиск (за рахунок теплопідведення до генератора, внаслідок якого холодоносієм переходить з розчину в газоподібний стан) і подає в конденсатор. Як холодоагент використовують рідину, пара якої активно поглинається (абсорбується) другим робочим тілом (абсорбентом). Наприклад, пара аміаку інтенсивно поглинається водою за низьких температур,

утворюється водний розчин аміаку. Із нагріванням розчину зовнішнім теплопідведенням підвищується температура, аміак виділяється з нього і переходить у газоподібний стан. Для переміщення розчину холодоагенту в шахтних абсорбційних холодильних машинах використовують насос.

Абсорбційні холодильні машини більш прості в експлуатації, надійні, мають меншу вартість, але поступаються паровим холодильним машинам енергоефективністю.

23.3. Енергоперетворення в холодильній машині

Щоб оцінити процеси енергоперетворення в холодильній машині, треба пам'ятати, що вона є тепловою машиною, яка працює в зворотному режимі. Теплова машина перетворює теплову енергію в механічну. Натепер це основний спосіб отримання енергії людством. Першими тепловими машинами були парові машини, завдяки яким розпочався розвиток технічної цивілізації. Їх використання у виробничій діяльності, а також на транспорті (потягах, пароплавах) забезпечували потребу в енергії. І тепер більш досконалі теплові машини забезпечують умови існування сучасної людини. Це парові котли й турбіни на електростанціях, двигуни внутрішнього згоряння в автомобілях, тепловозах, теплоходах, автономних електрогенераторах.

Теплова машина працює за наявності різниці теплових потенціалів, що створює умови для виникнення теплового потоку. Частина енергії теплового потоку перетворюється в механічну енергію. Схему роботи ідеальної теплової машини показано на рис. 23.3. Частина теплової енергії Q_1 від джерела з високим тепловим потенціалом (температура T_1) перетворюється в механіч-

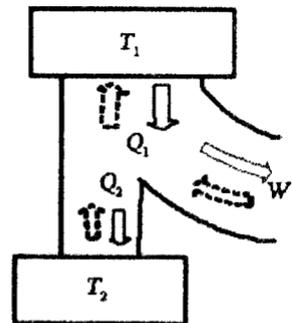


Рис. 23.3. Схема ідеальної теплової машини

ну енергію W , а залишок – теплова енергія Q_2 – перетікає до резервуара з низьким тепловим потенціалом (температура T_2). Для ідеалізації процесів вважають, що всі теплові потоки проходять етап перетворення в механічну роботу. В реальній машині існують паралельні потоки теплових втрат між резервуарами з тепловими потенціалами T_1 і T_2 . Напрямок потоків енергії теплової машини зображено суцільними стрілками.

Коли тепла машина працює в зворотному режимі, тобто є холодильною машиною, вона споживає механічну енергію і використовує її для створення потоку теплової енергії від джерела з низьким тепловим потенціалом до джерела з високим потенціалом. Такі напрямки потоків енергії на рис.23.3 позначено пунктирними стрілками.

Коефіцієнт корисної дії теплової машини визначають відношенням отриманої механічної енергії до теплової, яку отримано від високотемпературного джерела. Жодна тепла машина не може мати ККД, вищий ніж оборотна (без втрат) машина Карно. Цикл Карно: ізотермічне розширення, адіабатне розширення, ізотермічне стиснення, адіабатне стиснення. Аналіз процесів, що відбувається за циклу Карно, дозволяє отримати вираз ККД теплової машини:

$$\eta_{т.м} = \frac{W}{Q_1} \leq \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (23.1)$$

де температури T_1 і T_2 – температури резервуарів з високим і низьким тепловими потенціалами, К.

Холодильний коефіцієнт холодильної машини визначають відношенням теплової енергії, яку відібрано від низькотемпературного джерела до спожитої механічної роботи. Вираз холодильного коефіцієнта можна отримати з рівняння (23.1) з урахуванням, що $Q_1 = Q_2 + W$:

$$\epsilon_{х.м} = \frac{Q_2}{W} \leq \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (23.2)$$

Холодопродуктивність холодильної машини характеризує кількість теплоти, яка відбирається від охолоджуваного середовища за одиницю часу.

Питома масова та об'ємна холодопродуктивності – це кількість теплоти, яка відбирається від охолоджуваного середовища одиницею маси та одиницею об'єму холодоагенту (Дж/кг, Дж/м³):

$$q_T = \frac{Q_2}{m}; \quad q_V = \frac{Q_2}{V}.$$

У такому випадку **холодильний коефіцієнт** можна визначити так:

$$\varepsilon_{х.м} = \frac{q_T}{l_T},$$

де l_T – питома енергія, яка витрачається на стиснення одиниці маси робочого тіла.

Аналіз процесів енергоперетворення в кондиціонері за зміни умов роботи виконують за допомогою отриманих виразів. Відповідно до виразу (23.2) за сталих температур можна отримати:

$$\frac{dW}{dt} \geq \frac{dQ_2}{dt} \frac{T_1 - T_2}{T_2}, \quad (23.3)$$

де $\frac{dW}{dt}$, $\frac{dQ_2}{dt}$ – потужність споживання механічної енергії з вала двигуна компресора холодильної машини і потужність тепловідбору від охолоджувального середовища. За сталої подачі шахтного повітря потужність тепловідбору пропорційна різниці теплових потенціалів повітря до і після охолодження:

$$\frac{dQ_2}{dt} = A(T_1 - T_2), \quad (23.4)$$

де A – коефіцієнт пропорційності.

Перетворивши вираз (23.3) з урахуванням рівняння (23.4), отримаємо вираз потужності споживання механічної енергії для забезпечення потрібної різниці температур у разі, коли машина скидає тепло в середовище з температурою повітря до охолодження:

$$\frac{dW}{dt} \geq A \frac{(T_1 - T_2)^2}{T_2}. \quad (23.5)$$

Виконаємо аналіз процесів енергоперетворення під час охолодження шахтного повітря від 30 до 25 °С. При цьому $T_1 = 30 + 273 = 303$ К; $T_2 = 25 + 273 = 298$ К. Потужність споживання енергії в цьому випадку відповідно до рівняння (23.5) становить: $dW/dt \geq 25A/288$. Якщо температура повітря збільшиться до 35 °С, то для зниження її до заданого рівня 25 °С потрібна потужність, у чотири рази більша: $dW/dt \geq 100A/288$.

Треба зауважити, що отримана кількісна оцінка буде справедливою у разі ідеалізації процесів, коли не знижується тепловий потенціал на теплообмінниках. Урахування його фактичної величини збільшить потрібний перепад температур на вході і виході холодильної машини і пропорційно йому збільшить потрібну потужність приводу компресора.

23.4. Робота холодильної машини як теплового насоса для утилізації теплової енергії

Коли тепла машина працює в зворотному режимі як холодильна машина, відбувається перенесення тепла від резервуара з низьким тепловим потенціалом до резервуара з високим тепловим потенціалом (виробництво холоду). При цьому середовище, яке охолоджується, теплоізовано від навколишнього середовища. Крім цього, властивості холодильної машини дозволяють її використовувати для утилізації низькопотенціальної теплової енергії. Запаси такої енергії в достатньо великих обсягах зберігаються в джерелах низькопотенціальної теплової енергії, тепловий потенціал яких не дозволяє перетворити її з високим

ККД в інші види енергії. Утилізація запасів можлива за допомогою холодильної машини, яка працює як тепловий насос: перекачує тепло, підвищує тепловий потенціал до потрібного для використання рівня.

Тепловим насосом називають теплову машину, яка працює в зворотному режимі і переносить теплову енергію від резервуара з низьким тепловим потенціалом до резервуара з високим тепловим потенціалом для її корисного використання (виробництва тепла). При цьому середовище, яке нагрівається, теплоізольовано від навколишнього середовища. Прикладом може бути робота сучасних побутових кондиціонерів, які влітку перекачують тепло з кімнати назовні, охолоджуючи кімнату і нагріваючи навколишнє середовище, а взимку перекачують тепло з вулиці в кімнату – охолоджують вулицю, нагрівають кімнату.

Кількісне оцінювання процесів енергоперенесення можна виконати з використанням рівняння (23.1). Відповідно до нього в ідеальному випадку кількість теплової енергії, яка переноситься в резервуар з високим тепловим потенціалом,

$$Q_1 = W \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (23.6)$$

Для оцінювання ефективності застосування теплового насоса розглянемо приклади обігріву приміщення з використанням електричної енергії. Варіант 1: використання електричної енергії для приводу двигуна компресора теплового насоса, який підводить тепло в приміщення з навколишнього середовища відповідно до рівняння (23.6), за умови, що електрична енергія перетворюється в механічну W без втрат. Варіант 2: безпосереднє перетворення електричної енергії в теплову за допомогою резистивних нагрівників, $Q_1 = W$. Якщо температура назовні 0°C ($T_2 = 273 \text{ K}$), а в приміщенні 21°C ($T_1 = 294 \text{ K}$), то відповідно до рівняння (23.6) $Q_1 = 14 W$. Тобто із застосуванням теплового насоса використання

електричної енергії для обігрівання за зроблених припущень у 14 разів ефективніше, ніж за безпосереднього перетворення електричної енергії в теплову (за однакового нагрівання, у випадку теплового насоса, плата за електроенергію в 14 разів менша). В існуючих теплових насосах *коефіцієнт теплової ефективності* менший – становить 3...7, унаслідок: врахування ККД перетворення електричної енергії у механічну; неідеальності процесів у холодильній машині; зниження теплового потенціалу в теплообмінниках (температури на вході і виході холодильної машини будуть відрізнятись від T_1 , T_2 у розглянутому прикладі і величина $T_1 - T_2$ буде більшою, а тепла ефективність відповідно до рівняння (23.6) – меншою). Крім того, тепла ефективність залежить від перепаду температур $T_1 - T_2$. Ефективність збільшується зі зменшенням перепаду температур.

Доцільність використання теплових насосів в умовах геотехнічних виробництв зумовлено із значними обсягами низькопотенціальних теплових ресурсів за більших порівняно з навколишнім середовищем теплових потенціалів. Створення ефективної системи використання цих ресурсів потребує джерел низькопотенціального тепла, споживачів теплової енергії, обладнання для здійснення циклу теплового насоса і транспортування теплоносія до споживачів теплової енергії.

23.5. Установки утилізації теплової енергії за допомогою теплового насоса та оцінювання їх ефективності

23.5.1. Загальні відомості

У сучасних умовах енергетичної кризи установки утилізації низькопотенціальної теплової енергії (НПТЕ) дозволяють суттєво підвищити ефективність використання наявних енергетичних ресурсів і зменшити теплове забруднення навколишнього середовища. Використання таких

установок зменшує витрати енергоресурсів на виробництво теплової енергії, але потребує значних додаткових капітальних вкладень на тепловий насос та системи транспортування і зберігання теплоносія.

Установки утилізації НПТЕ можуть бути як локальними, так і централізованими. Вони мають складатись із системи подачі теплоносія від джерела НПТЕ (насосів, трубопроводів); теплового насоса з теплообмінниками на його вході та виході, системи транспортування теплоносія до споживача теплової енергії. Для підвищення ефективності роботи установки утилізації НПТЕ до її складу доцільно залучати тепловий акумулятор (добовий, а в перспективі і сезонний) для компенсації нерівномірності споживання і виробництва теплової енергії, а також для забезпечення найбільш економічно вигідних добових періодів споживання електроенергії).

23.5.2. Вихідні дані для аналізу ефективності

Методику оцінювання ефективності використання НПТЕ розглянуто на прикладі теплопостачання міста. У структурі енергоспоживання значну частку становить тепла енергія, що використовується в комунальному господарстві та для технологічних потреб різних галузей виробництва. Натепер первинним джерелом, що забезпечує споживання теплової енергії, переважно є органічне паливо. Таке енергоперетворення значно поступається за ефективністю схемам енергоперетворення з використанням теплових насосів, що перекачують теплоту від джерел НПТЕ до об'єкта нагрівання. Економічні чинники тривалий час стримували використання теплових насосів, але поглиблення енергетичної кризи змінює економічну ситуацію. Нині використання ресурсів джерел НПТЕ вже економічно виправдано, а невдовзі набуде широкого застосування. Для прийняття ефективних технічних рішень щодо формування

систем отримання теплової енергії за допомогою теплових насосів треба враховувати особливості умов експлуатації і ціновий чинник.

Основою теплового насоса є холодильна машина, що перекачує тепло до потрібного об'єкта. Джерелом НПТЕ може бути атмосферне повітря, земля, води або природних водойм, або ґрунтові, а також теплові скиди внаслідок різних технологічних процесів. Оцінка ефективності розглядуваного способу отримання теплової енергії потребує порівняння конкуруючих варіантів, починаючи від первинного джерела енергії – органічного палива, тобто треба враховувати енергоефективність процесів перетворення його енергії в електричну. Розглянемо послідовності енергоперетворення.

Варіант 1: спалювання газу на ТЕЦ; нагрівання теплоносія системи тепlopостачання; транспортування теплоносія до споживача.

Варіант 2: спалювання газу для виробництва електроенергії; транспортування електроенергії до споживача; використання електроенергії для роботи двигунів приводів компресора теплового насоса і зануреного свердловинного насоса подачі теплоносія від джерела НПТЕ; нагрівання теплоносія системи тепlopостачання; транспортування теплоносія до споживача.

Для порівняння варіантів слід вважати, що витрати на виробництво і транспортування електроенергії враховано в її вартості. Крім того, однакові витрати за обома варіантами на транспортування теплоносія до споживача не враховано. У заданому діапазоні всі значення температури навколишнього середовища протягом опалювального сезону рівномірні. Це дозволяє виконати аналіз за лінійним законом зниження температури протягом часу. Перелік вихідних даних для аналізу ефективності використання НПТЕ наведено в табл. 23.1. Для деяких даних як приклад подано варіант їх числових значень.

Вихідні дані аналізу ефективності використання НПТЕ

Параметр	Позначення	Числове значення
Незалежна змінна – час, год	t	–
Час опалення ($t_1 = 0$; t_2 – тривалість опалювального сезону), год	$t_2 \dots t_1$	–
Температура об'єкта опалення, К	T_2	$20 + 273 = 293$
Температура джерела НПТЕ, К	T_d	$12 + 273 = 285$
Розподіл температури навколишнього середовища в часі протягом опалювального сезону – рівномірний від T_{c1} до T_{c2} , К	T_{c1} , T_{c2}	$T_{c1} = 12 + 273 = 285$; $T_{c2} = -17 + 273 = 256$
Споживання теплоенергії за сезон, Гкал	$Q_{сез}$	–
Обсяг спожитого за сезон газу, м ³	V_r	–
Теплотвірна здатність газу, Гкал/м ³	C_r	$8 \cdot 10^{-3}$
Теплоємність води, Гкал/(кг·К)	C_v	10^{-6}
Густина води, кг/м ³	ρ	1020
Глибина свердловини до джерела НПТЕ, м	H_b	70
Коефіцієнт утрат теплоенергії під час транспортування	k_m	0,12
Коефіцієнт ефективності теплового насоса порівняно з ідеальною тепловою машиною	η_{re}	0,87
ККД компресора теплового насоса	η_k	0,85
ККД двигуна компресора	$\eta_{д.к}$	0,95
ККД двигуна насоса	$\eta_{д.н}$	0,85
ККД насоса	η_n	0,8
ККД перетворення електроенергії в теплову, порівняно з ідеальною тепловою машиною	$\eta_{теп}$	$\eta_k \eta_{д.к} \eta_{re}$
Температура теплоносія в об'єкті опалення за T_{c2} , К	T_{T2}	$67 + 273 = 340$
Втрата температури теплоносія в мережі за T_{c2} , К	Δ_2	5
Втрата температури теплоносія в мережі за T_{c1} , К	Δ_1	1
Вартість газу, грн/м ³	Π_r	–
Вартість електроенергії, грн/(кВт·год)	Π_e	–
Вартість електроенергії, грн/Гкал	$\Pi_{e.к}$	$\Pi_{e.к} = \Pi_e \cdot 4,19 \cdot 10^6 / 3600$
Температура відпрацьованого теплоносія джерела НПТЕ, К	$T_{д.в}$	–

23.5.3. Визначення параметрів системи теплопостачання

Залежності зміни температур і розрахунок параметрів системи теплопостачання можна визначати з використанням співвідношень за вихідними даними.

Поточне значення температури навколишнього середовища:

$$T_c(t) = T_{c1} + \frac{(T_{c2} - T_{c1})t}{t_2}. \quad (23.7)$$

Поточне значення перепаду температури об'єкт опалення – навколишнє середовище:

$$\Delta T_{2c}(t) = T_2 - T_c(t) = T_2 - T_{c1} + \frac{(T_{c1} - T_{c2})t}{t_2}. \quad (23.8)$$

Поточне значення втрати температури в мережі внаслідок втрат тепла під час транспортування визначають за лінійної залежності від температури навколишнього середовища, а за відповідних умов – і від часу:

$$\Delta T_m(t) = \Delta_1 + (\Delta_2 - \Delta_1)t/t_2. \quad (23.9)$$

Поточне значення температури теплоносія в об'єкті опалення визначають, нехтуючи тепловими перехідними процесами, тобто за сталого режиму:

$$T_r(t) = T_2 + \frac{(T_{r2} - T_2)\Delta T_{c2}(t)}{T_2 - T_{c2}}. \quad (23.10)$$

Поточне значення температури теплоносія в тепловій мережі в функції її довжини ($l = 0 \dots 1$ – довжина мережі у відносних одиницях, за нуль взято точку біля споживача):

$$T_m(t, l) = \Delta T_m(t)l + T_r(t). \quad (23.11)$$

Для виконання розрахунків потрібна інформація про величину теп-

лових опорів. Її оцінюють, як і в рівнянні (23.4), виходячи з інтегральних показників (за опалювальний сезон) про споживання тепла і перепади температур:

Коефіцієнт пропорційності для оцінювання теплоперенесення між об'єктом опалення і навколишнім середовищем, Гкал/(год·К):

$$A = (1 - k_m) \frac{Q_{сез}}{\int_{t_1}^{t_2} \Delta T_{2c}(t) dt} \quad (23.12)$$

Питоме значення (на одиницю відносної довжини мережі) коефіцієнта пропорційності для оцінювання теплоперенесення між мережею і навколишнім середовищем, Гкал/(год·К):

$$A_m = \frac{Q_{сез} k_m}{\int_{t_1}^{t_2} \int_0^l (T_m(t, l) - T_c(t)) dl dt} \quad (23.13)$$

Коефіцієнт теплоутворення під час спалення газу

$$K_r = Q_{сез} / (V_r C_r) \quad (23.14)$$

Ураховуючи, що від об'єкта опалення до навколишнього середовища передається така ж кількість теплоти, як і від теплоносія до об'єкта опалення, з урахуванням рівняння (23.12) та подібного виразу для теплоперенесення від теплоносія до об'єкта опалення, можна визначити відношення коефіцієнтів пропорційності:

$$A' = (T_{T2} - T_2) / (T_2 - T_{c2}) \quad (23.15)$$

Відповідно до лінійних законів зміни температур (23.7), (23.9) константу для визначення Δ'_2 в разі зміни мінімальної температури навколишнього середовища можна визначити таким чином:

$$\Delta' = (\Delta_2 - \Delta_1)/(T_{c1} - T_{c2}). \quad (23.16)$$

Коефіцієнти пропорційності (23.12), (23.13) визначено відповідно до вихідних даних про температури та інтегральних за опалювальний сезон потужностей теплових потоків. За їх допомогою можна проводити дослідження, варіюючи температурами в опалювальному об'єкті джерела НПТЕ, мінімальною температурою навколишнього середовища T_{c2} . Залежно від цього температура теплоносія в об'єкті опалення і втрата температури теплоносія в мережі в разі зміни T_{c2} будуть змінюватись, визначатись з урахуванням виразів (23.15), (23.16):

$$T'_2 = T_2 + A'(T_2 - T_{c2});$$

$$\Delta'_2 = \Delta_1 + \Delta'(T_{c1} - T_{c2}).$$

Відповідно до змінених умов можна скоригувати і функціональні залежності (23.7) – (23.11).

23.5.4. Оцінювання ефективності застосування теплових насосів

Розрахунок ефективності застосування теплових насосів з варіюванням умов експлуатації потребує визначення таких величин.

Поточне значення потужності теплоспоживання (Гкал/год) обумовлено споживанням тепла об'єктом опалення і втратами тепла під час транспортування:

$$Q_T(t) = AT_{2c}(t) + A_m \int_0^1 (T_m(t,l) - T_c(t)) dl.$$

Годинні витрати (грн) на опалення за рахунок споживання газу:

$$Z_T(t) = Q_T(t) \Pi_T / (C_T K_T). \quad (23.17)$$

У разі застосування теплового насоса годинні витрати на роботу

двигуна компресора холодильної машини визначають, виходячи з виразу для ККД ідеальної теплової машини (23.1)

$$W = Q_1 \frac{T_1 - T_2}{T_1},$$

і з урахуванням ККД перетворення електричної енергії у механічну та гідравлічну в реальному тепловому насосі порівняно з ідеальним: $\eta_k \eta_{д.к} \eta_{re}$. При цьому вважають, що тепловий насос забезпечує перенесення тепла до середовища з температурою $T_1 = T_T(t) + \Delta T_M(t)$ від теплоносія з джерела НПТЕ, температуру якого визначають як середнє арифметичне температури джерела НПТЕ T_d і температури відпрацьованого теплоносія джерела НПТЕ $T_{д.в}$: $T_2 = (T_d + T_{д.в})/2$.

Годинні витрати на роботу двигуна компресора теплового насоса (грн) визначають за виразом

$$Z_{г.н}(t) = Q_T(t) \frac{Ц_{е.к}(T_T(t) + \Delta T_M(t) - (T_d + T_{д.в})/2)}{\eta_k \eta_{д.к} \eta_{re}(T_T(t) + \Delta T_M(t))}. \quad (23.18)$$

У разі застосування теплового насоса годинні витрати (грн) на забезпечення енергією двигуна гідравлічного насоса, що постачає теплоносій від джерела НПТЕ через свердловину, визначають з урахуванням потужності, яку споживає насос у робочому режимі (17.29). При цьому потужність, яку споживає двигун насоса в робочому режимі, становить, кВт:

$$N_d = \frac{g \rho Q_p H_p}{3600 \cdot 1000 \eta_n \eta_{д.н}}.$$

Ураховують, що втрати напору в трубопроводі пов'язані з глибиною свердловини залежністю (17.3): $H_p = H_b / \eta_T$, де η_T – ККД трубопровідної мережі. Подача насоса обумовлена потужністю тепловідбору від теплоно-

сія за відомого перепаду температур ($T_d - T_{д.в}$) на вході в тепловий насос між трубопроводом, який підводить теплоносію від джерела НПТЕ, і трубопроводом, який відводить його після відбору теплової енергії:

$$Q_p = \frac{N_T}{\rho C_v (T_d - T_{д.в})},$$

де N_T – потужність тепловідбору від теплоносія (Гкал/год) – визначають на підставі залежностей (23.1), (23.2) з урахуванням ефективності теплового насоса порівняно з ідеальною тепловою машиною:

$$N_T = \frac{Q_2}{\eta_{re1}}; \quad Q_2 = Q_1 \frac{T_2}{T_1}.$$

Отримані залежності і вже наведені вище вирази температур: $T_1 = T_T(t) + \Delta T_m(t)$; $T_2 = (T_d + T_{д.в})/2$ разом із співвідношенням Q_2 / Q_1 год = $Q_T T_2 / T_1$ дозволяють отримати таку залежність.

Годинні витрати (грн) на забезпечення енергією двигуна гідравлічного насоса:

$$Z_n(t) = \frac{g 10^{-5} H_v / \eta_T}{36 \eta_n \eta_{д.н} C_v (T_d - T_{д.в})} \frac{\zeta_c (T_d + T_{д.в}) Q_T(t)}{\eta_{re} 2 (T_T(t) + \Delta T_m(t))}. \quad (23.19)$$

Енергетична ефективність теплового насоса згідно з рівнянням (23.18) збільшується з підвищенням температури $T_{д.в}$. Але це потребує збільшення витрат теплоносія і згідно з виразом (23.19) збільшення витрат енергії на роботу гідравлічного насоса. Залежно від глибини й температури джерела НПТЕ, а також інших параметрів доцільно визначити оптимальну за критерієм максимуму енергоефективності температуру $T_{д.в}$. Для її визначення похідну за $T_{д.в}$ від суми виразів (23.18), (23.19) прирівнюють до нуля і отримане рівняння відносно $T_{д.в}$ з урахуванням того, що $\zeta_{с.к} = \zeta_c \cdot 1163$ (табл. 23.1), має розв'язок:

$$T_{д.в} = T_{д} - \sqrt{\frac{T_{д} H_{в} \eta_{к} \eta_{д.к}}{193,8 \eta_{н} \eta_{д.н}}}. \quad (23.20)$$

За виразом оптимальної температури теплоносія (23.20) можна визначити значення і в зоні від'ємних чисел (у градусах Цельсія). У цьому випадку величина $T_{д.в}$ фіксується на допустимому мінімальному рівні. В розрахунках як допустимий мінімум було взято 0,5 °С.

Як видно з рівняння (23.6) ефективність застосування теплового насоса збільшується у разі зменшення перепаду температури між об'єктом опалення і навколишнім середовищем. Після зниження температури навколишнього середовища нижче від певного рівня опалення за рахунок безпосереднього спалення газу стає вигіднішим. Цей критичний момент часу ($t_{кр}$) однакових годинних витрат за обома способами отримання тепла визначають з урахуванням виразів (23.17)–(23.19) із розв'язання рівняння:

$$Z_{Т.н}(t_{к.р}) + Z_{н}(t_{к.р}) - Z_{г}(t_{к.р}) = 0. \quad (23.21)$$

Відповідно до розподілу температур протягом опалювального сезону температура навколишнього середовища поступово зменшується. Після визначення величини $t_{кр}$ цей часовий проміжок ділиться на два інтервали. На першому інтервалі, коли час змінюється від нуля до $t_{кр}$, вигідніше застосовувати тепловий насос. На другому інтервалі – від $t_{кр}$ до t_2 – опалення проводять зі спалюванням газу. Економічну доцільність застосування теплового насоса визначають на першому періоді порівнянням витрат на забезпечення теплом споживача за обома конкуруючими варіантами. Від початку опалювального сезону (за максимальної температури навколишнього середовища, часу t_1) до мінімальної критичної температури (за заданого рівномірного розподілу, визначають часом $t = t_{кр}$, знайденим розв'язанням рівняння (23.21)) витрати на опалення газом (грн) визначають за виразом

$$Z_{г.кр} = \frac{Ц_{г}}{C_{г}K_{г}} \int_{t_1}^{t_{кр}} Q_{г}(t) dt.$$

Витрати (грн) на опалення із застосуванням теплового насоса протягом часу від нуля до $t = t_{кр}$ без витрат на подачу теплоносія:

$$Z_{T.н.кр} = \int_{t_1}^{t_{кр}} Q_{г}(t) \frac{Ц_{е.к}(T_{г}(t) + \Delta T_{м}(t)) - (T_{д} + T_{д.в})/2}{\eta_{к}\eta_{д.к}\eta_{re}(T_{г}(t) + \Delta T_{м}(t))} dt.$$

Витрати (грн) на електроенергію для двигуна насоса подачі теплоносія від джерела низькопотенціальної теплової енергії протягом часу від нуля до $t = t_{кр}$:

$$Z_{н.кр} = \int_{t_1}^{t_{кр}} \frac{g10^{-5} H_{в} / \eta_{г}}{72\eta_{н}\eta_{д.н}C_{в}(T_{д} - T_{д.в})} \frac{Ц_{е}(T_{д} + T_{д.в})Q_{г}(t)}{\eta_{re}(T_{г}(t) + \Delta T_{м}(t))} dt.$$

Річна економія коштів (грн) у випадку використання теплового насоса за температури навколишнього середовища, вищої ніж критична, можна визначити таким чином:

$$E = Z_{г.кр} - Z_{T.н.кр} - Z_{н.кр}.$$

Отримані вирази дозволяють дослідити величину економічного ефекту із застосуванням теплового насоса для отримання теплової енергії залежно від конструктивних параметрів розглядуваної системи і температурних умов. Розв'язати цю задачу можна, реалізувавши наведений алгоритм у вигляді програми для ЕОМ, наприклад у системі MATCAD.

У структурі витрат з використанням НПТЕ значну частку можуть становити витрати енергії на постачання теплоносія. Уплив глибини джерела НПТЕ ($H_{в}$) для використання свердловинних насосів можна оцінити за допомогою отриманих виразів. Значне підвищення ефектив-

ності зі зменшенням висоти підняття води і збільшенням її теплового потенціалу T_d робить виправданими ґрунтовні гідрогеологічні пошукові роботи зі знаходження джерел. Крім того, стає виправданим створення технічних засобів щодо збереження потенціальної енергії відпрацьованого теплоносія, що повертається до джерела.

23.5.5. Заходи та засоби підвищення ефективності установок утилізації теплової енергії

Застосування теплових акумуляторів дозволяє раціоналізувати структуру системи теплопостачання з використанням теплових насосів через узгодження її властивостей з особливостями електроенергетичної системи. Нерівномірність споживання електричної енергії протягом доби спонукає застосовувати організаційні й технічні заходи щодо вирівнювання цього графіка. Зокрема, це диференціація ціни за електроенергію залежно від часового періоду споживання і вирівнювання добового споживання у разі застосування демпферних акумулявальних систем. При цьому тепловий насос працює в період мінімуму потужності споживання в електроенергетичній системі за малої вартості електроенергії. Частина нагрітого теплоносія подається в теплову мережу, а частина нагромаджується в спеціальній посудині – тепловому акумуляторі, для використання протягом часу, коли тепловий насос не працює. Якщо при цьому вартість електроенергії зменшиться, то економія коштів на опалення може суттєво збільшуватись.

Параметри теплового акумулятора визначають за умови роботи теплового насоса протягом шести годин за добу (нічний мінімум споживання електроенергії в електромережі) і в разі зменшення температури теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі на 15 К порівняно з подавальним трубопроводом. При цьому тепла енергія, яку треба нагромадити, $Q_{T,ак}$ (Гкал) і об'єм акумулятора $V_{T,ак}$ (m^3) становлять:

$$Q_{T.ак} = Q_T(t_{кр})(24 - 6); \quad V_{T.ак} = \frac{Q_{T.ак}}{C_B 15\rho}.$$

Децентралізація системи теплопостачання з використанням теплових насосів передбачає забезпечення окремих споживачів (наприклад, житлових будинків) електричною енергією, використання її для роботи електродвигунів компресора теплового насоса і гідравлічного насоса постачання теплоносія від джерел НПТЕ, підвищення теплового потенціалу теплоносія системи опалення до потрібного рівня. Децентралізація дозволяє підвищити енергоефективність та надійність обладнання за рахунок: відсутності теплотраси та пов'язаних з нею втрат тепла і теплоносія; гнучкого використання найбільш доступних і дешевих джерел НПТЕ (окремі споживачі можуть задовольнятися легкодоступними джерелами малої продуктивності, зокрема техногенного походження); розміщення теплового акумулятора в середині об'єкта опалення і відповідно зменшення втрат теплової енергії під час її зберігання. Недоліками слід вважати зменшення ККД електромеханічних перетворювачів унаслідок зменшення їх габаритної потужності. Зазначені переваги децентралізації можуть суттєво підвищувати енергоефективність системи опалення.

Однією з особливостей цієї системи є можливість суттєвого підвищення її енергоефективності з узгодженням з промисловими об'єктами. Наприклад, під час експлуатації працюючих шахт, а також тих, що виводяться з експлуатації, на поверхню видаляється значна кількість води. У технологічному циклі її тепловий потенціал втрачається. Водночас корисне його використання дає змогу не тільки забезпечити тепловою енергією системи теплопостачання, а й зменшити собівартість видобуваних корисних копалин. В умовах України глибина шахт часто велика і тепловий потенціал шахтних вод може становити значну величину.

Досягнення максимального економічного ефекту із застосуванням теплових насосів для теплопостачання потребує врахування особливос-

тей конкретних умов експлуатації, визначення оптимальних структур системи та значень параметрів робочих режимів (критичного, мінімального значень температури навколишнього середовища для припинення роботи теплового насоса; оптимальної температури відпрацьованого теплоносія джерела НПТЕ та ін.), що можливо за наявності та застосування відповідного математичного забезпечення.

Опанування та ефективне використання ресурсів низькопотенціальних теплових джерел потребує значних організаційних зусиль та капітальних витрат на створення інфраструктури виробництва та застосування потрібного спеціалізованого обладнання теплоелектромеханічної системи, великих обсягів будівництва геотехнічних споруд (наприклад, свердловин, теплових акумуляторів), масштабної підготовки відповідних наукових та інженерних кадрів.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

- 1. Які причини охолодження повітря в геотехнічних виробництвах?*
- 2. Який склад установки охолодження повітря?*
- 3. Які переваги і недоліки парової охолодної машини?*
- 4. Як визначають коефіцієнт охолодження?*
- 5. Як змінюється ККД теплової машини з підвищенням температури високотемпературного резервуара?*
- 5. Який принцип роботи теплового насоса?*
- 7. Як змінюється коефіцієнт теплової ефективності теплового насоса зі зменшенням перепаду температур на його вході й виході?*

Список літератури

1. Боярский В. А. Водоотлив и осушение на горных предприятиях: учеб. пособие / В. А. Боярский, И. П. Киров. – М.: Высш. шк., 1980. – 304 с.
2. Гейер В. Г. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: учеб. для вузов / В. Г. Гейер, Г. М. Тимошенко. – М.: Недра, 1987. – 270 с.
3. Гришко А. П. Стационарные машины карьеров: учеб. для вузов / А. П. Гришко. – М.: Недра, 1984. – 224 с.
4. Картавый Н. Г. Стационарные машины: учеб. для вузов / Н. Г. Картавый. – М.: Недра, 1981. – 327 с.
5. Носырев Б. А. Вентиляторные установки шахт и метрополитенов: учеб. пособие / Б. А. Носырев, С. В. Белов. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2000. – 278 с.
6. Правила безпеки у вугільних шахтах / Державний комітет України по нагляду за охороною праці. – К., 2001. – 424 с.
7. Холоменюк М. В. Насосні та вентиляторні установки: навч. посіб. / М. В. Холоменюк. – Дніпропетровськ: Нац. гірн. ун-т, 2004. – 330 с.
8. Чебаевский В. Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишнеvский, Н. Н. Накладов. – М.: Колос, 2000. – 376 с.
9. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания: справ. / Г. А. Бабак, К. П. Бочаров, А. Т. Волохов и др. – М.: Недра, 1982. – 296 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
Частина I. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ НАГНІТАЧІВ	7
1. Загальні питання влаштування нагнітачів та показники їх роботи	7
1.1. Принципи функціонування нагнітачів	7
1.2. Основні показники роботи нагнітачів	12
1.3. Елементи конструктивного влаштування осьової та відцентрової турбомашин	15
2. Кінематика потоку рідини в міжлопатевих каналах робочих коліс	19
2.1. Відцентрове робоче колесо	20
2.2. Осьове робоче колесо	23
3. Динаміка турбомашин	27
3.1. Основне енергетичне рівняння турбомашини	27
3.2. Теоретичні напірні характеристики турбомашин	30
3.3. Дійсні індивідуальні характеристики турбомашин	34
4. Подібність турбомашин	37
4.1. Умови та закони подібності, швидкохідність турбомашин	37
4.2. Типові характеристики турбомашин	41
4.3. Універсальні характеристики турбомашин	42
5. Робота турбомашин на зовнішню мережу	44
5.1. Характеристика зовнішньої мережі турбоустановки	45
5.2. Режим роботи турбомашини	49
6. Сумісна робота турбомашин	57
Частина II. ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ	62
7. Загальні відомості про вентиляторні установки	62
7.1. Склад вентиляторної установки	62
7.2. Порівняння властивостей осьових та відцентрових вентиляторів	64
7.3. Особливості роботи вентиляторної установки на всмоктування	66
7.4. Способи регулювання параметрів робочих режимів вентиляторної установки	68

7.5. Порівняння економічності регулювання дроселуванням та зміни частоти обертання.....	71
8. Робочі властивості вентиляторів та вентиляційної мережі	73
8.1. Ділянка промислового використання вентилятора.....	73
8.2. Номенклатура вентиляторів	75
9. Проектування вентиляторних установок головного провітрювання.....	83
9.1. Вимоги до вентиляторних установок	83
9.2. Вихідні дані	84
9.3. Вибір типу вентилятора	85
9.4. Вибір способу регулювання	86
9.5. Визначення параметрів робочих режимів і значень регульовальних параметрів	86
9.6. Визначення резерву продуктивності	90
9.7. Вибір двигуна.....	90
9.8. Коефіцієнт корисної дії регулювання	92
9.9. Витрати електроенергії на провітрювання	94
10. Проектування вентиляторних установок місцевого провітрювання.....	97
11. Енергоефективність вентиляторних установок.....	101
Частина III. НАСОСНІ УСТАНОВКИ.....	108
12. Стаціонарні насосні установки.....	108
12.1. Улаштування стаціонарних насосних установок.....	108
12.2. Насосні водопровідні станції.....	109
12.3. Водовідливні установки.....	111
12.4. Схеми водовідливу	114
13. Загальні питання роботи насосних установок.....	117
13.1. Кавітація в насосах	117
13.2. Особливості силової взаємодії робочого колеса з рідиною під час роботи насоса	128
14. Відцентрові насоси	135
14.1. Характеристики відцентрових насосів. Умови нормальної експлуатації.....	135
14.2. Регулювання параметрів робочих режимів насосів	143

14.3. Конструкції відцентрових насосів	145
14.4. Схеми заливання насосів	151
15. Спеціальні засоби водовідливу	155
15.1. Поршневі та ротаційні насоси	155
15.2. Струмінні насоси	161
15.3. Ерліфти	168
16. Насосні установки нафтових виробництв	173
16.1. Експлуатація свердловин штанговими насосами	173
16.2. Експлуатація свердловин установками занурених відцентрових електронасосів	179
16.3. Гідропоршневі насоси	200
16.4. Заглибні гвинтові насоси	208
17. Методика розрахунку та вибору електромеханічного обладнання насосних установок	218
17.1. Методика розрахунку та вибору електромеханічного обладнання водовідливної установки	218
17.2. Розрахунок водозниження та осушення	236
17.3. Енергоефективність насосних установок	239
Частина IV. ПНЕВМАТИЧНІ УСТАНОВКИ	244
18. Поршневі компресори	245
18.1. Теоретичний робочий процес одноступеневого компресора	245
18.2. Дійсний процес одноступеневого стиснення	248
18.3. Фактори обмеження ступеня стиснення	250
18.4. Дво- та багатоступеневе стиснення	252
18.5. Основні параметри компресорів	255
18.6. Регулювання продуктивності	256
19. Різновиди та конструкції компресорів	261
19.1. Різновиди компресорів	261
19.2. Конструкція поршневих компресорів	261
19.3. Відцентрові компресори	263
19.4. Ротаційні компресори	265

20. Допоміжне обладнання компресорних станцій.....	269
20.1. Система охолодження	269
20.2. Система змащення	271
21. Пневматичні мережі.....	272
22. Методика розрахунку пневматичної установки.....	274
23. Установки для кондиціювання повітря та утилізації низькопотенціальної теплової енергії.....	278
23.1. Установки для охолодження повітря.....	278
23.2. Типи холодильних машин	280
23.3. Енергоперетворення в холодильній машині.....	283
23.4. Робота холодильної машини як теплового насоса для утилізації теплової енергії	286
23.5. Установки утилізації теплової енергії за допомогою теплового насоса та оцінювання їх ефективності	288
<i>Список літератури.....</i>	<i>302</i>

Навчальне видання

Шевчук Степан Прокопович
Попович Олександр Миколайович
Світлицький Віктор Михайлович

**Насосні, вентиляторні
та пневматичні установки**

Підручник

Редактор *Р. М. Шульженко*
Комп'ютерна верстка *В. Ф. Заволодько*

Темплан 2009 р., поз. 1-1-008

Підп. до друку 18.10.2010. Формат 60×84¹/₁₆. Папір офс. Гарнітура Times.
Спосіб друку – офсет. Ум. друк. арк. 17,90. Обл.-вид. арк. 28,33. Наклад 100 пр. Зам. № 10-263.
(Додатковий тираж)

НТУУ «КПІ» ВПІ ВПК «Політехніка»
Свідоцтво ДК № 1665 від 28.01.2004 р.
03056, Київ, вул. Політехнічна, 14, корп. 15
тел./факс (044) 406-81-78