

Мандрус В. І.

**ГІДРАВЛІЧНІ
ТА
АЕРОДИНАМІЧНІ
МАШИНИ**

(НАСОСИ, ВЕНТИЛЯТОРИ, ГАЗОДУВИ, КОМПРЕСОРИ)

Підручник

Затверджено Міністерством освіти і науки України

Видавництво “Магнолія плюс”
Видавець СПД ФО В. М. Піча
Львів 2004

УДК 621.22
ББК 31.56
М 23

*Затверджено Міністерством освіти і науки України
як підручник для студентів вищих закладів освіти
(Лист № 1/11-3828 від 05.09.2003 р.)*

Рецензенти:

П. Д. Хоружий – доктор технічних наук, професор
(Інститут гідротехніки і меліорації Української академії аграрних наук)

О. М. Яхно – доктор технічних наук, професор
(Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут")

Ю. П. Євреєнко – кандидат технічних наук, доцент
(Рівненський державний технічний університет)

Т. Ф. Наливайко – член – кореспондент Української нафтогазової академії

Б. П. Ціхоцький – інженер (Інститут "Львівдіпронафтохім")

Т. Б. Юзьків – кандидат технічних наук
(Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)

М 23 **Мандрус В. І.** Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: "Магнолія плюс", видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.

ISBN 966-8340-36-1

У підручнику наведені класифікації, основи теорії, характеристики, способи регулювання, конструкції насосів, вентиляторів, газодувів, компресорів, автоматизованих насосних агрегатів, які використовуються в комунальному та водному господарстві. Розглянуто спільну роботу нагнітача з трубопровідною мережею. Описано програму розрахунків на ЕОМ деяких параметрів насосів для регулювання подачі. Подається 54 приклади розв'язання задач і 132 задачі для самостійного розв'язування.

Для студентів вищих закладів освіти, які навчаються за напрямками "Будівництво" та "Водні ресурси", а також для студентів інших технічних напрямів та спеціальностей.

ББК 31.56

ISBN 966-8340-36-1

© Мандрус В. І., 2004
© Магнолія плюс, 2004
© Видавець СПД ФО В. М. Піча

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	7
ВСТУП	9
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО НАГНІТАЧІ	12
1.1. Класифікації нагнітачів	12
1.2. Основні параметри нагнітачів	17
1.3. Двигуни для нагнітачів	21
Задачі для самостійного розв'язування	23
2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ДИНАМІЧНИХ НАСОСІВ ТА ВЕНТИЛЯТОРІВ	26
2.1. Рух рідини в робочому колесі відцентрового нагнітача	26
2.2. Основне рівняння динамічного нагнітача	31
2.3. Дійсний напір насоса та дійсний тиск вентилятора	32
2.4. Вплив форми лопатей на напір насоса та тиск вентилятора	35
2.5. Теоретична характеристика нагнітача	38
2.6. Робоча характеристика нагнітача	43
2.7. Осьові нагнітачі	45
2.8. Подібність динамічних нагнітачів	47
2.9. Коефіцієнт швидкохідності	54
2.10. Універсальні характеристики	60
2.11. Безрозмірні аеродинамічні характеристики	62
2.12. Обточка робочого колеса по діаметру	64
Задачі для самостійного розв'язування	68
3. СПІЛЬНА РОБОТА НАГНІТАЧА З МЕРЕЖЕЮ	73
3.1. Трубопроводи та трубопровідні мережі	73
3.1.1. Класифікації	73
3.1.2. Розрахунок та характеристика простого трубопроводу	73
3.1.3. Розрахунок та характеристика трубопровідної мережі	75
3.2. Нагнітальна установка та характеристика спільної роботи нагнітача з мережею	88

3.3. Вплив параметрів плинного середовища на характеристику спільної роботи нагнітача з мережею	98
3.3.1. Вплив в'язкості рідин на характеристики насоса і мережі	98
3.3.2. Вплив температури та тиску на характеристики нагнітача і мережі	100
3.3.3. Вплив механічних домішок в газі на роботу вентиляційної установки	104
3.4. Регулювання подачі нагнітальної установки	106
3.4.1. Дроселювання	107
3.4.2. Перепуск	109
3.4.3. Зміна частоти обертання робочого колеса	110
3.4.4. Обточка робочого колеса	116
3.4.5. Закручування потоку перед робочим колесом	117
3.4.6. Поворот лопатей	119
3.4.7. Зміна ширини робочого колеса	120
3.5. Спільна робота нагнітачів	121
3.5.1. Побудова сумарної характеристики нагнітачів	121
3.5.2. Робота в мережі послідовно з'єднаних нагнітачів	126
3.5.3. Робота в мережі паралельно з'єднаних нагнітачів	128
3.5.4. Робота в мережі комбіновано з'єднаних нагнітачів	132
3.6. Стійкість роботи нагнітачів	134
3.7. Кавітація та висота всмоктування насоса	139
Задачі для самостійного розв'язування	149

4. КОНСТРУКЦІЇ ДИНАМІЧНИХ НАСОСІВ ТА ВЕНТИЛЯТОРІВ	158
4.1. Елементи насосів	158
4.1.1. Робочі колеса	158
4.1.2. Ущільнення	160
4.1.3. Підшипники	162
4.1.4. Корпуси	162
4.2. Осьові та радіальні сили у відцентрових насосах	164
4.3. Відцентрові насоси загального призначення	168
4.4. Осьові насоси	179

4.5. Свердловинні насоси.....	181
4.6. Насоси для стічних вод	191
4.7. Насоси для теплопостачання	196
4.8. Боковоканалні насоси.....	202
4.9. Автоматизовані насосні агрегати.....	208
4.10. Конструктивні особливості радіальних вентиляторів	214
4.11. Радіальні вентилятори загального призначення.....	218
4.12. Радіальні вентилятори спеціального призначення.....	226
4.13. Осьові вентилятори	230
4.14. Вентилятори інших видів	234
4.15. Вибір нагнітачів.....	235
4.16. Випробування нагнітачів	240
4.17. Обслуговування нагнітальних установок	242
4.18. Попередження шумів при роботі нагнітальних установок.....	244
 5. ОБ'ЄМНІ НАСОСИ	246
5.1. Принцип дії та види поршневих насосів	246
5.2. Подача поршневого насоса.....	248
5.3. Всмоктування поршневого насоса.....	250
5.4. Класифікація ротаційних насосів.....	253
5.5. Будова і принцип дії ротаційних насосів	255
Задачі для самостійного розв'язування.....	266
 6. ГІДРОЕЛЕВАТОРИ ТА НАГНІТАЧІ-АПАРАТИ.....	270
6.1. Шнекові гідроелеватори	270
6.2. Струминні нагнітачі	271
6.3. Ерліфти	281
6.4. Гідроударні нагнітачі	286
Задачі для самостійного розв'язування.....	287
 7. КОМПРЕСОРИ.....	289
7.1. Типи та основні параметри компресорів.....	289
7.2. Термодинамічні основи роботи компресора.....	290

7.3. Лопатеві компресори	298
7.4. Поршневі компресори	301
7.5. Ротаційні компресори.....	308
7.6. Газодуви.....	310
7.7 Нагнітачі для зріджених газів.....	313
Задачі для самостійного розв'язування.....	313
 ДОДАТКИ	 317
I. Втрати напору на гідравлічних опорах	317
II. Програма "Параметри насоса"	321
ВІДПОВІДІ ДО ЗАДАЧ	328
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	330
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	334

ПЕРЕДМОВА

Дисципліна "Гідравлічні та аеродинамічні машини" є однією з фундаментальних дисциплін при підготовці бакалаврів базових напрямів "Будівництво" (спеціальності "Теплогазопостачання і вентиляція", "Споруди і обладнання водопостачання і водовідведення") та "Водні ресурси" (спеціальності "Водопостачання та водовідведення", "Гідромеліорація"). Майбутнім фахівцям в галузі водо- і теплопостачання, водовідведення, меліорації необхідне знання насосів, в галузі газопостачання і очищування природних та стічних вод – газодувів і компресорів, а знання вентиляторів необхідне спеціалістам в галузі вентиляції і кондиціонування повітря. Тому в запропонованому підручнику розглядаються не всі гідравлічні та аеродинамічні машини і апарати, а лише нагнітачі, тобто машини для подачі та збільшення енергії рідин і газів – насоси, вентилятори, газодуви, компресори. Ці обставини і зумовили другу назву підручника, основою для якого став більш як двадцятирічний досвід автора у викладанні дисциплін гідромашинного профілю в Національному університеті "Львівська політехніка" та Львівському інституті пожежної безпеки МНС України.

У підручнику висвітлені питання теорії динамічних насосів і вентиляторів та їх спільної роботи з трубопровідними мережами, вибір типів нагнітачів і розрахунок режиму їх роботи для заданих умов. Описані конструкції та характеристики найбільш уживаних типів динамічних насосів, автоматизованих насосних агрегатів, вентиляторів. В окремих розділах наведені відомості про об'ємні насоси, гідроелеватори, нагнітачі-апарати. При стисканні газів у газодувах і компресорах суттєво змінюються їх об'єм і температура, тому питання теорії роботи цих машин розглянуті окремо від інших нагнітачів (насосів і вентиляторів), у спеціальному розділі.

Опис теоретичних питань супроводжують приклади розв'язування задач. Кожен розділ завершений задачами для самостійного розв'язування. Їх можна використати як завдання до розрахунково-графічних робіт, письмових контрольних робіт для студентів усіх форм навчання. В додатках наведені довідкові матеріали.

Навчальним планом для даних базових напрямів передбачається підготовка будівельників і експлуатаційників, тому питання конструювання і технології виробництва нагнітачів у підручнику не приводяться.

Хоча підручник призначений для підготовки фахівців базових напрямів "Будівництво" та "Водні ресурси", певну частину його матеріалів можуть використати студенти інших технічних напрямів (інженерна механіка, гірництво, металургія, енергетика, пожежна безпека, хімічна технологія та інженерія, механізація та електрифікація сільського господарства), які вивчають дисципліни, пов'язані з експлуатацією нагнітачів.

Автор висловлює щирі подяку шановним рецензентам за низку зауважень та порад і доценту Лецію Н. П. за допомогу при підготовці підручника до видання.

Пропозиції щодо змісту підручника просимо надсилати за адресою: 79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 35, Львівський інститут пожежної безпеки МНС України. e-mail: mail@lipb.lviv.ua; 79060, м. Львів-60, а/с 2623, видавництво "Магнолія Плюс", тел./факс 63-89-39

ВСТУП

Насоси, вентилятори, газодуви, компресори широко застосовують у всіх галузях народного господарства, в закладах житлово-комунального та соціально-побутового призначення. Двигуни до нагнітачів споживають до 10 % електроенергії, яку виробляють в країні.

Машини і пристрої для подачі води і повітря людство використовувало ще задовго до нашої ери в Єгипті, Римській імперії, Греції, стародавніх східних країнах. Спочатку енергією для їх роботи була фізична сила людей і тварин, а пізніше – енергія падаючої води, яку передавали через водяні колеса. Великим поштовхом для більш широкого вживання поршневих насосів і газодувів став винахід парового двигуна у XVIII ст. З розповсюдженням електродвигунів у XX ст. пов'язане і масове використання нагнітачів з обертальними робочими органами, в першу чергу відцентрових. Першими насосами були поршневі, і використовували їх за декілька сторіч до нашої ери. Для піднімання води на висоту до 4 м з III ст. до н. е. застосовувався Архімедів гвинт. Двоциліндровий поршневий насос був побудований давньогрецьким механіком Ктесибієм в II ст. до н. е.

Винахідником відцентрового насоса вважають італійця Д. Жордана (кінець XVII ст.). Перші відцентрові насоси примітивних конструкцій застосовували у XVIII ст. французи Д. Папен, Ледемур. У XIX ст. американець Андревс розробив досконалішу конструкцію одноколісного відцентрового насоса, а англійський вчений О. Рейнольдс запатентував багатоступінчастий відцентровий насос, застосувавши в ньому напрямний лопатевий апарат. Схеми та основні конструкційні ознаки насосів Андревса та Рейнольдса використовуються і в сучасних відцентрових насосах.

Перший малогабаритний відцентровий насос з трансмісійним валом для піднімання води з глибоких свердловин винайшов у 1898 р. російський інженер В. А. Пушечніков.

Вихорний насос (тепер він називається боковоканальний) розробив у 1920 р. в Німеччині С. Гіншел.

Об'ємні гідромашини відомі з кінця XVI ст. Так, пластинчастий (шиберний) насос запропонував Рамелі в 1588 р., а двороторний коловоротний насос, прообраз сучасних зубчастих нагнітачів, описав у 1624 р. І. Лейрехон.

Водоструминний апарат вперше використав як лабораторне обладнання у 1852 р. англійський вчений Томпсон, а промисловий взірець в 1866 р. застосував німець Нагель.

Відомо, що першим витискувачем була парова водовідливна установка англійця Т. Севері (1693). В середині XIX ст. для піднімання рідин з глибоких свердловин був запропонований газліфт.

На початку XX ст. були розповсюджені пневмоустановки (інші назви – пневмонасоси, монтежю, монжуси). Вони здатні підняти воду з ємностей на висоту до 300 м за допомогою стисненого повітря, яке нагнітають у верхню частину баків компресорами.

У 1832 р. російський інженер А. А. Саблуков винайшов відцентровий вентилятор і запропонував просту методику його розрахунку. Ці вентилятори знайшли досить широке впровадження в багатьох країнах для провітрювання заводських приміщень, на морських кораблях, в рудниках.

Винахідником одноступінчастого компресора вважають німецького вченого О. Геріке (1640). Багатоступінчастий компресор з охолодниками між ступенями розробив у 1849 р. німець Ратен. Відцентрові компресори почали випускати французька фірма “Рато” і англійська “Парсонс” на початку XX ст.

Теоретичними та лабораторними дослідженнями роботи насосів, вентиляторів, компресорів займалися видатні вчені різних країн.

Славнозвісний Л. Ейлер вивів основне рівняння лопатевих гідромашин. Професор М. Є. Жуковський розробив теорію повітряного гвинта, що є основою розрахунків усіх лопатевих нагнітачів. Український академік Г. Ф. Проскура дуже плідно працював у галузі теорії газових і водяних турбін, осьових насосів і компресорів. Великий внесок у розвиток теорії і конструювання

нагнітачів внесли Л. Прандтль, К. Пфляйдерер (Німеччина), А. А. Ломакін, С. С. Руднєв (СРСР), О. Рейнольдс (Англія), А. Стодола (Чехословаччина), А. І. Степанов (США) та багато інших.

В Україні над питанням вдосконалення нагнітачів працюють вчені, винахідники, конструктори, інженери багатьох наукових, проектно-конструкторських установ, промислових підприємств. В гідравлічних лабораторіях Харківського національного політехнічного університету і Сумського національного університету проводять наукові дослідження насосів і компресорів. Плідно працюють трудівники українських науково-дослідних і проектно-конструкторських інститутів атомного і енергетичного насособудування, компресорного машинобудування, обладнання для кондиціювання повітря і вентиляції та низка інших. Велику кількість нагнітачів різних розмірів і модифікацій виготовляє Сумське машинобудівне об'єднання, Бердянський завод "Південгідромаш", Сумське об'єднання "Насосенергомаш" та інші машинобудівні підприємства.

У всьому світі сотні фірм продукують величезну кількість різних видів нагнітачів. Так, насоси розробляють і випускають такі всесвітньо відомі фірми, як американська "Duriron", французька "Guinard". Російське об'єднання "Уралгідромаш" будує осьові та відцентрові вертикальні насоси з особливо великою подачею. Величезний насособудівний концерн "Grundfos international" має основне підприємство в Данії і 36 філіалів та дочірніх фірм у 25 країнах. Різноманітні компресори виробляють німецька фірма "Kaeser kompresoren", чеська "ČKD", а вентилятори – англійська "Halifax fan". Японська фірма "Ebara" випускає насоси та насосні установки, вентилятори, компресори.

Основними завданнями в галузі насосо-, вентиляторо- і компресоробудування є подальше покращення енергетичних показників нагнітачів, підвищення надійності їх роботи, зменшення матеріаломісткості та вартості обладнання і експлуатаційних витрат, вдосконалення систем автоматизації і керування.

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО НАГНІТАЧІ

1.1. Класифікації нагнітачів

Гідравлічні та аеродинамічні машини належать до протічних, тобто до машин, через які протікає потік плинного середовища (рідини, газу). До класу цих машин входять нагнітачі (машини для подачі і збільшення енергії рідин і газів, які перетворюють механічну енергію рухомого робочого органа в гідравлічну енергію рухомої рідини), та гідро- і пневмодвигуни (машини, які перетворюють енергію рідини або газу під тиском в рух вихідного вала або штока). Окрім нагнітачів–машин, широко застосовуються також нагнітачі–апарати, в яких для переміщення одного, основного плинного середовища використовують енергію іншого, робочого плинного середовища або гідравлічного удару.

У різних сферах діяльності люди використовують найрізноманітніші види та типи нагнітачів. У підручнику розглянуті лише ті з них, які застосовують в комунальному та водному господарстві.

За видом плинного середовища розрізняють такі нагнітачі:

- для подачі рідин (води, нафтопродуктів, забруднених рідин, сумішей, рідин з твердими речовинами, агресивних, технологічних рідин) – насоси;

- для подачі газів – вентилятори, газодуви, компресори. Їх розрізняють залежно від коефіцієнта стиснення $\varepsilon = p_k/p_n$, тобто відношення кінцевого тиску газу в нагнітачі p_k до початкового p_n . Коли $\varepsilon < 1,15$, машину називають вентилятором; коли $\varepsilon > 1,15$ без охолодження газу – газодувом (повітродувом); коли $\varepsilon > 1,15$ з охолодженням газу – компресором.

За принципом дії виділяють нагнітачі–машини та нагнітачі–апарати (рис. 1.1). До нагнітачів–машин належать динамічні, об'ємні та гідроелеватори, до нагнітачів–апаратів – струминні, пневматичні та гідроударні. Майже в усіх нагнітачах за збільшення енергії плинного середовища зростає в основному потенціальна енергія у вигляді тиску, і в значно меншій мірі – кінетична енергія у вигляді швидкості рідини. У компресорах і газодувах, окрім цього, зростає і температура.

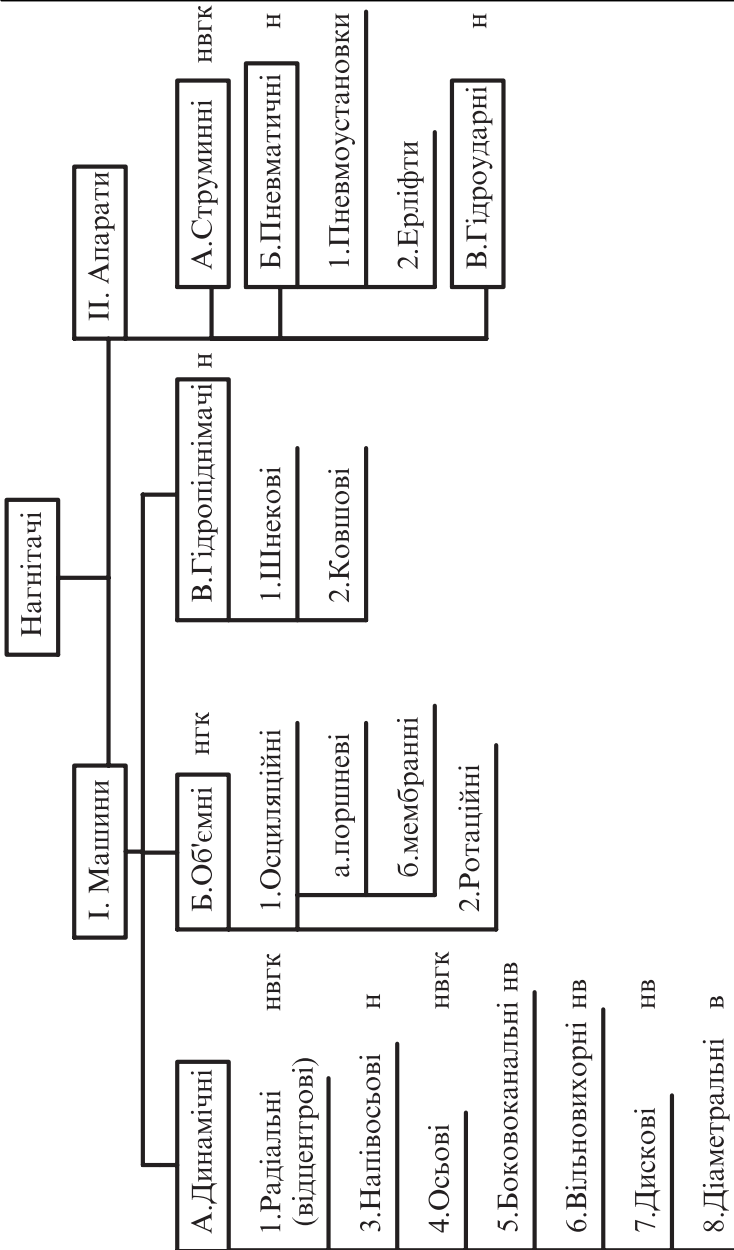


Рис. 1.1. Класифікація нагнітачів за принципом дії:

н – насос; в – вентилятор; г – газодув; к – компресор

У гідроелеваторах і ерліфтах збільшується тільки потенціальна енергія у вигляді висоти стовпа рідини під час піднімання її на вищий рівень.

До динамічних нагнітачів належать відцентрові насоси, газодуви, компресори, радіальні вентилятори (раніше їх називали відцентровими); напівосьові насоси; осьові насоси, вентилятори, компресори; боково-канальні та вільновихорні насоси і вентилятори (боковоканальні нагнітачі раніше називали вихорними). В динамічних нагнітачах робочим органом є колесо з лопатями. Енергія від нього до плинного середовища йде шляхом динамічної взаємодії лопатей зі середовищем. Динамічні насоси несамо-всмоктувальні, лише деякі конструкції боковоканальних насосів здатні самі всмоктувати рідину під час пуску насоса.

Рідини або гази у відцентрових нагнітачах рухаються від центру робочого колеса зі зігнутими лопатями до периферії (рис. 1.2), в осьових – вздовж осі вала (рис. 1.3), у напівосьових – під кутом до осі вала (рис. 1.4). У боковоканальних насосах (рис. 1.5) під час обертання колеса на кінці радіальних лопатей виникає вихор, разом з яким рідина переміщується боковим каналом, розташованим у корпусі вздовж колеса. У вільновихорному нагнітачі (рис. 1.6) робоче колесо з радіальними ребрами розміщене в ніші задньої стінки корпуса. Під час обертання колеса перед ним виникає закручений потік у вигляді

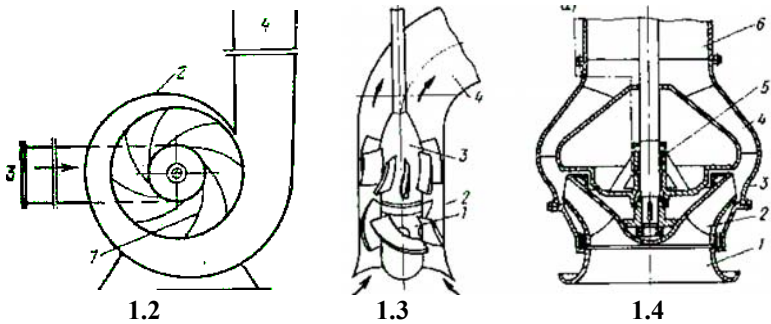
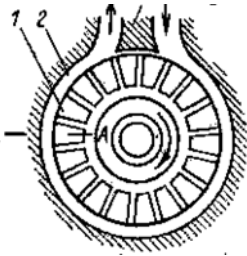


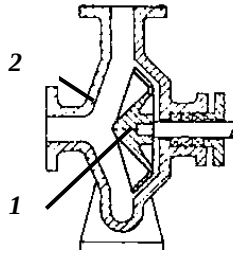
Рис. 1.2. Схема радіального (відцентрового) нагнітача: 1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – напірний патрубок

Рис. 1.3. Схема осьового нагнітача: 1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – випрямляючі лопаті; 4 – напірний трубопровід

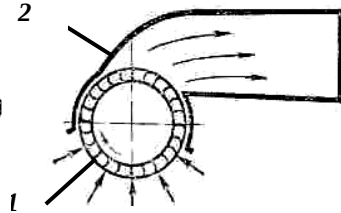
Рис. 1.4. Схема напівосьового нагнітача: 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – робоче колесо; 3 – корпус; 4 – випрямляючі лопаті; 5 – підшипник; 6 – напірний трубопровід



1.5



1.6



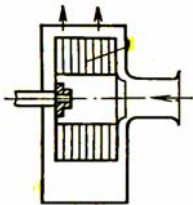
1.7

Рис. 1.5. Схема боковоканального нагнітача: 1 – робоче колесо; 2 – корпус

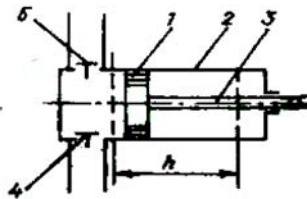
Рис. 1.6. Схема вільновихорного нагнітача: 1 – робоче колесо; 2 – корпус

Рис. 1.7. Схема діаметрального нагнітача: 1 – робоче колесо; 2 – корпус

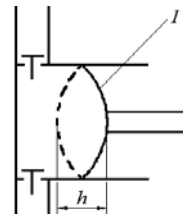
смерчу, а далі рідина виходить через напірний патрубок. В діаметральному вентиляторі (рис. 1.7) колесо розміщене в корпусі, виконаному у вигляді підводу. Повітря за напрямом діаметра проходить двічі через ґратку колеса. В дисковому нагнітачі (рис. 1.8) робоче колесо виготовлене у вигляді пакету дисків, повз які плинне середовище проходить під дією тертя.



1.8



1.9



1.10

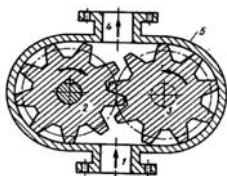
Рис. 1.8. Схема дискового нагнітача

Рис. 1.9. Схема поршневого нагнітача: 1 – поршень; 2 – корпус; 3 – шток; клапани: 4 – всмоктувальний; 5 – напірний

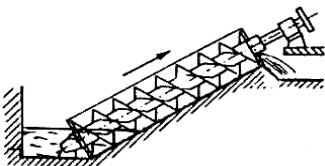
Рис. 1.10. Схема мембранного нагнітача: 1 – мембрана

До об'ємних нагнітачів (див. рис. 1.1) належать осциляційні (поршневі і мембранні) та ротаційні насоси, газодуви, компресори. Роботу осциляційних нагнітачів забезпечують зворотно-поступальним рухом штока з довжиною ходу h (рис. 1.9, 1.10), а роботу ротаційних – обертальним рухом вала (рис. 1.11). Під час цього руху відбувається зміна об'єму робочих камер, які періодично з'єднуються з входом і

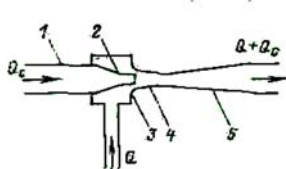
виходом машини. Поршневі та ротаційні нагнітачі мають декілька різновидів. Об'ємні насоси є самовсмоктувальними.



1.11



1.12



1.13

Рис. 1.11. Схема ротаційного (шестеренного) нагнітача: 1 – всмоктувальний отвір; 2, 3 – шесті; 4 – напірний отвір; 5 – корпус

Рис. 1.12. Схема шнекового гідропіднімача

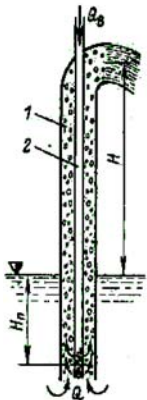
Рис. 1.13. Схема струминного нагнітача: 1 – робочий трубопровід; 2 – насадок; 3 – камера розрідження; 4 – камера змішування; 5 – дифузор

У шнековому гідропіднімачі (рис. 1.12) рідина переходить між спіралями шнека і лотком під час обертання шнека, а в ковшовому – ковшами, закріпленими на стрічці конвейєра або на колесах.

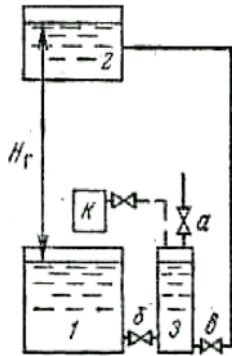
В струминному нагнітачі (рис. 1.13) під час руху рідини через насадок швидкість її значно збільшується, а тиск, відповідно до рівняння Бернуллі, суттєво зменшується. Завдяки цьому в камеру розрідження поступає рідина через всмоктувальний трубопровід. В камері змішування два потоки перемішуються, і далі вони рухаються через дифузор в напірний трубопровід. Такий апарат може виконувати роль насоса, вентилятора, газодува, компресора.

У пневматичних апаратах (ерліфтах, пневмоустановках) рідина рухається під дією енергії стисненого повітря, який подається компресором. Ерліфт (рис. 1.14) складається з водопіднімальних труб і повітропроводу, які розташовані у свердловині. Повітря поступає від компресора через повітропровід в нижню частину водопіднімальних труб і змішується з водою. Густина повітряно-водяної суміші значно менша від густини води, внаслідок чого суміш піднімається водопіднімальними трубами. В пневмоустановках (рис. 1.15) рідина переходить з джерела живлення 1 в напірний резервуар 2 на висоту H за допомогою компресора K і балона 3. Під час наповнення балона вентилі a і b відкриті, вентиль $в$ – закритий. Після заповнення балона рідиною вентилі a і b закривають, $в$ – відкривають, і компресор виштовхує рідину з балона в напірний резервуар.

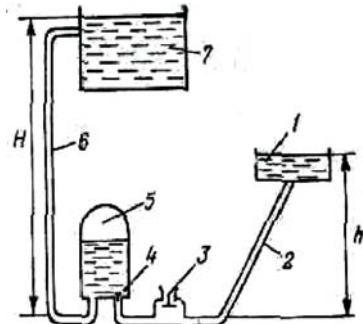
В гідроударній установці (рис. 1.16) використовують енергію гідравлічного удару, який виникає під час різкого закривання ударного клапана під час руху рідини через нього. Внаслідок суттєвого зростання тиску в камері гідротарана рідина піднімається на значну висоту.



1.14



1.15



1.16

Рис. 1.14. Схема ерліфта – труби подачі: 1 – водоповітряної суміші; 2 – повітря

Рис. 1.15. Схема пневмоустановки – резервуари: 1 – живлення; 2 – напірний; 3 – балон

Рис. 1.16. Схема гідроударної установки: 1 – джерело живлення; 2 – підвідний трубопровід; 3 – ударний клапан; 4 – нагнітальний клапан; 5 – повітряний ковпак; 6 – напірний трубопровід; 7 – напірний резервуар

За кількістю робочих органів нагнітачі розрізняють одно- та багатоступінчасті. Окремі ступені можуть бути з'єднані між собою послідовно або паралельно.

Нагнітачі розрізняють також за установленням робочих камер – горизонтальні, вертикальні, нахилені.

1.2. Основні параметри нагнітачів

Подача Q – об'ємна витрата рідини або газу через напірний патрубков нагнітача. Розмірність подачі в СІ – $\text{м}^3/\text{с}$, використовують також розмірності л/с , $\text{см}^3/\text{с}$, л/хв , $\text{м}^3/\text{год}$, $\text{м}^3/\text{добу}$.

Напір H – різниця енергій одиниці ваги рідини (газу) або повних напорів після нагнітача і перед ним:

$$H = z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = z_в - \frac{p_в}{\rho g} - \frac{v_в^2}{2g}, \quad (1.1)$$

де z – геометрична висота, тобто віддаль від довільної горизонтальної площини до центру патрубку, p – тиск рідини або газу, ρ – густина плинного середовища, v – його швидкість, $p/(\rho g)$ – п'єзометрична висота, $v^2/2g$ – швидкісний напір (висота); сума трьох висот – повний напір.

Індексом n позначені параметри напірного патрубку, тобто на виході з нагнітача, індексом $в$ – параметри всмоктувального патрубку, тобто на вході в нагнітач.

Тиск нагнітача:

$$p = \rho g H. \quad (1.2)$$

В СІ напір вимірюють в метрах, тиск – у паскалях. На практиці використовують також розмірність тиску кгс/см².

В нагнітальних установках використовують прилади, які вимірюють тиск не абсолютний $p_{аб}$, а відносно атмосферного $p_{ат}$. Нагадаємо види тисків (рис. 1.17, а). Тиск, більший за атмосферний, називається надлишковим $p_{над}$ або манометричним $p_{ман}$, а менший від атмосферного – вакуумметричним $p_{вак}$ або вакуумом.

При цьому

$$p_{над} = p_{ман} = p_{аб} - p_{ат}; \quad p_{вак} = p_{ат} - p_{аб}. \quad (1.3)$$

Отже, різницю тисків p між точками 1 і 2 можна показати як суму показів манометра $p_{ман}$ і вакуумметра $p_{вак}$ (рис. 1.17, б).

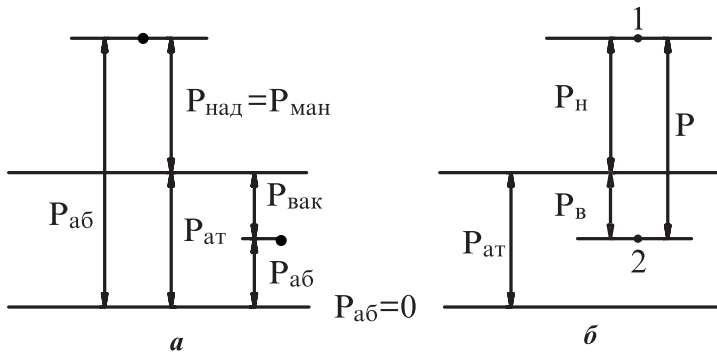


Рис. 1.17. Види тисків

Враховуючи вищесказане, рівняння (1.1) набуває вигляду:

$$H = \frac{p_n}{\rho g} + \frac{p_6}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_6^2}{2g} + z. \quad (1.4)$$

Графічно рівняння (1.4) зображене на рис. 1.18. Під час користування рідинними вакуумметром і п'єзометром, висота z є відстанню по вертикалі між точками приєднання цих приладів до трубопроводів (рис. 1.18, а). Оскільки на насосних установках для вимірювання тисків використовують пружинні прилади, висота z є відстанню по вертикалі між точкою приєднання вакуумметра до центра манометра (рис. 1.18, б).

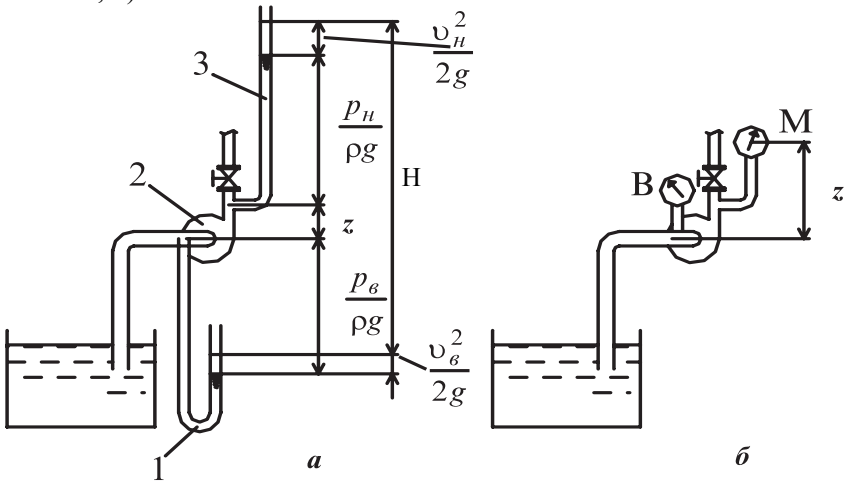


Рис. 1.18. Схема до пояснення повного напору насоса:

а – під час використання рідинних вакуумметра і п'єзометра: 1 – вакуумметр; 2 – насос; 3 – п'єзометр; б – використання пружинних вакуумметра і манометра

Корисна або гідравлічна потужність нагнітача N – робота, яку передає нагнітач рідині або газу за одиницю часу:

$$N_r = \rho g Q H = p Q. \quad (1.5)$$

Потужність в СІ вимірюють у ватах. Від двигуна нагнітач обертального типу споживає потужність на валі:

$$N = M \cdot \omega, \quad (1.6)$$

де M – крутний момент на валі нагнітача, ω – кутова швидкість обертання вала.

Поршневий нагнітач має потужність на штоці:

$$N = Fv, \quad (1.7)$$

де F – зусилля на штоці, v – швидкість переміщення штока.

Коефіцієнт корисної дії нагнітача:

$$\eta = N_{\Gamma} / N. \quad (1.8)$$

Втрати потужності в нагнітачах поділяють на 3 види. Механічні втрати – втрати потужності на тертя між дисками робочих коліс і рідиною, в підшипниках, ущільненнях. Їм відповідає механічний ККД η_m .

Об'ємні втрати – втрати потужності на перетікання частини рідини q через зазори між робочим органом і корпусом. Об'ємним втратам відповідає об'ємний ККД:

$$\eta_o = Q/Q_{\kappa} = Q/(Q+q), \quad (1.9)$$

де Q_{κ} – подача робочого органа, Q – подача нагнітача.

Гідравлічні втрати – втрати потужності за рахунок втрат напору h під час руху рідини елементами нагнітача. Їм відповідає гідравлічний ККД:

$$\eta_{\Gamma} = H / H_{\Gamma} = H / (H + h), \quad (1.10)$$

де H – напір нагнітача, H_{Γ} – теоретичний напір, тобто напір, який створює робочий орган.

ККД нагнітача – це добуток цих часткових ККД:

$$\eta = \eta_m \eta_o \eta_{\Gamma}. \quad (1.11)$$

Під час проектування насосів для визначення об'ємного та гідравлічного ККД використовують формули, запропоновані А. А. Ломакіним:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,67}}, \quad (1.12)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{\left[\lg(4,25 \sqrt[3]{Q/n}) - 0,172 \right]^2}, \quad (1.13)$$

де n_s – коефіцієнт швидкохідності (див. п. 2.9). Розмірність Q м³/с, n – хв⁻¹.

Для сучасних великих насосів об'ємний ККД становить 0,95...0,98;

гідравлічний ККД – 0,82...0,94. Малі і середні насоси мають об'ємний ККД 0,85...0,95; гідравлічний ККД – 0,80...0,85. Механічні ККД сягають – 0,92...0,96, а загальні – 0,8...0,9.

Ще один параметр нагнітача – частота обертання робочого колеса, n , с^{-1} , та кількість подвійних ходів штока, яка позначається також буквою n .

1.3. Двигуни для нагнітачів

З нагнітачами можуть працювати будь-які двигуни. Але найчастіше використовують електричні, оскільки вони найекономічніші і найзручніші в експлуатації, екологічно чисті.

Найбільш розповсюджені електродвигуни змінного струму асинхронні з короткозамкненим ротором. Єдиним їх недоліком є підвищення струму в 5 – 7 разів у момент пуску. Для зменшення пускового струму пристосовані асинхронні двигуни з фазним ротором, в якому обмотки з'єднані зі змінним електричним опором. Поступово зменшуючи цей опір до нуля, можна запобігти виникненню великого пускового струму. Проте наявність фазного ротора збільшує вартість електродвигуна. Асинхронні двигуни великих потужностей мають зменшені ККД, тому раціонально використовувати їх до потужності 500 кВт.

За більших потужностей застосовують синхронні двигуни, хоча вони мають складнішу конструкцію і дорожчі.

Синхронні двигуни мають такі стандартні частоти обертання вала: $n = 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500 \text{ хв}^{-1}$; асинхронні: $n = 2900, 1450, 960, 725, 580, 480 \text{ хв}^{-1}$. Фактичні частоти обертання двигунів менші від стандартних.

Під час розрахунку потужності двигуна для приводу нагнітача необхідно враховувати можливе збільшення потужності на валі за відхилення режиму від розрахункового:

$$N_d = m \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta \cdot \eta_n}, \quad (1.14)$$

де m – коефіцієнт запасу потужності, який залежить від потужності нагнітача, як це видно з таблиці:

N , кВт	до 20	20...60	60...300	більше 300
m	1,25	1,20	1,15	1,10

η_n – ККД передачі. За безпосереднього з'єднання нагнітача з

двигуном $\eta_n = 1$, через пасову передачу – $\eta_n = 0,9$. ККД для інших передач треба брати за відповідними довідниками.

Приклад 1.1. Визначити потужність насоса, який подає воду в кількості $Q = 100$ л/с, за показів манометра і вакуумметра відповідно $p_m = 245$ кПа і $p_v = 49$ кПа. Прийняти швидкість руху в нагнітальному і всмоктувальному патрубках однаковою, а ККД насоса $\eta = 0,8$.

Розв'язання. Потужність насоса $N = N_r / \eta$, де гідравлічна потужність N_r визначається формулою (1.5).

Оскільки $p = p_m + p_v$, то

$$N = Q(p_m + p_v) / \eta = 0,1(245 + 49)10^3 / 0,8 = \\ = 36750 \text{ Вт} = 36,75 \text{ кВт.}$$

Приклад 1.2. Підрахувати напір насоса, якщо подача води $Q = 20$ л/с, покази вакуумметра $p_v = 36$ кПа, манометра $p_m = 0,4$ МПа. Відстань від осі насоса до центра манометра $z = 400$ мм. Діаметри нагнітального і всмоктувального патрубків відповідно дорівнюють $d_n = 150$ мм; $d_v = 200$ мм.

Розв'язання. П'єзометричний напір дорівнюватиме:

$$z + (p_m + p_v) / (\rho g) = 0,4 + (0,4 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3) / (1000 \cdot 9,81) = \\ = 44,84 \text{ м.}$$

Швидкості в патрубках будуть відповідно:

$$v_n = 4Q / (\pi d_n^2) = 4 \cdot 0,02 / (3,14 \cdot 0,15^2) = 1,13 \text{ м/с,}$$

$$v_v = 4Q / (\pi d_v^2) = 4 \cdot 0,02 / (3,14 \cdot 0,2^2) = 0,64 \text{ м/с.}$$

Різниця швидкісних напорів:

$$(v_n^2 - v_v^2) / 2g = (1,13^2 - 0,64^2) / (2 \cdot 9,81) = 0,04 \text{ м.}$$

Напір насоса: $H = 44,84 + 0,04 = 44,88 \text{ м.}$

Приклад 1.3. Насосна установка за 4 год піднімає зі свердловини 18 м^3 води. Повний напір насоса $H = 3000$ м. Визначити корисну потужність насоса і ККД установки за потужності приводного електродвигуна $N_d = 55$ кВт.

Розв'язання. Тиск, що розвиває насос, за формулою (1.2) буде:

$$p = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3000 = 29430000 \text{ Па} = 29,43 \text{ МПа.}$$

Корисна потужність за формулою (1.5):

$$N_r = pQ = 29,43 \cdot 10^6 \cdot 18 / (4 \cdot 3600) = 3,68 \cdot 10^4 \text{ Вт} = 36,8 \text{ кВт.}$$

Тоді ККД установки:

$$\eta = N_r / N_d = 36,8 / 55 = 0,67.$$

Приклад 1.4. Повний ККД вентилятора становить 0,55, а споживана ним потужність – 25,9 кВт. Яка буде його подача за тиску, якому відповідає напір 150 мм вод. ст.?

Розв'язання. ККД вентилятора визначається за формулою (1.8), з якої корисна потужність $N_r = N \eta$. Оскільки корисна потужність за формулою (1.5) дорівнює pQ , то $pQ = N \eta$, звідки подача вентилятора:

$$Q = N \eta / p = 0,55 \cdot 25,9 \cdot 10^3 / 1471,5 = 9,68 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Тиску $p = 1471,5$ Па відповідає 150 мм вод. ст., тому що

$$p = \rho g h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 1471,5 \text{ Па.}$$

Приклад 1.5. Радіальний вентилятор подає 10000 м³/год повітря за тиску 5250 Па і ККД 0,61. Якою має бути кутова швидкість його колеса, щоб забезпечувався крутний момент 160 Н·м?

Розв'язання. Потужність, яку споживає вентилятор, визначає формула (1.6). Оскільки ця потужність, в свою чергу, виражається формулою (1.8), то можна записати, що $Qp / \eta = M \cdot \omega$, і тому кутова швидкість колеса

$$\omega = Qp / (\eta \cdot M) = 10000 \cdot 5250 / (3600 \cdot 0,61 \cdot 160) = 149 \text{ с}^{-1}.$$

Задачі для самостійного розв'язування

1.1. Визначити корисну потужність насоса, якщо на його напірному патрубку манометр показує тиск $p_n = 1,0$ МПа, вакуумметр на всмоктувальному патрубку – $p_v = 50$ кПа, а відстань по вертикалі між точкою приєднання вакуумметра і центром манометра $z = 0,5$ м. Діаметри всмоктувального та напірного патрубків однакові, подача води $Q = 15$ дм³/с.

1.2. Під час випробування відцентрового насоса, з'єднаного з всмоктувальною лінією діаметром $d_v = 80$ мм і напірною діаметром

$d_n = 60$ мм отримано такі дані: покази манометра на виході з насоса $p_n = 125$ кПа, покази вакуумметра на вході в насос $p_v = 30$ кПа, подача насоса $Q = 10$ л/с, крутний момент на валі насоса $M = 10$ Н · м, частота обертання вала $n = 2000$ хв⁻¹. Вертикальна відстань між входом і виходом насоса $z = 8$ см, висота розташування центра манометра над вихідним перерізом насоса $a = 12$ см. Визначити напір, потужність та ККД насоса.

1.3. Поршневий насос подає 30 м³/год води. Манометр на напірній трубі показує 3,4 кгс/см², а вакуумметр на всмоктувальній – 0,5 кгс/см². Визначити тиск, який створює насос. Діаметри всмоктувальної і напірної труб $d_v = 125$ мм, $d_n = 100$ мм, а віддаль по вертикалі між точкою приєднання вакуумметра і центром манометра 0,8 м.

1.4. Під час випробування вентилятора отримані такі дані: тиск $p = 370$ Па, подача повітря $Q = 9720$ м³/год, споживана потужність $N = 1350$ Вт. Визначити ККД вентилятора.

1.5. На стенді для випробування вентиляторів отримані такі результати: подача повітря $Q = 4000$ м³/год за тиску $p = 5300$ Па і споживаній потужності $N = 5570$ Вт. Перевірити, чи нема помилки у вихідних даних.

1.6. Подача повітря під час випробування вентилятора $Q = 95000$ м³/год, тиск $p = 1830$ Па, споживана потужність $N = 58,2$ кВт. Перевірити, чи немає помилок у вихідних даних.

1.7. Вентилятор подає 8000 м³/год повітря за тиску 5500 Па і ККД 0,64. Визначити потужність двигуна для нього.

1.8. Вентилятор подає 7500 м³/год повітря. Покази водяного вакуумметра на всмоктувальній лінії $h_v = 13$ мм, а манометра на напірній $h_m = 150$ мм вод. ст. Визначити споживану потужність вентилятора за ККД 0,73.

1.9. Манометр на нагнітальному патрубку відцентрового насоса показує $p_n = 3,4$ кгс/см², а вакуумметр на всмоктувальному патрубку $h_v = 285$ мм рт. ст. Відстань між точкою приєднання вакуумметра і

центром манометра $z = 0,45$ м, ККД насоса становить $0,72$. Визначити потужність двигуна для насоса, який перекачує воду з подачею $Q = 40$ м³/год. Діаметри всмоктувального та напірного трубопроводів однакові.

1.10. Під час випробування насоса отримані такі дані: тиск на виході $p_n = 0,35$ МПа, вакуум на вході $h_v = 294$ мм рт. ст., подача $Q = 6,5$ л/с, крутний момент на валі $M = 41$ Н·м, частота обертання вала $n = 800$ хв⁻¹. Діаметри всмоктувальної та напірної ліній однакові. Визначити потужності корисну, споживану та ККД насоса.

1.11. Подача лопатевого насоса $Q = 12$ л/с, ККД $\eta = 0,78$, крутний момент на валі $M = 28$ Н·м, частота обертання вала $n = 2250$ хв⁻¹. Визначити тиск, який створює насос.

2. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ДИНАМІЧНИХ НАСОСІВ ТА ВЕНТИЛЯТОРІВ

2.1. Рух рідини в робочому колесі відцентрового нагнітача¹

Відцентровий насос (рис. 2.1) складається з таких основних частин: всмоктувального патрубку 1, робочого колеса 2, валу, спірального каналу 3 і напірного патрубку 4. Робоче колесо має задній a і передній b диски, між якими розташовані зігнуті лопаті δ . Задній диск закріплений на валі. В деяких конструкціях насосів (їх дуже мало) перед входом на робоче колесо розташований лопатевий напрямний апарат. Кут встановлення лопатей стосовно напрямку руху рідини можна змінювати, що призводить до зміни таких параметрів насоса, як подача, напір, потужність, ККД.

Під час роботи насоса колесо обертається в бік, протилежний

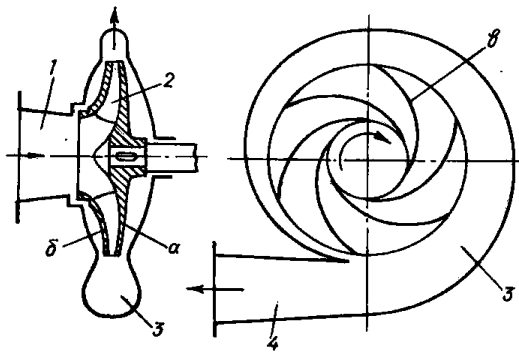


Рис. 2.1. Схема радіального (відцентрового) насоса

напряму згину лопатей. Крапельки рідини на лопатях обертаються разом з ними і під дією відцентрових сил відкидаються в спіральний канал, а потім поступають в напірний патрубок. У ньому швидкість рідини знижується, а тиск збільшується. Навколо маточини робочого колеса утворюється зона пониженого тиску, завдяки чому виникає постійний потік рідини через

патрубок, зв'язаний зі всмоктувальним трубопроводом. Радіальний вентилятор має аналогічну будову і принцип дії. Відмінним є робоче колесо, в якому кількість лопатей значно більша, а їх довжина менша, ніж у насоса. Лопаті зігнуті як вперед, так і назад стосовно напрямку обертання колеса. Бувають колеса з радіальними прямими лопатями і

¹ У цьому розділі термін "нагнітач" вживаний як узагальнений для термінів "динамічний насос" і "вентилятор".

зі зігнутими лопатями, що закінчуються радіально. Лопатевий напрямний апарат встановлюють в деяких конструкціях вентиляторів з діаметром робочого колеса 0,8 м і більше.

Краплина рідини на лопаті в точці K (рис. 2.2) буде рухатися разом з колесом з коловою швидкістю u і одночасно під дією відцентрових сил з відносною швидкістю w . Колова швидкість u спрямована перпендикулярно до радіуса R обертання точки K в бік руху колеса, відносна швидкість w – в першому наближенні по дотичній до лопаті в точці K . В результаті векторного додавання двох швидкостей u і w отримаємо абсолютну швидкість v , з якою рухається крапля рідини в точці K .

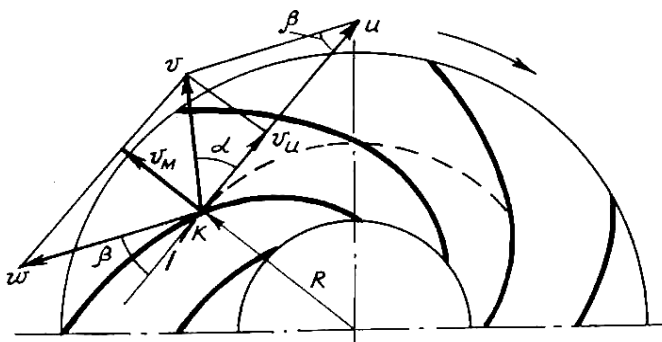


Рис. 2.2. Швидкості в робочому колесі радіального нагнітача

Кут між напрямом швидкостей v і u позначають через α , між напрямом швидкості w і від'ємним напрямом швидкості u – через β , а між дотичною до лопаті і від'ємним напрямом швидкості u – β_d . Індексом 1 позначають кути і швидкості, що стосуються входу на лопать, індексом 2 – виходу. Кути β_1 і β_2 змінні, вони залежать від подачі та частоти обертання колеса, а кути β_{1l} і β_{2l} є конструктивними параметрами і визначають форму лопаті.

Абсолютну швидкість v розкладають на дві складові, які мають дуже велике значення в практичних розрахунках: $v_u = v \cos \alpha$ – колову складову абсолютної швидкості, яку враховують під час визначення напору насоса, і $v_r = v \sin \alpha$ – радіальну швидкість, яку використовують при підрахунку подачі нагнітача за формулою:

$$Q = \pi D_2 b_2 \eta_0 \psi_2 v_{r2}, \quad (2.1)$$

де $\pi D_2 b_2$ – площа зовнішньої циліндричної поверхні робочого колеса;
 η_0 – об'ємний ККД, v_{r2} – радіальна швидкість на виході з колеса;
 ψ_2 – коефіцієнт обмеження потоку на виході з колеса:

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_{2л}}, \quad (2.2)$$

де z – кількість лопатей;

δ_2 – товщина лопаті на виході.

Всі зазначені вище швидкості показують також і окремо від лопаті (рис. 2.3). Такі рисунки називають планами швидкостей. Їх побудова виконується в такому порядку.

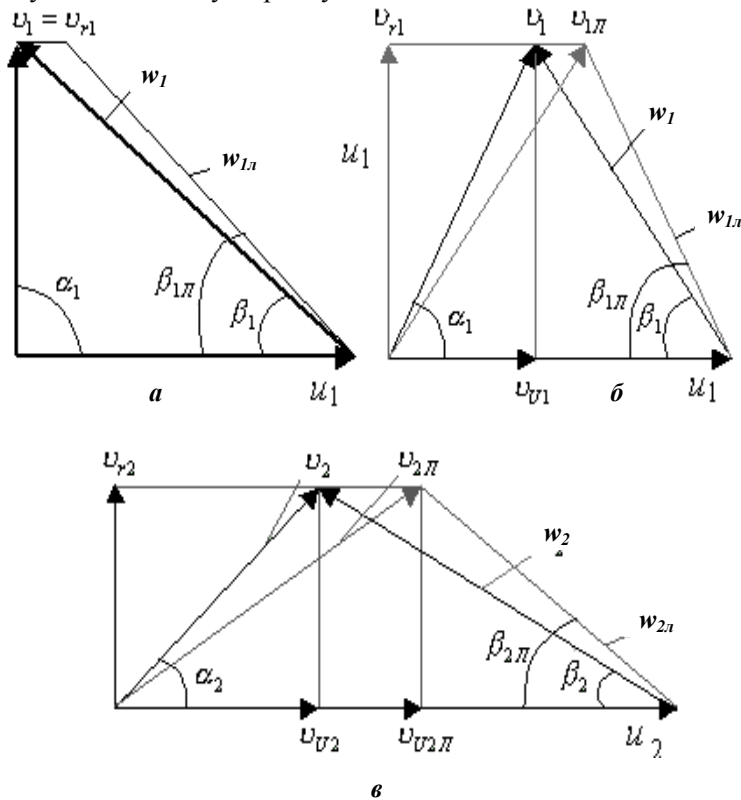


Рис. 2.3. Плани швидкостей:

а – на вході в колесо без попереднього закручування потоку; *б* – на вході в колесо з попереднім закручуванням потоку; *в* – на виході з колеса

Визначають колові швидкості:

$$u_1 = \omega R_1 = 2\pi n R_1; \quad u_2 = 2\pi n R_2,$$

і наносять їх на графіки у вибраному масштабі.

Під час побудови плану швидкостей на вході в робоче колесо під кутом $\beta_{1л}$ наносять напрям відносної швидкості $w_{1л}$ (рис. 2.3, а, б). Встановлено, що за оптимального режиму (режиму найвищого ККД) кут β_1 дійсного напрямку швидкості w_1 менший за $\beta_{1л}$ на $3...5^\circ$. На інших режимах кут β_1 може бути як меншим, так і більшим від $\beta_{1л}$. У випадку відсутності напрямного лопатевого апарату кут $\alpha_1 = 90^\circ$ (рис. 2.3, а). Точка перетину напрямів швидкостей v_{r1} і w_1 визначає їх значення. При цьому $v_1 = v_{r1}$, $v_{u1} = 0$. За наявності напрямного лопатевого апарату кут $\alpha_1 < 90^\circ$ (рис. 2.3, б).

Для побудови плану швидкостей в цьому випадку необхідно знати подачу насоса. Радіальну швидкість v_{r1} визначають, підставивши у формулу (2.1) відповідні значення для першої точки. Далі проводять горизонтальну лінію до перетину з напрямом швидкості w_1 , після чого визначають швидкості v_1 і v_{u1} .

Для побудови плану швидкостей на виході з робочого колеса від швидкості u_2 наносимо під кутом $\beta_{2л}$ напрям швидкості $w_{2л}$ (рис. 2.3, в). Далі з формули (2.1) визначаємо швидкість v_{r2} , наносимо її на план і проводимо горизонтальну лінію до перетину з напрямом швидкості $w_{2л}$. В результаті цього визначаємо швидкості $v_{2л}$ і $v_{u2л}$. Через інерцію рідини та складності вихорового руху міжлопатевими каналами дійсні швидкості v_2 і v_{u2} будуть меншими від $v_{2л}$ і $v_{u2л}$. Різниця між швидкостями $v_{u2л}$ і v_{u2} може бути знайдена за формулою Стодоли-Майзеля:

$$v_{u2л} - v_{u2} = \frac{\pi u_2}{z} \sin \beta_{2л}. \quad (2.3)$$

Після визначення цієї різниці графічно визначаємо значення швидкостей v_2 і v_{u2} . На кут β_2 режим роботи насоса майже не впливає, і він завжди менший, ніж $\beta_{2л}$.

Для радіального вентилятора, в якому кількість лопатей суттєво більша, ніж у відцентрового насоса, можна припустити, що $v_{u2л} \approx v_{u2}$. На рис. 2.4 показані плани швидкостей на виході з лопатей трьох форм: з кутами $\beta_{2л} < 90^\circ$, $\beta_{2л} = 90^\circ$, $\beta_{2л} > 90^\circ$. Як видно, зі збільшенням кута $\beta_{2л}$ швидкості v_2 і v_{u2} також збільшуються.

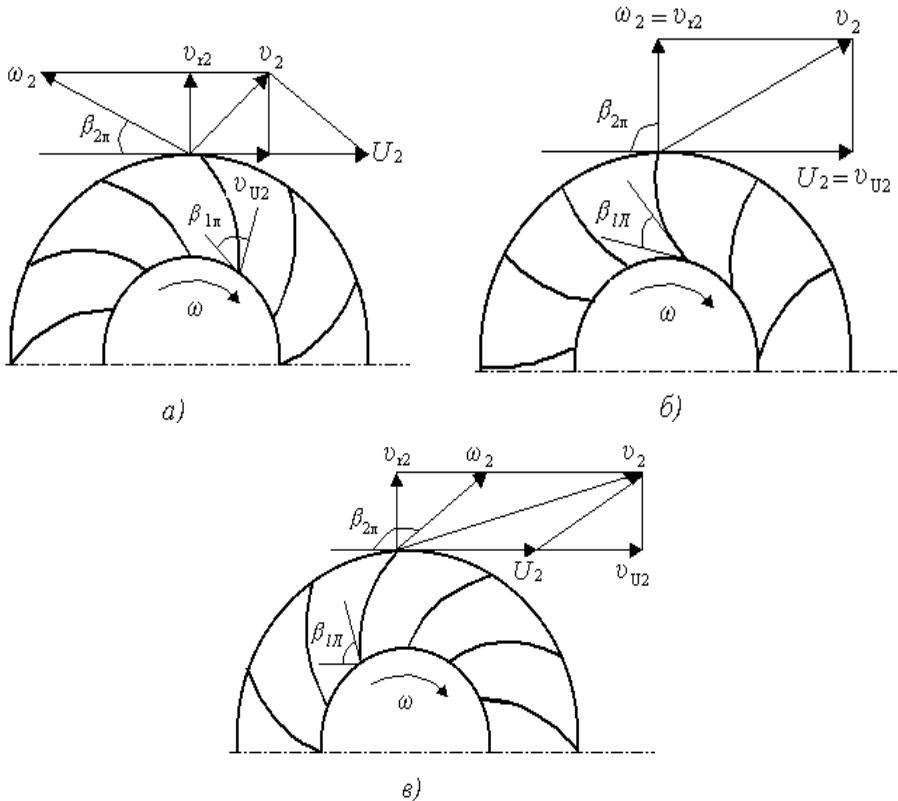


Рис. 2.4. Форми лопатей в робочому колесі радіального нагнітача:
 а – загнуті назад; б – радіальні; в – загнуті вперед

В теорії вентиляторів колову складову v_u називають швидкістю закручування потоку, а відношення цієї швидкості до колової u – коефіцієнтом закручування:

$$\varphi_1 = \frac{v_{u1}}{u_1} ; \varphi_2 = \frac{v_{u2}}{u_2} . \quad (2.4)$$

Приклад 2.1. Якою буде подача відцентрового насоса, діаметр робочого колеса якого $D_2 = 180$ мм, частота обертання $n = 3200$ хв⁻¹, відносна швидкість потоку $w_2 = 5$ м/с, ширина каналу робочого колеса на виході $b_2 = 12$ мм, товщина лопаті $\delta = 4$ мм, кількість лопатей $z = 8$.

Об'ємний ККД насоса $\eta_o = 0,9$, вихідний кут лопатей $\beta_{2л} = 25^\circ$.

Розв'язання. Знаходимо колову швидкість:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,18 \cdot 3200}{60} = 30,14 \text{ м/с}.$$

Радіальна швидкість на виході $v_{r2} = w_2 \sin \beta_{2л} = 5 \sin 25^\circ = 2,11 \text{ м/с}$.

Коефіцієнт обмеження потоку на виході з колеса:

$$\psi_2 = 1 - \frac{\delta z}{\pi D_2 \sin \beta_{2л}} = 1 - \frac{4 \cdot 8}{3,14 \cdot 180 \sin 25^\circ} = 0,866.$$

Подача насоса визначається з формули (2.1):

$$Q = \pi D_2 b_2 \psi_2 v_{r2} \eta_o = 3,14 \cdot 0,18 \cdot 0,012 \cdot 0,866 \cdot 2,11 \cdot 0,9 = 0,0112 \text{ м}^3/\text{с} = 11,2 \text{ л/с}.$$

2.2. Основне рівняння динамічного нагнітача

Рух рідини через канали робочого колеса динамічного нагнітача дуже складний, і тому для теоретичного розгляду робочих процесів необхідно прийняти деякі припущення. Вважають, що потік складається з безлічі струминок, траєкторія яких аналогічна формі лопатей і які геометрично та кінематично однакові. Це можливо тільки за нескінченної кількості лопатей, які мають нескінченно малу (нульову) товщину. Тому параметри нагнітача за такого припущення позначають індексом ∞ .

Для виводу основного рівняння динамічного нагнітача скористаємось відомою теоремою теоретичної механіки про момент кількості руху: момент сил, які діють на тіло, дорівнює зміні моменту кількості руху за одиницю часу.

Нагадаємо, що кількість руху – це добуток маси тіла на швидкість, а момент кількості руху – добуток радіуса обертання тіла на масу і на швидкість, перпендикулярну радіусу. Відповідно до руху плинного середовища через канали робочого колеса динамічного нагнітача з врахуванням швидкостей, які діють на рідину (див. рис. 2.2), згадану теорему можна записати у вигляді такого рівняння:

$$M_{T\infty} = \rho Q_{\kappa} R_2 v_{u2} - \rho Q_{\kappa} R_l v_{ul}. \quad (2.5)$$

де $M_{T\infty}$ – теоретичний момент сил, які діють на плинне середовище під час його руху в каналах робочого колеса; ρQ_k – маса плинного середовища, яка рухається через робоче колесо за одиницю часу; $\rho Q_k R_2 v_{u2}$ і $\rho Q_k R_1 v_{u1}$ – моменти кількості руху відповідно на виході і вході робочого колеса. Помножимо ліву і праву частини рівняння на кутову швидкість обертання ω :

$$M_{T\infty} \omega = \omega (\rho Q_k R_2 v_{u2} - \rho Q_k R_1 v_{u1}) = \omega \rho Q_k (R_2 v_{u2} - R_1 v_{u1}). \quad (2.6)$$

Ліва частина рівняння становить теоретичну потужність робочого колеса за безлічі лопатей, яка записується ще й так:

$$M_{T\infty} \omega = N_{T\infty} = \rho Q_k g H_{T\infty}. \quad (2.7)$$

Враховуючи, що $R_2 \omega = u_2$ і $R_1 \omega = u_1$, з (2.6) і (2.7) отримаємо вираз для теоретичного напору за нескінченної кількості лопатей:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{g}. \quad (2.8)$$

Це – основне рівняння динамічного нагнітача. Його отримав в 1754 р. великий вчений Л. Ейлер, і тому воно називається також рівнянням Ейлера. Запишемо також вираз для теоретичного тиску за нескінченної кількості лопатей, виходячи зі співвідношення $p = \rho g H$

$$p_{T\infty} = \rho (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}). \quad (2.9)$$

В нагнітачах без пристрою на вході для попереднього закручування потоку (а таких нагнітачів більшість) колова складова абсолютної швидкості $v_{u1} = 0$, тому рівняння (2.8) і (2.9) виглядають простіше:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{u2}}{g}; \quad (2.10) \quad p_{T\infty} = \rho u_2 v_{u2}. \quad (2.11)$$

Враховуючи коефіцієнт закручування (2.4),

$$p_{T\infty} = \rho \varphi_2 u_2^2.$$

2.3. Дійсний напір насоса та дійсний тиск вентилятора

Наявність кінцевої кількості лопатей (в робочому колесі насоса – до 10, вентилятора – більше 20) приводить до того, що швидкості потоку в міжлопатевих каналах розподілені нерівномірно. Це, а також втрати напору в елементах насоса (у всмоктувальному та напірному патрубках, в каналах робочого колеса) призводить до зменшення

теоретичного напору, і дійсний напір H обчислюють за формулою:

$$H = \eta_r k H_{T\infty}, \quad (2.13)$$

де η_r – гідравлічний ККД насоса, $\eta_r = 0,80 \dots 0,96$;

k – коефіцієнт впливу кількості лопатей. Для його визначення можна використати такі формули:

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi'}{z[1 - (R_1 / R_2)^2]}}, \quad (2.14)$$

$$k = 1 - \frac{u_2}{v_{u2}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2, \quad (2.15)$$

де φ' – коефіцієнт напрямного апарату. Для насосів з напрямним апаратом $\varphi' = 0,8 \dots 1,0$, без нього – $\varphi' = 1,0 \dots 1,3$; z – кількість лопатей.

При орієнтовних розрахунках можна приймати $k \approx 0,8$.

Для визначення тиску вентилятора використовують формули:

$$p = \rho \eta_r \varphi_2 u_2^2 \quad (2.16) \quad \text{та} \quad p = 0,5 \rho \psi u_2^2, \quad (2.17)$$

де φ_2 – коефіцієнт закручування, який визначають за формулою (2.4);

$\psi = 2\eta_r \varphi_2$ – коефіцієнт тиску, який визначають експериментально з формули (2.17) і який враховує гідравлічний ККД, кількість і форму лопатей (кут β_{2n}).

При орієнтовних розрахунках тиску радіальних вентиляторів можна використовувати такі дані:

β_2	φ_2	η_r	ψ
$< 90^\circ$	$0,50 \dots 0,80$	$0,70 \dots 0,90$	$0,70 \dots 1,44$
90°	$1,00$	$0,65 \dots 0,80$	$1,30 \dots 1,60$
$> 90^\circ$	$1,1 \dots 1,6$	$0,60 \dots 0,75$	$1,32 \dots 2,40$

Приклад 2.2. Радіальний вентилятор з діаметром колеса $D_2 = 500$ мм має лопаті з кутом $\beta_{2n} = 90^\circ$. Визначити частоту обертання робочого колеса для створення тиску 1000 Па при гідравлічному ККД $\eta_r = 0,73$.

Розв'язання. Використаємо формулу (2.16), з якої

$$u_2 = \sqrt{\frac{p}{\rho \eta_r \varphi_2}} = \sqrt{\frac{1000}{1,2 \cdot 0,73 \cdot 1}} = 33,8 \text{ м/с.}$$

Густина повітря $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ прийнята при температурі 20°C . Для кута $\beta_{2l} = 90^\circ$ з рис. 2.4, б $v_{u2} = u_2$, тому $\varphi_2 = 1$.

Далі визначимо кутову швидкість обертання:

$$\omega = \frac{u_2}{R_2} = \frac{33,8}{0,25} = 135 \text{ с}^{-1},$$

звідки знайдемо частоту обертання робочого колеса:

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{135}{2 \cdot 3,14} = 21,5 \text{ с}^{-1} = 1290 \text{ хв}^{-1}.$$

Приклад 2.3. Визначити напір насоса при таких даних: діаметр входу лопатей $D_I = 0,15 \text{ м}$, зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 0,35 \text{ м}$. Абсолютні швидкості на вході і виході колеса $v_I = 4 \text{ м/с}$, $v_2 = 24 \text{ м/с}$. Відповідні кути між коловою та абсолютною швидкостями на вході і виході $\alpha_I = 75^\circ$, $\alpha_2 = 12^\circ$. Кутова швидкість обертання колеса $\omega = 145 \text{ с}^{-1}$. Кількість лопатей в колесі $z = 8$, гідравлічний ККД $\eta_r = 0,85$.

Розв'язання. Теоретичний напір визначимо з рівняння (2.8), в якому

$$v_{u2} = v_2 \cos \alpha_2; v_{uI} = v_I \cos \alpha_I; u_2 = \omega D_2 / 2; u_I = \omega D_I / 2.$$

Отже,

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{2g} (v_2 D_2 \cos \alpha_2 - v_I D_I \cos \alpha_I) = \frac{145}{2 \cdot 9,81} (24 \cdot 0,35 \cos 12^\circ - 4 \cdot 0,15 \cos 75^\circ) = 59,58 \text{ м.}$$

Дійсний напір насоса визначимо за формулою (2.13), а коефіцієнт k , що враховує вплив лопатей, за формулою (2.14):

$$k = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi'}{z[1 - (D_I / D_2)^2]}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot 0,9}{8 \cdot [1 - (150/350)^2]}} = 0,784.$$

Отже, напір насоса $H = k \eta_T H_{T\infty} = 0,784 \cdot 0,85 \cdot 59,58 = 39,7$ м.

2.4. Вплив форми лопатей на напір насоса та тиск вентилятора

Розглянемо насос без попереднього закручування потоку рідини, в якому $v_{u1} = 0$. Для визначення напору як функції кута $\beta_{2л}$ на виході з лопаті з рис. 2.3, в знайдемо:

$$v_{u2} = u_2 - v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (2.18)$$

Значення v_{r2} можна визначити з формули (2.1).

Далі підставимо значення v_{u2} у формулу (2.10):

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2}{g}. \quad (2.19)$$

Позначивши $u_2^2/g = A$ і $u_2 v_{r2}/g = B$, отримаємо:

$$H_{T\infty} = A - B \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (2.20)$$

Залежно від кута β_2 теоретичний напір змінюється так:

β_2	0°	90°	180°
$H_{T\infty}$	$-\infty$	u_2^2/g	$+\infty$

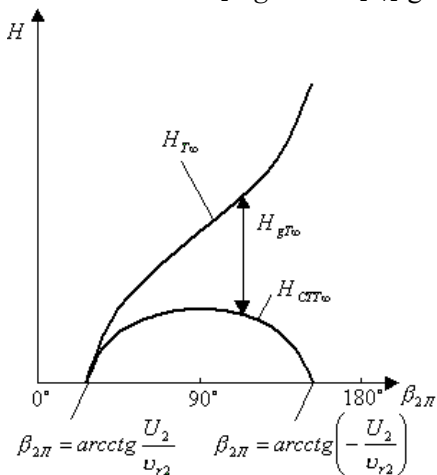


Рис. 2.5. Графік залежності $H_{T\infty} = A - f(\beta_{2л})$

Рівняння (2.20) показано на рис. 2.5 лінією $H_{T\infty} = f(\beta_{2л})$. Як видно, при $\beta_{2л} > \operatorname{arcctg}(u_2/v_{r2})$ насос створює додатний напір, який зростає зі збільшенням кута $\beta_{2л}$. Використовувати лопаті, відігнуті назад з кутом $\beta_{2л} < \operatorname{arcctg}(u_2/v_{r2})$, недоцільно, оскільки насос не буде створювати напор.

Повний напір насоса складається з динамічного та статичного напорів:

$$H_{T\infty} = H_{dT\infty} + H_{стT\infty}. \quad (2.21)$$

Динамічний напір зумовлений різницею швидкісних напорів між виходом і входом робочого колеса:

$$H_{ДТ\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.22)$$

З паралелограма швидкостей (див. рис. 2.2) $v^2 = v_u^2 + v_r^2$, тобто

$$H_{ДТ\infty} = \frac{v_{u2}^2 - v_{u1}^2}{2g} + \frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2g}. \quad (2.23)$$

Різниця між радіальними швидкостями невелика, тому різницею їх квадратів можна нехтувати порівняно з v_{u2}^2 . Швидкість $v_{u1}=0$, оскільки розглядають насос без попереднього закручування потоку рідини. Тоді

$$H_{ДТ\infty} \approx \frac{v_{u2}^2}{2g} \quad (2.24)$$

і, враховуючи формулу (2.18):

$$H_{ДТ\infty} = \frac{(u_2 - v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}. \quad (2.25)$$

Статичний напір, який створює насос, є різницею між повним напором і динамічним, тому, підставивши (2.19) і (2.25), отримаємо:

$$H_{СТТ\infty} = \frac{u_2^2 - (v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}. \quad (2.26)$$

Залежність (2.26) нанесена на рис. 2.5. З неї видно, що статичний напір дорівнює нулю при $\beta_2 = \operatorname{arcc} \operatorname{tg} (u_2 / v_{r2})$ і $\beta_2 = \operatorname{arcc} \operatorname{tg} (-u_2 / v_{r2})$ та максимальний при $\beta_2 = 90^\circ (\operatorname{ctg} \beta_2 = 0)$. Динамічний напір показаний як різниця між повним напором $H_{Т\infty}$ і статичним $H_{СТТ\infty}$.

Аналіз рис. 2.5 приводить до висновку, що при $\beta_{2л} < 90^\circ$ насос створює в основному статичний напір, при $\beta_{2л} = 90^\circ$ статичний та динамічний напори однакові, при $\beta_{2л} > 90^\circ$ динамічний напір більший за статичний. Для перетворення динамічного напору в статичний в насосі встановлюють дифузори, тобто ділянку трубопроводу кінечно розбіжної форми. Під час руху рідини через дифузор відбуваються втрати напору, тому ККД машини з лопатями, відігнутими вперед, нижче, ніж ККД машини з лопатями, відігнутими назад.

Здатність робочого колеса створювати статичний напір оцінюють

коефіцієнтом реактивності ρ' , тобто відношенням теоретичного статичного напору до теоретичного повного напору:

$$\rho' = \frac{H_{CTT\infty}}{H_{T\infty}} = \frac{H_{T\infty} - H_{dT\infty}}{H_{T\infty}} = 1 - \frac{H_{dT\infty}}{H_{T\infty}}.$$

Використовуючи рівняння (2.24) і (2.10), одержимо:

$$\rho' = 1 - \frac{v_{u2l}^2 g}{2g v_{u2l} u_2} = 1 - \frac{v_{u2}}{2u_2},$$

і, враховуючи (2.18), після перетворень маємо:

$$\rho' = 0,5 \left(1 + \frac{v_{r2}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2l} \right).$$

Для лопатей, гранично відігнутих назад при $\beta_{2l} = \operatorname{arccctg}(u_2/v_{r2})$,

$$\rho = 0,5 \left(1 + \frac{v_{r2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{v_{r2}} \right) = 1.$$

Для радіальних лопатей при $\beta_{2l} = 90^\circ$ $\operatorname{ctg} \beta_{2l} = 0$, тому $\rho' = 0,5$. Для лопатей, гранично відігнутих вперед при $\beta_{2l} = \operatorname{arccctg}(-u_2/v_{r2})$,

$$\rho = 0,5 \left(1 - \frac{v_{r2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{v_{r2}} \right) = 0.$$

У вентиляторах замість напору розглядається тиск. Співвідношення між динамічним і статичним тисками будуть такі самі, як і на рис. 2.5, тільки замість H на графіку треба писати p . Замість коефіцієнта реактивності використовують теоретичний коефіцієнт тиску ψ_T : відношення теоретичного тиску p_T до тиску, який відповідає напору від колової швидкості $0,5\rho u_2^2$. З врахуванням (2.11)

$$\psi_T = \frac{p_T}{0,5\rho u_2^2} = \frac{2\rho u_2 v_{u2}}{\rho u_2^2} = 2 \cdot \frac{v_{u2}}{u_2}. \quad (2.27)$$

Підставивши значення v_{u2} з (2.18), матимемо:

$$\psi_T = 2 \cdot \frac{u_2 - v_{r2} \operatorname{ctg} \beta_{2\pi}}{u_2} = 2 \left(1 - \frac{v_{r2}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2\pi} \right). \quad (2.28)$$

Проаналізуємо вплив кута β_2 на коефіцієнт тиску. При мінімальному значенні β_2 (лопаті відігнуті назад) $\operatorname{ctg} \beta_{2\pi} = u_2 / v_{r2}$ і

$$\psi_T = 2 \cdot \left(1 - \frac{v_{r2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{v_{r2}} \right) = 0.$$

При $\beta_{2\pi} = 90^\circ$ (лопаті закінчуються радіально) $\operatorname{ctg} \beta_{2\pi} = 0$, а $\psi_T = 2$. При максимальному значенні кута $\beta_{2\pi}$ (лопаті відігнуті вперед) $\operatorname{ctg} \beta_2 = -u_2 / v_{r2}$, а

$$\psi_T = 2 \cdot \left(1 + \frac{v_{r2}}{u_2} \cdot \frac{u_2}{v_{r2}} \right) = 4.$$

Як видно, теоретично коефіцієнт тиску при збільшенні кута змінюється від 0 до 4. Значення фактичних коефіцієнтів тиску набагато менші від теоретичних (див. пп. 2.3). Максимальні значення коефіцієнтів тиску для вентиляторів зі зігнутими назад лопатями сягають 1,4, з лопатями, які закінчуються радіально – 1,6, зі зігнутими вперед лопатями – 2,4. Поняття коефіцієнта тиску дуже важливе, оскільки воно використовується під час маркування вентиляторів.

2.5. Теоретична характеристика нагнітача

Нагнітач розрахований на певне сполучення подачі, напору (тиску), частоти обертання. Розміри його елементів виконуються такими, щоб втрати енергії були якнайменшими. Такий режим називається розрахунковим. На практиці часто виникає потреба змінювати подачу. При цьому змінюються й інші параметри. Зв'язок між параметрами нагнітача визначається характеристикою, якою називають залежність напору (тиску), потужності і ККД від подачі за незмінної частоти обертання.

В рівняння (2.19) підставимо значення швидкості v_{r2} з формули (2.1) і одержимо:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_{2\pi}}{g 2\pi R_2 b_2 \psi_2} Q_{\kappa} \quad (2.29)$$

або $H_{T\infty} = C - DQ_\kappa$, оскільки всі величини, окрім Q_κ , незмінні.

Отже, залежність теоретичного напору при безмежній кількості лопатей від подачі колеса лінійна. Коли подача дорівнює нулю, теоретичний напір $H_{T\infty} = C = u_2^2/g$, як це показано на графіку (рис. 2.6). Для

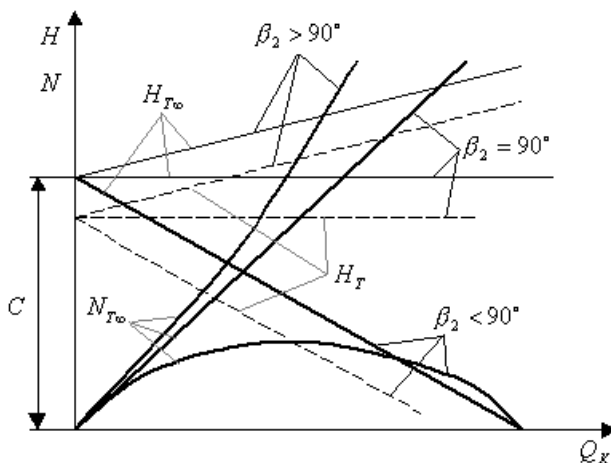


Рис. 2.6. Теоретична характеристика відцентрового нагнітача для різних форм лопатей

зростати зі збільшенням подачі.

Розглянемо теоретичну потужність колеса:

$$N_{T\infty} = \rho g Q_\kappa H_{T\infty} = \rho g Q_\kappa (C - D Q_\kappa). \quad (2.31)$$

Для колеса з лопатями, загнутими назад, це парабола з двома точками, в яких $N_{T\infty} = 0$: при $Q_\kappa = 0$ і при $Q_\kappa = C/D$. Для колеса з лопатями при $\beta_{2л} = 90^\circ$ — це пряма лінія $N_{T\infty} = \rho g Q_\kappa C$.

Для колеса з лопатями, загнутими вперед, лінія $N_{T\infty}$ становить параболу:

$$N_{T\infty} = \rho g Q_\kappa (C + D Q_\kappa).$$

Як видно з рис. 2.6, при незначній зміні подачі потужність для коліс з $\beta_{2л} > 90^\circ$ змінюється суттєво, а для коліс з $\beta_{2л} < 90^\circ$ — не набагато.

При кінцевій кількості лопатей теоретичний напір менший відповідно до формул (2.13), (2.14), (2.15) і на рис. 2.6 показаний пунктирними лініями. Лінії теоретичної потужності N_T виходять з тої самої точки, що і $N_{T\infty}$

лопатей, відігнутих назад ($\beta_{2л} < 90^\circ$) значення $H_{T\infty}$ зменшується зі збільшенням Q_κ .

Визначимо, що $H_{T\infty} = 0$ при $Q_\kappa = C/D$. Коли $\beta_{2л} = 90^\circ$, параметр D в рівнянні (2.29) дорівнює нулю, тому $H_{T\infty} = C = \text{const}$ при різних значеннях подачі. У випадку колеса з лопатями, відігнутими вперед ($\beta_{2л} > 90^\circ$), параметр D від'ємний і напір $H_{T\infty} = C + D Q_\kappa$ буде

($Q=0$), але проходилимуть нижче від $N_{T\infty}$.

Дійсний напір нагнітача менший за теоретичний на величину втрат напору:

$$H = H_T - h.$$

Втрати напору в нагнітачі мають місце у вхідному патрубку, в робочому колесі, в спіральному каналі і в нагнітальному патрубку, тобто на шляху руху рідини (газу) між точками приєднання вакуумметра на вході в нагнітач і манометра на виході.

Втрати напору в нагнітачі враховуються гідравлічним ККД:

$$\eta_r = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - h}{H_T} = 1 - \frac{h}{H_T}.$$

Вхідний патрубок нагнітача має певну довжину та діаметр. Форма патрубка може бути циліндрична, конічна, тороподібна, комбінована (рис. 2.7). Втрати напору в ньому пов'язані зі зміною швидкості руху рідини (газу) і будуть найменшими при найбільшому діаметрі.

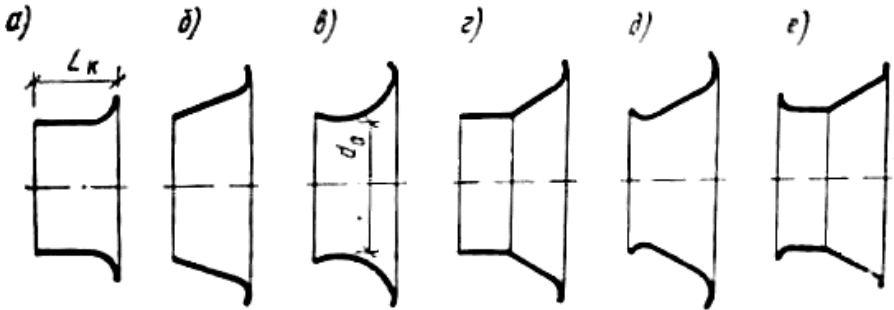


Рис. 2.7. Форми вхідного патрубка:

а – циліндрична; *б* – конічна; *в* – тороподібна; *г*, *д*, *е* – комбіновані

Сумарні втрати напору в робочому колесі складаються з втрат на тертя рідини (газу) в міжлопатевих каналах, втрат на удар під час входу на лопаті і втрат виходу потоку з лопатей.

Міжлопатеві канали мають форму зігнутого дифузора з поступовим збільшенням площі поперечного перерізу від входу до виходу колеса (див. рис. 2.4). В колесах з $\beta_{2л} > 90^\circ$ довжина дифузора коротша, ніж в колесах $\beta_{2л} < 90^\circ$, тому втрати напору в міжлопатевих каналах коліс з лопатями, зігнутими вперед, більші, ніж в колесах з лопатями,

зігнутими назад.

На вході лопатей кут $\beta_{1л}$ вибраний для розрахункової подачі Q_p при найбільшому ККД. На рис. 2.8 показані схеми і плани швидкостей під час входу рідини на лопаті для різних подач (трикутник швидкостей прямокутний, оскільки розглядаємо нагнітач без попереднього закручування потоку). При розрахунковому режимі кут входу рідини на лопаті співпадає з кутом $\beta_{1л}$, тому втрати напору на удар при цьому практично відсутні. У випадку зміни подачі швидкості v_1 і кути β_1 також зміняться. Внаслідок різниці між кутами $\beta_{1л}$ і β_1 потік відривається від лопаті, утворюються вихорі, що призводить до втрат напору на удар.

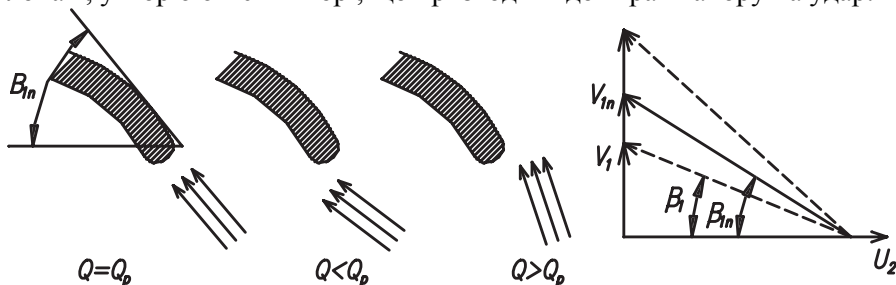


Рис. 2.8. Схема входу рідини на лопаті

На виході з робочого колеса абсолютна швидкість рідини при розрахунковій подачі повинна співпадати зі швидкістю рідини у спіральному каналі. У випадку подачі, відмінної від розрахункової, ці швидкості не співпадають і під час зливання двох потоків виникають вихорі, які призводять до додаткових втрат напору. Особливо великі втрати в колесах з лопатями, зігнутими вперед.

Спіральний канал виконаний у формі зігнутого дифузора. Напірний патрубок також часто має форму дифузора, завдяки чому динамічний напір потоку перетворюється у статичний, тобто збільшується тиск. Як і у всіх дифузорах під час руху рідини через спіральний канал та напірний патрубок відбуваються втрати напору.

Рух рідини (газу) через всі елементи нагнітача дуже складний, швидкості по довжині і в різних точках поперечних перерізів нерівномірні, заміряти їх неможливо. Тому втрати напору у вказаних частинах нагнітача підрахувати не можна. З теоретичних міркувань можна тільки уявити, що втрати напору h_y на удар на вході в лопаті та виході з них будуть відсутні при розрахунковій подачі, а зі збільшенням і зменшенням подач вони

будуть зростати. Всі інші втрати напору h_k в каналах нагнітача зростатимуть в квадраті зі збільшенням подачі.

Побудову напірної характеристики можна виконати таким чином (рис. 2.9). Наносимо лінію $H_T = f(Q_k)$. Далі будуємо залежність втрат напору h_y і h_k . Від лінії $H_T = f(Q_k)$ віднімаємо значення $h_y + h_k$ і отримаємо залежність дійсного напору від подачі колеса $H = f(Q_k)$. Цифрою I на графіку позначена зона гідравлічних втрат. Оскільки існують перетіки q рідини між рухомих колесом і нерухомих корпусом, їх віднімаємо від лінії $H = f(Q_k)$. В результаті отримаємо характеристику $H = f(Q)$ нагнітача. Цифрою II позначена зона об'ємних втрат.

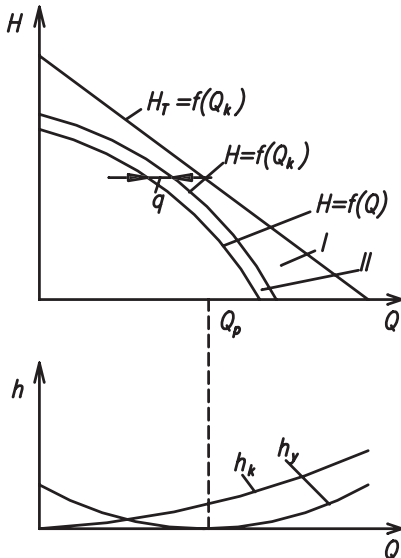


Рис. 2.9. Теоретична характеристика напору відцентрового насоса

дину, лінія залежності дійсної потужності від подачі колеса $N = f(Q_k)$ розташується вище лінії $N_T = f(Q_k)$. При нульовій подачі працююче колесо споживає потужність холостого ходу N_{xx} . Цифрою III позначена зона механічних втрат. Далі врахуємо витіки q і нанесемо характеристику потужності $N = f(Q)$. Цифрою II позначені об'ємні

втрати.

Для побудови характеристики потужності $N_k = f(Q_k)$ скористаємось рівнянням (2.31). На рис. 2.10 нанесемо спочатку лінії $H_T = f(Q_k)$ і $H = f(Q)$. Далі нанесемо лінію $N_T = f(Q_k)$, для якої $N_T = 0$ при $Q_k = 0$ і при $Q_k = C/D$. Це парабола з максимумом посередині. З врахуванням механічних втрат, які залежать від тертя в підшипниках, ущільнень, тертя дисків колеса об рі-

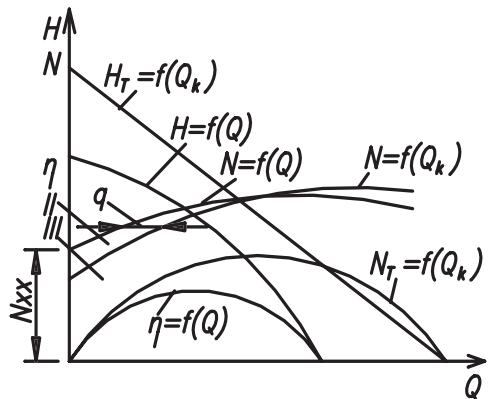


Рис. 2.10. Характеристика відцентрового насоса, яка побудована теоретично

втрати.

ККД визначається з формули:

$$\eta = \frac{N_r}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}.$$

При $Q = 0$ і $H = 0$ $\eta = 0$. Отже, крива $\eta = f(Q)$ перетинає горизонтальну вісь на початку координат і в точці перетину з лінією напору.

2.6. Робоча характеристика нагнітача

Оскільки всі види втрат напору в нагнітачі розрахувати неможливо, побудувати його характеристику вдається тільки з якісного боку. Реальну (або робочу) характеристику нагнітача будують на основі експериментальних замірів його певних параметрів під час закривання засувки на нагнітальному трубопроводі (рис. 2.11).

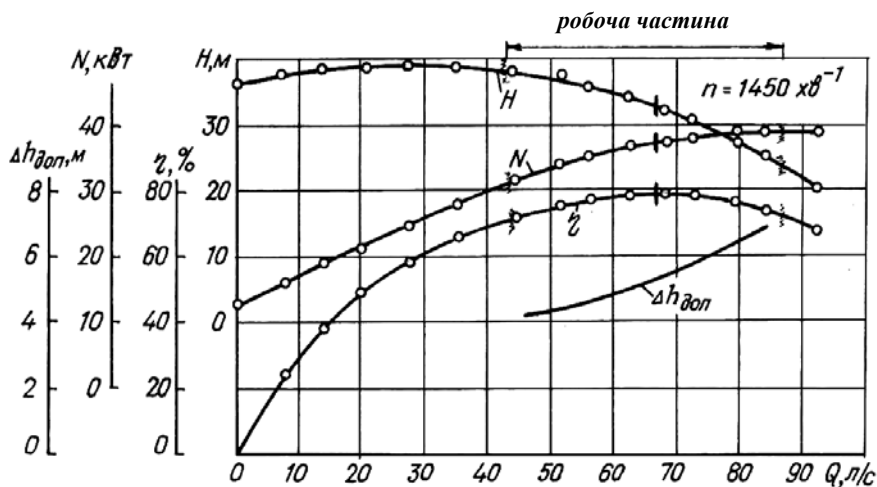


Рис. 2.11. Робоча характеристика насоса

Робочою характеристикою насоса називається залежність напору, потужності, ККД і допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{доп}}$ від подачі при постійній частоті обертання (визначення кавітаційного запасу наведено в п. 3.7).

Найдоцільніше використовувати нагнітач при найбільшому значенні ККД, якому відповідають оптимальні напір і подача. Але це

тільки одна точка роботи насосу. Для розширення діапазону застосування нагнітача доцільно також працювати при інших високих значеннях ККД, тобто більших за 90 % від значення максимального ККД. Частина характеристики, яка відповідає високим значенням ККД, називається робочою частиною. На характеристиках всіх нагнітачів вона виділяється короткими хвилястими лініями. В деяких випадках на графіках показана тільки робоча частина характеристики.

Напірні характеристики відцентрових насосів бувають у вигляді двох типових форм (рис. 2.12). В одній з них напір безперервно зменшується зі збільшенням подачі, в другій – має місце найбільше значення напору, а вліво і вправо від максимуму напір зменшується.

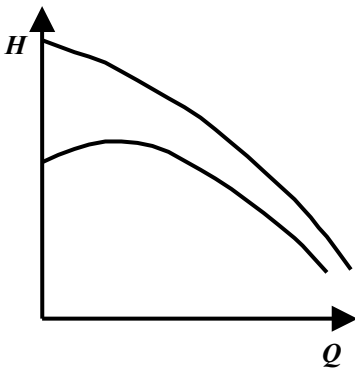


Рис. 2.12. Типові форми характеристик напору відцентрових насосів

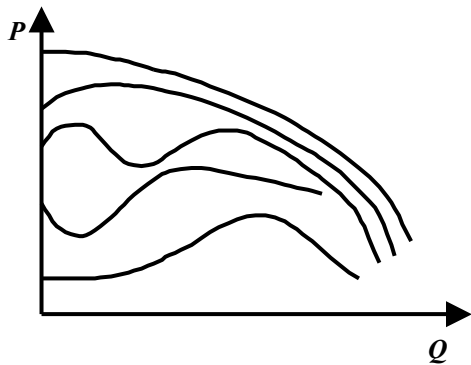


Рис. 2.13. Типові форми характеристик тиску радіальних вентиляторів

Характеристики радіальних вентиляторів різноманітні (рис. 2.13). Окрім характеристик, подібних до насосу, є характеристики зі сідловиною в зоні максимуму або в зоні найменших подач.

В нагнітачах з лопатями, зігнутими назад, споживана потужність зі збільшенням подачі збільшується або лишається незмінною, а напір і тиск – зменшуються. Такі нагнітачі мають високий ККД.

В нагнітачах з лопатями, які закінчуються радіально, зі збільшенням подачі зростає споживана потужність. Переваги таких нагнітачів – невеликі втрати на тертя в міжлопатевих каналах, високі коефіцієнти тисків і порівняно великі значення ККД.

Нагнітачі з лопатями, зігнутими вперед, забезпечують високі тиски

та подачі. Характеристика споживаної потужності в них із збільшенням подачі круто піднімається. ККД в цих нагнітачах невисокі.

Відцентрові насоси мають колеса з лопатями, зігнутими назад під кутом $\beta_{2л}$ від 15° до 165° . Для забезпечення безударного входу потоку на лопаті кут $\beta_{1л}$ виконується меншим від 90° .

2.7. Осьові нагнітачі

Робоче колесо осьового нагнітача подібне до гребного гвинта корабля (рис. 2.14). Воно складається з втулки 1, на якій розташовані лопаті 2, що обертаються вхідними кромками вперед. Довжина поверхні лопаті від вхідної кромки до вихідної

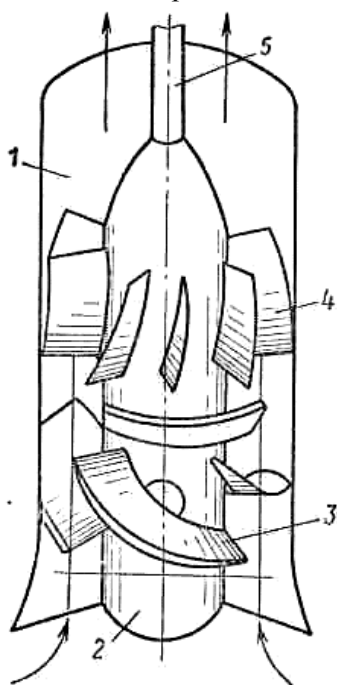


Рис. 2.14. Схема осьового нагнітача: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – робочі лопаті; 4 – напрямні лопаті; 5 – вал

з боку входу більша, ніж з протилежного боку. Тому швидкість потоку вздовж вхідної поверхні лопаті більша, ніж вздовж вихідної. Відповідно до рівняння Бернуллі тиск на вихідній поверхні лопаті буде більшим, ніж на вхідній. Під дією різниці тисків на робоче колесо буде діяти осьова сила, спрямована зі середини нагнітача в бік входу. Оскільки робоче колесо не може пересуватися вздовж осі, потік рідини або газу змушений рухатись в протилежний бік, тобто від входу до виходу. Після робочого колеса потік рухається спіралью навколо осі. Якщо б він так рухався й далі трубами, поздовжні втрати напору були би більші, ніж при прямолінійному русі. Усуває таке закручування потоку напрямний апарат 3, встановлений на втулці або на корпусі після робочого колеса. Його лопаті зігнуті в бік, протилежний робочим лопатям.

Рідина входить в колесо і виходить

з нього на однакових радіусах, тому колові швидкості також однакові $u_1 = u_2 = u$, і основне рівняння лопатевих насосів має вигляд:

$$H_T = \frac{u}{g} (v_{u2} - v_{u1}). \quad (2.32)$$

Для побудови планів швидкостей (рис. 2.15) врахуємо, що

$$v_{r1} = v_{r2} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)\eta_0}, \quad (2.33)$$

де D і d – відповідно діаметри лопаті та втулки робочого колеса.

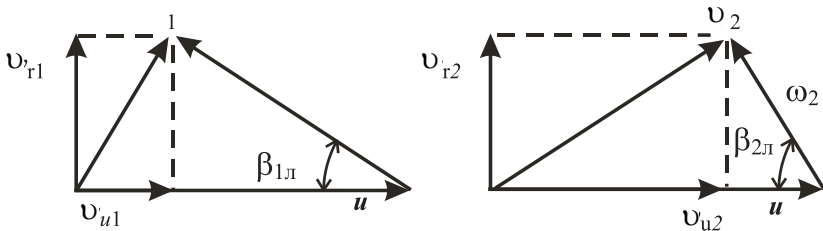


Рис. 2.15. Плани швидкостей на робочому колесі осевого нагнітача на вході і виході

Насос може створювати напір тільки тоді, коли $v_{u2} > v_{u1}$. Це забезпечується формою лопаті, де кут на вході $\beta_{1л}$ менший, ніж на виході $\beta_{2л}$ (рис. 2.16).

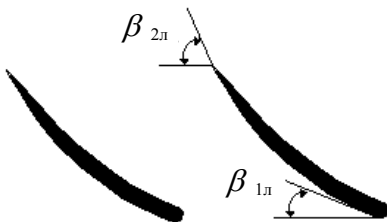


Рис. 2.16. Форма лопатей осевого нагнітача

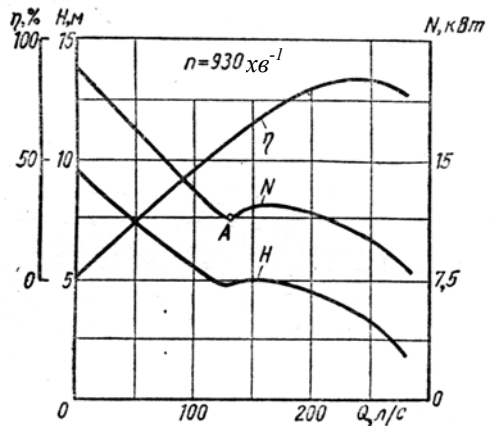


Рис. 2.17. Характеристика осевого насоса

На рис. 2.17 показана характеристика осьового насоса. Напір є найбільший при нульовій подачі. При малих подачах лінія напору круто падає і має характерний перегин в точці *A*. На відміну від відцентрових насосів, потужність осевих зменшується зі збільшенням подачі. Осьові вентилятори мають характеристики подібної форми.

Осьові нагнітачі створюють більшу подачу і менший напір, ніж відцентрові.

Приклад 2.4. Осьовий насос має зовнішній діаметр лопатей $D = 100$ мм, діаметр втулки $d=60$ мм, кути лопатей на вході $\beta_{1л} = 15^\circ$, на виході $\beta_{2л} = 38^\circ$. При кутовій швидкості $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ і об'ємному ККД $\eta_0 = 0,9$ насос забезпечує подачу води $Q = 30 \text{ м}^3/\text{год}$. Визначити теоретичний напір.

Розв'язання. Скористаємось формулою (2.32). З планів швидкостей (рис. 2.15) визначимо:

$$\begin{aligned} v_{u2} - v_{u1} &= u - v_r \operatorname{ctg} \beta_{2л} - u + v_r \operatorname{ctg} \beta_{1л} = v_r (\operatorname{ctg} \beta_{1л} - \operatorname{ctg} \beta_{2л}) = \\ &= \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)\eta_0} (\operatorname{ctg} \beta_{1л} - \operatorname{ctg} \beta_{2л}) = \frac{4 \cdot 30}{3,14(0,1^2 - 0,06^2) \cdot 3600 \cdot 0,9} \cdot \\ &\quad \times (\operatorname{ctg} 15^\circ - \operatorname{ctg} 38^\circ) = 4,51 \text{ м/с} . \end{aligned}$$

Теоретичний напір становить:

$$H_T = \frac{\omega \cdot D}{2g} (v_{u2} - v_{u1}) = \frac{300 \cdot 0,1}{2 \cdot 9,81} \cdot 4,51 = 6,9 \text{ м} .$$

2.8. Подібність динамічних нагнітачів

Вже було відмічено, що визначити характеристики та всі параметри динамічних нагнітачів розрахунковим шляхом практично неможливо. Для цього потрібно провести випробування нагнітача на спеціальній дослідній установці. Отже, дійсні параметри нагнітача можна визначити тільки після його виготовлення. Якщо вони не задовольняють замовника, необхідно виготовляти інший нагнітач зі змінами в його конструкції. У випадку нагнітачів великих розмірів (наприклад, з діаметром робочого колеса 13–15 м) такий шлях потре-

бує значних витрат матеріалів, енергії, людської праці, часу, коштів, і тому він не доцільний.

Для проектування великих гідравлічних та аеродинамічних машин, гідротехнічних споруд, інших технічних і будівельних об'єктів широко використовують моделювання.

Моделювання – це дослідження всіляких явищ, процесів або систем об'єктів створенням та вивченням їх моделей, а також використання моделей для визначення або уточнення характеристик та удосконалення способів побудови нових об'єктів.

Модель – в широкому розумінні – будь-який образ (опис, схема, предмет, креслення, план тощо) якогось об'єкту, процесу або явища, який використовується як заміник оригіналу. В наукових та технічних дослідженнях під терміном “модель” вважають пристрій, який відтворює будову та дію іншого (натурного) пристрою.

Розрізняють моделювання математичне, фізичне, предметне, аналогове.

Найуніверсальнішим є математичне моделювання. Воно полягає в дослідженні об'єктів шляхом побудови і розв'язання системи математичних рівнянь, які описують даний об'єкт.

Під час фізичного моделювання на моделі відтворюють ті ж самі явища, процеси, що і на натурному об'єкті, але в іншому масштабі.

Предметне моделювання має місце на реальних, натурних об'єктах, коли вивчають їх характеристики при мінливих параметрах. Фактично це фізичне моделювання, але без зміни масштабу.

Під час аналогового моделювання вивчають інші, відмінні від натурних, фізичні явища, які описують аналогічними математичними залежностями. Так, процес фільтрації рідини в пористому середовищі ґрунту описується формулами, які аналогічні для руху електричного струму в провідниках. Цей метод, запропонований академіком Н. Н. Павловським, дістав назву ЕГДА – електрогідродинамічна аналогія.

У цьому курсі розглянуто фізичне моделювання, коли на моделі з розмірами в десятки, а то й в сотні разів меншими, ніж розміри природи, визначають необхідні параметри і характеристики. Далі за допомогою методів теорії подібності їх переносять на натурні об'єкти. Широкий досвід таких досліджень свідчить про високу якість фізично-модельного способу проектування.

В основі фізичного моделювання лежить теорія подібності – вчення про умови подібності фізичних явищ та об'єктів.

Модель і натура подібні, якщо в них протікають процеси однакової фізичної природи і однойменні параметри співвідносяться як постійні числа. Таке відношення називається масштабом C . Наприклад, $C_D = D_1 / D_2$ (D – діаметр колеса).

Теорія подібності дає можливість за характеристикою одного нагнітача одержати характеристику іншого, подібного йому нагнітача, перерахувати характеристику нагнітача з однієї частоти обертання на іншу, за модельним нагнітачем розрахувати розміри робочих органів нагнітача, що проектується.

Теорія подібності справедлива при виконанні таких умов:

1. Геометрична подібність проточних порожнин нагнітачів (в тому числі подібність шорсткості поверхонь, зазорів, товщини лопатей), а також рівність відповідних кутів.

2. Кінематична подібність, тобто відповідні кути планів швидкостей повинні бути однаковими, а швидкості плинного середовища – пропорційними коловій швидкості і робочого колеса:

$$v \sim u = \pi D n \sim n D, \quad (2.34)$$

де n – частота обертання робочого колеса, D – його характерний лінійний розмір (зовнішній діаметр). Знак $\sim$ замінює слова “пропорційність” або “подібність”.

3. Динамічна подібність, тобто пропорційність сил в однакових точках геометрично і кінематично подібних машин. При цій подібності необхідно, щоб числа Рейнольдса та Ейлера для двох подібних нагнітачів були однаковими, тобто

$$Re_1 = Re_2 \quad \text{або} \quad \frac{u_1 \cdot D_1}{\nu_1} = \frac{u_2 \cdot D_2}{\nu_2}, \quad (2.35)$$

$$Eu_1 = Eu_2 \quad \text{або} \quad \frac{p_1}{\rho_1 u_1^2} = \frac{p_2}{\rho_2 u_2^2}, \quad (2.36)$$

де індексами 1 і 2 позначені параметрами кожного з нагнітачів, наприклад, 1 – модельного, 2 – натурального.

Режими роботи нагнітача, при яких виконуються ці умови, називаються подібними.

Теорія подібності дає можливість вивести формули перерахунку подачі, напору (тиску) та потужності геометрично подібних нагніта-

чів, які працюють на подібних режимах, при зміні їх розмірів, частоти обертання та густини рідини або газу.

Подача нагнітача визначають за формулою (2.1), з якої можна записати:

$$Q \sim v_r D^2 \sim n D^3. \quad (2.37)$$

Звідси відношення подач двох нагнітачів:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3, \quad (2.38)$$

$$\text{або } C_Q = C_n C_D^3.$$

Напір насоса визначають з рівняння Ейлера (2.10):

$$H \sim \frac{v^2}{g} = \frac{(nD)^2}{g}. \quad (2.39)$$

Оскільки $g_1 = g_2$, відношення напорів двох насосів:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \right)^2, \quad (2.40)$$

$$\text{або } C_H = C_n^2 C_D^2.$$

Для вентилятора тиск визначають з формули (2.11), тому

$$p \sim \rho v^2 = \rho (nD)^2. \quad (2.41)$$

Відношення тисків двох вентиляторів:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \right)^2, \quad (2.42)$$

$$\text{або } C_p = C_\rho C_n^2 C_D^2.$$

Потужність нагнітача визначають з формули (1.3). Підставляючи значення Q і H з формул (2.37) та (2.39), отримаємо:

$$N = \rho g Q H \sim \rho n^3 D^5, \quad (2.43)$$

та відношення потужностей двох нагнітачів:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5, \quad (2.44)$$

$$\text{або } C_N = C_\rho C_n^3 C_D^5.$$

За дотримання всіх умов подібності витіки рідини через щілини пропорційні подачі насоса, гідравлічні втрати – його напору. Тому на подібних режимах об'ємні та гідравлічні ККД однакові для двох насосів, а механічні ККД при невеликих змінах частоти обертання та діаметра робочого колеса насоса наближено однакові:

$$\eta_{01} = \eta_{02}; \eta_{r1} = \eta_{r2}; \eta_{m1} \approx \eta_{m2}; \eta_1 \approx \eta_2. \quad (2.45)$$

Для вентилятора механічні та загальні ККД не змінюються при зміні густини газу, частоти обертання та діаметра робочого колеса, тобто $\eta_1 = \eta_2$.

В багатьох випадках один і той самий нагнітач може працювати при різних частотах обертання. Тоді формули перерахунку параметрів мають такий вигляд:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (2.46)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad (2.47)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (2.48)$$

Приклад 2.5. Випробування моделі відцентрового насоса проводилось в масштабі $C_D = 5$ при числі обертів $n_m = 590 \text{ хв}^{-1}$. Подача моделі насоса $Q_m = 0,0089 \text{ м}^3/\text{с}$ при напорі $H_m = 0,68 \text{ м}$. Визначити подачу і напір насоса-натурі при $n_n = 730 \text{ хв}^{-1}$.

Розв'язання. Використовуємо залежності (2.38) і (2.40):

$$\frac{Q_n}{Q_m} = C_D^3 \frac{n_n}{n_m} \text{ і } \frac{H_n}{H_m} = C_D^2 \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^2.$$

Звідси

$$Q_n = C_D^3 Q_m \frac{n_n}{n_m} = 5^3 \cdot 0,0089 \frac{730}{590} = 1,376 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$H_n = C_D^2 H_m \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^2 = 5^2 \cdot 0,68 \left(\frac{730}{590} \right)^2 = 26 \text{ м}.$$

Приклад 2.6. В таблиці 2.1 наведені параметри характеристики вентилятора зі зовнішнім діаметром колеса $D_I = 400$ мм при кутовій швидкості $\omega_I = 150 \text{ с}^{-1}$ і густині повітря $\rho_I = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Таблиця 2.1

$Q_I, \text{ м}^3/\text{год}$	0	1000	2000	3000	4000	4800	6000	7000	8000	9000
$p_I, \text{ Па}$	540	470	435	440	465	480	475	450	410	360
$N_I, \text{ кВт}$	0,40	0,48	0,60	0,74	0,92	1,10	1,42	1,70	1,98	2,27
$\eta_I, \%$	0	27	40	50	56	58	56	51	46	40

Необхідно розрахувати параметри характеристики геометрично подібного вентилятора, для якого $\omega_2 = 100 \text{ с}^{-1}$, $D_2 = 0,5 \text{ м}$, $\rho_2 = 0,98 \text{ кг/м}^3$.

Розв'язання. Використовуючи формули подібності (2.38) і (2.42), маємо:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3;$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2.$$

Звідси

$$Q_2 = Q_1 \frac{\omega_2}{\omega_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3; \quad p_2 = p_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2.$$

Врахувавши формулу (2.44), знайдемо:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5.$$

$$\text{Отже, } N_2 = N_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5.$$

Проводимо обчислення для значень $Q_I = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$, $p_I = 470 \text{ Па}$ і $N_I = 0,48 \text{ кВт}$.

$$Q_2 = 1000 \frac{100}{150} \left(\frac{0,5}{0,4} \right)^3 = 1000 \cdot 1,302 = 1320 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$p_2 = 470 \frac{0,98}{1,2} \left(\frac{100}{150} \right)^2 \left(\frac{0,5}{0,4} \right)^2 = 470 \cdot 0,567 = 266 \text{ Па};$$

$$N_2 = 0,48 \frac{0,98}{1,2} \left(\frac{100}{150} \right)^3 \left(\frac{0,5}{0,4} \right)^5 = 0,48 \cdot 0,738 = 0,35 \text{ кВт}.$$

Аналогічно проводимо обчислення для інших значень. Результати обчислень показані в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

$Q_2, \text{ м}^3/\text{год}$	0	1302	2604	3906	5208	6250	7812	9114	10416	11718
$p_2, \text{ Па}$	306	266	247	249	264	272	269	255	232	204
$N_2, \text{ кВт}$	0,30	0,35	0,44	0,55	0,68	0,81	1,05	1,26	1,46	1,68
$\eta_2, \%$	0	27	40	50	56	58	56	51	46	40

Задані та перераховані характеристики показані на рис. 2.18.

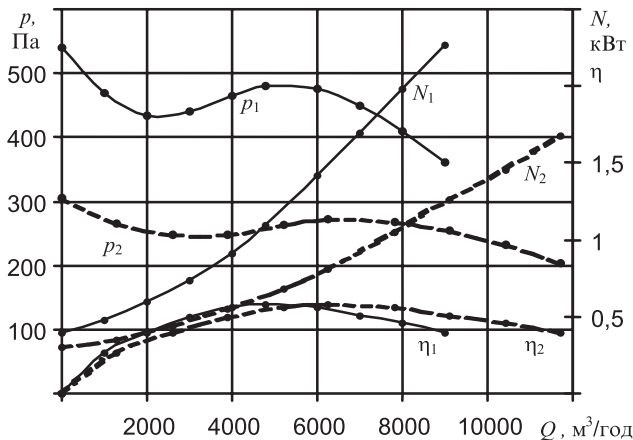


Рис. 2.18. До прикладу 2.6

2.9. Коефіцієнт швидкохідності

Щоби проектувати новий нагнітач перерахунком за формулами подібності, потрібно вибрати такий нагнітач, у якого режим, подібний до потрібного режиму проектованого нагнітача, був би оптимальним (тобто при найвищому ККД). Для цього знайдемо параметр, який є критерієм подібності і має однакове значення для всіх подібних нагнітачів.

Формули перерахунку (2.38) і (2.40) запишемо інакше:

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} = \frac{Q}{n D^3}. \quad (2.49)$$

$$\frac{H_1}{(n_1 D_1)^2} = \frac{H_2}{(n_2 D_2)^2} = \frac{H}{(n D)^2}. \quad (2.50)$$

Ці величини однакові для подібних нагнітачів, які працюють на подібних режимах, і є критеріями подібності. Для визначення одного критерія подібності, який включає параметри Q , H , n , критерій (2.49) піднесемо в квадрат, а критерій (2.50) – в куб, і розділимо їх:

$$\frac{Q^2 n^6 D^6}{n^2 D^6 H^3} = \frac{n^4 Q^2}{H^3}. \quad (2.51)$$

З останнього значення добуємо корінь четвертого ступеня і назовемо його питомою частотою обертання:

$$n_n = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (2.52)$$

На практиці для насосів використовують критерій, який називається коефіцієнтом швидкохідності n_s :

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (2.53)$$

Для вентиляторів вживається термін – швидкохідність, або питома швидкохідність:

$$n_n = 5,54 n \frac{\sqrt{Q}}{p_0^{3/4}}, \quad (2.54)$$

де $p_0 = p\rho_0/\rho$ – тиск вентилятора, приведений до стандартних умов, $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

У формулах (2.53) та (2.54) параметри мають такі розмірності: n – хв^{-1} , Q – $\text{м}^3/\text{с}$, H – м, p – Па.

Для багатоступінчастого нагнітача з послідовно з'єднаними ступенями коефіцієнт швидкохідності визначають для одного ступеня. Робоче колесо нагнітача двостороннього входу можна розглядати як два паралельно з'єднаних колеса, тому під час визначення коефіцієнта швидкохідності треба брати половину подачі нагнітача.

Якщо даний насос або геометрично подібний до нього при подачі $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ створює напір $H = 1$ м, то відповідно до формули (2.53) його коефіцієнт швидкохідності n_s дорівнює частоті обертання робочого колеса n :

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{0,075}}{1^{3/4}} = n.$$

Тому коефіцієнтом швидкохідності насоса називають частоту обертання робочого колеса даного насоса або геометрично подібного до нього, який створює напір $H=1$ м при подачі рідини $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

Відповідно до формули (2.54) швидкохідністю вентилятора називають частоту обертання робочого колеса даного вентилятора або геометрично подібного до нього, який створює тиск $p = 9,81 \text{ Па}$ (1 кгс/м^2) при подачі газу $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Значення коефіцієнта швидкохідності різні для різних режимів роботи нагнітача. В технічній документації вказане його значення для оптимального режиму, який відповідає найвищому ККД. Рівність коефіцієнтів швидкохідності двох нагнітачів є необхідною ознакою їх подібності.

Коефіцієнт швидкохідності визначає напороздатність та подачездатність нагнітача. Чим більше значення n_s , тим більшу подачу і менший напір забезпечує нагнітач. Для об'ємних насосів $n_s < 40$, боковоканальних – $10 \dots 40$, відцентрових – $40 \dots 300$, осьових – $500 \dots 1500$. Для радіальних вентиляторів $n_n = 6 \dots 100$, осьових – більше 100.

В насосах на значення напору та подачі і тим самим на значення коефіцієнту швидкохідності впливає конструкція робочого колеса. В

табл. 2.3. показані форми та відносні діаметри D_2/D_0 і ширина лопаті на виході b_2 , а також форма характеристик чотирьох основних типів динамічних насосів.

Серед відцентрових насосів виділяють тихохідні з $n_s = 40 \dots 80$ та $D_2/D_0 = 3,0 \dots 2,5$, нормальні ($n_s = 80 \dots 150$, $D_2/D_0 = 2,5 \dots 2,0$) та швидкохідні ($n_s = 150 \dots 300$, $D_2/D_0 = 2,0 \dots 1,4$). Зі збільшенням ширини лопаті b_2 на виході та зменшенням D_2/D_0 ККД і коефіцієнт швидкості зростають, а напір зменшується. Для осьових насосів n_s становить від 500 до 1500, а $D_2/D_0 \approx 0.8$. Тому ці насоси забезпечують найбільші подачі та найменші напори. Між відцентровими та осьовими насосами за формою робочого колеса розміщені напівосьові, для яких $n_s = 250 \dots 500$, $D_2/D_0 = 1,4 \dots 0,9$.

Форма ліній на характеристиках динамічних насосів залежить від коефіцієнта швидкохідності. Із збільшенням n_s залежність $H = f(Q)$ поступово змінюється від пологої лінії з максимумом до крутої. У тихохідних та нормальних відцентрових насосах значення N зростають зі збільшенням Q , у швидкохідних відцентрових – залишаються на одному рівні, а у напівосьових та осьових – зменшуються. Лінії ККД зі збільшенням n_s плавно змінюються від пологої до крутої форми.

Радіальні вентилятори бувають малої швидкохідності ($n_n < 30$), середньої ($n_n = 30 \dots 60$) та великої ($n_n > 60$). Вентилятори малої швидкохідності мають невеликі діаметри входу, вузькі робочі колеса, лопаті можуть бути зігнуті як вперед, так і назад.

Вентилятори середньої швидкохідності мають великі діаметри входу і зігнуті вперед лопаті, а також зігнуті назад лопаті в колесах меншої ширини.

Вентилятори великої швидкохідності мають широкі робочі колеса з невеликою кількістю зігнутих назад лопатей.

Приклад 2.7. Робоче колесо відцентрового насоса має діаметр $D_1 = 148$ мм і при частоті обертання $n_1 = 1450$ хв⁻¹ забезпечує подачу $Q_1 = 44,5$ л/с при напорі $H_1 = 20,1$ м. Яким повинен бути діаметр D_2 робочого колеса нового насоса, подібного до заданого, при якому напір становив би $H_2 = 32,5$ м і подача $Q_2 = 47,2$ л/с?

Розв'язання.

Варіант 1

Коефіцієнт швидкості n_s повинен бути однаковим для обох насосів, тобто:

$$n_s = 3,65 n_1 \frac{\sqrt{Q_1}}{H_1^{3/4}} = 3,65 n_2 \frac{\sqrt{Q_2}}{H_2^{3/4}},$$

звідки

$$n_2 = n_1 \left(\frac{H_2}{H_1} \right)^{3/4} \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}} = 1450 \left(\frac{32,5}{20,1} \right)^{3/4} \sqrt{\frac{44,5}{47,2}} = 2019 \text{ хв}^{-1}.$$

З іншого боку $\frac{Q_1}{Q_2} = C_D^3 \frac{n_1}{n_2},$

звідки $C_D = \sqrt[3]{\frac{Q_1 n_2}{Q_2 n_1}} = \sqrt[3]{\frac{44,5 \cdot 2019}{47,2 \cdot 1450}} = 1,095.$

Діаметр робочого колеса нового насоса:

$$D_2 = C_D D_1 = 1,095 \cdot 148 = 162 \text{ мм.}$$

Варіант 2

З формул подібності лопатевих насосів (2.38) і (2.40) маємо:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \frac{n_1}{n_2} = C_D^3 C_n \text{ і } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2} \right) = C_D^2 C_n^2.$$

З першого співвідношення $C_n = \frac{Q_1}{Q_2 C_D^3},$ з другого $C_n = \frac{1}{C_D} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}.$

Прирівнявши праві частини, одержимо:

$$C_D = \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}} \sqrt[4]{\frac{H_2}{H_1}} = \sqrt{\frac{44,5}{47,2}} \sqrt[4]{\frac{32,5}{20,1}} = 1,095.$$

Отже, $D_2 = C_D D_1 = 1,095 \cdot 148 = 162 \text{ мм.}$

Як бачимо, розрахунки обома варіантами дали однакові результати.

Приклад 2.8. Вентилятор з діаметром колеса $D_1=500$ мм подає $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ повітря ($\rho_1=1,2 \text{ кг/м}^3$) при тискові $p_1=480$ Па і кутівий

швидкості обертання $\omega_1=100 \text{ с}^{-1}$. Яким повинен бути діаметр колеса D_2 при подачі $2 \text{ м}^3/\text{с}$, тиску $p_2=750 \text{ Па}$, кутовій швидкості $\omega_2=150 \text{ с}^{-1}$ і густині газу $\rho_2=0,9 \text{ кг/м}^3$?

Розв'язання. Визначаємо швидкохідність за формулою (2.54):

$$n_{n1} = 5,54 \frac{n\sqrt{Q}}{p_{01}^{3/4}} = \frac{5,54 \cdot 30 \omega_1 \sqrt{Q_1}}{\pi p_{01}^{3/4}} = \frac{5,54 \cdot 30 \cdot 100 \sqrt{1,5}}{3,14 \cdot 480^{3/4}} = 63,18.$$

Для визначення n_{n2} підрахуємо приведенй тиск:

$$p_{02} = p_2 \frac{\rho_0}{\rho_2} = 750 \frac{1,2}{0,9} = 1000 \text{ Па}.$$

Далі розраховуємо:

$$n_{n2} = \frac{5,54 \cdot 30 \cdot 150 \sqrt{2}}{3,14 \cdot 1000^{3/4}} = 63,11.$$

Оскільки швидкохідність n_{n2} практично не відрізняється від n_{n1} , можемо застосувати формулу подібності (2.42), з якої

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \sqrt{\frac{p_1 \rho_2}{p_2 \rho_1}}.$$

Звідси

$$D_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \sqrt{\frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2}} D_1 = \frac{100}{150} \sqrt{\frac{750}{480} \cdot \frac{1,2}{0,9}} D_1 = 0,962 D_1 = 0,962 \cdot 500 = 481 \text{ мм}.$$

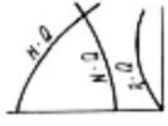
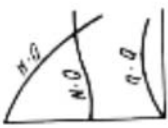
Можна скористатись також формулою подібності (2.38), з якої

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{Q_2 \omega_1}{Q_1 \omega_2}} D_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 100}{1,5 \cdot 150}} D_1 = 0,961 \cdot 500 = 480,5 \text{ мм}.$$

Як бачимо, розрахунки за двома формулами подібності дали практично однаковий результат.

Таблиця 2.3

Форми робочих коліс динамічних насосів

Насоси					
Параметр	Відцентрові			Напівоосьові	Осьові
	Тихохідні	Нормальні	Швидкохідні		
n_s	40...80	80...150	150...300	250...500	500...1500
Форма робочого коlesa					
D_2/D_0	3,0...2,5	2,5...2,0	2,0...1,4	1,4...0,9	0,8
H_{max} м	60	30	25	10...15	6...10
η	0,65...0,75	0,70...0,75	0,75...0,85	0,80...0,85	0,85...0,90
Характерис- тика					

2.10. Універсальні характеристики

Робоча характеристика нагнітача визначається для постійної частоти обертання. На практиці в багатьох випадках необхідно знати характеристику при інших частотах обертання. Для перерахунку характеристик використовують формули подібності (2.46), (2.47).

З характеристики нагнітача при n_1 визначаємо параметри Q_1 , H_1 (або p_1) декількох точок. Далі за формулами подібності підраховуємо значення Q_2 , H_2 (або p_2) при частоті обертання n_2 , які наносимо на графік. З'єднавши відповідні точки плавною лінією, отримаємо характеристики при n_2 (рис. 2.19, 2.20).

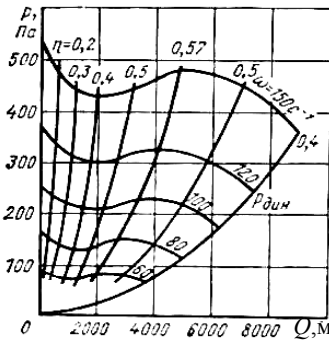


Рис. 2.19. Універсальна характеристика радіального вентилятора

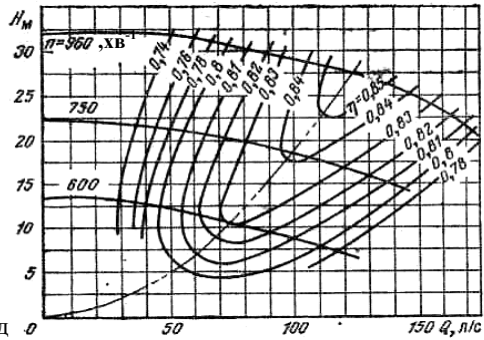


Рис. 2.20. Універсальна характеристика відцентрового насоса

Характеристики нагнітача при різних частотах обертання робочого колеса називають універсальними. При цьому будь-якій точці на характеристиці $H=f(Q)$ при одній частоті обертання відповідають конкретні точки на лініях при інших частотах обертання.

Зв'яжемо між собою формули подібності (2.46) і (2.47):

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2.$$

Ці співвідношення можна записати і так:

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H}{Q^2} = \text{const} = k,$$

або

$$H_0 = kQ^2. \quad (2.55)$$

що є рівнянням квадратичної параболи.

Нагадаємо, що формули (2.46) і (2.47) справедливі для подібних режимів, тому вираз (2.55) є рівнянням кривої подібних режимів при зміні частоти обертання.

Для вентиляторів таким рівнянням буде:

$$p_0 = kQ^2. \quad (2.56)$$

У вентиляторах при зміні частоти обертання ККД лишається незмінним, криві подібних режимів співпадають з лініями сталих ККД (див. рис. 2.19).

В насосах для подібних режимів гідравлічний та об'ємний ККД однакові, а механічний змінюється. Механічні втрати потужності склада-

ються з втрат на дискове тертя і на тертя в ущільненнях вала та підшипниках. Зі збільшенням частоти обертання втрати потужності на дискове тертя зростають пропорційно гідравлічній потужності, а втрати на тертя в ущільненнях і підшипниках зростають повільніше. В результаті зі збільшенням частоти обертання питома вага втрат на тертя в ущільненнях і підшипниках в загальній величині втрат зменшується, що призводить до збільшення механічного і загального ККД. Тому лінії

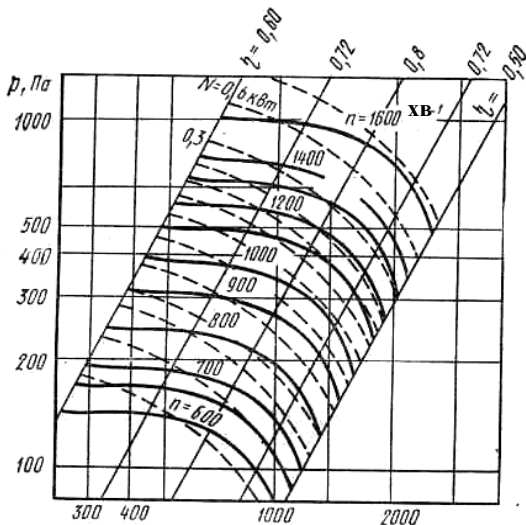


Рис. 2.21. Аеродинамічна характеристика вентилятора

сталих ККД на універсальній характеристиці насоса не співпадають з кривими подібних режимів (див. рис. 2.20).

В каталогах та довідниках наведені характеристики вентиляторів в

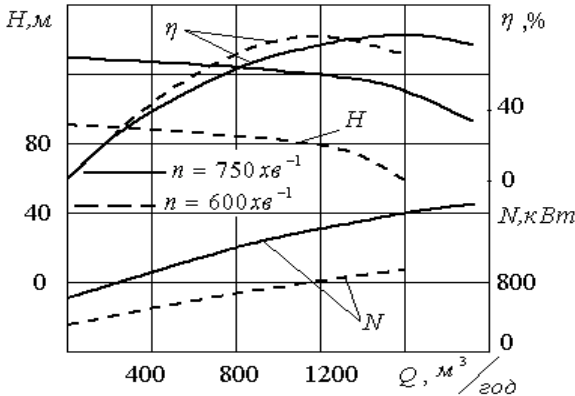


Рис. 2.22. Характеристика насоса при двох частотах обертання

логарифмічному масштабі (рис. 2.21). Завдяки цьому лінії сталих ККД проведені прямими. Із лінії $p=f(Q)$ нанесена тільки робоча частина, для якої значення ККД більше, ніж $0,9\eta_{max}$. На графіку нанесені також лінії споживаної потужності N . Такі характеристики названі аеродинамічними.

Якщо на характеристиці насоса показують залежності при двох-трьох частотах обертання, лінії ККД наносять як функції подачі (рис. 2.22).

2.11. Безрозмірні аеродинамічні характеристики

Для вентиляторів передбачені такі безрозмірні параметри:

$$\text{коефіцієнт подачі: } \varphi = \frac{4Q}{\pi D^2 u};$$

коефіцієнти повного і статичного тиску:

$$\psi = \frac{2p_v}{\rho u^2}; \quad \psi_s = \frac{2p_{sv}}{\rho u^2};$$

$$\text{коефіцієнт потужності: } \lambda = \frac{8000N}{\pi D^2 \rho u^3};$$

$$\text{повний і статичний ККД: } \eta = \frac{\varphi\psi}{\lambda}; \quad \eta_s = \frac{\varphi\psi_s}{\lambda},$$

де D – зовнішній діаметр робочого колеса, м; u – колова швидкість на діаметрі D , м/с; p_v – повний тиск вентилятора, Па; $p_v = p_2 - p_1$, тобто

різниця повних абсолютних тисків на виході і вході вентилятора; p_{sv} – статичний тиск вентилятора; N – споживана потужність, кВт.

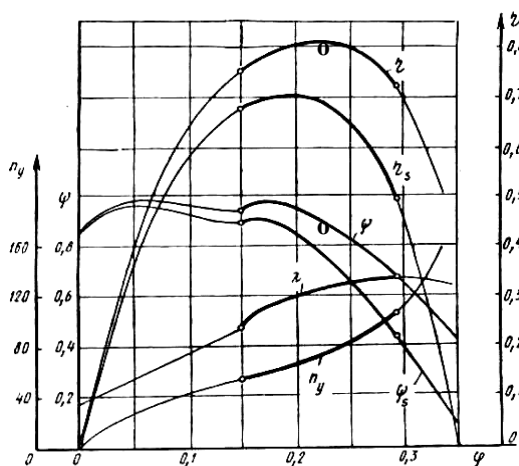


Рис. 2.23. Безрозмірна аеродинамічна характеристика вентилятора

Безрозмірні аеродинамічні характеристики використовують під час порівняння аеродинамічних якостей вентиляторів різних типів, виборі раціонального типу вентилятора і розрахунку діаметра і частоти обертання робочого колеса. Вони слугують також для побудови розмірних індивідуальних характеристик вентиляторів з визначеним діаметром колеса, частотами обертання вала і відомою густиною газового середовища.

Наведені в технічній документації безрозмірні характеристики отримані під час аеродинамічних випробувань моделей або промислових взірців вентиляторів, діаметр робочого колеса і частота обертання яких вказані в підрисункових підписах. Встановлено, що зі зменшенням діаметра робочого колеса його безрозмірні параметри погіршуються. Це відбувається як під впливом зменшення числа Рейнольдса, так і під впливом масштабного фактора, під яким розуміють порушення геометричної подібності під час виготовлення вентиляторів менших розмірів. Досліди показують, що зі зменшенням діаметра робочого колеса в два рази коефіцієнти ψ і η знижуються на 10...15%. Вважають, що це зумовлено збільшенням втрат тиску в протічній

Залежність коефіцієнтів повного і статичного тиску, потужності, повного і статичного ККД від коефіцієнта подачі називається безрозмірною аеродинамічною характеристикою для серії вентиляторів, які належать до одного типу, але з різними розмірами, частотами обертання і густиною повітря (рис. 2.23). Робоча ділянка характеристики виділена товстою лінією, а номінальний режим (тобто при максимальному ККД) позначений точкою.

частині вентилятора. Тому для вентиляторів з діаметром робочого колеса $D < 0,5$ м допускають зменшення ККД до значень, наведених в табл. 2.4.

Таблиця 2.4.

Допустиме зменшення ККД вентиляторів

Діаметр робочого колеса, м		0,2	0,25	0,315	0,4	0,5
Допустиме зниження ККД, % від максимального ККД, для вентиляторів	радіальних	80	85	91	95	—
	осьових	—	—	92	94	96

2.12. Обточка робочого колеса по діаметру

Характеристику нагнітача, окрім шляхом зміни частоти обертання вала, можна змінити також обточкою робочого колеса по зовнішньому діаметру. При цьому умови геометричної подібності нагнітачів порушуються, оскільки один важливий розмір (діаметр колеса) зменшується, а другий розмір (ширина спірального каналу) — збільшується. Тому формули подібності використовувати в цьому випадку не можна.

Експериментально встановлено, що напір насоса пропорційний квадрату зовнішнього діаметра робочого колеса, отже:

$$\frac{H}{H_{об}} = \left(\frac{D}{D_{об}} \right)^2, \quad (2.57)$$

де H , $H_{об}$ — напір насоса з колесом без обточки і з обточкою, D , $D_{об}$ — діаметр колеса без обточки і з обточкою.

Для насосів з $n_s < 150$:

$$\frac{Q}{Q_{об}} = \frac{D}{D_{об}}, \quad (2.58)$$

а для насосів з $n_s \geq 150$:

$$\frac{Q}{Q_{об}} = \left(\frac{D}{D_{об}} \right)^2. \quad (2.59)$$

У такому випадку n_s визначається для оптимального режиму, тобто

при найбільшому ККД.

Формули (2.57) і (2.58) за своєю структурою співпадають з формулами подібності (2.46) і (2.47) при зміні частоти обертання колеса. Отже, для насосів з $n_s < 150$ аналогічно до (2.55) отримаємо:

$$H = cQ^2, \quad (2.60)$$

тобто рівняння квадратичної параболи обточок, яка проходить через початок координат.

Для насосів з $n_s \geq 150$ проаналізуємо вирази (2.57) і (2.59):

$$\frac{H}{H_{об}} = \left(\frac{D}{D_{об}} \right)^2 = \frac{Q}{Q_{об}}.$$

Запишемо ці співвідношення інакше:

$$\frac{H}{Q} = \frac{H_{об}}{Q_{об}} = const = c',$$

або

$$H = c'Q.$$

Це рівняння прямої лінії, що проходить через початок координат.

На рис. 2.24 показана зміна параметрів насосів при обточці робочого колеса по зовнішньому діаметру. Для насоса з $n_s \geq 150$ точка A переходить в точку B , для насоса з $n_s < 150$ – в точку C .

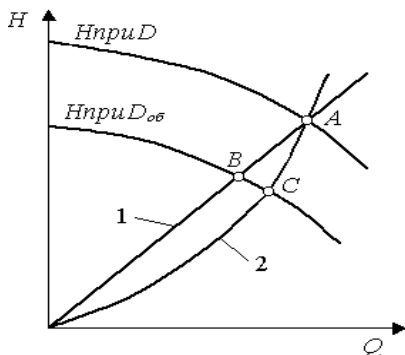


Рис. 2.24. Зміна параметрів насоса при обточці робочого колеса:
1 – для насоса з $n_s \geq 150$; 2 – для насоса з $n_s < 150$

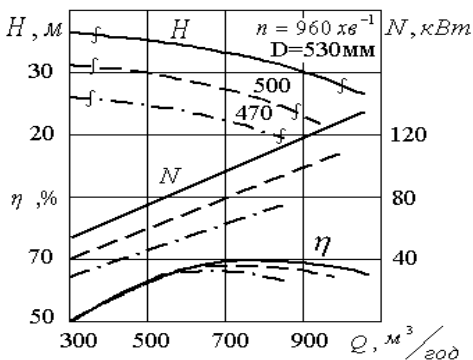


Рис. 2.25. Характеристика відцентрового насоса при різних діаметрах робочого колеса

Експериментально встановлено, що ККД під час обточки колеса

зменшується. Для насосів з $n_s \leq 200$ це зменшення становить 1% на кожні 10% обточки колеса, а для насосів при $n_s > 200$ – 1% на кожні 4% обточки. Щоби обточка робочого колеса привела до зменшення ККД не більше ніж на 1–2%, рекомендовані такі значення граничної обточки:

n_s	60	120	200	300
$(D-D_0)/D$	0,20	0,15	0,11	0,07

Завод-виготовлювач за замовленням споживача комплектує насос одним або декількома робочими колесами з різними діаметрами. В робочій документації до таких насосів наводиться характеристика, взірць якої показаний на рис. 2.25. Як бачимо, на графіку зображена тільки робоча частина характеристики. При потребі обточку колеса можна виконати і на підприємстві, на якому експлуатується насос. Порядок визначення необхідного діаметра розглянутий в п. 3.4.4.

В п. 2.7 вказано, що насос доцільно використовувати при високих значеннях ККД, тобто в робочій частині характеристики, яка на рис. 2.26 показана відрізком AB на характеристиці з необточеним робочим колесом. Розглянемо, де будуть знаходитись граничні точки A і

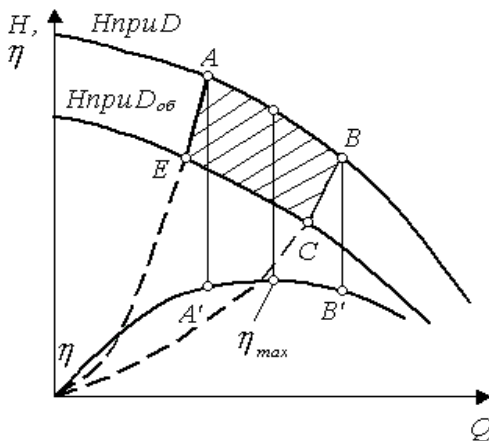


Рис. 2.26. Поле насоса

B на характеристиці H при максимальній обточці діаметра $D_{об}$ колеса. Для цього через точки A і B проведемо параболи обточок. В місці перетину цих парабол з характеристикою H при $D_{об}$ визначимо C і E . В утвореному таким чином криволінійному чотирикутнику $ABCE$ всі режимні параметри (подача і напір) відповідають високим ККД, і, отже, рекомендовані для роботи насоса. Такий чотирикутник називають полем насоса.

Насоси кожної конструкції випускають декількох різних розмірів для забезпечення великого діапазону напорів та подач. Коли поле кожного з цих насосів нанести на один графік, який звичайно будують в логарифмічному масштабі, отримаємо зведений графік полів насосів. Деякі з них наведені в розділі 4. Такий графік дуже корисний

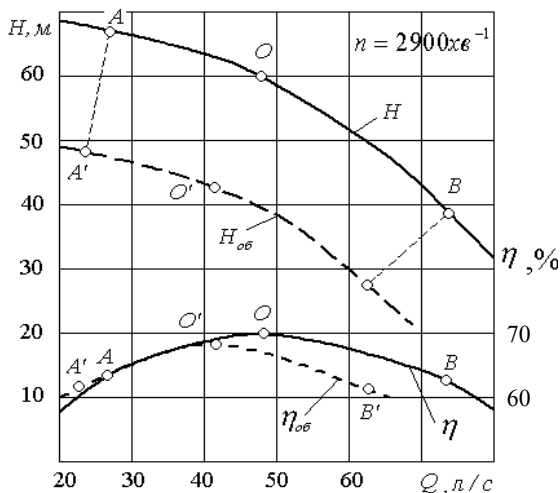


Рис. 2.27. До прикладу 2.9

Приклад 2.9. Для насоса зі заданою характеристикою H і η (рис. 2.27) побудувати поле.

Розв'язання. Визначаємо ліву і праву границі робочої частини характеристики, для чого підрахуємо значення $0,9\eta_{\max}=0,9\cdot 70=63\%$. Для цих значень ККД на лінію H наносимо точки A і B .

Підрахуємо коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q_0}}{H_0^{3/4}} = 3,65 \cdot 900 \frac{\sqrt{0,048}}{60^{3/4}} = 108,$$

де Q_0 і H_0 – параметри оптимального режиму, тобто при $\eta_{\max}$.

Для такого значення n_s максимальна обточка колеса може досягати 15%. Якщо прийняти $D = 100\%$, то $D_{об} = 85\%$.

Визначимо параметри $H_{обA}$ і $Q_{обA}$ для обточеного колеса, використавши формули (2.57) і (2.58):

для вибору марки насоса, який би працював зі заданим трубопроводом.

Для вентиляторів завод-виготовлювач випускає робочі колеса з діаметром 90, 95, 100, 105, 110% від номінального. Для кожного з цих розмірів побудовані індивідуальні аеродинамічні характеристики (див. рис. 2.21), а замість зведеного графіка полів побудовані зведені графіки характеристик вентиляторів даного типу (див. рис. 4.66, 4.68, 4.71, 4.73).

$$H_{об} = H_A \left(\frac{D_{об}}{D} \right)^2 = 67 \left(\frac{85}{100} \right)^2 = 48,4 \text{ м},$$

$$Q_{обA} = Q_A \frac{D_{об}}{D} = 27 \frac{85}{100} = 23 \text{ л/с}.$$

Аналогічно визначимо $H_{об0} = 43,4\text{м}$; $Q_{об0} = 40,8 \text{ л/с}$; $H_{обB} = 37,5 \text{ м}$; $Q_{обB} = 62,9 \text{ л/с}$.

Наносимо точки A' , O' , B' , які відповідають визначеним параметрам $H_{об}$, $Q_{об}$, на графік і проведемо характеристику $H_{об}$. З'єднавши точки A і A' , B і B' параболami, які проходять через початок координат, отримаємо криволінійний чотирикутник $ABB'A'$ – поле насоса.

Оскільки при $n_s < 200$ ККД зменшується на 1% на кожні 10% обточки, визначимо, що для точок A' , O' , B' ККД зменшиться на 1,5% стосовно ККД в точках O , A , B . З'єднавши точки A' , O' , B' , отримаємо лінію $\eta_{об}$.

Задачі для самостійного розв'язування

2.1. Визначити споживану потужність N відцентрового насоса, характеристика якого показана на рис. 2.28 при зміні кутової швидкості ω від 145 до 95 с^{-1} , якщо при $\omega = 145 \text{ с}^{-1}$ подача води $Q = 5 \text{ м}^3/\text{год}$, а ККД насоса $\eta = 0,65$.

2.2. Відцентровий насос з характеристикою, показаною на рис. 2.28, при кутовій швидкості $\omega = 145 \text{ с}^{-1}$ забезпечує подачу бензину $Q = 8 \text{ м}^3/\text{год}$. Визначити подачу та тиск насоса при зменшенні ω до 95 с^{-1} . Густина бензину $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$.

2.3. Відцентровий насос перекачує воду з подачею $Q = 48 \text{ л/с}$ і напором $H = 27 \text{ м}$ при ККД $\eta = 0,78$. Визначити тиск та потужність цього насоса з вказаними параметрами під час перекачування гасу густиною $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$.

2.4. Визначити тиск відцентрового насоса при подачі води $Q = 12 \text{ л/с}$, якщо діаметр робочого колеса $D_2 = 180 \text{ мм}$, діаметр входу на лопаті $D_1 = 60 \text{ мм}$, частота обертання $n = 3200 \text{ хв}^{-1}$, ширина робочого колеса на виході $b_2 = 10 \text{ мм}$, кількість лопатей $z = 8$, вихідний кут лопатей $\beta_{2л} = 25^\circ$. Об'ємний ККД насоса $\eta_v = 0,9$, гідравлічний $\eta_h = 0,85$.

2.5. Відцентровий насос при частоті обертання робочого колеса $n=1200 \text{ хв}^{-1}$ створює напір $H=50 \text{ м}$ та подачу води $Q=20 \text{ л/с}$. Визначити споживану потужність насоса при частоті обертання $n_1=1500 \text{ хв}^{-1}$ і ККД $\eta=0,7$.

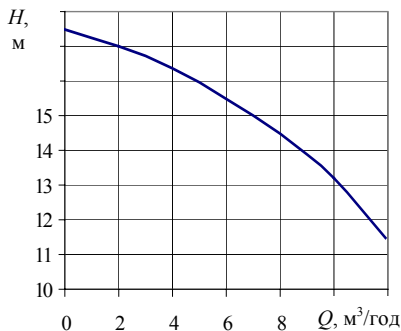


Рис. 2.28. До задач 2.1, 2.2

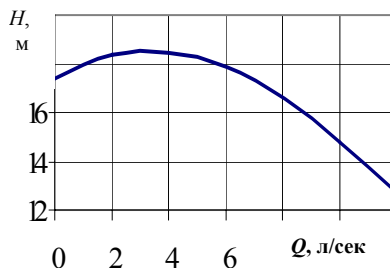


Рис. 2.29. До задачі 2.6

2.6. На рис. 2.29 наведена характеристика відцентрового насоса при частоті обертання $n_1=1500 \text{ хв}^{-1}$ і діаметрі робочого колеса $D_1=162 \text{ мм}$. Побудувати характеристику подібного насоса при діаметрі $D_2=128 \text{ мм}$ і частоті обертання $n_2=2500 \text{ хв}^{-1}$ та визначити напір насоса при подачі $Q_2=8 \text{ л/с}$.

2.7. Відцентровий насос з робочим колесом, зовнішній діаметр якого $D_1=60 \text{ мм}$, має такі параметри: $H_1=8 \text{ м}$; $Q_1=6 \text{ л/с}$; $n_1=3000 \text{ хв}^{-1}$. Для роботи в системі подачі палива необхідно забезпечити $Q_2=9 \text{ л/с}$ при $n_2=4000 \text{ хв}^{-1}$. Як треба змінити діаметр робочого колеса подібного насоса? Який при цьому буде напір H_2 ?

2.8. Відцентровий насос з робочим колесом, зовнішній діаметр якого $D_1=250 \text{ мм}$, при частоті обертання $n_1=1800 \text{ хв}^{-1}$ створює напір $H_1=12 \text{ м}$ і подачу $Q_1=6,4 \text{ л/с}$. Визначити частоту обертання n_2 і діаметр D_2 , щоб на подібному режимі роботи подібний насос створював напір $H_2=18 \text{ м}$ і подачу $Q_2=10 \text{ л/с}$.

2.9. Подача відцентрового насоса, характеристика якого при $\omega_1=250 \text{ с}^{-1}$ має рівняння $H=H_0+k_1Q-k_2Q^2$, дорівнює $Q_1=5 \text{ л/с}$. Визначити подачу Q_2 та напір H_2 при кутовій швидкості $\omega_2=300 \text{ с}^{-1}$. Прийняти $H_0=14 \text{ м}$; $k_1=200 \text{ с/м}^2$; $k_2=60000 \text{ с}^2/\text{м}^5$.

2.10. Відцентровий насос має робоче колесо діаметром $D=150 \text{ мм}$ з

лопатями, які закінчуються радіально ($\beta_{2n}=90^\circ$). Приймаючи коефіцієнт впливу числа лопатей $k=0,7$, а гідравлічний ККД $\eta_l=0,8$, визначити частоту обертання робочого колеса, при якому тиск насоса, який перекачує воду, буде 200 кПа.

2.11. Відцентровий насос подає 42 л/с води. Визначити гідравлічну потужність і ККД, якщо напір $H=17,9$ м, споживана потужність $N=9,5$ кВт.

2.12. Визначити величину теоретичного напору відцентрового насоса при $n=1800$ хв⁻¹ і таких даних: зовнішній діаметр колеса $D_2=310$ мм; абсолютна швидкість на виході $v_2=22$ м/с. Кути між векторами абсолютної швидкості та колової $\alpha_1=90^\circ$, $\alpha_2=18^\circ$.

2.13. Відцентровий насос системи охолодження двигуна має робоче колесо діаметром $D_2=200$ мм і сім радіальних лопатей ($\beta_{2n}=90^\circ$); діаметр входу в колесо $D_1=100$ мм. Яку частоту обертання треба надати валу насоса під час роботи на воді для одержання тиску насоса $p=0,2$ кПа? Гідравлічний ККД прийняти $\eta_l=0,7$.

2.14. Визначити об'ємний ККД відцентрового насоса, коефіцієнт швидкохідності якого $n_s=125$. Якою буде фактична подача насоса, якщо теоретична подача $Q_k=180$ м³/год?

Вказівка: використати формулу Ломакіна $\eta_0 = (1 + 0,68n_s^{-2/3})^{-1}$.

2.15. Визначити подачу осьового насоса при напорі $H=4$ м і кількості обертів 750 хв⁻¹. Коефіцієнт швидкохідності насоса $n_s=1100$. Оцінити його об'ємний ККД, прийнявши теоретичну подачу $Q_k=2$ м³/с.

2.16. Споживана потужність насоса, який перекачує воду, $N=1294,16$ кВт, його ККД $\eta=0,86$, а напір $H=42,8$ м при частоті обертання $n=600$ хв⁻¹. Якими будуть подача та коефіцієнт швидкохідності насоса?

2.17. Подача відцентрового насоса $Q=18$ л/с; частота обертання вала $n=5000$ хв⁻¹; середній діаметр кола, на якому знаходяться вхідні кромки лопатей, $D_1=60$ мм; ширина лопатей на вході $b_1=20$ мм, об'ємний ККД $\eta_0=0,9$. Визначити кут лопатей на вході β_{1n} . Товщиною лопатей знехтувати. Вважати, що рідина підводиться до колеса без попереднього закручування.

2.18. Визначити тиск радіального вентилятора з діаметром колеса $D_2=400$ мм для подачі повітря при кутовій швидкості обертання вала $\omega=150$ с⁻¹. Радіальна швидкість на виході $v_{r2}=2,7$ м/с, гідравлічний

ККД $\eta_I=0,67$, а вихідний кут лопатей $\beta_{2n}=135^\circ$.

2.19. Дана характеристика радіального вентилятора при частоті обертання вала $n_I=1200 \text{ хв}^{-1}$ і зовнішньому діаметру колеса $D_2'=1000 \text{ мм}$ (рис. 2.30). Побудувати характеристику подібного вентилятора при $n_2=1400 \text{ хв}^{-1}$ і $D_2=630 \text{ мм}$ та визначити максимальний тиск і подачу вентилятора.

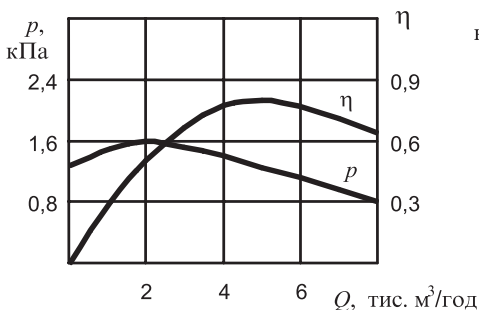


Рис. 2.30. До задачі 2.19

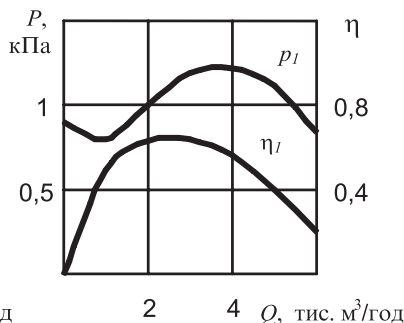


Рис. 2.31. До задачі 2.20

2.20. Дана характеристика радіального вентилятора при $n_I=1800 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 2.31). Побудувати характеристику цього вентилятора при $n_2=2400 \text{ хв}^{-1}$ та визначити його максимальний тиск.

2.21. Радіальний вентилятор при стандартних умовах і частоті обертання вала $n_I=960 \text{ хв}^{-1}$ створює подачу $Q=20000 \text{ м}^3/\text{год}$. При якій частоті обертання вала вентилятор буде подавати таку саму масу повітря, якщо температура повітря збільшиться до 200°C , а атмосферний тиск зменшиться до 740 мм. рт. ст. ?

2.22. Осьовий вентилятор перекачує повітря в кількості $Q=30000 \text{ м}^3/\text{год}$, створюючи тиск $p=300 \text{ Па}$. Визначити, яку потужність буде споживати вентилятор, якщо подачу його збільшити зміною частоти обертання вала до $Q=40000 \text{ м}^3/\text{год}$ при повному ККД $\eta=0,82$.

2.23. Вентилятор працює з частотою обертання колеса $n_I=850 \text{ хв}^{-1}$ і забезпечує подачу $Q_I=6000 \text{ м}^3/\text{год}$ при повному тиску $p_I=1300 \text{ Па}$ і ККД $\eta=0,75$. Визначити потужність, споживану вентилятором, якщо збільшити частоту обертання до $n_2=1000 \text{ хв}^{-1}$.

2.24. Вентилятор з колесом діаметром $D_I=350 \text{ мм}$ забезпечує подачу $Q_I=3000 \text{ м}^3/\text{год}$ при повному тиску $p_I=750 \text{ Па}$. Якою буде споживана потужність, якщо використати вентилятор такого самого типу, але з

діаметром робочого колеса $D_2=500$ мм при ККД $\eta=0,68$?

2.25. Вентилятор з колесом діаметром $D_1=250$ мм працює з частотою $n_1=1450$ хв⁻¹ і забезпечує подачу повітря $Q_1=750$ м³/год при тиску $p_1=200$ Па. Які подачу Q_2 і тиск p_2 буде створювати такий самий вентилятор зі зовнішнім діаметром $D_2=320$ мм при частоті обертання $n_2=1000$ хв⁻¹?

2.26. Визначити теоретичний тиск вентилятора під час нагнітання повітря з густиною $\rho=1,2$ кг/м³, якщо внутрішній діаметр робочого колеса $D_1=120$ мм, абсолютна швидкість під час входу $v_1=5$ м/с, кут $\alpha_1=60^\circ$, зовнішній діаметр робочого колеса $D_2=500$ мм, швидкість на виході $v_2=20$ м/с, кут $\alpha_2=45^\circ$, кутова швидкість $\omega=245$ с⁻¹.

2.27. Визначити кутову швидкість обертання робочого колеса радіального вентилятора для створення тиску повітря 1700 Па при зовнішньому діаметрі колеса $D_2=0,5$ м і коефіцієнті тиску $\psi=1,8$.

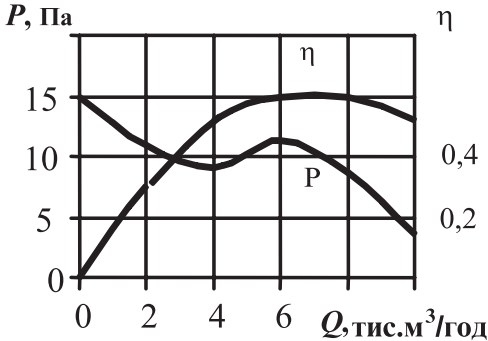


Рис. 2.32. До задачі 2.28

2.28. Дана характеристика осьового вентилятора при зовнішньому діаметрі колеса $D_2 = 0,3$ м (рис. 2.32). Побудувати характеристику подібного вентилятора при $D_2 = 0,45$ м та визначити його тиск при $Q_2 = 20$ тис. м³/год.

2.29. Вентилятор при стандартних умовах подає 4000 м³/год повітря. Кутова швидкість $\omega = 300$ с⁻¹ при споживаній потужності $N = 3,85$ кВт і ККД $\eta = 0,72$. Визначити швидкохідність і колову швидкість, якщо діаметр колеса $D = 100$ мм.

2.30. Вентилятор з площею вихідного отвору $S=0,102$ м² при кутовій швидкості $\omega_1 = 150$ с⁻¹ подає 1800 м³/год повітря ($\rho = 1,2$ кг/м³) і створює тиск 440 Па, споживаючи потужність $N = 0,28$ кВт. Визначити ККД, динамічний p_d і статичний p_s тиски, а також їх значення при $\omega_2 = 100$ с⁻¹.

3. СПІЛЬНА РОБОТА НАГНІТАЧА¹ З МЕРЕЖЕЮ

3.1. Трубопроводи та трубопровідні мережі

3.1.1. Класифікації

Залежно від з'єднання окремих ділянок трубопроводи поділяють на прості і складні. Простий – це трубопровід, що складається з однієї нитки труб постійного діаметру без бокових гілок. Прості трубопроводи можуть бути з'єднані послідовно, паралельно або розгалужено. Складний трубопровід (він називається також трубопровідною мережею) містить в собі декілька ділянок, в яких прості трубопроводи з'єднані як послідовно, паралельно, так і розгалужено в різних комбінаціях. Трубопровідні мережі поділяють на тупикові (незамкнені) і кільцеві (замкнені).

Залежно від кількості місцевих опорів виділяють трубопроводи короткі і довгі. В короткому трубопроводі втрати напору на місцевих опорах складають більше 8% від поздовжніх втрат напору. В довгому трубопроводі – менше 8%.

Залежно від джерела енергії для руху рідини є трубопроводи насосні, де рідину переміщує насос, та самопливні, де рідина рухається за рахунок власної ваги з резервуара, що встановлений вище від кінця трубопроводу.

Трубопроводи та мережі розділяються також за призначенням – для перекачування різних рідин, газів, пульпи: водопроводи, водопровідні мережі, газопроводи, газові мережі; повітропроводи, вентиляційні мережі, пульпопроводи та ін.

Для гідрравлічного розрахунку трубопроводів та мереж використовують рівняння постійності витрати та Бернуллі, формули для визначення числа Рейнольдса, гідрравлічного коефіцієнту тертя (Дарсі), втрат напору поздовжніх та місцевих, які наведені в додатку І.

3.1.2. Розрахунок та характеристика простого трубопроводу

Схема такого трубопроводу з постійним діаметром показана на рис. 3.1, а. Для його розрахунку необхідно визначити перший і другий

¹ У цьому розділі термін “нагнітач” вживаний як узагальнений для термінів “динамічний насос” і “вентилятор”.

перерізи, тобто перерізи, в яких починається та кінчається рух рідини. Далі треба позначити умовну горизонтальну площину порівняння 0-0. Вона повинна проходити через центр ваги нижнього перерізу. Для перерізів 1 і 2 записують рівняння Бернуллі:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{l-2}, \quad (3.1)$$

і аналізують всі величини, що входять до нього. В цьому випадку $v_1 = v_2$. Після перетворень з врахуванням виконаного аналізу отримують вираз для потрібного напору $H_{\text{п}}$, тобто напору на початку трубопроводу, потрібного для руху рідини:

$$H_{\text{п}} = \frac{p_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{l-2} = H_{\text{ст}} + \sum h_{l-2}, \quad (3.2)$$

де $H_{\text{ст}} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g}$ – статичний напір, значення якого не залежить від витрати рідини. Згідно з додатком І

$$\sum h_{l-2} = h_l + h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g} = (\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^5}. \quad (3.3)$$

Графічну залежність потрібного напору від витрати рідини називають характеристикою трубопроводу (рис. 3.1, б). Користуючись цією характеристикою, для будь-якої витрати можна визначити потрібний

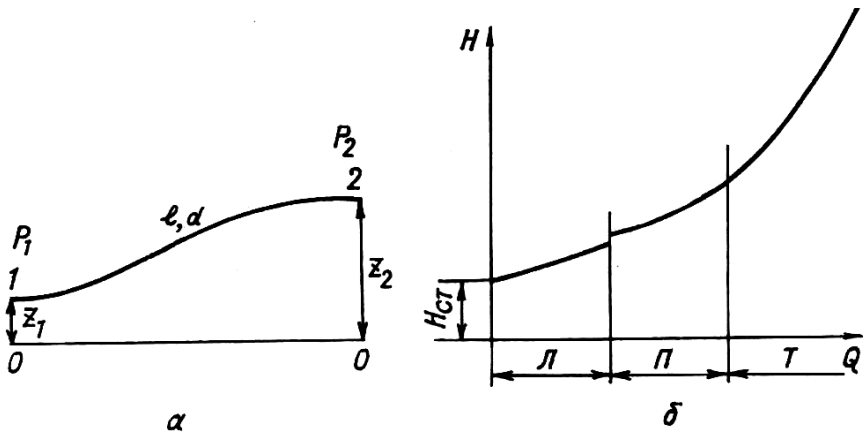


Рис. 3.1. Схема (а) та характеристика (б) простого трубопроводу:
л – ламінарний режим; п – перша перехідна область; т – турбулентний режим

напір, або навпаки, для заданого потрібного напору знайти витрату.

Характеристика газопроводу або газової (вентиляційної) мережі виглядає так само, тільки замість напору вживають тиск $p = \rho gH$.

3.1.3. Розрахунок та характеристика трубопроводної мережі

Елементом мережі є послідовне, паралельне та розгалужене з'єднання простих трубопроводів.

Для послідовного з'єднання трубопроводів, схема та характеристики якого наведені на рис. 3.2, характерні такі рівняння:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3,$$

$$\Sigma h_{MN} = h_1 + h_2 + h_3. \quad (3.4)$$

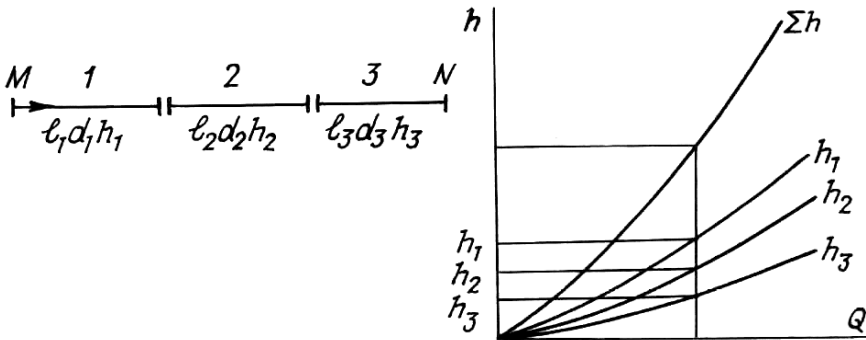


Рис. 3.2. Схема та характеристика послідовного з'єднання трубопроводів

Вираз для потрібного напору в точці М:

$$H_{NM} = \frac{p_M}{\rho g} + \frac{v_M^2}{2g} = \Delta z_{NM} + \frac{p_N}{\rho g} + \frac{v_N^2}{2g} + \Sigma h_{NM}. \quad (3.5)$$

З характеристики такого з'єднання, яка на рис. 3.2 показана для випадку $H_{cm}=0$, можна визначити втрату напору як в окремих гілках, так і в цілому трубопроводі при будь-яких витратах рідини.

Схема та характеристика паралельного з'єднання наведені на рис. 3.3. До цього з'єднання належать також трубопроводи, які не сходяться в точці N, але мають в кінці однакові тиски і геометричні позначки.

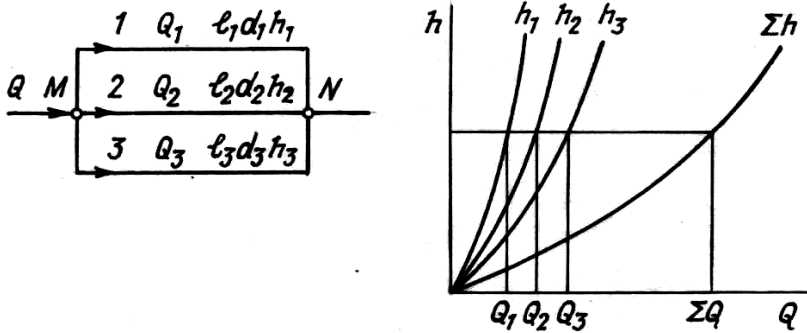


Рис. 3.3. Схема та характеристика паралельного з'єднання трубопроводів

Основні рівняння:

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 + Q_3, \\ \sum h_{MN} &= h_1 = h_2 = h_3, \end{aligned} \quad (3.6)$$

тобто витрата рідини до розгалуження рівна сумі витрат в паралельних гілках, а втрати напору в паралельних гілках однакові.

Потрібний напір в точці розгалуження:

$$H_{\text{пм}} = \frac{p_M}{\rho g} = \Delta z + \frac{p_N}{\rho g} + h_1 = H_{\text{ст}} + h_2 = H_{\text{ст}} + h_3. \quad (3.7)$$

Схема та характеристика розгалуженого з'єднання трубопроводів показані на рис. 3.4.

Основні рівняння:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (3.8)$$

$$H_{\text{пм}} = \frac{p_M}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_2 = \frac{p_3}{\rho g} + z_3 + h_3. \quad (3.9)$$

Трубопровідні мережі містять різні комбінації послідовних і паралельних з'єднань або розгалужень (рис. 3.5).

Основні рівняння незамкненої трубопровідної мережі з розгалуженнями (рис. 3.5, б):

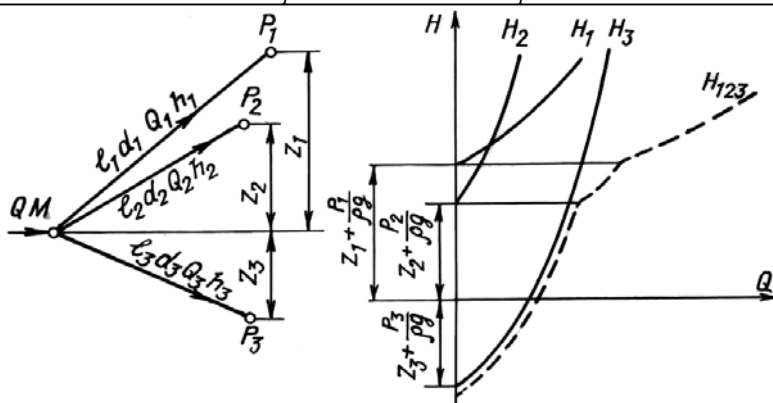


Рис. 3.4. Схема та характеристика розгалуженого з'єднання трубопроводів – рівняння витрат:

$$Q = Q_B + Q_D + Q_E; \quad Q_C = Q_D + Q_E; \quad (3.10)$$

– потрібний напір в точці С:

$$H_{\text{нС}} = \frac{p_C}{\rho g} = \frac{p_D}{\rho g} + z_D + h_{CD} = \frac{p_E}{\rho g} + z_E + h_{CE}. \quad (3.11)$$

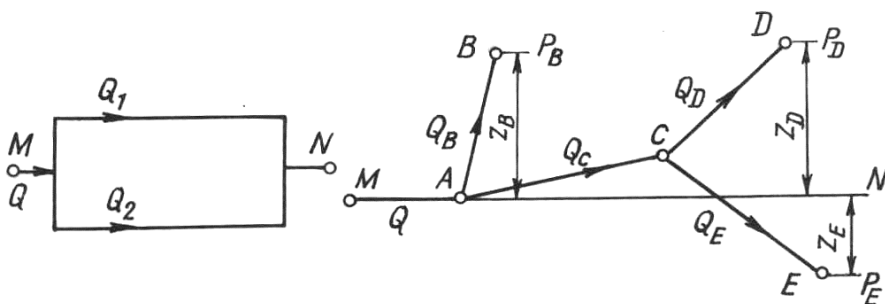


Рис. 3.5. Схеми трубопровідних мереж

– потрібний напір в точці А:

$$\begin{aligned} H_{\text{нА}} = \frac{p_A}{\rho g} &= \frac{p_B}{\rho g} + z_B + h_{AB} = H_{\text{нС}} + h_{AC} = \frac{p_D}{\rho g} + z_D + h_{CD} + h_{AC} = \\ &= \frac{p_E}{\rho g} + z_E + h_{CE} + h_{AC}; \end{aligned} \quad (3.12)$$

– потрібний напір в точці М:

$$H_{\text{пМ}} = \frac{p_M}{\rho g} = H_{\text{пА}} + h_{\text{МА}} = \frac{p_B}{\rho g} + z_B + h_{\text{AB}} + h_{\text{МА}}, \quad (3.13)$$

де z – різниця висот між кінцевими точками В, D, Е і початковою М, яка може бути додатною, нульовою і від'ємною.

Розрахунок трубопровідних мереж часто виконують графоаналітичним способом, тобто з використанням кривих ліній потрібного напору. Таку лінію $H_{\text{п}}$ для всієї мережі (на прикладі частини ACDE з рис. 3.5, б) можна побудувати так (рис. 3.6):

- всю мережу поділити на ряд простих трубопроводів: AC, CD, CE;
- побудувати лінії потрібних напорів для кожного простого трубопроводу, причому для гілок з кінцевою роздачею CD, CE – з врахуванням $H_{\text{ст}}$, а для проміжних ділянок (AC) – без врахування $H_{\text{ст}}$;
- додати лінії потрібних напорів для розгалужених гілок за правилом додавання паралельних трубопроводів ($H_{\text{CDE}} + H_{\text{CD}} = H_{\text{CE}}$);
- отриману криву додати до характеристики послідовно приєднаного трубопроводу ($H_{\text{CDE}} + h_{\text{AC}} = H_{\text{ACDE}}$).

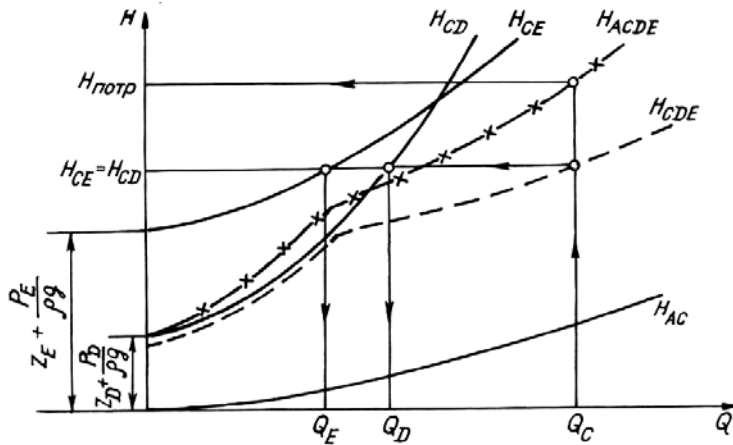


Рис. 3.6. Характеристика трубопровідної мережі

Користуючись таким порядком, можна подувати лінію потрібного напору для будь-якої розгалуженої незамкненої трубопровідної мережі.

За допомогою отриманого графіка можна розв'язати низку практичних задач. Так, при відомій витраті у гілці АС Q_C визначимо потрібні напори для мережі АСDE – H_{Π} , для трубопроводів CD і CE – $H_{CE} = H_{CD}$, витрати в трубопроводах CE – Q_E і CD – Q_D .

Приклад 3.1. Визначити напір, який потрібно створити на початку трубопроводу для подачі в бак води з в'язкістю $\nu = 8 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2/\text{с}$ (рис. 3.7). Довжина трубопроводу $l = 80 \text{ м}$, його діаметр $d = 100 \text{ мм}$, витрата води $Q = 15 \text{ л/с}$, висота $H_r = 15 \text{ м}$, тиск в баку $p_2 = 200 \text{ кПа}$, коефіцієнт опору

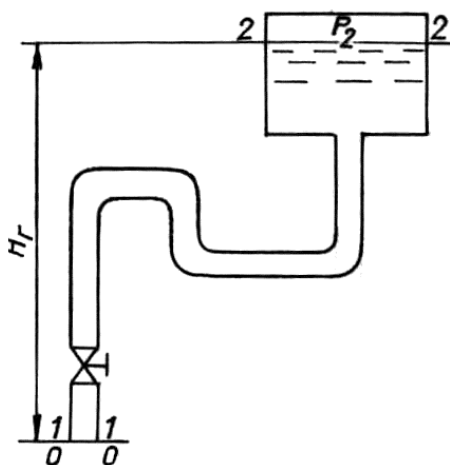


Рис. 3.7. До прикладу 3.1

крана $\xi_1 = 5$, коліна – $\xi_2 = 0,8$, входу в резервуар $\xi_3 = 1$, шорсткість стінок труб $\Delta_e = 0,04 \text{ мм}$.

Розв'язання. Вибравши перерізи 1-1, 2-2, а також положення умовної горизонтальної площини порівняння 0-0, робимо аналіз рівняння Бернуллі для умов даної задачі: p_1 – тиск невідомий; $v_1 = v_2 = v$ – швидкість в перерізі 1-1 дорівнює швидкості в трубах; запишемо її буквою v без індексу; $z_1 = 0$. Для другого перерізу тиск p_2 заданий; $z_2 = H_r$; $v_2 = 0$, оскільки бак має велику площу. Втрати напору визначимо за формулою (3.3):

$$\Sigma h_{1-2} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_1 + 4\xi_2 + \xi_3 \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}$$

Отже, потрібний напір:

$$H_{\Pi} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + H_r + \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_1 + 4\xi_2 + \xi_3 \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}.$$

У цьому рівнянні всі величини, окрім λ , відомі. Для визначення λ знаходимо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0,015}{3,4 \cdot 0,1 \cdot 8 \cdot 10^{-7}} = 238732.$$

Режим руху турбулентний, і тому гідравлічний коефіцієнт тертя:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_\epsilon}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{238732} + \frac{0,04}{100} \right)^{0,25} = 0,0178.$$

Всі цифри підставляємо в рівняння для знаходження потрібного напору:

$$H_p = \frac{200000}{1000 \cdot 9,81} + 15 + \left(0,0178 \frac{80}{0,1} + 5 + 4 \cdot 0,8 + 1 \right) \frac{8 \cdot 0,015^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,1^4} = 39,7 \text{ м.}$$

Приклад 3.2. З нижнього баку у верхній перекачують бензин (рис. 3.8, а). Тиск в нижньому баці, заміряний манометром, $p = 1,5 \text{ кгс/см}^2$, у верхньому – атмосферний. Довжина трубопроводу $l = 24 \text{ м}$, його діаметр $d = 40 \text{ мм}$, висота $z = 10 \text{ м}$. Трубопровід має три різких повороти на 90° . Визначити витрату бензину.

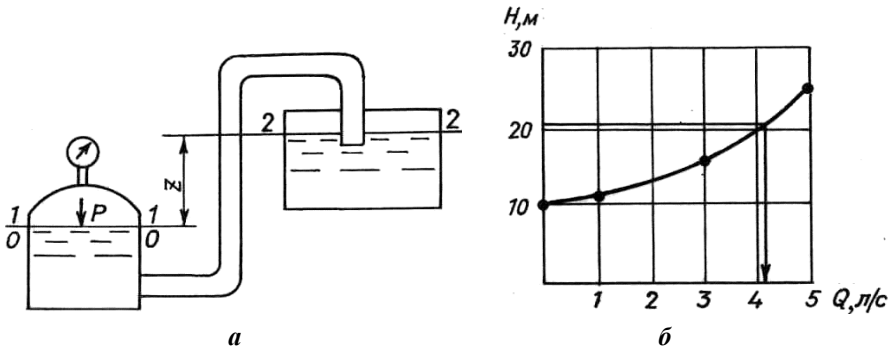


Рис. 3.8. До прикладу 3.2

Розв'язання. Позначимо перший і другий перерізи 1-1, 2-2 та умовну горизонтальну площину порівняння 0-0. Аналізуючи рівняння Бернуллі для умов даної задачі, визначаємо $z_1 = 0$; $p_1 = p = 1,5 \cdot 9,81 \cdot 10^4 = 147150 \text{ Па}$; $v_1 \approx 0$, оскільки площа бака велика; $z_2 = z$; $p_2 = p_{\text{ат}} = 0$, тому що манометр при атмосферному тиску показує нуль;

$v_2 \approx 0$. Втрати напору:

$$\Sigma h_{1-2} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_{вих} + 3\xi_{пов} + \xi_{вх} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4},$$

де коефіцієнти місцевих опорів на виході з бака $\xi_{вих} = 0,5$; повороту $\xi_{пов} = 1$, на вході в бак $\xi_{вх} = 1$.

З додатку І для бензину знаходимо густину $\rho = 720 \text{ кг/м}^3$ і кінематичну в'язкість $\nu = 0,007 \text{ см}^2/\text{с} = 0,007 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Отже, потрібний напір:

$$\begin{aligned} H_n &= \frac{P}{\rho g} = z_I + \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_{вих} + 3\xi_{пов} + \xi_{вх} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = \\ &= 10 + \left(\lambda \frac{24}{0,04} + 4,5 \right) \frac{8 \cdot Q^2}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,04^4} = \\ &= 10 + (600\lambda + 4,5) 32276 Q^2. \end{aligned}$$

Оскільки λ залежить від витрати, для деяких значень Q визначимо H_n . Для цього спочатку визначимо:

$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,007} Q = 45472837 Q.$$

Далі залежно від режиму руху визначимо λ . Всі розрахунки наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1.

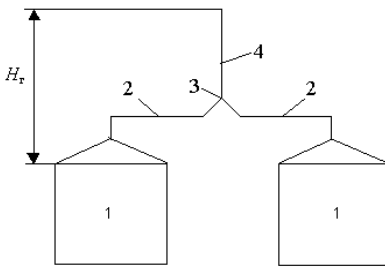
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Re	Режим руху	λ	$H_n, \text{ м}$
0,005	2273642	турб.	0,0247	25,6
0,003	1364185	турб.	0,0248	15,6
0,001	454728	турб.	0,0250	10,6
0,000	—	—	—	10

На графіку (рис. 3.8, б) за даними табл. 3.1 будуємо характеристику трубопроводу $H_n = f(Q)$. Заданий умовою напір

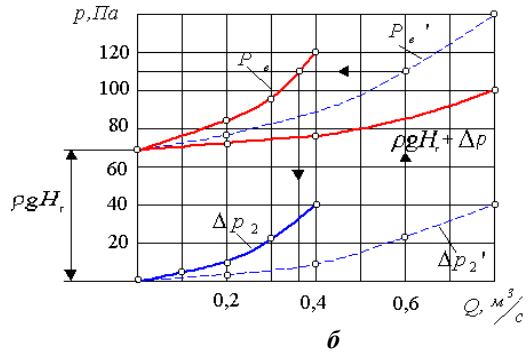
$$H_n = \frac{P}{\rho g} = \frac{147150}{720 \cdot 9,81} = 20,8 \text{ м.}$$

Для цього напору з графіка знаходимо витрату $Q = 4,3 \text{ л/с}$.

Приклад 3.3. Вентиляційна мережа хімічної лабораторії (рис 3.9, а) складається з двох витяжних шаф 1, двох повітроводів 2 довжиною $l_2 = 5$ м і діаметром $d_2 = 300$ мм з різкими поворотами на 90° і 45° , трійника 3 і одного повітроводу 4 довжиною $l_4 = 12$ м діаметром $d_4 = 400$ мм. Кінець мережі розташований вище початку на висоті $H_r = 6$ м. Побудувати характеристику мережі. Визначити вакуум p_6 в кінці мережі, щоби витрата повітря в кожній витяжній шафі дорівнювала $Q = 0,3$ м³/с. Визначити витрату повітря в мережі Q_1 , якщо одну з ліній 2 перекрити при вакуумі в кінці мережі $p_6 = 110$ Па.



а



б

Рис. 3.9. До прикладу 3.3

Розв'язання. Відповідно до рівняння (3.12) записуємо вираз для потрібного тиску, необхідного для руху повітря через вентиляційну мережу:

$$p_a = \rho g H_n = p_6 + \rho g H_r + \Delta p_2 + \Delta p_4,$$

де p_a – тиск на початку мережі, це атмосферний тиск, можна прийняти, що він дорівнює нулю; H_n – потрібний напір; p_6 – тиск в кінці мережі; Δp_2 – втрати тиску в повітроводі 2; Δp_4 – в повітроводі 4.

Після перетворень отримаємо:

$$p_{\text{вак}} = p_a - p_6 = -p_6 = \rho g H_r + \Delta p_2 + \Delta p_4.$$

Мінус означає, що тиск в кінці мережі p_6 нижчий від атмосферного, тобто вакуум.

Втрати тиску Δp_2 і Δp_4 відповідно до формули (І.7) запишемо так:

$$\Delta p_2 = \rho \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \xi_l + \xi_{\Pi 90} + \xi_{\Pi 45} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d_2^4},$$

$$\Delta p_4 = \rho \left(\lambda_4 \frac{l_4}{d_4} + \xi_{mp} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d_4^4},$$

де ρ – густина повітря; λ_2, λ_4 – коефіцієнти Дарсі в лініях 2 і 4; ξ – коефіцієнти місцевих втрат: ξ_l – при вході в повітровід 2, $\xi_{\Pi 90}$ і $\xi_{\Pi 45}$ – при різкому повороті повітроводу 2 на 90° і 45° , ξ_{mp} – трійника 3; Q_2 і Q_4 – витрата повітря в лініях 2 і 4.

Приймаємо, що температура повітря 20°C , його густина $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ (табл. I.1). Коефіцієнт Дарсі λ визначаємо з формули (I.3)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25}, \text{ або з графіка (рис. I.1). Число Рейнольдса } \text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu}.$$

В'язкість повітря при температурі 20°C (табл. I.1), $\nu = 15,7 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Приймаємо, що повітроводи виготовлені з оцинкованої бляхи, для якої еквівалентна шорсткість $\Delta_e = 0,1 \text{ мм}$.

Результати розрахунків втрат тиску в повітроводах показані в табл. 3.2.

Таблиця 3.2.

Втрати тиску в повітроводах 2 і 4

Повітровід 2				Повітровід 4			
$Q_2, \text{ м}^3/\text{с}$	Re_2	λ_2	$\Delta p_2, \text{ Па}$	$Q_4, \text{ м}^3/\text{с}$	Re_4	λ_4	$\Delta p_4, \text{ Па}$
0,1	27000	0,025	2,6	0,2	25290	0,025	2,0
0,2	54000	0,021	10,0	0,4	56580	0,021	7,5
0,3	81000	0,020	22,6	0,6	84870	0,019	16,0
0,4	108000	0,019	39,9	0,8	113160	0,0175	27,4

Дані цієї таблиці використані для побудови графічної характеристики мережі (рис. 3.9, б). На ньому позначені: Δp_2 – втрати тиску в одному повітроводі 2, $\Delta p_2'$ – втрати тиску в двох паралельно з'єднаних повітроводах 2, $\rho g H_r + \Delta p_4$ – втрати тиску в повітроводі 4 з урахуванням статичного тиску $\rho g H_r$, p_6 – вакуум в кінці мережі при послідовному з'єднанні одного повітроводу 2 і повітроводу 4, p_6' – вакуум при

послідовному з'єднанні повітроводу 4 з двома повітропроводами 2.

При русі повітря через кожну шафу у кількості $Q = 0,3 \text{ м}^3/\text{с}$ через всю мережу проходитиме витрата $Q' = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}$. Користуючись характеристикою мережі $p_e' = \rho g H_r + \Delta p_4 + \Delta p_2'$, з графіка визначаємо, що при $Q' = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}$ вакуум в кінці мережі $p_e' = 110 \text{ Па}$. Коли буде відключений один повітровід 2, то характеристика мережі буде $p_e = \rho g H_r + \Delta p_4 + \Delta p_2$. Для неї при вакуумі $p_e = 110 \text{ Па}$ витрата повітря через шафу буде $Q' = 0,37 \text{ м}^3/\text{с}$.

Приклад 3.4. Олія до двох баків подається складним трубопроводом, схема якого показана на рис. 3.10, а. Визначити потрібний напір для трубопроводу при таких вихідних даних: витрата олії $Q = 2 \text{ л/с}$; діаметр гілок трубопроводу $d = 30 \text{ мм}$; $d_1 = 16 \text{ мм}$; $d_2 = 20 \text{ мм}$; довжина гілок – $l = 4,8 \text{ м}$, $l_1 = 3 \text{ м}$, $l_2 = 4 \text{ м}$, позначки рівнів $\nabla 0 = 0$, $\nabla 1 = 4 \text{ м}$, $\nabla 2 = 6 \text{ м}$; коефіцієнти місцевих опорів: при вході в бак $\zeta_{\text{вх}} = 1$, клапана $\zeta_{\text{кл}} = 9$; кінематична в'язкість олії $\nu = 0,14 \text{ Ст}$; еквівалентна шорсткість

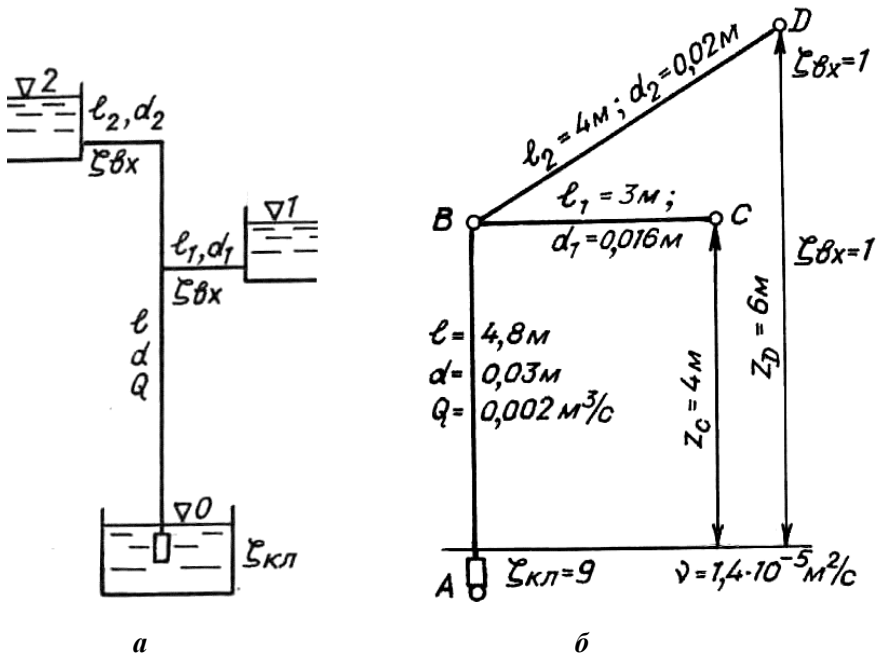


Рис. 3.10. До прикладу 3.4

стальних труб $\Delta_{\epsilon}=0,1$ мм.

Розв'язання. Для полегшення розрахунку складаємо принципову схему трубопроводу (рис. 3.10, б), на якій вказуємо всі параметри в СІ. Далі записуємо формули для визначення потрібного напору:

$$H_{\Pi}=z_C+h_{AB}+h_{BC} \quad (a)$$

та

$$H_{\Pi}=z_D+h_{AB}+h_{BD}. \quad (б)$$

Другу формулу можна використати для контролю. Втрати напору в окремих гілках знайдемо за формулами:

$$h_{AB} = (\lambda \frac{l}{d} + \xi_{кл}) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g}; \quad h_{BC} = (\lambda \frac{l_1}{d_1} + \xi_{ex}) \frac{8Q_1^2}{\pi^2 d_1^4 g};$$

$$h_{BD} = (\lambda \frac{l_2}{d_2} + \xi_{ex}) \frac{8Q_2^2}{\pi^2 d_2^4 g}. \quad (в)$$

У цих формулах витрати в розгалуженнях $Q_I = Q_{BC}$ та $Q_2 = Q_{BD}$ невідомі. Їх визначимо за допомогою графіка, для чого розрахуємо характеристики гілок трубопроводу (табл. 3.3).

Таблиця 3.3.

Характеристика гілок трубопроводу

$Q, \text{м}^3/\text{с}$	Гілка ВС					Гілка BD				
	Re	Режим	λ	$h, \text{м}$	$H_{\Pi}, \text{м}$	Re	Режим	λ	$h, \text{м}$	$H_{\Pi}, \text{м}$
0,0003	1706	ламін.	0,038	0,92	4,92	1365	ламін.	0,047	0,49	6,49
0,0006	3412	турб.	0,043	4,12	8,12	2730	турб.	0,043	1,78	7,78
0,0009	5118	турб.	0,041	8,87	12,87	4095	турб.	0,041	3,88	9,88
0,0012	6824	турб.	0,039	15,08	19,08	5460	турб.	0,039	6,59	12,59
0,0015	8530	турб.	0,037	22,43	26,43	6825	турб.	0,037	9,83	15,83

Приклад підрахунків всіх значень для гілки ВС при $Q = 0,0003 \text{ м}^3/\text{с}$:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0,0003}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 1,4 \cdot 10^{-5}} = 1706;$$

$$\lambda = 64/\text{Re} = 64/1706 = 0,038.$$

$$h_{BC} = \left(\lambda_l \frac{l_l}{d_l} + \xi_{ex} \right) \frac{8Q_1^2}{\pi^2 d_l^4 g} = \left(0,038 \frac{3}{0,016} + 1 \right) \frac{8 \cdot 0,0003^2}{3,14^2 \cdot 0,016^4 \cdot 9,81} = 0,92 \text{ м.}$$

$$H_{\Pi} = z_C + h_{BC} = 4 + 0,92 = 4,92 \text{ м.}$$

Після побудови ліній потрібного напору H_{BC} і H_{BD} (рис. 3.11) за правилом для паралельних трубопроводів будемо лінію потрібного напору H_{BCD} . Далі з графіка при $Q = 2$ л/с визначаємо витрати в окремих гілках $Q_1 = Q_{BC} = 0,85$ л/с, $Q_2 = Q_{BD} = 1,15$ л/с. Контроль проводимо за сумою витрат $Q = Q_1 + Q_2 = 2 = 0,85 + 1,15$.

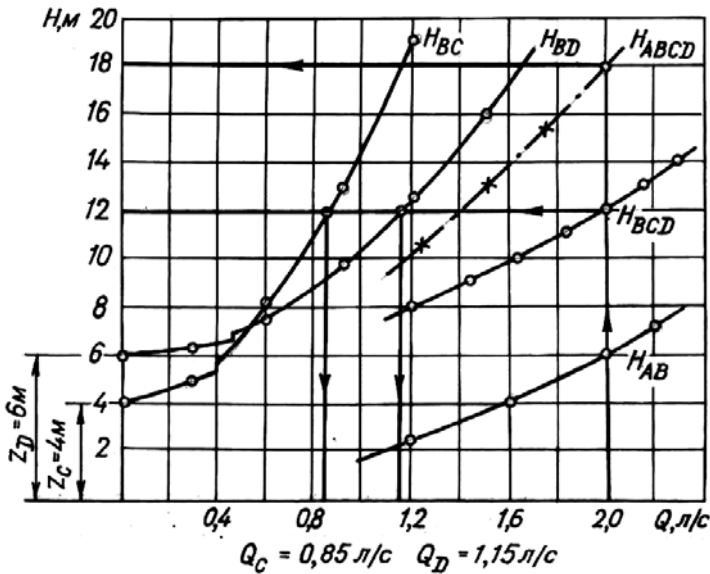


Рис. 3.11. Характеристика трубопроводу

Щоб підрахувати втрати напору при відомих витратах, визначимо параметри Рейнольдса і коефіцієнти λ для всіх гілок трубопроводу:

$$Re_{AB} = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{4 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,0314 \cdot 10^{-5}} = 6516;$$

$$\text{Re}_{\text{BC}} = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{40,00085}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 1,4 \cdot 10^{-5}} = 4834;$$

$$\text{Re}_{\text{BD}} = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{40,00115}{3,14 \cdot 0,02 \cdot 1,4 \cdot 10^{-5}} = 5232.$$

З графіка залежності λ_{τ} від Re (рис. I.1) знаходимо $\lambda = 0,036$; $\lambda_l = 0,041$; $\lambda_2 = 0,039$.

За формулами (6) визначаємо втрати у всіх гілках трубопроводу:

$$h_{AB} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_{\text{кл}} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g} = \left(9 + 0,036 \frac{4,8}{0,03} \right) \frac{80,002^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,03^4} = 6,01 \text{ м};$$

$$h_{BC} = \left(\lambda_l \frac{l_l}{d_l} + \xi_{\text{вх}} \right) \frac{8Q_1^2}{\pi^2 d_1^4 g} = \left(1 + 0,041 \frac{3}{0,016} \right) \frac{80,00085^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,016^4} =$$

$$= 7,93 \text{ м};$$

$$h_{BD} = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \xi_{\text{вх}} \right) \frac{8Q_2^2}{\pi^2 d_2^4 g} = \left(1 + 0,039 \frac{4}{0,02} \right) \frac{80,00115^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,02^4} =$$

$$= 6,00 \text{ м}.$$

Підрахуємо потрібний напір за формулою:

$$H_{\Pi} = z_C + h_{AB} + h_{BC} = 4 + 6,01 + 7,93 = 17,94 \text{ м}.$$

Для контролю визначимо H_{Π} за іншою формулою:

$$H_{\Pi} = z_D + h_{AB} + h_{BD} = 6 + 6,01 + 6,00 = 18,01 \text{ м}.$$

Як бачимо, розрахунки за двома формулами практично співпадають.

Ще одна перевірка: з графіка повинно бути

$$z_C + h_{BC} = z_D + h_{BD}.$$

Розрахунки дають результати $z_C + h_{BC} = 4 + 7,93 = 11,93 \text{ м}$; $z_D + h_{BD} = 6 + 6 = 12 \text{ м}$, тобто вони практично співпадають.

Відповідь: потрібний напір трубопроводу ABCD становить $17,97 \text{ м} \approx 18 \text{ м}$.

Для побудови характеристики трубопроводу розраховуємо втрати

напору у гілці АВ (табл. 3.4).

Таблиця 3.4.

Характеристика гілки АВ

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,0012	0,0016	0,0020	0,0022
Re	3640	4853	6516	6673
Режим	турбул.	турбул.	турбул.	турбул.
λ	0,040	0,038	0,036	0,0355
$h=H_{\text{AB}}, \text{ м}$	2,44	4,00	6,01	7,17

Наносимо ці точки на графік (рис. 3.11) і одержуємо лінію H_{AB} – характеристику гілки АВ. Потім додаємо характеристики H_{AB} і H_{BCD} за правилом для послідовного з'єднання трубопроводів і одержуємо характеристику трубопроводу H_{ABCD} .

З графіка визначаємо, що при витраті 2 л/с потрібний напір трубопроводу складає 18,00 м, тобто такий самий, як і за розрахунком.

3.2. Нагнітальна установка та характеристика спільної роботи нагнітача з мережею

До нагнітальних установок належать насосна та вентиляційна.

Насосна установка (рис. 3.12) складається з таких основних елементів: живильний 1 та напірний 2 резервуари, всмоктувальний 12 та напірний 3 трубопроводи, насос 7, двигун 6, запірно-регулювальна арматура (напірна засувка 8, зворотний клапан 14), приймальна сітка 13, контрольно-вимірювальні прилади (витратомір 4, манометр 5, вакуумметр або мановакуумметр 9). В деяких установках на напірній лінії встановлюють зворотний клапан 10, а на всмоктувальній – засувку 11.

Відстань по вертикалі від рівня рідини в живильному резервуарі до осі насоса називається висотою всмоктування $H_{\text{В}}$, від осі насоса до рівня рідини в напірному резервуарі – висотою нагнітання $H_{\text{Н}}$, а їх сума, тобто відстань по вертикалі між рівнями рідини в резервуарах, – геометричною висотою насосної установки $H_{\text{Г}} = H_{\text{В}} + H_{\text{Н}}$. Літерами Δz позначена різниця висот між центрами входу в насос і виходу з нього.

Тиски p_0 і p_3 в системах водопостачання найчастіше бувають атмосферними, іноді відрізняються від атмосферного.

При проектуванні реальних насосних установок та станцій звичайно задають геодезичні відмітки (висоти над рівнем моря) рівнів

рідини в резервуарах та осі насоса. Різниця відміток рівнів рідини в резервуарах називається геодезичною висотою установки, тобто це те саме, що вище названо геометричною висотою.

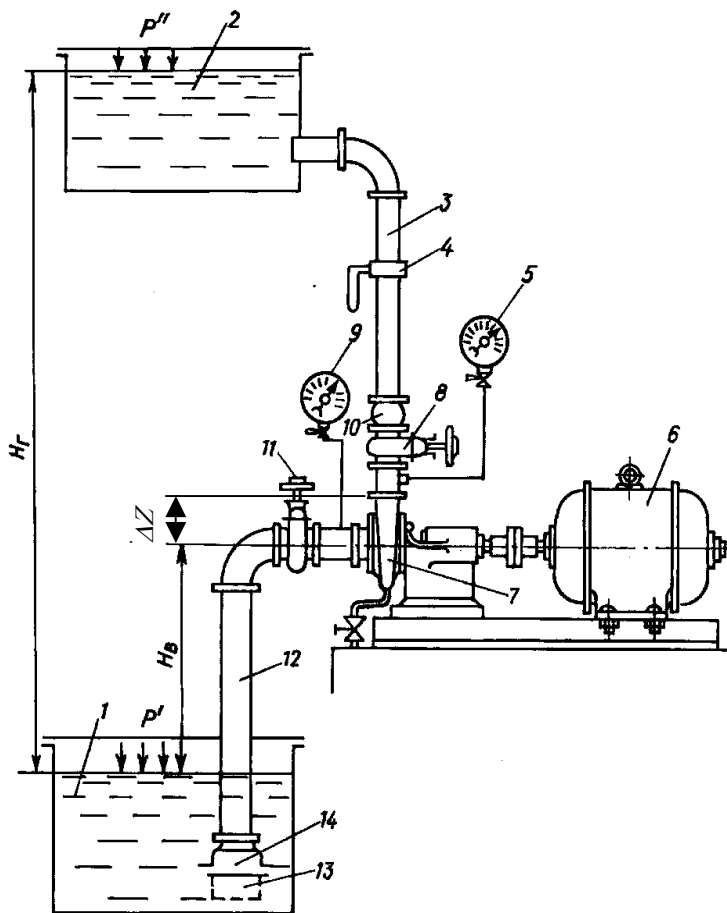


Рис. 3.12. Схема насосної установки

Для визначення напору, який створює насос, складаємо рівняння Бернуллі для всмоктувального трубопроводу, тобто для перерізів 0-0 і 1-1 (рис. 3.12 а):

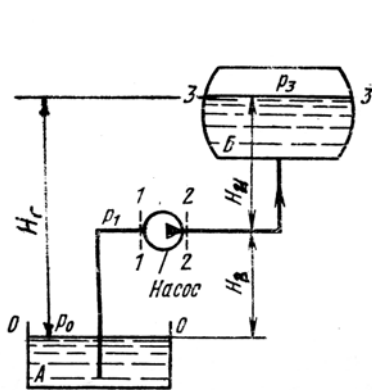


Рис. 3.12 а. До визначення напору насоса

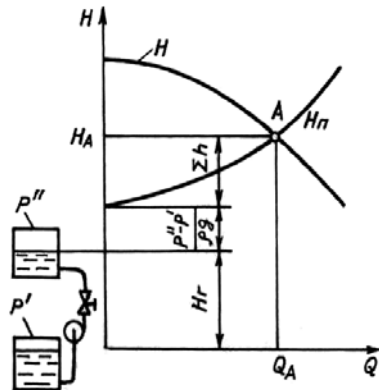


Рис. 3.13. Характеристика спільної роботи насоса з мережею

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_B + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \Sigma h_{0-1}, \quad (3.14)$$

звідки напір на вході в насос, тобто в перерізі 1-1, буде:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_B - \Sigma h_{0-1}. \quad (3.15)$$

Запишемо рівняння Бернуллі для напірного трубопроводу, тобто для перерізів 2-2 і 3-3:

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_H - \Delta z + \frac{p_3}{\rho g} + \Sigma h_{2-3}. \quad (3.16)$$

Ліва частина цього рівняння означає напір на виході насоса. Напір H , який створює насос, згідно з формулою (1.1) є різницею повних напорів на виході і вході насоса з урахуванням різниці висот Δz між ними.

$$H = \Delta z + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = \Delta z + H_H - \Delta z + \frac{p_3}{\rho g} +$$

$$+ \Sigma h_{2-3} - \frac{P_0}{\rho g} + H_B + \Sigma h_{0-1},$$

$$\text{або} \quad H = H_r + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \Sigma h = H_{\text{ст}} + \Sigma h, \quad (3.17)$$

де $H_{\text{ст}} = H_r + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$ – статичний напір, який не залежить від подачі

насоса, Σh – втрати напору у всмоктувальному та напірному трубопроводах. Ці втрати можна назвати також динамічним напором, який залежить від подачі насоса. Згідно з (І.7):

$$\Sigma h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g} \left[\frac{1}{d_e^4} (\lambda_e \frac{l_e}{d_e} + \Sigma \zeta_e) + \frac{1}{d_n^4} (\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \Sigma \zeta_n) \right].$$

Отже, відповідно до формули (3.17), при роботі насоса його напір витрачається на підняття рідини на геометричну висоту H_r , на подолання різниці тисків у резервуарах $p_3 - p_0$ і на подолання втрат напору Σh у всмоктувальному та напірному трубопроводах.

Як бачимо, формули (3.17) і (3.2) співпадають. Звідси витікає правило: при усталеній роботі насосної установки насос створює такий напір, який потрібен для перекачування рідини в трубопроводі, $H = H_n$.

Характеристикою спільної роботи насоса з мережею називається графік, на якому в одному масштабі нанесені характеристика насоса H і характеристика трубопроводу H_n (рис. 3.13). Точка перетину кривих A зветься робочою точкою, за якою визначають режим роботи насоса: даний насос в даний трубопровід забезпечує подачу Q_A при напорі H_A .

Насос не може створювати подачу, відмінну від подачі, що визначається робочою точкою. Припустимо, подача насоса менша, ніж Q_A . Тоді насос буде створювати напір більший, ніж потрібний напір для трубопроводу. Під дією цієї різниці збільшується кінетична енергія рідини і подача насоса зростає до Q_A . При подачі, більшій від Q_A , насос створюватиме напір менший, ніж потрібний для трубопроводу. Тоді частина енергії перетвориться в енергію тиску, що можливо лише при зменшеній подачі до Q_A .

Зміна (регулювання) подачі нагнітача можлива за рахунок зміни характеристики його або трубопроводу.

Особливістю вентиляційної установки є те, що в ній нема резервуарів. Найчастіше повітря забирається з атмосфери і викидається в

атмосферу, наприклад, з приміщення на вулицю або навпаки. В такому випадку тиск на вході й виході установки буде однаковим. Іноді в складі вентиляційної установки є повітряна камера, де тиск може бути відмінний від атмосферного. На виході димотягової установки, яка відсмоктує дим з топки в димар, тиск буде такий самий, як і корисний перепад тиску в димарі. В деяких вентиляційних установках нема всмоктувального трубопроводу або напірного, або і всмоктувального, і напірного, як, наприклад, в даховому вентиляторі.

Тиск вентилятора визначається за формулою:

$$p = p_{\Pi} = p_2 + \Delta p, \quad (3.18)$$

де p_{Π} – тиск, потрібний для перекачування газу по мережі; p_2 – тиск в кінці мережі; Δp – втрати тиску у всмоктувальному та напірному трубопроводах.

Характеристика спільної роботи вентилятора з мережею виглядає так само, як і для насоса, тільки замість напору використовується тиск.

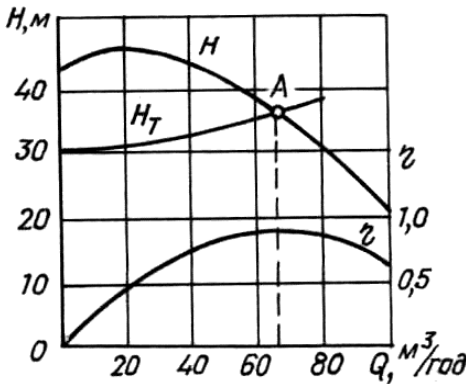


Рис. 3.14. До прикладу 3.5

Приклад 3.5. Відома характеристика насоса (рис. 3.14). Він повинен подавати воду по трубопроводу довжиною $l = 500$ м, діаметром $d = 150$ мм. Трубопровід в кінці має позначку над рівнем води в резервуарі живлення $H_T = 20$ м і вільний напір $h_e = 10$ м. Гідравлічний коефіцієнт тертя $\lambda = 0,03$; місцеві опори до уваги не приймати. Необхідно: визначити робочу точку насоса, відповідну їй подачу Q і потужність на валі N .

Розв'язання. Визначаємо втрати напору в трубопроводі за формулою Дарсі-Вайсбаха, враховуючи, що швидкість $v = 4Q/(\pi d^2)$, тоді

$$h_l = \frac{8\lambda l Q^2}{\pi^2 g d^5} = \frac{80,03 \cdot 500 Q^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,15^5} = 16338 Q^2,$$

де Q в $\text{м}^3/\text{с}$. Потрібний напір для трубопроводу $H_{\text{п}} = H_{\text{г}} + h_{\text{е}} + h_l = 20 + 10 + 16338 Q^2 = 30 + 16338 Q^2$, або в $\text{м}^3/\text{год}$:

$$H_{\text{п}} = 30 + \frac{16338}{3600^2} Q^2 = 30 + 0,00126 Q^2.$$

Для побудови характеристики трубопроводу задаємо значення Q і визначаємо $H_{\text{п}}$:

при $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$ $H_{\text{п}} = 30 + 0,00126 \cdot 20^2 = 30,5 \text{ м}$;

при $Q = 40 \text{ м}^3/\text{год}$ $H_{\text{п}} = 30 + 0,00126 \cdot 40^2 = 32,0 \text{ м}$;

при $Q = 60 \text{ м}^3/\text{год}$ $H_{\text{п}} = 30 + 0,00126 \cdot 60^2 = 34,5 \text{ м}$;

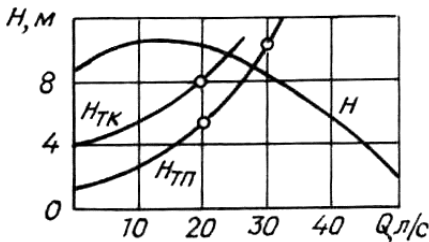
при $Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$ $H_{\text{п}} = 30 + 0,00126 \cdot 80^2 = 38,1 \text{ м}$.

На основі одержаних даних будемо характеристику трубопроводу $H_{\text{п}}$. Перетин цієї характеристики з характеристикою насоса дає точку $H_A = 36,65 \text{ м}^3/\text{год}$ і ККД $\eta = 0,9$.

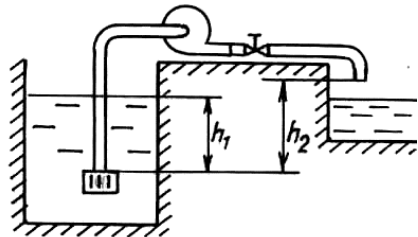
Потужність насоса буде:

$$N = \frac{\rho g Q_A H_A}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 65 \cdot 36}{0,9 \cdot 3600} = 7085 \text{ Вт}.$$

Приклад 3.6. Відцентровим насосом, характеристика якого задана (рис. 3.15, а) відкачується ґрунтова вода гнучкими шлангами загальною довжиною $l=7 \text{ м}$ і діаметром $d = 100 \text{ мм}$. Визначити час зниження



а



б

Рис. 3.15. До прикладу 3.6

рівня в колодязі на $h_1 = 3$ м при площі його поперечного перерізу $6,25 \text{ м}^2$ (рис. 3.15, б). Вихідний отвір напірного трубопроводу розміщений вище кінцевого рівня в колодязі на $h_2 = 4$ м. Гідравлічний коефіцієнт тертя $\lambda = 0,04$, сумарні коефіцієнти місцевих опорів у всмоктувальному трубопроводі $\zeta_6 = 6$ і нагнітальному $\zeta_n = 4$.

Розв'язання. Треба спочатку визначити подачу насоса. Для цього побудуємо характеристику трубопроводу для початкових і кінцевих умов відкачування. Напір на початку відкачування:

$$H_{\text{пп}} = h_2 - h_1 + \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_6 + \zeta_n \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g}.$$

Підставляючи числові значення, знаходимо

$$H_{\text{пп}} = 4 - 3 + (0,04 \frac{7}{0,1} + 6 + 4) \frac{8Q^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,1^4},$$

$$\text{або } H_{\text{пп}} = 1 + 1,059 \cdot 10^4 Q^2.$$

Задаємо значення $Q = 0,20,30 \text{ л/с}$:

при $Q = 0$ $H_{\text{пп}} = 1 \text{ м}$;

при $Q = 20 \text{ л/с}$ $H_{\text{пп}} = 1 + 1,059 \cdot 10^4 \cdot 0,02^2 = 5,24 \text{ м}$;

при $Q = 30 \text{ л/с}$ $H_{\text{пп}} = 1 + 1,059 \cdot 10^4 \cdot 0,03^2 = 10,53 \text{ м}$.

Побудована за цими даними характеристика дає точку перетину з характеристикою насоса, якій відповідає початкова витра $Q_{\text{п}} = 27 \text{ л/с}$.

Для кінцевих умов відкачування

$$H_{\text{пк}} = h_2 + \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_6 + \zeta_n \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g},$$

або після підстановки і обчислень

$$H_{\text{пк}} = 4 + 1,059 \cdot 10^4 Q^2.$$

Задаємо значення $Q = 0,10,20,25 \text{ л/с}$. Аналогічно попередньому відповідно маємо:

при $Q = 0$ $H_{\text{пк}} = 4 \text{ м}$;

при $Q = 10 \text{ л/с}$ $H_{\text{пк}} = 5,06 \text{ м}$;

при $Q = 20 \text{ л/с}$ $H_{\text{пк}} = 8,25 \text{ м}$;

при $Q = 25$ л/с $H_{\text{пк}} = 10,62$ м.

Побудована характеристика перетинає характеристику насоса в точці $Q_K = 24$ л/с.

Середня подача за час відкачування:

$$Q_c = \frac{Q_{\text{п}} + Q_K}{2} = \frac{27 + 24}{2} = 25,5 \text{ л/с.}$$

Час відкачування $t = \frac{W}{Q_c}$, де $W = 6,25 \cdot 3 = 18,75$ м³ – об'єм води в колодязі, тоді

$$t = \frac{18,75}{0,0255} = 736 \text{ с} = 12,3 \text{ хв.}$$

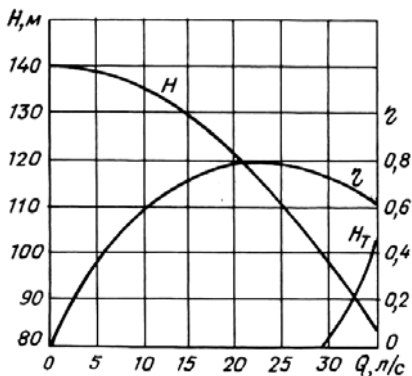


Рис. 3.16. До прикладу 3.7

Приклад 3.7. Визначити подачу відцентрового насоса і потужність, яку він споживає при $n = 3000$ хв⁻¹, якщо насос подає воду шлангами $l_1 = 6$ м; $d_1 = 100$ мм ($\lambda_1 = 0,025$; $\zeta_1 = 4$) і $l_2 = 40$ м; $d_2 = 90$ мм ($\lambda_2 = 0,035$; $\zeta_2 = 10$) через конфузорний насадок $d = 40$ мм ($\zeta = 0,08$; $\varepsilon = 1$) на висоту $h = 16$ м. Характеристика насоса дається в табл. 3.5.

Таблиця 3.5.

Q , л/с	0	5	10	15	20	25	30	35
H , м	140	140	136	130	121	110	98	83
η	0	0,34	0,55	0,68	0,75	0,77	0,73	0,65

Розв'язання. Будуємо характеристику насоса за даними табл. 3.5 (рис. 3.16).

Характеристика трубопроводу

$$H_{\text{п}} = h + (\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_1) \frac{v_1^2}{2g} + (\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_2) \frac{v_2^2}{2g} + (1 + \zeta) \frac{v^2}{2g}.$$

Згідно з рівнянням нерозривності

$$v_1 = v \left(\frac{d}{d_1} \right)^2; \quad v_2 = v \left(\frac{d}{d_2} \right)^2.$$

Отже,

$$H_n = h + \left[\left(\lambda \frac{l_1}{d_1} + \zeta_1 \right) \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 + \left(\lambda \frac{l_2}{d_2} + \zeta_2 \right) \left(\frac{d}{d_2} \right)^4 + 1 + \zeta_3 \right] \frac{v^2}{2g}.$$

Оскільки $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$, то

$$H_n = h + \left[\left(\lambda \frac{l_1}{d_1} + \zeta_1 \right) \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 + \left(\lambda \frac{l_2}{d_2} + \zeta_2 \right) \left(\frac{d}{d_2} \right)^4 + 1 + \zeta_3 \right] \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g}.$$

Підставимо числові значення величин:

$$H_n = 16 + \left[\left(0,025 \frac{6}{0,1} + 4 \right) 0,4^4 + \left(0,035 \frac{40}{0,09} + 10 \right) \left(\frac{4}{9} \right)^4 + 1 + 0,08 \right] \frac{8Q^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,04^4} = 16 + 71654,6 Q^2.$$

Будемо задавати значення $Q = 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35$ л/с і обчислювати напір

при $Q=0$; $H_n = 16$ м;

при $Q=5$ л/с; $H_n = 17,79$ м;

при $Q=10$ л/с; $H_n = 23,17$ м;

при $Q=15$ л/с; $H_n = 32,12$ м;

при $Q=20$ л/с; $H_n = 44,66$ м;

при $Q=25$ л/с; $H_n = 60,78$ м;

при $Q=30$ л/с; $H_n = 80,49$ м;

при $Q=35$ л/с; $H_n = 103,78$ м.

Побудувавши на рис. 3.16 за одержаними даними характеристику трубопроводу H_n , знаходимо, що $Q = 32,5$ л/с; $H = 90$ м; $\eta = 0,7$.

Потужність насоса:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0325 \cdot 90}{0,7} = 40992 \text{ Вт.}$$

Приклад 3.8. Радіальний вентилятор з характеристикою, зображеною на рис. 3.17, працює на мережу, опір якої описується за-

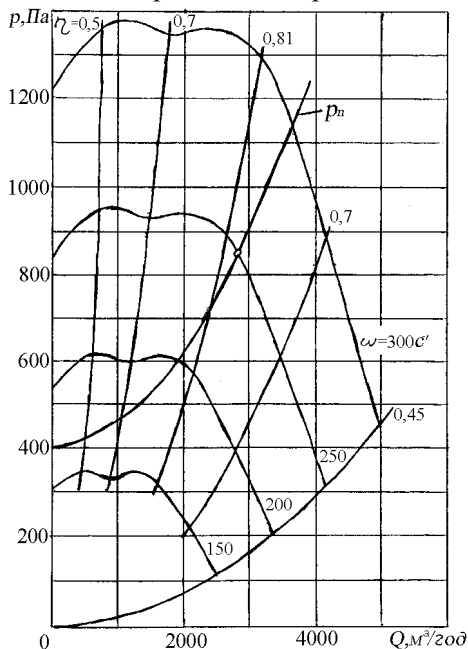


Рис. 3.17. До прикладу 3.8

для $Q = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ $p_{\Pi} = 866 \text{ Па}$;

для $Q = 4000 \text{ м}^3/\text{год}$ $p_{\Pi} = 1264 \text{ Па}$.

Результати розрахунку наносимо на характеристику вентилятора (рис. 3.17). Точка перетину характеристики мережі з кривою (робоча точка) для $\omega = 250 \text{ с}^{-1}$ дає значення $p = 850 \text{ Па}$, $Q = 2808 \text{ м}^3/\text{год}$, $\eta = 0,79$.

Споживана потужність

$$N = \frac{p Q}{\eta} = \frac{850 \cdot 2808}{0,79 \cdot 3600} = 524 \text{ Вт} \approx 0,52 \text{ кВт.}$$

лежністю $p_{\Pi} = 400 + 54 \cdot 10^{-6} Q^2$, де p_{Π} – потрібний тиск в Па, а Q – витрата в $\text{м}^3/\text{год}$. Визначити продуктивність, тиск, ККД і споживану потужність вентилятора при кутовій швидкості колеса $\omega = 250 \text{ с}^{-1}$.

Розв'язання. Для побудови характеристики мережі приймемо декілька значень витрати Q , наприклад 1000, 2000, 3000 і 4000 $\text{м}^3/\text{год}$. Тоді для $Q = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$ знайдемо:

$$p_{\Pi} = 400 + 54 \cdot 10^{-6} \cdot 1000^2 = 454 \text{ Па.}$$

Відповідно для

$$Q = 2000 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$p_{\Pi} = 616 \text{ Па};$$

3.3. Вплив параметрів плинного середовища на характеристику спільної роботи нагнітача з мережею

Параметри плинного середовища можуть впливати на характеристику нагнітача і мережі, тобто на положення робочої точки, яка визначає значення подачі, напору (тиску), ККД і потужності. В деяких випадках цей вплив може бути дуже суттєвим. До означених параметрів слід віднести в'язкість рідини іншої від тієї, для якої відома характеристика нагнітача, тиск і температуру, які впливають не безпосередньо, а через зміну густини. Механічні домішки до рідини в невеликих кількостях не впливають на роботу насоса, а до газу – міняють характеристики вентилятора та мережі і положення робочої точки.

3.3.1. Вплив в'язкості рідини на характеристики насоса і мережі

В документації до насосів наведені характеристики, отримані в заводській лабораторії на спеціальному стенді при роботі на воді з температурою до 20°C. Дуже часто насосна установка перекачує інші рідини (нафту та нафтопродукти, розчини тощо), значення в'язкості яких може відрізнитися від в'язкості води в десятки і сотні разів.

В'язкість впливає на гідравлічні опори в каналах насоса і зумовлює затрати енергії на їх подолання. При збільшенні в'язкості подача, напір та ККД зменшуються, а потужність – збільшується. Теоретично визначити зміну параметрів при зміні в'язкості неможливо. На основі чисельних експериментів встановлені значення поправкових коефіцієнтів k_n , k_Q , k_η (рис. 3.18), за допомогою яких визначають параметри насоса при перекачуванні в'язкої рідини:

$$H_v = k_n H_6; Q_v = k_Q Q_6; \eta_v = k_\eta \eta_6, \quad (3.19)$$

де індекси v відносяться до в'язкої рідини, 6 – до води.

З рис. 3.18 видно, що на поправкові коефіцієнти зниження напору k_n , подачі k_Q , ККД k_η впливає число Рейнольдса:

$$Re = \frac{U_2 D_2}{\nu} = \frac{\pi n D_2^2}{\nu}$$

(зовнішній діаметр D_2 , частота обертання колеса n , кінематична в'язкість ν). При $Re > 10^5$ всі ці коефіцієнти дорівнюють одиниці.

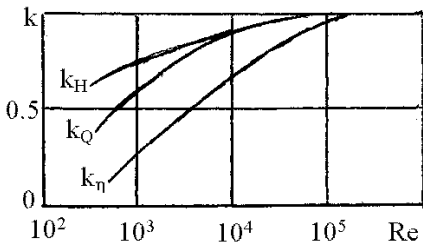


Рис. 3.18. Поправкові коефіцієнти для перерахунку характеристики насоса при перекачуванні в'язких рідин

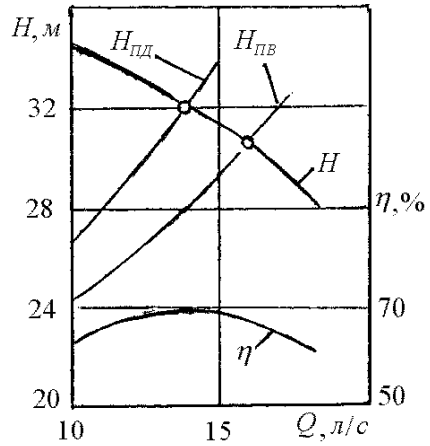


Рис. 3.19. До прикладу 3.9

При виконанні перерахунку характеристики насоса з води на в'язку рідину визначають число Рейнольдса, а далі для деяких значень Q за формулами (3.19) підраховують величини H_v , Q_v , η_v , і наносять їх на графік. З'єднавши точки плавними лініями, отримують перераховані характеристики $H_v = f(Q_v)$ та $\eta_v = f(Q_v)$. Споживана потужність визначається за відомою формулою $N_v = \rho_v g Q_v H_v / \eta_v$.

Одночасно зі зміною характеристики насоса змінюється і характеристика трубопроводу. Порядок розрахунку трубопроводу детально описаний в п. 3.1.

Вентилятор звичайно перекачує повітря, в деяких випадках – повітря з домішками інших газів або твердих речовин. Досвід показує, що в'язкість сумішей незначно відрізняється від в'язкості повітря, тому вплив в'язкості газів на роботу вентиляційної установки незначний і його можна не брати до уваги.

Приклад 3.9. В склад насосної установки входять насос з характеристиками H і η (рис. 3.19) та трубопровід з такими параметрами: діаметр $d = 100$ мм, довжина $l = 200$ м, геометрична висота нагнітання $H_f = 20$ м, шорсткість труб $\Delta_e = 0,25$ мм. Зовнішній діаметр робочого колеса насоса $D_2 = 160$ мм, частота обертання колеса $n = 2900$ хв⁻¹. Визначити споживану потужність насоса при перекачуванні по даному трубопроводу води та дизельного палива при температурі $t = 20^\circ\text{C}$.

Розв'язання. Визначимо число Рейнольдса для насоса при перекачуванні води:

$$Re_e = \frac{\pi n D_2^2}{\nu} = \frac{3,14 \cdot 2900 \cdot 0,16^2}{60 \cdot 10^{-6}} = 3887200 \approx 3,9 \cdot 10^6$$

та дизельного палива $Re_o = \frac{\pi n D_2^2}{\nu} = \frac{3,14 \cdot 2900 \cdot 0,16^2}{60 \cdot 2,8 \cdot 10^{-6}} = 138800 \approx 1,4 \cdot 10^6$.

Значення в'язкості та густини для води і дизельного палива при температурі 20°C взяті з табл. I.1 додатку I.

З рис. 3.18 знаходимо, що поправкові коефіцієнти дорівнюють одиниці, а це означає, що характеристики насоса при перекачуванні дизельного палива не змінюються. Характеристику трубопроводу при перекачуванні води H_{Π_6} і дизельного палива H_{Π_0} розрахуємо, як це передбачено в п. 3.1.2 і зроблено в прикладі 3.2. Результати розрахунку нанесені у вигляді ліній на рис. 3.19.

З нього визначаємо параметри робочих точок при перекачуванні води $Q_e=16$ л/с, $H_e=30,8$ м, $\eta_e=0,68$ та дизельного палива $Q_o=14$ л/с, $H_o=32$ м, $\eta_o=0,70$.

Підрахуємо споживану потужність насоса при перекачуванні води:

$$N_e = \frac{\rho g Q H}{\eta} = \frac{998 \cdot 9,8 \cdot 0,016 \cdot 30,8}{0,68 \cdot 1000} = 7,095 \text{ кВт},$$

та дизельного палива:

$$N_o = \frac{\rho g Q H}{\eta} = \frac{850 \cdot 9,8 \cdot 0,014 \cdot 32}{0,70 \cdot 1000} = 5,34 \text{ кВт}.$$

3.3.2. Вплив температури та тиску на характеристики нагнітача і мережі

При зміні температури та тиску густина газу міняється згідно з рівнянням Менделєєва-Клапейрона:

$$\rho = \frac{p}{RT},$$

де p – абсолютний тиск, R – універсальна газова стала, T – абсолютна температура. Для повітря $R = 287$ Дж/(кг·К), для природного газу $R = 520$ Дж/(кг·К).

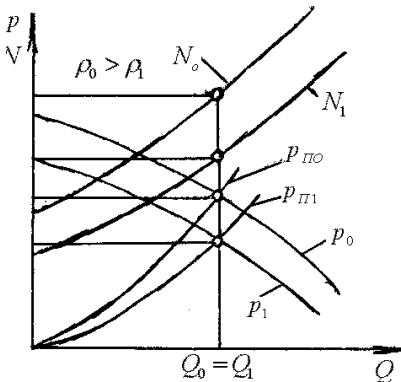


Рис. 3.20. Вплив густини газу на характеристики вентилятора та мережі

Зміна густини газу приводить до зміни характеристики як вентилятора, так і мережі. В п. 2.8 вже вказувалось, що зі зміною густини тиск та потужність вентилятора змінюються прямо пропорційно, а подача лишається постійною. Разом з тим втрати тиску в мережі змінюються прямо пропорційно зміні густини. Тому робоча точка вентиляційної установки при зміні густини буде переміщуватись по вертикалі (рис. 3.20).

В каталогах характеристики вентилятора (див. рис. 2.19, 2.21) наведені для стандартних умов (тиск 760 мм рт. ст. і температура 20°C), яким відповідає густина повітря $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Тому для користування такими характеристиками при виборі типу вентилятора, визначенні робочої точки, частоти обертання, ККД характеристику мережі при дійсних умовах (при ρ) перераховують за формулами $p_o = p \rho_o / \rho$ і $Q = Q_o$.

Далі потужність вентилятора визначають для дійсного тиску $N = pQ/\eta$. Можна також перерахувати характеристику вентилятора на дійсні умови, при яких $p = p_o \rho / \rho_o$, а характеристику мережі розрахувати для дійсної густини повітря ρ .

Температура рідини, яка перекачується насосами, може мінятися від 5...10°C зимою до 20...25°C літом. При цьому її в'язкість і разом з нею число Рейнольдса змінюється в 2-3 рази. Як видно з рис. 1.1, для малов'язких рідин (вода, світлі нафтопродукти, спирт), які звичайно рухаються при високих числах Рейнольдса, така зміна в'язкості практично не приводить до зміни коефіцієнта Дарсі λ . Значить, і втрати напору в трубопроводі та потужність насоса практично не міняються. Для високов'язких рідин (нафта, темні нафтопродукти), які звичайно рухаються при малих значеннях числа Рейнольдса, зміна в'язкості в 2-3 рази може привести до зміни коефіцієнта Дарсі і втрат напору в трубопроводі в межах 15%. Якщо при цьому за рахунок зміни в'язкості характеристика насоса зміниться, його потужність також поміняється до 15...20 %.

Густина рідин при зміні температури міняється незначно. Але будь-яка густина впливає не на напір, а на тиск. Тому характеристика спільної роботи насоса з мережею не залежить від густини рідини та її коливання.

Отже, впливом температури на роботу насосної установки при перекачуванні малов'язких рідин можна нехтувати. При перекачуванні високов'язких рідин зі зміною температури необхідно провести розрахунки для визначення параметрів роботи насосної установки.

Приклад 3.10. Опалювальна система приміщення складається з нагрівача повітря, вентилятора та вентиляційної мережі. Характеристика вентилятора при стандартних умовах наведена на рис. 3.21. Вентиляційна мережа становить трубопровід діаметром $d=600$ мм і довжиною $l = 40$ м. Сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 12$. Температура повітря на вході в систему 0°C , на виході – 60°C . Визначити споживану потужність вентилятора для двох випадків розміщення нагрівача: після вентилятора і перед ним (рис. 3.22).

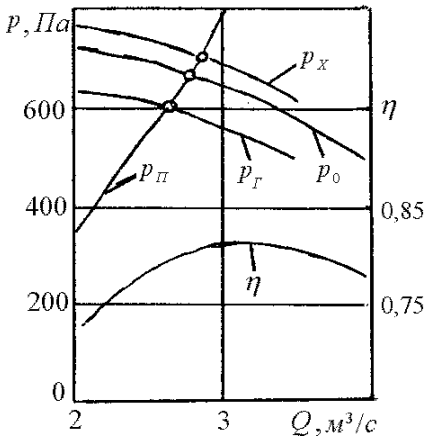


Рис. 3.21. До прикладу 3.10

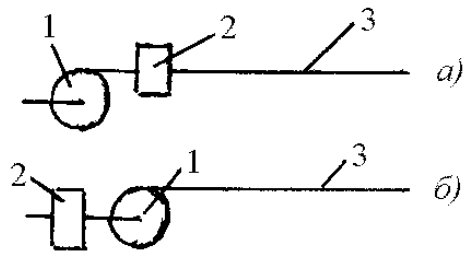


Рис. 3.22. Варіанти розміщення нагрівача опалювальної системи: а – після вентилятора; б – перед вентилятором. 1 – вентилятор; 2 – нагрівач; 3 – вентиляційна мережа

Розв'язання. Як видно з рис. 3.22, в обох випадках розміщення нагрівача по мережі проходить гаряче повітря. Густина його визначимо з рівняння Менделєєва-Клапейрона:

$$\rho_c = \frac{p}{RT} = \frac{101000}{287(273+60)} = 1,06 \text{ кг/м}^3.$$

Характеристику p_{II} мережі розраховуємо за відомою методикою і наносимо на рис. 3.21.

При установці нагрівача після вентилятора (рис. 3.22, а) через вентилятор проходить холодне повітря з температурою 0°C . Підраховуємо його густину $\rho_x = 1,29 \text{ кг/м}^3$. Визначивши з характеристики тиск p_o при стандартних умовах для декількох подач, підраховуємо тиск p_x вентилятора при перекачуванні холодного повітря. Наприклад, при подачі $Q = 2 \text{ м}^3/\text{с}$ тиск $p_o = 710 \text{ Па}$.

При перекачуванні холодного повітря

$$p_x = \rho_o \frac{\rho_x}{\rho_o} = 710 \frac{1,29}{1,2} = 763 \text{ Па}.$$

Визначені таким чином тиски для декількох подач показані в табл. 3.6.

Таблиця 3.6.

Перерахунок характеристики вентилятора на холодне та гаряче повітря

Подача вентилятора Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Тиск , Па		
	при стандарт- них умовах, p_o	холодного повітря , p_x	гарячого повітря p_z
2,0	710	763	627
2,5	685	736	603
3,0	640	688	565
3,5	560	602	494

При розміщенні нагрівача перед вентилятором (рис. 3.22, б) через вентилятор буде проходити гаряче повітря. Для цього випадку аналогічно визначаємо тиск вентилятора і заносимо його в табл. 3.6. За даними цієї таблиці будуємо характеристики p_x і p_z вентилятора при перекачуванні холодного та гарячого повітря (див. рис. 3.21). Оскільки подача вентилятора від температури та густини не залежить, ККД не зміниться.

З рис. 3.21 визначаємо параметри робочих точок та споживані потужності N_x і N_z вентилятора при перекачуванні холодного та гарячого повітря:

$$N_x = \frac{\rho_x Q}{\eta} = \frac{700 \cdot 2,85}{0,805 \cdot 1000} = 2,48 \text{ кВт},$$

$$N_z = \frac{\rho_z Q}{\eta} = \frac{600 \cdot 2,65}{0,795 \cdot 1000} = 2,0 \text{ кВт}.$$

Приклад 3.11. Бойлерна установка, яка служить для забезпечення гарячого водопостачання, складається з насосної установки та нагрівача, встановленого після насоса (рис. 3.22, а). Параметри насосної установки наведені в прикладі 3.9. Температура води при працюючому нагрівачі зростає від 10 до 60°C. Визначити різницю потужності насоса між випадками, коли нагрівач працює і не працює.

Розв'язання. При працюючому нагрівачі мережею протікає гаряча вода з температурою 60°C. З табл. 1.1. визначимо її кінематичну в'язкість $\nu_z = 0,47 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. При непрацюючому нагрівачі мережею протікає холодна вода з температурою 10°C і в'язкістю $\nu_x = 1,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Виконаємо розрахунки потрібного напору для холодної $H_{\text{пх}}$ і гарячої $H_{\text{пз}}$ води і результати їх наведемо в табл. 3.7.

Таблиця 3.7.

Потрібний напір для трубопроводу при протіканні холодної та гарячої води

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Для холодної води				Для гарячої води			
	Re_x	λ_x	$h_x, \text{ м}$	$H_{\text{пх}}, \text{ м}$	Re_z	λ_z	$h_z, \text{ м}$	$H_{\text{пз}}, \text{ м}$
0,015	$1,46 \cdot 10^5$	0,0251	9,33	29,33	$4,06 \cdot 10^5$	0,025	9,30	29,30
0,018	$1,75 \cdot 10^5$	0,025	13,38	33,38	$4,88 \cdot 10^5$	0,025	13,38	33,38

Як видно з табл. 3.7, втрати напору і потрібний напір при протіканні по трубопроводу холодної і гарячої води однакові, тому потужність насоса при зміні температури води не зміниться.

3.3.3. Вплив механічних домішок в газі на роботу вентиляційної установки

Коли вентилятор переміщує газ з механічними домішками, збільшується опір мережі, а також споживана потужність.

Концентрація твердих частинок у потоці газу оцінюється коефі-

цієнтом масової концентрації $\mu = M_T/M_r$, де M_T – секундна маса частинок, M_r – секундна маса чистого газу в суміші. Густина суміші $\rho_c = (M_T + M_r)/Q_c$. Густина чистого газу $\rho_r = M_r/Q_r$. Відношення густин $\rho_c/\rho_r = (M_T + M_r)/M_r$, звідки $\rho_c/\rho_r = 1 + \mu$, тому

$$\rho_c = \rho_r(1 + \mu). \quad (3.21)$$

Дослідами встановлено, що при перекачуванні газу з малими коефіцієнтами концентрації μ і дрібним порошком характеристика тиску вентилятора така сама, як і при роботі на чистому газі, а відношення потужностей вентиляторів, які працюють на суміші і чистому газі:

$$\frac{N_c}{N_r} = \frac{\rho_c Q_c g H_c}{\rho_r Q_r g H_r} = \frac{\rho_c}{\rho_r}, \quad (3.22)$$

звідки потужність вентилятора, який перекачує суміш:

$$N_c = (1 + \mu) \cdot N_r. \quad (3.23)$$

Втрати тиску в мережі можна підрахувати за формулою:

$$p_c = p_r(1 + k'\mu), \quad (3.24)$$

причому приймають $k' = 1,4$.

Характеристики вентилятора та мережі при переміщенні дрібного порошу та чистого повітря показані на рис. 3.23. Як видно, при незмінній характеристиці тиску вентилятора p і змінній характеристиці мережі p_n положення робочої точки при перекачуванні забрудненого повітря переміщується вліво, тобто подача вентилятора зменшується, а тиск збільшується. Відповідно міняється і споживана потужність вентилятора.

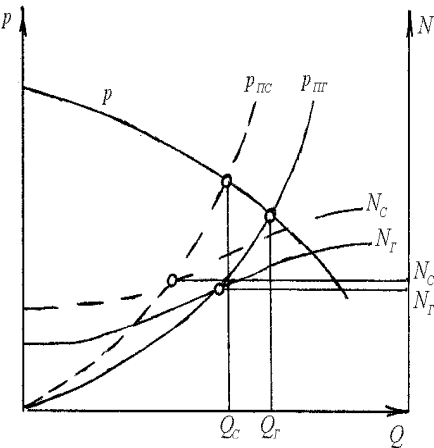


Рис. 3.23. Вплив механічних домішок до повітря на параметри вентиляційної установки

Коли вентилятор переміщує суміш з твердими частинками значних розмірів при незмінній подачі зменшується тиск, який створює вентилятор, та ККД, а споживана потужність збільшується. Встановлені такі емпіричні залежності:

$$p_c = p_r(1 - k_p\mu); \quad (3.25)$$

$$N_c = N_r(1 + k_N \mu). \quad (3.26)$$

При розмірах частинок 0,5...3 мм дослідні коефіцієнти $k_p = 0,1 \dots 0,45$, $k_N = 1,5 \dots 1,7$.

ККД вентилятора, який перекачує суміш:

$$\eta_c = \frac{Q_c \rho_c}{N_c} = \frac{Q_c p_r (1 - k_p \mu)}{N_r (1 - k_p \mu)} = \eta_r \frac{1 - k_p \mu}{1 + k_N \mu}, \quad (3.27)$$

де η_r – ККД вентилятора, який подає чистий газ.

Приклад 3.12. Визначити тиск p_o димососа (вентилятора, який відсмоктує димові гази з домішками твердих частинок), приведений до стандартних умов, якщо подача $Q_c = 8 \text{ м}^3/\text{с}$, робочий тиск $p_c = 1400 \text{ Па}$, густина димових газів $\rho_c = 0,92 \text{ кг/м}^3$, концентрація порошу $\mu = 0,01$. Дослідний коефіцієнт $k_p = 0,45$. Визначити також частоту обертання робочого колеса, якщо швидкохідність димососа $n_n = 70$.

Розв'язання. Відповідно до формули (3.24) тиск димососа при роботі на чистому газі:

$$p_r = \frac{p_c}{1 - k_p \mu} = \frac{1400}{1 - 0,45 \cdot 0,01} = 1406 \text{ Па}.$$

Тиск, приведений до стандартних умов:

$$p_o = p_r \frac{\rho_o}{\rho_c} = 1406 \frac{1,2}{0,92} = 1834 \text{ Па}.$$

Потрібну частоту обертання робочого колеса визначаємо з формули (2.54):

$$n = n_n \frac{p_o^{3/4}}{5,54 Q^{1/2}} = 70 \frac{1834^{3/4}}{5,54 \cdot 8^{1/2}} = 1251 \text{ хв}^{-1}.$$

Тиск p_o використовується також разом з подачею Q як основні параметри для вибору марки вентилятора.

3.4. Регулювання нагнітальної установки

Подача нагнітальної установки, як вказано в п. 3.2, визначається робочою точкою, тобто точкою перетину характеристики напору (тиску) нагнітача та характеристики мережі. В багатьох випадках технологічні потреби вимагають мати іншу подачу, ніж в робочій точці – біль-

шу або меншу. Зміна подачі може бути виконана за рахунок зміни характеристики нагнітача або мережі. Можливо змінювати характеристики і нагнітача, і мережі одночасно.

3.4.1. Дроселювання

На початку напірної лінії встановлений дросель – засувка (після насоса) або шибер (після вентилятора) (рис. 3.24). При закриванні дроселя на ньому, як на місцевому гідравлічному опорі, збільшується втрата напору h_3 , за рахунок чого змінюється характеристика мережі. Робоча точка переміщується з положення А в положення В, при цьому подача зменшується, $Q_B < Q_A$, а напір – збільшується, $H_B > H_A$.

Цей спосіб регулювання дуже простий, не потребує спеціального обладнання і дає можливість тільки зменшувати подачу – від повної при

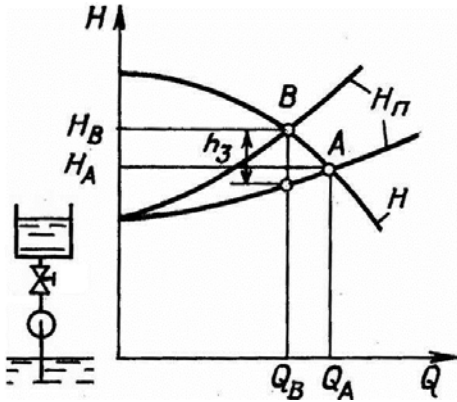


Рис. 3.24. Характеристика насосної установки при дросельному способі регулювання

повністю відкритому дроселі до нуля при повністю закритому. На дроселі втрачається частина напору, який створює нагнітач. Ці втрати зовсім непотрібні для перекачування рідини, і причому вони збільшуються при зменшенні подачі.

З рис. 3.24 видно, що на якійсь ділянці при зменшенні подачі ККД нагнітача може і збільшитись, а його споживана потужність постійно зменшується. Але корисна потужність нагнітальної установки в цілому $\rho g Q_B (H_B - h_3)$ зменшується, причому в більшій мірі,

ніж споживана потужність нагнітача. ККД нагнітальної установки

$$\eta_{\text{ну}} = \frac{\rho g Q_B (H_B - h_3)}{\rho g Q_B H_6 / \eta} = \frac{H_B - h_3}{H_6} \eta \quad (3.28)$$

постійно зменшується при закриванні дроселя.

Тому цей спосіб регулювання неекономічний, але завдяки його простоті ним можна користуватися для невеликого зменшення подачі, коли втрати напору на дроселі менші 10% від напору, який створює

нагнітач, тобто при $h_3 < 0,1H_B$.

Приклад 3.13. Відцентровий насос піднімає воду на висоту $H_T = 47$ м трубопроводом діаметром $d = 150$ мм з сумарним коефіцієнтом опору $\Sigma \zeta = 18$. Характеристика насоса при $n = 2900$ хв⁻¹ приведена в табл. 3.8. Дроселюванням засувкою на напірній лінії подача зменшується на 30%. Які будуть подача, напір, ККД насоса і ККД насосної установки?

Таблиця 3.8.

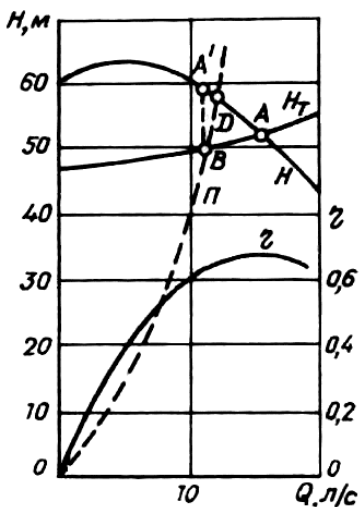
Характеристика насоса

Q , л/с	0	8,3	12,5	16,7	19,5
H , м	60	62	57	50	44,5
η	0	0,544	0,655	0,663	0,630

Розв'язання. За даними таблиці будемо характеристику насоса (рис. 3.25). Характеристику мережі визначаємо за формулою:

$$H_n = H_T + \Sigma \zeta \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^5} = 47 + 18 \frac{8Q^2}{3,14^2 9,81 0,15^5} = 47 + 19586 Q^2.$$

Приймаючи значення Q з таблиці, знайдемо значення H_n :



при $Q = 8,3$ л/с $H_n = 48,35$ м;
 $Q = 12,5$ л/с $H_n = 50,06$ м;
 $Q = 16,7$ л/с $H_n = 52,47$ м;
 $Q = 19,5$ л/с $H_n = 54,45$ м.

За визначеними параметрами будемо характеристику мережі H_n (рис. 3.25), з якої визначаємо робочу точку A та її параметри $Q_A = 16$ л/с, $H_A = 52$ м, $\eta = 0,67$. При зменшенні подачі на 30% дроселюванням (точка A') $Q_{A'} = 0,7Q_A = 0,7 \cdot 16 = 11,2$ л/с, $H_{A'} = 59$ м, ККД насоса $\eta_{A'} = 0,63$. ККД насосної установки визначаємо за формулою (3.28):

Рис. 3.25. До прикладу 3.13

$$\eta_{ny} = \frac{H_A - h_{A'B}}{H_{A'}} \eta_{A'} = \frac{59 - 9}{59} \cdot 0,63 = 0,53,$$

де $h_{A'B} = 9$ м – втрати напір на засувці.

3.4.2. Перепуск

Цей спосіб регулювання подачі використовується в насосних установках (рис. 3.26). На початку напірного трубопроводу між засувкою 1 і насосом встановлена перепускна труба (байпас) із засувкою 2. Ця труба може бути з'єднана з резервуаром живлення або із всмоктувальною лінією. При повністю закритій засувці 2 вся подача насоса поступає в напірний трубопровід. Для зменшення подачі засувку 2 відкривають, і частина рідини перетікатиме з напірного трубопроводу у всмоктувальний або в резервуар живлення.

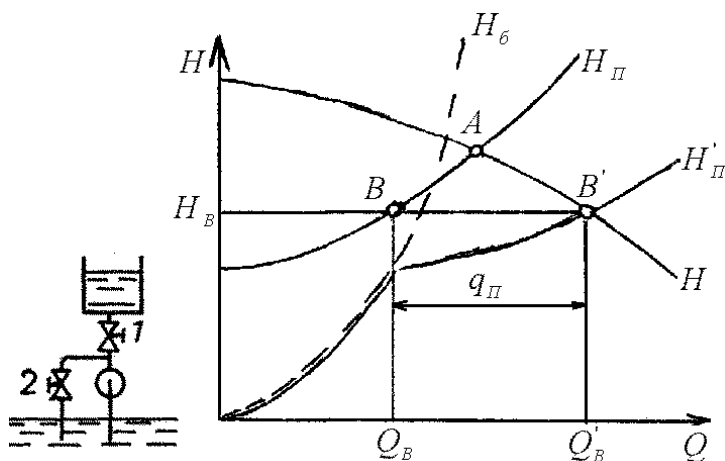


Рис. 3.26. Характеристика насосної установки при регулюванні перепуском

На рис. 3.26 показані характеристики насоса H , трубопроводу H_{Π} , перепускної лінії H_6 при частково відкритій засувці 2 та сумарна характеристика H'_{Π} при русі рідини одночасно трубопроводом і перепускною лінією. Оскільки насос створює напір, який потрібен для трубопроводу, в точках B і B' напір буде H_B , подача насоса – Q_B , а витрата в трубопроводі – Q_B .

Різниця між подачею насоса і витратою рідини в трубопроводі $q_{\Pi} = Q'_B - Q_B$ проходить перепускною трубою. При відкриванні засувки 2 характеристики H_6 і H'_{Π} перемістяться вправо, подача насоса Q_B і витрата q_{Π} в перепускній трубі збільшаться, а подача Q в трубопровід

– зменшиться. Отже, при перепуску характеристика трубопроводу змінюється, якщо вважати, що перепускна труба є частиною трубопроводу.

ККД насосної установки:

$$\eta_{\text{ну}} = \frac{\rho g Q_{\text{с}} H_{\text{с}}}{\rho g (Q_{\text{с}} + q_{\text{п}}) H_{\text{с}} / \eta} = \frac{Q_{\text{с}}}{Q_{\text{с}} + q_{\text{п}}} \eta. \quad (3.29)$$

Це означає, що і спосіб перепуску також неекономічний, але враховуючи його простоту, ним можна користуватися для невеликого зменшення подачі, коли витрата в перепускній лінії буде менша на 10% від подачі насоса, тобто $q_{\text{п}} < 0,1 Q$.

3.4.3. Зміна частоти обертання робочого колеса

При зміні частоти обертання робочого колеса нагнітача відповідно до формул (2.46), (2.47), (2.48) подача Q буде змінюватись прямо пропорційно n в першому степені, напір H – пропорційно n в квадраті, потужність – пропорційно n в кубі. Регулювання подачі найчастіше здійснюють зменшенням частоти обертання робочого колеса, при цьому потужність нагнітача зменшується, тому цей спосіб найекономічніший. Можна і збільшувати частоту обертання, при цьому подача, напір і потужність також збільшуються. Але треба мати на увазі, що колесо та вал розраховані на певну частоту обертання.

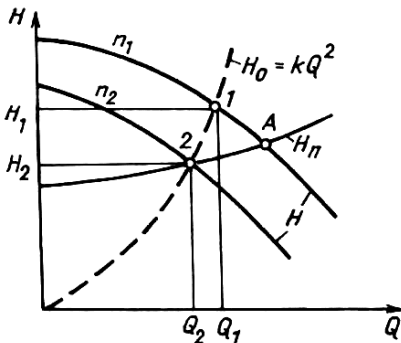


Рис. 3.27. Регулювання подачі нагнітача зміною частоти обертання робочого колеса

При її збільшенні сили, які виникають під час обертання (відцентрові), зростають, і це може спричинити руйнування насоса. Тому збільшувати частоту обертання не рекомендується, але при крайній необхідності це можна зробити не набагато і не надовго.

На рис. 3.27 показані характеристики нагнітальної установки: характеристика мережі $H_{\text{п}}$ та характеристика нагнітача H при частотах обертання n_1 і n_2 . При зміні частоти обертання від n_1 до n_2 робоча точка переміщується з

положення A в положення 2 .

Розглянемо, як визначити частоту обертання робочого колеса n_2 , щоб характеристика нагнітача проходила через точку з потрібними параметрами мережі Q_2 і H_2 (ці параметри визначаються під час гідравлічного розрахунку мережі). При цьому нам відома частота обертання n_1 і відповідна їй характеристика нагнітача.

В п. 2.10 вже з'ясовано, що будь-якій точці 1 при n_1 відповідає конкретна точка 2 при n_2 . Переміщення точки 1 в положення 2 при зміні n відбувається параболою подібних режимів $H_o = kQ^2$, для яких справедливі формули подібності (2.46) і (2.47).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \text{ і } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2.$$

Визначити n_2 можна двома способами: графоаналітичним та аналітичним.

При графоаналітичному способі розраховують і наносять на характеристику спільної роботи нагнітача з мережею параболу подібних режимів H_o , щоб вона проходила через точку 2 з заданими параметрами мережі Q_2 і H_2 . Далі з графіка визначають параметри точки 1 і, використовуючи формули подібності (2.46), (2.47), обчислюють n_2 .

Детальний порядок визначення n_2 такий:

1. Вирахувати коефіцієнт параболы подібних режимів $k = H_2/Q_2^2$.
2. Для двох-трьох значень Q , більших за Q_2 , визначити H_o , як показано нижче:

$$Q' \approx 1,1 Q_2$$

$$Q'' \approx 1,2 Q_2$$

$$Q''' \approx 1,3 Q_2$$

$$H'_o = k(Q')^2$$

$$H''_o = k(Q'')^2$$

$$H'''_o = k(Q''')^2.$$

3. Підраховані значення Q і H_o нанести на графік і за ними побудувати параболу $H_o = k/Q^2$. Якщо остання точка буде нижче лінії H при n_1 , розрахувати ще одну-дві точки, щоб остання точка була вище лінії H при n_1 .

4. З графіка визначити параметри Q_1 і H_1 для точки 1 – точки перетину параболы з характеристикою нагнітача при n_1 .

5. За формулами подібності підрахувати n_2 :

$$n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1}; n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}.$$

При точному розрахунку і графічних побудовах обидва значення n_2 повинні бути однаковими. Але враховуючи деякі заокруглення чисел при розрахунках, невеликі неточності при нанесенні ліній, різниця між двома значеннями n_2 допускається не більше як 2%. Якщо ця різниця більша, то в розрахунках є помилки, треба їх знайти і виправити.

Приклад 3.14. Для умов задачі 3.13 визначити режимні параметри насоса Q_B , H_B , η_B при зменшенні подачі зміною частоти обертання, а також потужність і частоту обертання.

Розв'язання. При зміні частоти обертання характеристика насоса проходить через точку B , координати якої $Q_B = 0,716 = 11,2$ л/с, $H_B = 50$ м (див. рис. 3.25). Далі розрахунок ведемо як описано вище:

Дія 1. $k = 50/11,2^2 = 0,399$.

Дія 2. $Q' = 12$ л/с, $H_o' = 57,5$ м.

$Q'' = 13$ л/с, $H_o'' = 67,4$ м.

Після побудови параболи H_o виконується **дія 4:** $Q_D = 12,1$ л/с, $H_D = 58$ м.

Дія 5. $n_2 = n_B = n_1 \frac{Q_B}{Q_D} = 2900 \frac{11,2}{12,1} = 2684$ хв⁻¹;

$$n_2 = n_6 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = 2900 \sqrt{\frac{50}{58}} = 2693 \text{ хв}^{-1}.$$

Різниця між цими значеннями частоти обертання:

$$\Delta = \frac{2693-2684}{2684} \cdot 100 = 0,34\%,$$

тобто менша за допустимі 2%.

Режими, які визначаються точками B і D , подібні, тому ККД в точці B такий самий, як в точці D $\eta_B = \eta_D = 0,65$.

$$\text{Потужність } N = \frac{\rho g Q_B H_B}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0112 \cdot 50}{0,65} = 8452 \text{ Вт.}$$

При аналітичному способі визначення n_2 замість графічної ха-

характеристики нагнітача використовується її аналітичний вираз у вигляді параболи $H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2$. Замість H і Q підставляють їх значення з формул подібності (2.46) і (2.47):

$$H = H_1 = H_2 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \text{ і } Q = Q_1 = Q_2 \frac{n_1}{n_2}.$$

Після відповідних перетворювань отримаємо квадратне рівняння:

$$a_0 n_2^2 + a_1 Q_2 n_1 n_2 + a_2 Q_2^2 n_1^2 - H_2 n_1^2 = 0,$$

з якого

$$n_2 = n_1 \frac{-a_1 Q_2 \pm [(a_1 Q_2)^2 - 4a_0(a_2 Q_2^2 - H_2)]^{1/2}}{2a_0}. \quad (3.30)$$

Коефіцієнти a_0 , a_1 , a_2 аналітичного виразу напору нагнітача визначаються з графічної або табличної характеристики за трьома – чотирма точками широко уживаним в математичній статистиці методом найменших квадратів. Вручну таке визначення займає досить багато часу, тому можна скористатися програмою розрахунків на ЕОМ “параметри насоса”, наведеною в додатку II.

Частоту обертання робочого колеса нагнітача можна міняти багатьма засобами та пристроями. Найкраще це робити при використанні двигунів з мінливою частотою обертання – парових та газових турбін, двигунів внутрішнього згоряння, електричних. Серед останніх існує багато різних конструкцій.

Електродвигуном постійного струму зручно міняти частоту обертання вала, але сам пристрій для перетворення змінного струму в постійний складний і дорогий. Тому такі двигуни використовують дуже рідко, тільки при великих потужностях нагнітачів і необхідності частого регулювання подачі.

В асинхронних електродвигунах змінного струму з фазним ротором за допомогою спеціальних контактних кілець і реостата можна регулювати електричний опір в колі ротора, що приводить до зміни частоти обертання вала. При малих потужностях нагнітача цей спосіб досить надійний, економічний і виконати його не складно. При великих потужностях економічна ефективність його зменшується.

Частота обертання вала електродвигуна змінного струму визначається формулою:

$$n = 60 \frac{f}{p} (\text{хв}^{-1}),$$

де f – частота змінного струму, яка в електричних мережах України становить 50 с^{-1} ,

p – кількість пар полюсів електрообмотки двигуна. Отже, змінюючи параметри f і p , можна поміняти і частоту обертання вала.

Електротехнічна промисловість випускає перетворювачі частоти електричного струму. За їх допомогою частоту обертання вала електродвигуна можна змінювати плавно. Приклади використання електродвигунів з частотними перетворювачами в насосних установках наведено в § 4.9.

Випускаються асинхронні електродвигуни з обмоткою на статорі, в яких під час роботи можна перемикає число пар полюсів. Двигуни цього типу бувають дво-, три- та чотиришвидкісні. Економічна ефективність регулювання параметрів Q і $H(p)$ нагнітачів такими двигунами висока, але швидкість міняється не плавно, а ступінчасто.

У наш час переважна більшість нагнітачів працює від асинхронних електродвигунів змінного струму, які є найпростіші, дешевші та економічніші. В цьому випадку для зміни частоти обертання вала нагнітача можна використати проміжну передачу – пасову, гідروмуфту, електромагнітну муфту. ККД кожної з них менше одиниці, тому і ККД нагнітальної установки зменшується.

Пасову передачу найпростіше використовувати зі шківками, діаметр яких можна змінювати, хоча при цьому частота обертання буде мінятися ступінчасто. Досить ефективне регулювання можна здійснити за допомогою варіатора (рис. 3.28). В ньому розжимний шків 3 складається з двох дисків, які можуть переміщатися вздовж вала. Завдяки цьому клиновий пас 4 може пересуватися ближче до вала або далі від нього. В результаті зміни радіуса шківки 3 міняється частота обертання вала нагнітача. Використання варіатора доцільне при передачі потужності до 10...15 кВт.

У склад гідромуфти (рис. 3.29) входять два колеса з лопатями – насосне H , з'єднане з ведучим валом 5, і турбінне T , що насаджене на ведений вал 9. З турбіною з'єднаний кожух 1. Під час роботи гідромуфти обертаються всі його частини, окрім маточини 4 з відвідною трубкою 7. Насосне колесо, обертаючись, перекачує рідину,

яка поступає в турбіну.

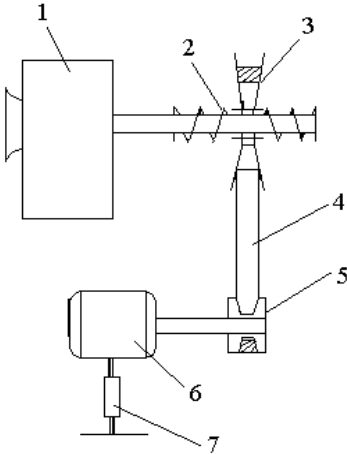


Рис. 3.28. Схема варіатора:
1 – нагнітач; 2 – пружина; 3 – розжимний шків; 4 – пас; 5 – шків; 6 – електродвигун; 7 – механізм натягнення пасу

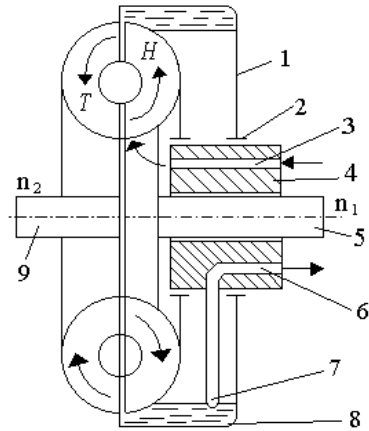


Рис. 3.29. Схема гідромуфти:
1 – кожух; 2 – ущільнення; 3 – отвір для підводу; 4 – маточина; 5 – ведучий вал; 6 – отвір для відводу рідини; 7 – відвідна трубка; 8 – рідина; 9 – ведений вал

Під дією швидкісного напору на лопатеву систему турбіна разом з веденим валом обертається. Гідромуфта передає обертовий момент без зміни, а частота n_2 веденого вала буде меншою, ніж частота n_1 ведучого вала. Регулювання n_2 відбувається за рахунок кількості рідини, що циркулює в замкненому колі “насос-турбіна”. Рідину можна відбирати через відвідну трубку 7 та отвір 6 або поповнювати через отвір 3.

ККД гідромуфти

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

зменшується лінійно зі зменшенням n_2 . В цьому є основний недолік гідромуфти. Враховуючи низький ККД при малих n_2 , а також громіздкість і високу вартість, гідромуфти використовуються дуже рідко.

Електромагнітна муфта (рис. 3.30) складається з якоря 3 та індуктора 2 з електричною обмоткою збудження. Індуктор з'єднаний з валом 1 нагнітача, якір – з валом 4 двигуна. При пропусканні постійного

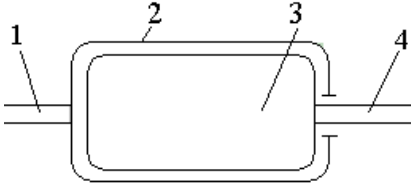


Рис. 3.30. Схема електромагнітної муфти

електричного струму по обмотці збудження виникає електромагнітне поле, завдяки чому якір обертатиметься слідом за індуктором з деяким відставанням. Частота обертання індуктора залежить від сили струму збудження. Як і гідромуфти, електромагнітні муфти через їх

високу вартість та низький ККД при малих n_2 використовуються не часто – тільки при невеликому зменшенні n_2 і в крупних нагнітальних установках.

3.4.4. Обточка робочого колеса

Подача насоса може бути зменшена обточкою робочого колеса по зовнішньому діаметру. В п. 2.11 описано, як обточка впливає на характеристику насоса, наведені співвідношення між подачею, напором та діаметром колеса до і після обточки. Оскільки при $n_s < 150$ вказані співвідношення для обточки і зміни частоти обертання співпадають, порядок визначення D_2 такий самий, як і n_2 , описаний в п. 3.4.3, тільки при розрахунках замість n треба писати і підставляти D .

При $n_s \geq 150$ співвідношення між подачею і діаметром колеса інше (див. формулу 2.59), тому порядок визначення діаметра $D_{o\delta}$ після обточки дещо відрізняється.

Розрахунки при графоаналітичному способі виконуються простіше. Будуємо характеристику насоса при необточеному діаметрі D (див. рис. 2.23). Далі через точку з заданими параметрами трубопроводу, наприклад В, проводимо пряму лінію з початку координат до перетину з характеристикою в точці А. Визначивши з графіка параметри точки А, обчислюємо діаметр $D_{o\delta}$ колеса після обточки, використавши формули (2.57) та (2.59):

$$D_{o\delta} = D \sqrt{\frac{Q_B}{Q_A}}; \quad D_{o\delta} = D \sqrt{\frac{H_B}{H_A}}.$$

При виконанні аналітичного способу в аналітичний вираз характе-

ристики насоса $H = a_0 + a_1Q + a_2Q^2$ до обточки підставляємо значення H і Q з (2.57) та (2.59). Після перетворень отримаємо рівняння:

$$a_0D_{o\delta}^4 + (a_1Q_2D^2 - H_2D^2)D_{o\delta}^2 + a_2Q_2^2D^4 = 0,$$

з якого

$$D_{o\delta} = D \sqrt{\frac{-a_1Q_2 + H_2 \pm \sqrt{(a_1Q_2 - H_2)^2 - 4a_0a_2Q_2^2}}{2a_0}}. \quad (3.31)$$

Програма розрахунків на ЕОМ “Параметри насоса”, наведена в додатку II, включає визначення частоти обертання та обточки діаметра робочих коліс насосів як при $n_s < 150$, так і при $n_s \geq 150$.

3.4.5. Закручування потоку перед робочим колесом

В рівнянні Ейлера для теоретичного напору

$$H_T = \frac{u_2v_{u2} - u_1v_{u1}}{g}$$

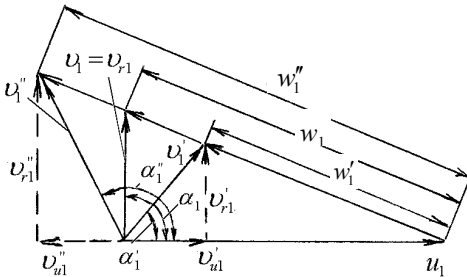


Рис. 3.31. Плани швидкостей на вході в робоче колесо нагнітача

швидкість u_{u1} на вході на лопаті робочого колеса залежить від попереднього закручування потоку. В більшості нагнітачів напрямний апарат відсутній, потік поступає на лопаті під кутом $\alpha_1 = 90^\circ$, швидкість $v_{t1} = 0$ (рис. 3.31). Якщо кут $\alpha_1 < 90^\circ$, відповідно до рівняння Ейлера теоретичний напір змен-

шиться, подача, яка пропорційна швидкості v_{t1} , також зменшиться. При куті $\alpha_1 > 90^\circ$ швидкість v_{t1}' буде направлена в протилежний бік від v_{t1} , і теоретичний напір зросте. Збільшиться також подача, оскільки $v_{t1}'' > v_{t1}$.

Закручування потоку перед робочим колесом здійснюється напрямним лопатевим апаратом, лопаті якого можуть повертатися і мі-

няти кут α_1 . Відомі два основних варіанти такого апарата – осьовий та радіальний.

Осьовий напрямний апарат (рис. 3.32) становить набір радіально

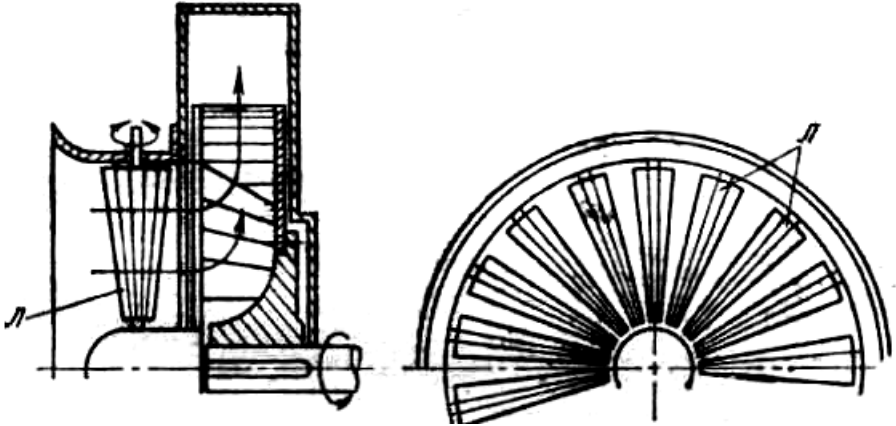


Рис. 3.32. Нагнітач з осьовим напрямним апаратом

розташованих у входному патрубку нагнітача лопатей, які можуть повертатися навколо радіальних осей. Потік проходить паралельно осі входного патрубку (звідси назва – осьовий апарат) між повернутими на деякий кут α лопатями і закручується перед входом на робоче колесо. Коли $\alpha_1 = 90^\circ$, лопаті розташовані паралельно потоку, і він не за-

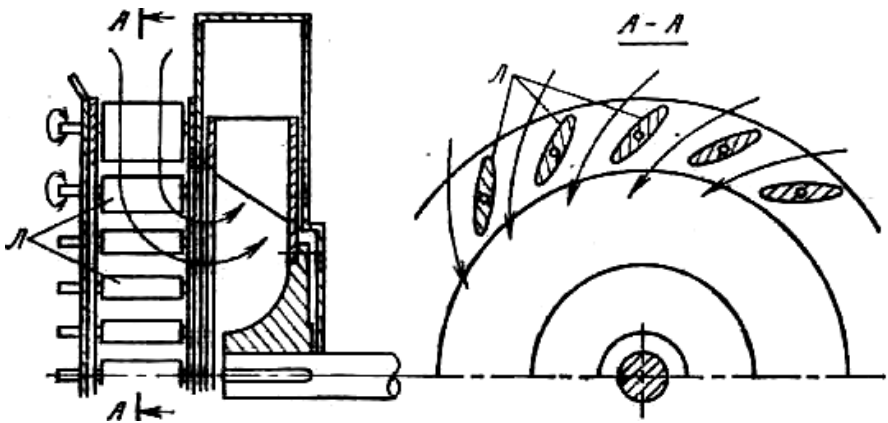


Рис. 3.33. Нагнітач з радіальним напрямним апаратом

кручується. При $\alpha_1 = 0^\circ$ поперечний переріз вхідного патрубка перекритий лопатями напрямного апарата, і подача $Q = 0$. Проміжні значення кута α_1 забезпечать зміну подачі. Коли $\alpha_1 > 90^\circ$, потік буде закручений в бік, протилежний напрямку обертання робочого колеса. При цьому напір і подача збільшаться, але за рахунок співудару при зустрічному русі закрученого потоку і лопатей робочого колеса втрати потужності різко збільшуються. Тому приріст подачі буде невеликий.

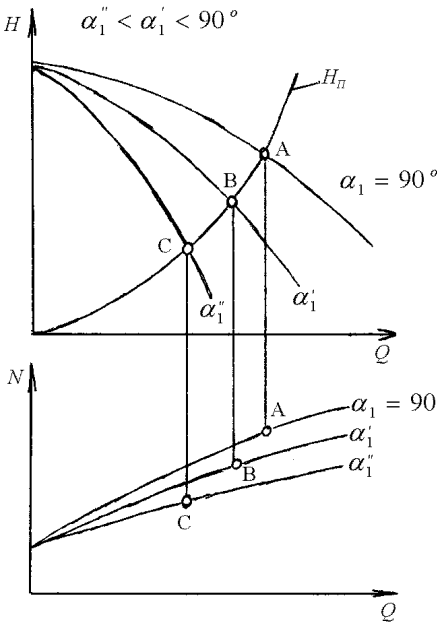


Рис. 3.34. Характеристика нагнітача при закручуванні потоку перед робочим колесом

В радіальному напрямному апараті (рис. 3.33) поворотні лопаті мають осі, розташовані паралельно осі вхідного патрубка по колу, радіус якого більше радіуса вхідного отвору нагнітача. Потік плинного середовища проходить радіально відносно вхідного отвору (звідси назва – радіальний апарат) і, минаючи повернуті на кут α_1 лопаті, закручується і поступає на лопаті робочого колеса.

Характеристика спільної роботи нагнітача з мережею при регулюванні подачі закручуванням потоку перед робочим колесом показана на рис. 3.34. Як бачимо, із зменшенням кута α_1 подача, напір та потужність нагнітача при роботі на мережу з характеристикою H_n зменшуються.

Можлива зміна подачі до 25%, напору – до 15%, споживаної потужності – до 30%. ККД при цьому знижується усього до 2...3%.

3.4.6. Поворот лопатей

Якщо повернути лопать робочого колеса, то це призведе до зміни

характеристики нагнітача і, як наслідок, до зміни подачі при незначному зменшенні ККД. Такий спосіб регулювання використовується лише в крупних осьових насосах (див п. 4.4). Поворот лопатей можна зробити на зупиненому робочому колесі або під час роботи насоса за допомогою спеціального електричного або гідравлічного приводу, який ускладнює конструкцію насоса та збільшує його вартість.

3.4.7. Зміна ширини робочого колеса

Регулювання подачі радіального вентилятора з лопатями, зігнутими назад досить ефективне за допомогою пересувних дисків, які обертаються разом з колесом (рис. 3.35), або пересувного вхідного патрубку (рис. 3.36). При переміщенні диска або патрубка активна ширина b колеса і разом з ним площа для проходу повітря змінюється, і це веде до зміни подачі. Характеристика вентилятора при зміні ширини робочого колеса подібна характеристиці нагнітача при закручуванні потоку на вході робочого колеса (див. рис. 3.34), тільки замість кута α_1 вживається ширина лопаті b . Куту $\alpha_1 = 90^\circ$ відповідає найбільша ширина $b_{\max}$, куту α_1'' – найменша $b_{\min}$.

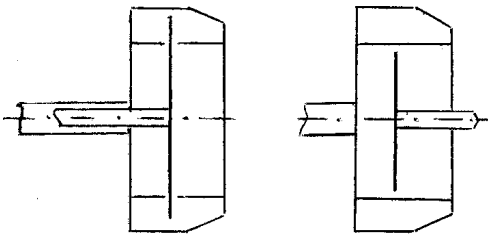


Рис. 3.35. Робочі колеса вентиляторів з пересувними дисками

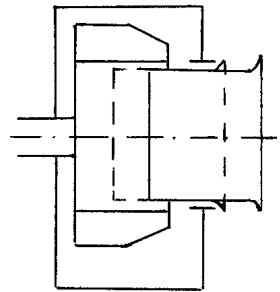


Рис. 3.36. Схема вентилятора з пересувним вхідним патрубком

Для порівняння економічності різних регулювальних пристроїв використовують графіки в координатах $N/N_0 - Q/Q_0$, на яких параметри з індексом 0 – на режимі до регулювання, – без індекса – на

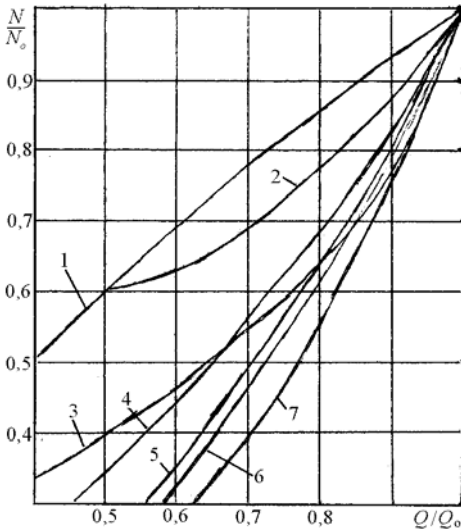


Рис. 3.37. Порівняння ефективності способів регулювання подачі вентиляторів: 1 – дроселем; 2 – пересувним входним патрубком; 3 – осьовим напрямним апаратом; 4 – електромагнітною муфтою; 5 – гідромуфтою; 6 – реостатом в електричному колі ротора; 7 – варіатором

режимі регулювання (рис. 3.37). Як бачимо, дросельне регулювання – найбільш неефективний спосіб. Найекономічніший спосіб регулювання – зміною частоти обертання (лінії 4, 5, 6, 7), особливо варіатором.

3.5. Спільна робота нагнітачів

У деяких випадках один нагнітач не може створити напір або подачу, необхідну для мережі. На водозаборах необхідно подавати воду з декількох джерел в один водопровід. Інколи в промислових спорудах для вентиляції декількох приміщень неможливо спорудити окремі повітродуви. В подібних ситуаціях доцільні нагнітальні установки з декількома нагнітачами. В залежності від обставин їх з'єднують послідовно, паралельно або комбіновано.

3.5.1. Побудова сумарної характеристики нагнітачів

Характеристика нагнітача в квадрантах. Для побудови сумарної характеристики різних нагнітачів (тобто з різними характеристиками)

необхідно знати характеристики окремих нагнітачів не тільки в I квадранті, але в II і IV (рис. 3.38). При роботі в I квадранті зі збільшенням напору подача зменшується до нуля. При подальшому збільшенні напору в II квадранті рідина потече у зворотному напрямку, тобто подача стане від'ємною, хоча напрям обертання робочого колеса не міняється. Режим роботи нагнітача в II квадранті називається протитечією.

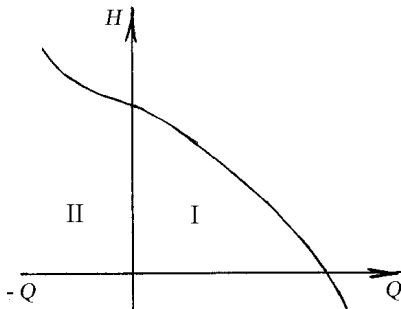


Рис. 3.38. Характеристика нагнітача в квадрантах

При зменшенні напору подача нагнітача збільшується. При переході в IV квадрант напір стане від'ємним, а подача продовжуватиме збільшуватися. Такий режим можна назвати вакуумним (режимом від'ємного напору).

Послідовне з'єднання нагнітачів. При послідовному з'єднанні на-

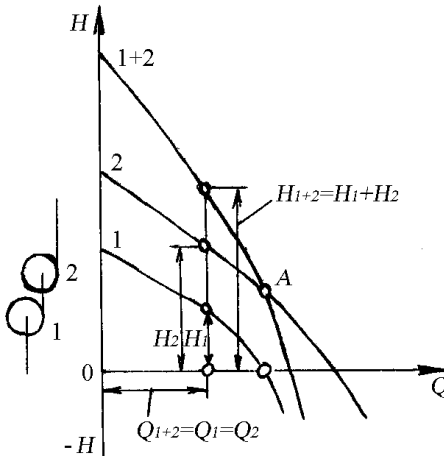


Рис. 3.39. Характеристика нагнітачів при послідовному з'єднанні: 1 – першого, 2 – другого, 1+2 – сумарна

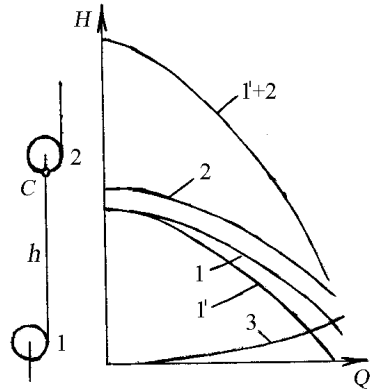


Рис. 3.40. Характеристика далеко розташованих нагнітачів при послідовному з'єднанні: 1 – першого; 1' – першого, приведена до точки C; 2 – другого; 1'+2 – сумарна; 3 – характеристика з'єднувальної ланки

гнітачів (рис. 3.39) вони встановлені один за другим, і вся рідина проходить через кожний з них. При розміщенні нагнітачів на близькій відстані втрати напору між ними можна не враховувати, тому вважаємо, що напір на виході з першого дорівнює напору на вході в другий, а на виході з другого напір дорівнює сумі напорів першого і другого. Отже, в цьому випадку можна записати такі рівняння:

$$Q_{1+2} = Q_1 = Q_2, \quad H_{1+2} = H_1 + H_2. \quad (3.32)$$

Звідси виходить, що для побудови сумарної характеристики потрібно при однакових подачах алгебраїчно додавати напори нагнітачів (рис. 3.39). Як бачимо, лівіше точки А напір двох нагнітачів додається. В точці А напір першого нагнітача нульовий, тому сумарний напір дорівнює напору другого нагнітача. Правіше точки А сумарний напір менше, ніж напір другого нагнітача, тому що перший нагнітач працює в IV квадранті і створює від'ємний напір.

Коли нагнітачі розташовані на значній відстані один від другого або гідравлічні опори в лінії між ними суттєві, втрати напору h на з'єднувальній ділянці потрібно враховувати. Це виконується відніманням від характеристики нагнітача втрат напору на з'єднувальній ділянці (рис. 3.40). Таке виправлення характеристики нагнітача називається її приведенням до певної характерної точки (наприклад, точки С). Для заданої нагнітальної установки сумарний напір:

$$H_{1+2} = H_1 + H_2 - h.$$

Схеми розташування нагнітачів та епюри тисків в мережі при послідовному з'єднанні нагнітачів показані на рис. 3.41.

В схемі *а* обидва нагнітачі розташовані поруч, практично без з'єднувальної ділянки. Нагнітач II створює максимальний тиск в мережі.

За схемою *б* нагнітач II розташований недалеко від нагнітача I, але на з'єднувальній ділянці між ними втрати тиску ϵ . Тому тиск після нагнітача II менший, ніж за схемою *а*.

За схемою *в* нагнітачі розташовані так, що після них тиски в мережі однакові і менші, ніж за схемами *а* і *б*.

За схемою *г* нагнітач I створює в мережі і розрідження і тиск, а нагнітач II – тільки тиск.

За схемою *д* нагнітач I працює так само, як і за схемою *г*, а нагнітач

II створює розрідження в мережі.

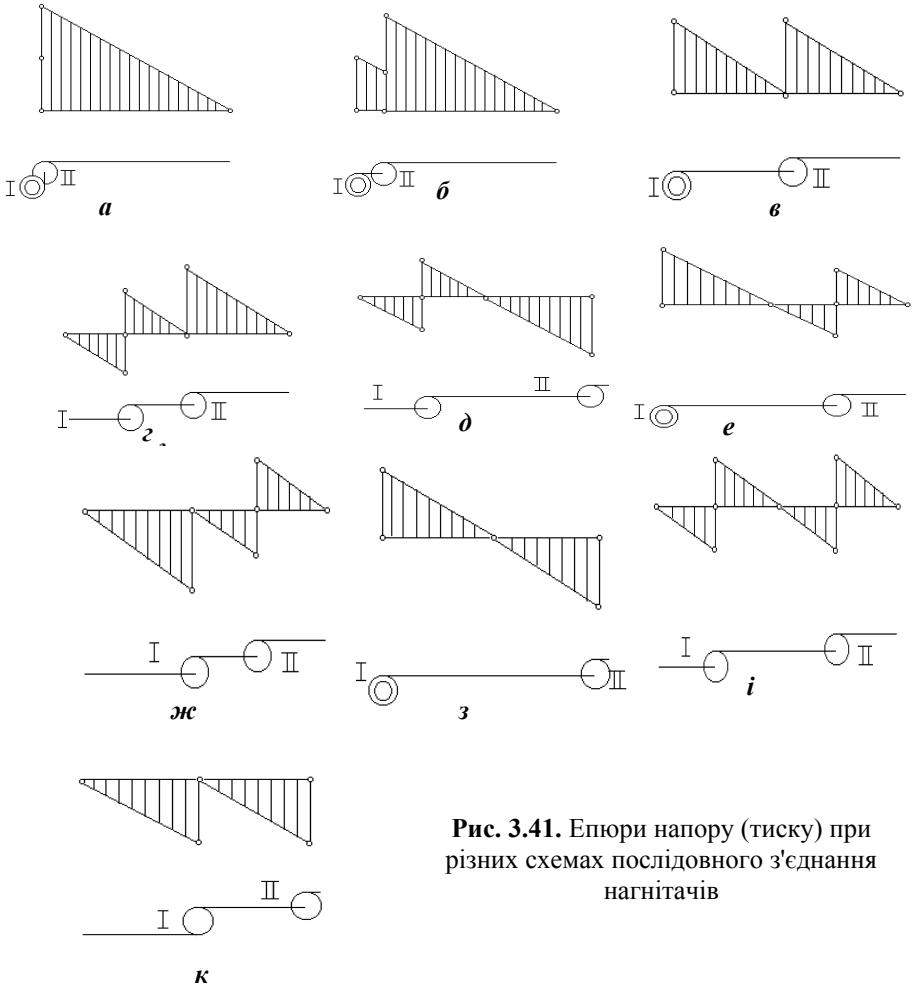


Рис. 3.41. Епюри напору (тиску) при різних схемах послідовного з'єднання нагнітачів

Схема *е* – нагнітач I створює тиск, а нагнітач II за схемами *е* і *ж* створює і розрідження, і тиск.

У схемі *ж* нагнітач I створює розрідження.

У схемі *з* нагнітач I створює тільки тиск, а нагнітач II – тільки розрідження.

У схемах *и* та *к* нагнітачі I та II працюють однаково: за схемою *и* вони створюють і розрідження, і тиск, за схемою *к* – тільки розрідження.

У схемах *а, б, в, е*, з всмоктувальна лінія відсутня, або втрати напорі в ній настільки малі, що не беруться до уваги. В схемах *д, з, к* нагнітач II розміщений в кінці мережі, створює тільки розрідження, а тиск на його виході дорівнює атмосферному.

Насосні установки доцільно монтувати за схемами *а, б, в*, оскільки втрати напорі у всмоктувальній лінії малі в порівнянні з напором у нагнітальній лінії. Із цих схем з точки зору роботи мережі найкраща – *в*, найгірша – *а*, з точки зору розміщення та обслуговування насосів, найкраща схема *а*.

Приклади використання схем. За схемами *а і в* можуть бути побудовані насосні установки водопостачання висотних будинків. Відповідно до схеми *а* обидва насоси встановлені в підвалі і подають воду, наприклад, на десятій поверх. За схемою *в* насос I встановлений в підвалі, а насос II – наприклад, на п'ятому поверсі. За схемою *в* побудовані магістральні трубопроводи з проміжними насосними станціями. Багатоступінчасті лопатеві насоси, вентилятори та компресори побудовані за схемою *а*.

У вентиляційних установках розрідження та тиск на окремих ділянках мережі можуть бути одного порядку, в деяких випадках навіть приблизно однакові. Тому вентилятори можливо встановлювати в мережі залежно від інших обставин за будь-якою з описаних схем. З точки зору найкращих умов роботи мережі доцільно надавати перевагу схемі *і*, при якій тиски та розрідження найменші.

Паралельне з'єднання нагнітачів. При паралельному з'єднанні (рис. 3.42) нагнітачі подають рідину в спільну мережу, причому через кожний з них проходить частина загальної подачі. У місці з'єднання потоків встановиться напір, загальний для обох нагнітачів.

Якщо втрати напорі на ділянках від нагнітача до спільної мережі невеликі, ними нехтують, і для цього випадку справедливі рівняння:

$$\begin{aligned} Q_{1+2} &= Q_1 + Q_2, \\ H_{1+2} &= H_1 = H_2. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Отже, для побудови сумарної характеристики при паралельному з'єднанні нагнітачів потрібно алгебраїчно додати їх подачі при однакових напорах (рис. 3.42). Як бачимо, правіше від точки *В* подача двох нагнітачів додається. В точці *В* подача першого нагнітача нульова, тому сумарна подача дорівнює подачі другого нагнітача.

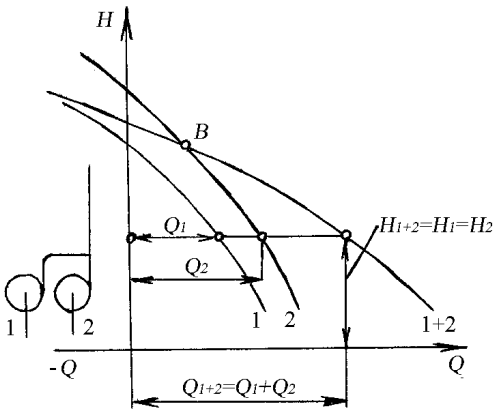


Рис. 3.42. Характеристика нагнітачів при їх паралельному з'єднанні: 1 – першого, 2 – другого, 1+2 – сумарна

не будемо мати справу з низькими значеннями подач і напорів, тобто лівіше точки *B* на рис. 3.42 і правіше точки *A* на рис. 3.39.

Коли нагнітачі знаходяться далеко один від одного, втрати напору h_1 і h_2 на ділянках від них до спільної точки *C* враховуються так само, як і при послідовному з'єднанні нагнітачів (див. рис. 3.47). В цьому випадку сумарний напір:

$$H_{1+2} = H_1 - h_1 = H_2 - h_2.$$

Прикладом паралельного з'єднання є насоси та вентилятори з двостороннім входом, тобто можна розглядати, що в них два робочих колеса працюють паралельно.

3.5.2. Робота в мережі послідовно з'єднаних нагнітачів

Нагнітачі з однаковою характеристикою. Для визначення режиму роботи нагнітачів будують характеристику спільної роботи нагнітача з мережею (рис. 3.43). Робочою точкою буде точка *A*, в якій перетинаються характеристика мережі H_n і сумарна характеристика двох нагнітачів H_{1+1} . При цьому два нагнітачі разом створюють напір

Лівіше точки *B* сумарна подача менша, ніж подача другого нагнітача, тому що перший нагнітач працює в II квадранті і створює від'ємну подачу.

Слід зауважити, що роботу нагнітачів в II і IV квадрантах ми розглядаємо лише з теоретичної точки зору. Практично нас цікавить робота нагнітача в робочій частині характеристики при високих значеннях ККД. Тому при спільній роботі насосів ми скоріш за все

H_A , а кожний з них в два рази менший $H_A/2$. Подача кожного з нагнітачів Q_A і потужність N_A . ККД для обох нагнітачів буде однаковим.

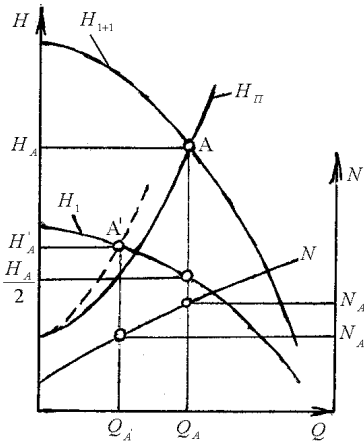


Рис. 3.43. Характеристика спільної роботи мережі з двома послідовно з'єднаними однаковими нагнітачами

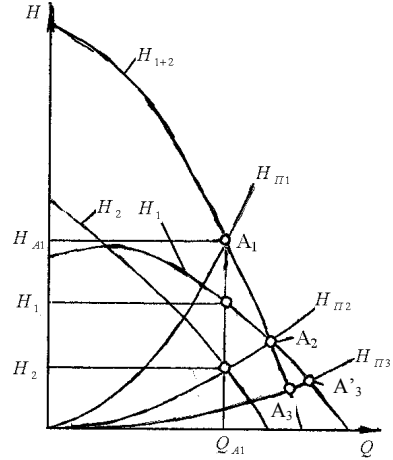


Рис. 3.44. Характеристика спільної роботи мережі з двома послідовно з'єднаними різними нагнітачами

Якщо один з нагнітачів буде зупинений, рідина буде рухатись через нього, і в мережі з'явиться додатковий місцевий опір. Тому характеристика мережі проходитиме крутіше (пунктирна лінія). Робочою точкою буде A' , при цьому напір насоса H'_A стане більшим, ніж напір кожного з двох працюючих насосів $H_A/2$. Подача і потужність зменшаться.

Нагнітачі з різними характеристиками. В цьому випадку проаналізуємо місце робочої точки при роботі двох різних нагнітачів з мережами, які мають різні характеристики (рис. 3.44).

Використання двох послідовно з'єднаних нагнітачів доцільне з мережею, яка має характеристику H_{II1} . В цьому випадку сумарний напір складатиметься з напорів двох нагнітачів (робоча точка A_1).

Коли два нагнітачі подають рідину в мережу з характеристикою

$H_{п2}$, при якій напір другого нагнітача нульовий (робоча точка A_2), використання цього нагнітача марне, оскільки він напору не створює, а потужність споживає.

І, нарешті, коли характеристика мережі $H_{п3}$ проходить нижче точки A_2 , сумарний напір нижче напору одного з нагнітачів. В цьому випадку використання нагнітача з меншим напором не тільки марне, але навіть шкідливе. При відключенні другого нагнітача робоча точка перейде в положення A'_3 , тобто напір і подача збільшаться.

Загальну ефективність роботи нагнітачів оцінюють значенням середнього ККД:

$$\eta_c = \frac{H_1 + H_2}{H_1/\eta_1 + H_2/\eta_2}. \quad (3.34)$$

3.5.3. Робота в мережі паралельно з'єднаних нагнітачів

Нагнітачі з однаковою характеристикою. Для визначення режиму роботи нагнітачів побудована характеристика спільної роботи нагнітача з мережею (рис. 3.45). Робочою точкою буде А, при цьому обидва нагнітачі створюють однаковий напір H_A і подачу $Q_A/2$, яка в два рази менша, ніж подача нагнітальної установки в цілому. Споживана потужність кожного з нагнітачів N_A .

В разі вимикання одного з нагнітачів в мережі виникне більший гідравлічний опір, оскільки в лінії біля нагнітача площа для проходу рідини зменшиться. Тому характеристика мережі буде крутішою (пунктирна лінія). При робочій точці A' напір стане меншим, ніж при роботі двох нагнітачів, а подача більшою, ніж подача кожного з нагнітачів при їх спільній роботі, $Q_{A'} > Q_A/2$. Потужність нагнітача N_A , $N_{A'}$ зросте. Якщо двигун вибраний для потужності N_A , а при роботі одного нагнітача повинен забезпечити потужність $N_{A'}$, то він може перегрітися і навіть вийти з ладу.

ККД для обох працюючих нагнітачів буде однаковий.

Нагнітачі з різними характеристиками. Режим роботи кожного з нагнітачів визначимо з характеристики, наведеної на рис. 3.46.

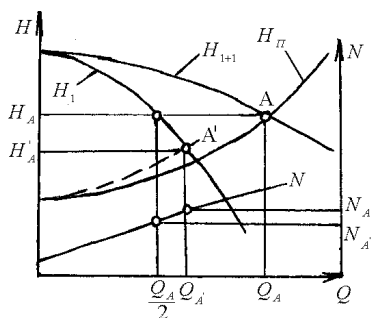


Рис. 3.45. Характеристика спільної роботи мережі з двома паралельно з'єднаними однаковими нагнітачами

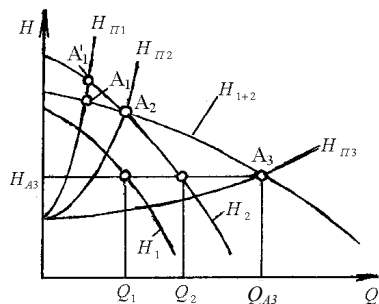


Рис. 3.46. Характеристика спільної роботи мережі з двома паралельно з'єднаними різними нагнітачами

При пологій характеристиці мережі $H_{п3}$ робоча точка A_3 . Кожен з насосів забезпечує подачу в мережу, отже $Q_{A3} = Q_1 + Q_2$ і створює однаковий напір $H_1 = H_2 = H_{A3}$.

Якщо характеристика мережі $H_{п2}$ така, що робоча точка A_2 знаходиться на перехресті сумарної характеристики H_{1+2} з характеристикою другого нагнітача H_2 , то подача першого нагнітача дорівнює нулю. Значить, першого нагнітача не потрібно для нагнітальної установки.

При крутішій характеристиці мережі $H_{п1}$ робоча точка A_1 . При цьому подача нагнітальної установки менша, ніж подача другого нагнітача за рахунок роботи першого нагнітача в II квадранті, тобто в режимі протитечії. При відключенні першого нагнітача робоча точка стане A'_1 , тобто напір і подача збільшаться. Значить, робота першого нагнітача, коли робоча точка нагнітальної установки буде лівіше від точки A_2 , шкідлива.

Нагнітачі віддалені один від одного. В цьому випадку необхідно врахувати втрати напору від нагнітачів до точки з'єднання С і в характеристиці спільної роботи нагнітача з мережею використовувати

характеристики нагнітачів H'_1 і H'_2 , приведені до точки C (рис. 3.47).
 Подачі нагнітачів Q_1 , Q_2 , Q_A визначаються з приведених характеристик H'_1 і H'_2 , а напори – з власних характеристик H_1 і H_2 .

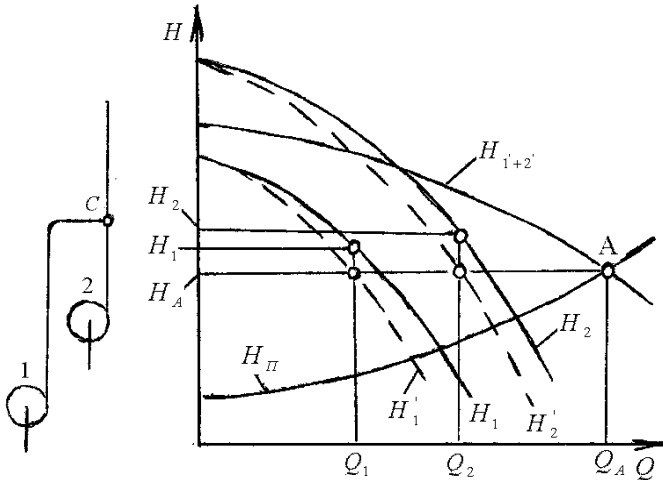


Рис. 3.47. Характеристика спільної роботи мережі з двома паралельно з'єднаними різними нагнітачами, віддаленими один від одного

Характеристики: H_1 і H_2 – першого і другого нагнітача; H'_1 і H'_2 – цих же нагнітачів, приведених до точки C ; H'_{1+2} – сумарна; H_{Π} – мережі.

При паралельній роботі нагнітачів з різними характеристиками загальний ККД визначають за формулою:

$$\eta_c = \frac{\frac{H_1 Q_1 + H_2 Q_2}{H_1 Q_1 + \frac{H_2 Q_2}{\eta_2}}}{\eta_1} \quad (3.35)$$

Приклад 3.15. Насосна станція складається з двох однакових відцентрових насосів, які забирають воду з колодязя з нульовою позначкою рівня і подають трубопроводом довжиною $l = 2$ км і діаметром $d = 130$ мм в напірну башту з позначкою рівня $+20$ м. Характеристика насоса при $n = 1600 \text{ с}^{-1}$ наведена в таблиці 3.9.

Таблиця 3.9.

Q , л/с	0	2	4	6	8	10
H , м	37	39	36	29	20,5	10

Визначити подачу Q і напір H при паралельному підключенні двох насосів, якщо $\lambda = 0,024$, а місцеві втрати напору становлять 5% від втрат тертя.

Розв'язання. Будуємо характеристику насоса за даними табл. 3.9 (крива 1 на рис. 3.48) і розраховуємо характеристику мережі H_n за формулою:

$$H_n = H_r + 1,05\lambda \frac{18Q^2}{\pi^2 g d^5} = 20 + 1,05 \cdot 0,024 \frac{2000 \cdot 8 \cdot Q^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,13^5} =$$

$$= 20 + 112373Q^2.$$

Задавши значення $Q = 4, 6, 8, 10$ л/с, одержимо відповідні їм напори $H_n = 21,8; 24; 27,2; 31,2$ м. Точка перетину А двох характеристик дає значення $Q = 6,9$ л/с і $H = 25$ м при роботі одного насоса. При паралельній роботі двох насосів сумарну характеристику знайдемо, додаючи абсциси, тобто Q (крива 2). Тепер робоча точка A_{1+2} відповідає $Q = 10,2$ л/с і $H = 32$ м.

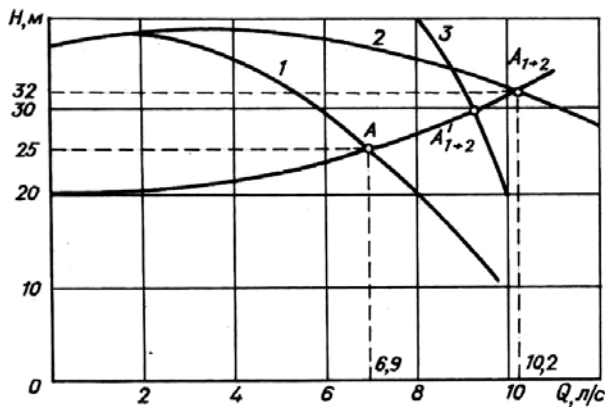


Рис. 3.48. До прикладів 3.15 і 3.16

Приклад 3.16. Для умов попередньої задачі визначити напір і подачу при послідовному підключенні двох насосів.

Розв'язання. При послідовному підключенні насосів необхідно додавати ординати, тобто напори. Графічне додавання приводить до нової кривої 3, частина якої показана на рис. 3.48. В даному випадку одержуємо робочу точку A'_{1+2} , для якої $H = 29,9$ м і $Q = 9,2$ л/с. Як бачимо, істотного ефекту збільшення напору в порівнянні з роботою одного насоса немає. Це пояснюється тим, що характеристика трубопроводу досить полого. Ефект може бути тільки при крутій характеристиці трубопроводу.

3.5.4. Робота в мережі комбіновано з'єднаних нагнітачів

На основі описаних способів визначення режиму роботи нагнітачів при послідовному і паралельному з'єднанні можна розглядати будь-які комбінації нагнітачів та мереж. Пояснимо роботу в мережі комбіновано з'єднаних нагнітачів на одному з багатьох можливих прикладів.

Приклад 3.17. Вентиляційна установка складається з трьох вентиляторів, з'єднаних як вказано на рис. 3.49. Характеристики вентиляторів наведені в табл. 3.10. Характеристики окремих частин мережі $abcd$ задані рівняннями:

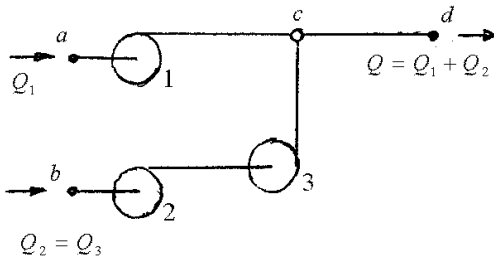


Рис. 3.49. До прикладу 3.17

Характеристики окремих частин мережі $abcd$ задані рівняннями:

$$p_{ac} = 15Q^2, \quad p_{bc} = 42Q^2,$$

$$p_{cd} = 20Q^2,$$

де тиск p – в Па, подача Q – в тис. м³/год.

Визначити режимні параметри p і Q всіх вентиляторів.

Таблиця 3.10.

Вентилятор	Тиск p , Па при подачі Q в тис. м ³ /год				
	0	1	2	3	4
1	610	580	510	400	230
2	300	270	200	100	
3	420	360	270	150	

Розв'язання. Розраховуємо характеристики окремих частин мережі і результати заносимо в табл. 3.11.

Таблиця 3.11.

Частина мережі	Тиск p , Па при подачі Q в тис. м ³ /год				
	1	2	3	4	5
ac	15	60	135	240	
bc	42	168	378	672	
cd	20	80	180	320	500

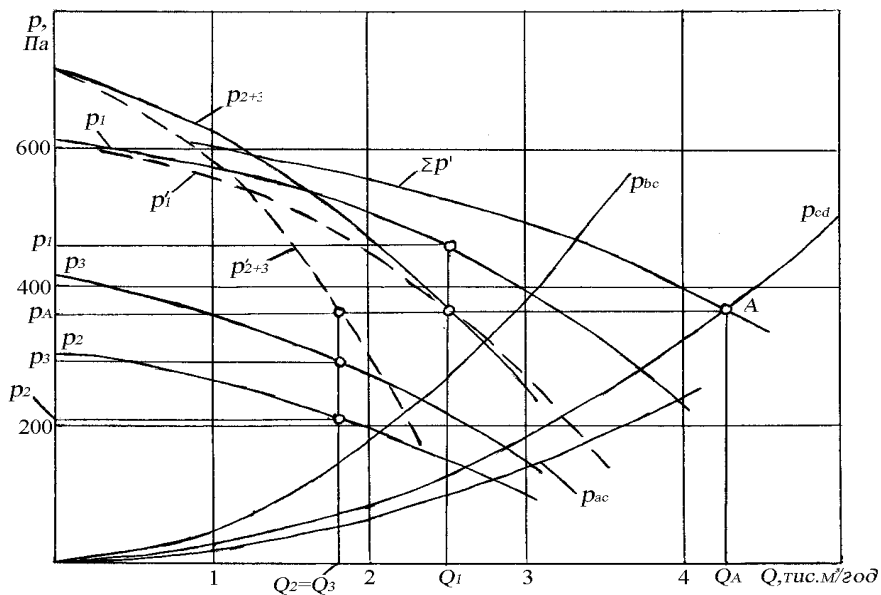


Рис. 3.50. До прикладу 3.17.

Далі наносимо характеристики вентиляторів p_1 , p_2 , p_3 і окремих частин мережі p_{ac} , p_{bc} , p_{cd} на графік (рис. 3.50). Будуємо сумарну характеристику p_{2+3} послідовно з'єднаних вентиляторів 2 і 3. Визначаємо характеристику p'_{2+3} , приведену до точки С, шляхом віднімання тиску p_{bc} від тиску p_{2+3} при деяких подачах. Так само визначаємо характеристику p'_1 , приведену до точки С, віднімаючи тиски p_{ac} від тисків p_1 . Наносимо на графік сумарну характеристику $\sum p' = p'_{2+3} + p'_1$ вентиляторів, приведену до точки С. В місці перетину сумарної характеристики $\sum p'$ з характеристикою частини мережі p_{cd} визначаємо робочу точку А зі сумарною подачею вентиляторів $Q_A = 4,3$ тис. м³/год. Проводимо горизонтальну лінію вліво від точки А. На перетині з приведеними характеристиками p'_1 і p'_{2+3} проводимо лінії вниз і з графіка визначаємо подачу вентилятора 1 $Q_1 = 2,5$ тис. м³/год. і подачі вентиляторів 2 і 3 $Q_2 = Q_3 = 1,8$ тис. м³/год. Проведемо перевірку $Q_A = Q_1 + Q_2$, $4,3 = 2,5 + 1,8$, що підтверджує правильність визначення подачі. На перетині вертикальної лінії Q_1 з характеристикою p_1 вентилятора 1 визначаємо його тиск $p_1 = 460$ Па. На перетині вертикальної лінії $Q_2 = Q_3$ з характеристиками p_2 і p_3 вентиляторів 2 і 3 визначаємо їх тиски $p_2 = 205$ Па, $p_3 = 295$ Па.

3.6. Стійкість роботи нагнітачів

Під час роботи нагнітальної установки характеристики нагнітача або мережі можуть мінятися. Причинами можуть бути коливання напруги в електричній мережі, що призводить до зміни частоти обертання вала двигуна, вмикання або вимикання окремих гілок трубопроводної мережі, зміна витрати рідини, зміна опору мережі. Якщо після усунення причини зміни характеристик режим роботи нагнітача відновлюється, то нагнітач працює стійко.

На рис. 3.51 показані зміни характеристик нагнітача dH та мережі dH_n при невеликій зміні подачі dQ . Після збільшення подачі dQ в

точці A напір в мережі буде більшим від напору нагнітача. Зменшення різниці $H_{\Pi} - H$ можливе за рахунок зменшення кінетичної енергії, тому швидкість руху рідини в мережі зменшується, подача нагнітача падає, і система приходить до рівноваги в точці A . При зменшенні подачі напір в мережі стане меншим від напору нагнітача, тому зменшення різниці $H - H_{\Pi}$ відбудеться за рахунок збільшення кінетичної енергії, тобто подача нагнітача збільшиться і система прийде до рівноваги в точці A . Умова стійкості роботи нагнітача має математичний вигляд:

$$\frac{dH_{\Pi}}{dQ} > \frac{dH}{dQ} \quad (3.36)$$

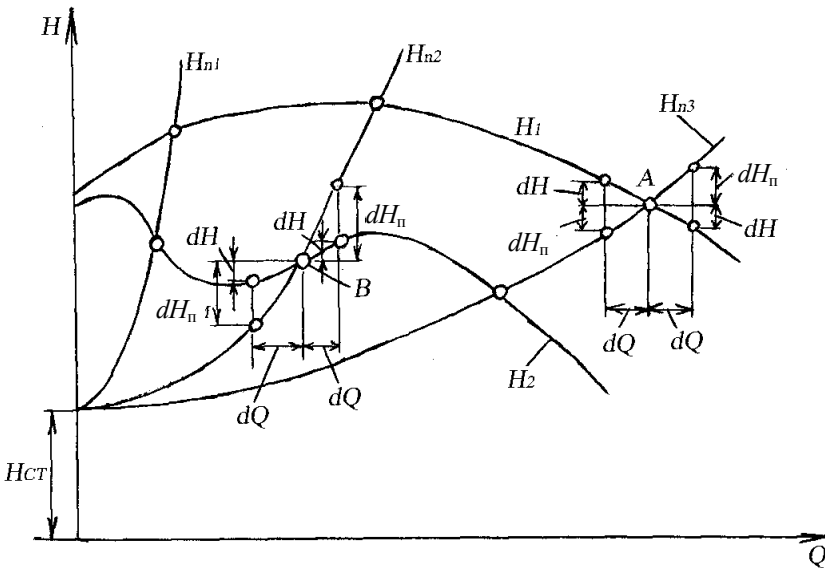


Рис. 3.51. До пояснення стійкості роботи нагнітача

В точці A при збільшенні подачі dQ має знак плюс, dH_{Π} — також плюс, dH — мінус, значить, $(dH_{\Pi}/dQ) > (-dH/dQ)$, умова виконується.

При зменшенні подачі dQ буде з мінусом, dH — з плюсом, dH_{Π} — з мінусом, $(-dH_{\Pi}/-dQ) > (dH/-dQ)$, умова також виконується.

В точці B при збільшенні подачі всі параметри мають знак плюс, $dH_{\Pi} > dH$, тому і $(dH_{\Pi}/dQ) > (dH/dQ)$, умова стійкості роботи нагнітача виконується. При зменшенні подачі всі параметри мають знак мінус. Оскільки чисельно $dH_{\Pi} > dH$, то і $(-dH_{\Pi}/-dQ) > (-dH/-dQ)$. І в цьому випадку нагнітач також працює стійко.

На рис. 3.51 всі точки відповідають умові (3.36) стійкої роботи нагнітача. Це можливо тоді, коли характеристика мережі H_{Π} при зростанні подачі перетинає характеристику нагнітача знизу.

В деяких випадках режим роботи нагнітача змінюється без відновлення. Тобто його робота не буде стійкою. При цьому коливаються всі параметри роботи нагнітальної установки: подача, напір, потужність, виникають гідравлічні удари, шум, вібрація, що може призвести до руйнування обладнання. Це явище носить назву помпажа. Воно виникає у нагнітачів зі спадною лівою гілкою або сідлоподібною формою характеристики, коли статичний напір нагнітальної установки H_{CT} більший, ніж напір при нульовій подачі або в нижній точці западини при сідлоподібній характеристиці. В цьому випадку характеристика мережі при збільшенні подачі перетинає характеристику нагнітача зверху (рис. 3.52).

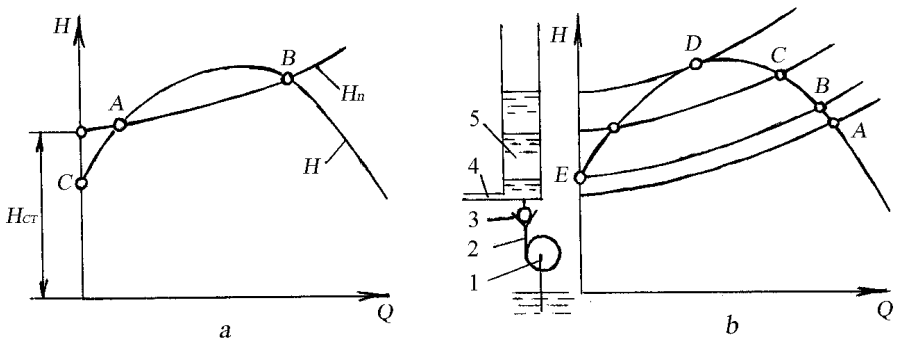


Рис. 3.52. До аналізу стійкості роботи нагнітача:

a – при постійному статичному напорі; b – при змінному статичному напорі

При постійному статичному напорі (рис. 3.52, a) в точці A саме такий вид перетину характеристик. При збільшенні подачі від Q_A

умова (3.36) має вигляд $(dH_{\Pi} / dQ) < (dH / dQ)$. Оскільки вона не виконується, режим, правіший від точки A , не буде стійким. При напорі насоса H , більшому від потрібного напору мережі H_{Π} , в рідині виявляється надлишок енергії, який іде на збільшення її кінетичної енергії. Тому швидкість рідини збільшуватиметься, доки подача не досягне точки B , в якій нагнітач буде працювати стійко. При зменшенні подачі від точки A умова (3.26) буде $(-dH_{\Pi} / -dQ) < (-dH / -dQ)$, тобто знову вона не виконується. Подача нагнітача зменшиться до нульового значення (точка C) при працюючому колесі.

Професор А. А. Казакевич, розробляючи теорію помпажа вентиляторів, отримав його математичну модель у вигляді диференційного рівняння:

$$L_a \frac{d^2 Q}{dt^2} + a \frac{dQ}{dt} + bQ = 0,$$

де $L_a = p_0 l_1 / S_1$, p_0 – густина повітря при стандартних умовах; l_1 і S_1 – довжина і площа поперечного перерізу всмоктувальної лінії;

$a = \frac{L_a}{kC_a} - k'$; $k = \frac{dH_{\Pi}}{dQ}$ – тангенс кута нахилу дотичної до ха-

рактеристики мережі; $k' = \frac{dH}{dQ}$ – тангенс кута нахилу дотичної до

характеристики вентилятора; $C_a = \frac{l_2 S_2}{\rho_0 c^2}$, l_2 і S_2 – довжина і площа

поперечного перерізу напірної лінії від вентилятора дошибера, c – швидкість звуку в повітрі; $b = \frac{k - k'}{kC_a}$.

Це рівняння аналогічне рівнянню коливальної маси L_a з коефіцієнтом тертя a і жорсткістю пружини b .

Першою умовою стійкості роботи вентилятора є нерівність

$$k' < k, \text{ або } \frac{dH}{dQ} < \frac{dH_{\Pi}}{dQ}.$$

Це нерівність (3.36). Вона виконується для точок A і B на рис. 3.51. Коли $k' < k$, тобто нерівність (3.36) не виконується, робота вентилятора нестійка (точка A на рис. 3.52, а).

Другою умовою стійкої роботи вентилятора є нерівність

$$k' < \frac{L_a}{kC_a} = \frac{\rho_0^2 c^2 l_1}{kS_1 S_2 l_2}.$$

Як бачимо, стійкість роботи вентилятора зростає при збільшенні l_1 і зменшенні S_1 , S_2 , l_2 .

Розглянемо роботу нагнітача при змінному статичному напорі (рис. 3.52, б), наприклад, коли насос 1 подає воду трубою 2 зі зворотним клапаном 3 в резервуар 5 водонапірної вежі, з якого вода поступає до споживача трубою 4 .

На початку заповнення резервуара насос працює в робочій точці A . Коли витрата води через трубу 4 менша подачі насоса, рівень води в резервуарі збільшується, характеристика трубопроводу переміщується вгору, і робоча точка, минаючи положення B , C , нарешті сягає найвищої позиції D . При подальшій роботі насоса рівень води в резервуарі ще збільшиться, характеристика трубопроводу розташується вище характеристики насоса, і в результаті того, що потрібний напір для трубопроводу буде більший від напору насоса, відбудеться зрив подачі. Робоча точка різко перейде в положення E . Робоче колесо буде продовжувати обертатися, а насос – створювати напір H_E , але не буде подавати воду. Під дією висоти в резервуарі, яка вище, ніж напір насоса, зворотний клапан закриється, і вода буде виходити трубою 4 . Коли рівень в резервуарі досягне точки E , подача насоса різко зросте до Q_B і описане явище буде повторюватися.

Такий самий процес відбувається і при роботі вентилятора на мережу, характеристика якої перетинає характеристики вентилятора в двох або трьох точках.

Для забезпечення стійкості роботи нагнітача і попередження помпажа необхідно використовувати насоси і вентилятори з безперервно падаючою (стабільною) характеристикою. При використанні нагнітачів з іншими формами характеристик бажано, щоб напір нагнітача в критичній точці (при нульовій подачі або нижній точці запади-

ни при сідлоподібній характеристиці) був більшим від статичного напору мережі. Використовується також антипомпажний пристрій, за допомогою якого обмежується напір нагнітача шляхом перепуску рідини або газу з напірної у всмоктувальну лінію при досягненні межі, за якою починається помпаж.

3.7. Кавітація та висота всмоктування насоса

В рідині за будь-яких умов знаходиться пара, яка насичує рідину. Тиск p_s цієї пари називається тиском насиченої пари або тиском пароутворення. Якщо тиск рідини зменшується до тиску насиченої пари, починається інтенсивне утворення пухирців пари, виникає двофазна система рідина + пара, і тому суцільність рідини порушується. Коли при просуванні рідини по гідравлічній системі тиск підвищується, парові бульбашки раптово стискаються, зникають. Це супроводжується місцевим миттєвим зростанням тиску до тисяч мегапаскаль. Описане явище дістало назву кавітація. Отже, під терміном “кавітація” розуміють виникнення пухирців пари в рухомій рідині при зменшенні тиску і зникання цих пухирців в зоні рідини, де тиск підвищується.

Місцеве значне збільшення тиску при раптовому захопленні пухирців пари приводить до висмикування найменших частинок матеріалу робочого колеса. Цей механічний процес руйнування називається ерозією. Він є найнебезпечнішим наслідком кавітації, яка приводить також до шуму, тріскоту, ударів, вібрацій та руйнування обладнання. Кавітація супроводжується зниженням параметрів роботи насоса: подачі, напору, ККД, потужності тощо.

В лопатевому насосі кавітація виникає на лопаті робочого колеса поблизу її вхідної кромки, де тиск найменший. В цьому ж місці відбувається і ерозійне руйнування.

Для визначення тиску на вході в насос запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів – 1-1 (вільна поверхня рідини в живильному резервуарі) і 2-2 (вхідний патрубок насоса, де встановлений вакуумметр) (див. рис. 3.12):

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_s + \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h,$$

де p_1 – тиск на вільній поверхні рідини в живильному резервуарі, H_e – висота всмоктування, тобто відстань по вертикалі від вільної поверхні рідини до осі насоса, p_e і v_e – абсолютний тиск і швидкість рідини у вхідному патрубку насоса, Σh – втрати напору у всмоктувальній лінії.

З цього рівняння

$$\frac{p_e}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - H_e - \frac{v_e^2}{2g} - \Sigma h. \quad (3.37)$$

Як видно, зниження тиску в насосі може бути викликане збільшенням: висоти всмоктування, швидкості рідини у вхідному патрубку, втрат напору у всмоктувальному трубопроводі. Окрім того, при підвищенні температури рідини тиск насиченої пари збільшується (табл. 3.12). До зменшення тиску в насосі приводить також зменшення атмосферного тиску, пов'язане з підвищенням геодезичної висоти місцевості, де знаходиться насосна установка (табл. 3.13). Всі ці обставини зумовлюють виникнення кавітації.

Таблиця 3.12.

Тиск насиченої пари деяких рідин

Рідина	Тиск насиченої пари p_s , кПа, при температурі, $^{\circ}\text{C}$					
	0	20	40	60	80	100
Вода	0,6	2,4	7,5	20,2	48,2	103
Бензин	---	16,3	33,2	55,8	103	---
Гас	---	3,3	5,8	7,5	12,1	20,3
Спирт	---	8	20	49,3	92	---
Нафта	---	7,8	13,7	37,2	85,3	---

Для подальших пояснень необхідно ввести ще одне поняття. Кавітаційним запасом називається надлишок повного напору рідини у вхідному патрубку насоса над напором, створеним тиском насиченої пари:

$$\Delta h = \frac{p_e}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{p_s}{\rho g}. \quad (3.38)$$

Атмосферний тиск на різних висотах

Висота над рівнем моря H_M , м	0	100	200	300	400	500	600
Атмосферний тиск, p_a , кПа	103	102	101	99	98	97	96
H_M , м	800	1000	1500	2000	3000	50000	
p_a , кПа	94	92	86	81	72	57	

Коли тиск рідини буде рівним тиску насиченої пари, виникне кавітація. Кавітаційний запас $\Delta h_{кр}$, при якому починається кавітація, називається критичним. Цей запас витрачається на швидкісний напір $v_g^2/2g$.

Критичний кавітаційний запас визначають під час кавітаційних випробовувань. На рис. 3.53 показана кавітаційна характеристика насоса, тобто залежність напору, потужності і ККД від кавітаційного запасу при сталій частоті обертання робочого колеса і подачі. Початку зменшення напору і ККД відповідає перший критичний кавітаційний запас $\Delta h_{кр1}$. Одночасно споживана потужність насоса збільшується. На початку кавітації на поверхні лопаті виникають невеличкі пухирці пари (рис. 3.54, а). При подальшому розвитку кавітації, коли $\Delta h_{кр1} < \Delta h < \Delta h_{кр2}$, на лопаті пухирці пари збільшуються, деякі з них з'єднуються в каверну, яка займає частину довжини лопаті (рис. 3.54, б). Другий критичний кавітаційний запас $\Delta h_{кр2}$ настає, коли каверна пари займає всю довжину лопаті. Тоді відбувається різкий зрив подачі, напору, ККД і потужності. Це вже стадія повністю розвинутої кавітації. Робота насоса на цій стадії супроводжується інтенсивною механічною ерозією, швидким руйнуванням робочого колеса і тому недопустима.

Робота насоса між першим і другим критичними кавітаційними запасами можлива на невеликий час.

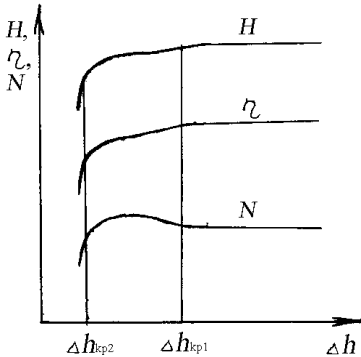


Рис. 3.53. Кавітаційна характеристика

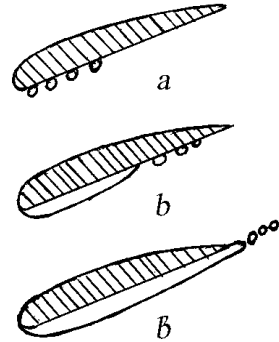


Рис. 3.54. Види кавітації

Щоб режим роботи насоса не опинився в зоні кавітації через можливу неточність врахування різних факторів в розрахунку, допускний кавітаційний запас повинен бути на 10...30% більший від критичного. Звичайно за такий запас приймають перший критичний. В деяких тихохідних відцентрових насосах перший критичний кавітаційний запас не відчувається. Тоді за критичний запас приймають другий і більше значення перевищування допускного запасу. Отже, допускний кавітаційний запас

$$\Delta h_o = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_{кр}. \quad (3.39)$$

На основі обробки чисельних дослідних даних С. С. Руднєв запропонував формулу для визначення критичного кавітаційного запасу:

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (3.40)$$

де C — кавітаційний коефіцієнт швидкохідності. $C = 600 \dots 700$ для насосів з поганими кавітаційними властивостями, для звичайних насосів $C = 800 \dots 1000$, для насосів з підвищеними кавітаційними властивостями C більше 1200.

У формулі (3.40) $\Delta h_{кр}$ має розмірність м, n — хв⁻¹, Q — м³/с.

Для насосів з двостороннім входом при визначенні $\Delta h_{кр}$ подачу треба брати в два рази меншу від подачі насоса. Тому і критичний кавітаційний запас буде меншим, ніж для насоса з одностороннім входом.

Одним з важливих параметрів насосної установки є висота всмоктування H_g (див. рис. 3.12). Її можна визначити з формул (3.37), (3.38), (3.39):

$$H_g = \frac{p_1 - p_s}{\rho g} - \Delta h_d - \Sigma h. \quad (3.41)$$

В насосних установках водо- та тепlopостачання і водовідведення тиск p_1 найчастіше дорівнює атмосферному.

Як видно з формули (3.41), зі зменшенням Δh_d висота всмоктування збільшується, тому доцільно приймати як можна менше значення допустимого кавітаційного запасу.

З рівняння (3.41) випливає, що з ростом тиску насиченої пари, який відбувається під впливом збільшення температури рідини, висота всмоктування зменшується. При температурі води, більшій, ніж $60 \dots 80^\circ\text{C}$, ця висота може стати від'ємною. Це означає, що для попередження кавітації насос треба встановлювати нижче від рівня рідини в резервуарі на певній висоті. Таке розташування насоса називається установкою під залив. Описані обставини мають місце в системах центрального водяного опалення.

Оскільки кавітація дуже шкідлива для насоса, заходи для її попередження можна встановити, проаналізувавши рівняння (3.37). Тиск p_g на вході в насос не повинен бути меншим за тиск p_s насиченої пари. Для цього доцільно зменшити: висоту всмоктування H_g , швидкість v_g рідини на вході в насос, втрати напору Σh у всмоктувальній лінії. Використання якомога більшого діаметра всмоктувальної лінії забезпечить найменші втрати напору і зменшить швидкість v_g . Необхідно також зменшувати критичний кавітаційний запас. Це можливо при використанні робочого колеса з підвищеними кавітаційними властивостями, у яких кавітаційний коефіцієнт швидкохідності має більші значення.

На рис. 3.55 показано робоче колесо відцентрового насоса з підвищеними кавітаційними властивостями за рахунок збільшення вхідного діаметра D_g та ширини b_1 лопаті.

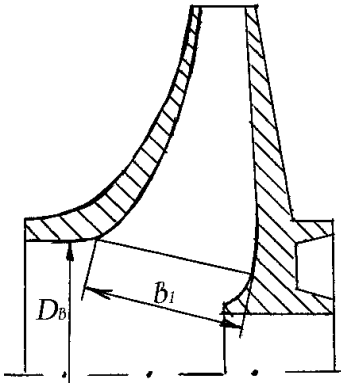


Рис. 3.55. Робоче колесо з підвищеними кавітаційними властивостями

Збільшення ширини лопаті має більший вплив, ніж вхідний діаметр, оскільки при цьому ККД зменшується дуже мало. У такого колеса коефіцієнт C доходить до 2300.

Дуже ефективна установка на вході насоса осьового колеса, яке підвищує тиск перед відцентровим колесом. Для покращення кавітаційних якостей самого осьового колеса збільшують його зовнішній діаметр і зменшують товщину вхідної кромки лопаті. Коефіцієнт C такого насоса доходить до 3000...5000.

Допускний кавітаційний запас введений в характеристику насоса в графічній та табличній формі (рис. 3.56, табл. 4.1, 4.3, 4.6). Такі характеристики наведені в каталогах та в документації, якими завод-виробник комплектує свої вироби – насоси.

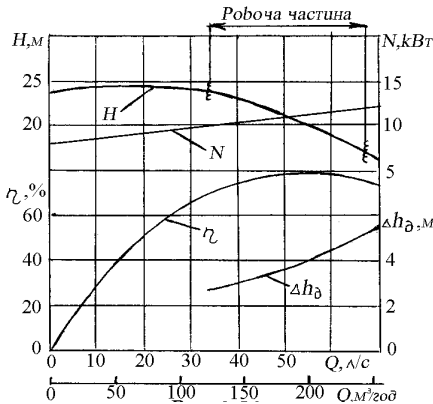


Рис. 3.56. Характеристика насоса К-150-125-250

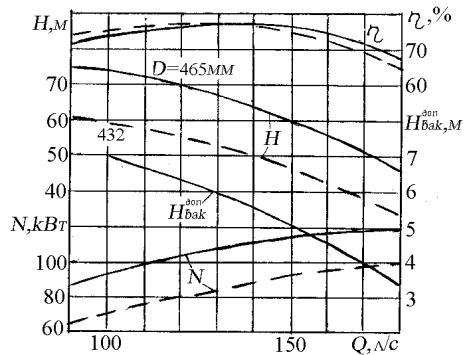


Рис. 3.57. Характеристика насоса Д-500-65

Під час проектування установки необхідно визначити і такий її

параметр, як кавітаційний запас:

$$\Delta h_{ny} = \frac{P_a - P_s}{\rho g} - (\pm z) - \Sigma h, \quad (3.42)$$

де z – висота від осі насоса до рівня рідини в приймальному резервуарі. Знак “плюс” використовується при розташуванні насоса вище рівня рідини, тоді z – висота всмоктування. Знак “мінус” вживається при установці насоса нижче рівня рідини, тоді z – підпір.

Для забезпечення безкавітаційної роботи повинна виконуватись нерівність:

$$\Delta h_o < \Delta h_{ny}. \quad (3.43)$$

Значення допускового кавітаційного запаса визначають з характеристики насоса.

Під час роботи насоса контролюють тиск на вході вакуумметром. Цьому тискові відповідає так звана вакуумметрична висота всмоктування $H_{vak} = \frac{P_a - P_e}{\rho g}$, яка є дуже важливим параметром

насоса. В деяких характеристиках насосів замість допускового кавітаційного запаса приведені значення допускової вакуумметричної висоти всмоктування H_{vak}^{don} (рис. 3.57).

Приклад 3.18. Визначити допуску висоту всмоктування відцентрового насоса, який при $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$ подає $Q = 47,2 \text{ л/с}$ води. Довжина всмоктувальної труби $l = 15 \text{ м}$; діаметр $d = 250 \text{ мм}$; шорсткість стінок труби $\Delta = 0,2 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 9$; температура води $t = 40^\circ \text{C}$; атмосферний тиск $p_a = 98100 \text{ Па}$; коефіцієнт $C = 1000$.

Розв’язання. Розраховуємо втрати напору за методикою, викладеною в додатку І. Для цього знаходимо число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu},$$

де ν – кінематична в’язкість, яку приймаємо за формулою Пуазейля:

$$\nu = \frac{\nu_o}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} \text{ м}^2/\text{с},$$

де $\nu_0 = 1,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Тоді

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot 40 + 0,000221 \cdot 40^2} = 0,663 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Підраховуємо:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 0,0472}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,663 \cdot 10^{-6}} = 362760.$$

Визначаємо гідравлічний коефіцієнт тертя:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{362760} + \frac{0,2}{250} \right)^{0,25} = 0,0195.$$

Втрати напору:

$$\Sigma h = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = \left(0,0195 \frac{15}{0,25} + 9 \right) \frac{8 \cdot 0,0472^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,25^4} = 0,48 \text{ м}.$$

Тиск насиченої пари води за $t = 40^\circ \text{C}$ знаходимо з табл. 3.12, $p_s = 7,5 \text{ кПа}$.

Критичний кавітаційний запас:

$$\Delta h_{kp} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} = 10 \left(\frac{1450 \sqrt{0,042}}{1000} \right)^{4/3} = 2,14 \text{ м}.$$

Прийнявши коефіцієнт запасу 1,3, маємо:

$$\Delta h_0 = 1,3 \cdot 2,14 = 2,78 \text{ м}.$$

Допускна висота всмоктування за формулою (3.41) буде

$$H_g = \frac{98100 - 7500}{992 \cdot 9,81} - 2,78 - 0,48 = 6,05 \text{ м}.$$

Приклад 3.19. Насос при $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ забирає з резервуара 15 л/с води при температурі 20°C всмоктувальним трубопроводом діаметром $d = 125 \text{ мм}$. Висота всмоктування $H_g = 5,9 \text{ м}$; довжина вер-

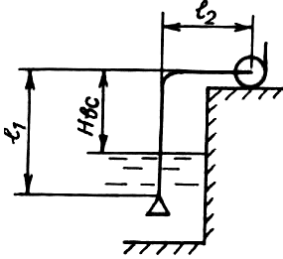


Рис. 3.58. До прикладу 3.19

тикальної ділянки всмоктувальної труби $l_1 = 7,5$ м. Визначити найбільшу допустиму відстань l_2 від колодязя до осі насоса (рис. 3.58). Шорсткість труб прийняти $\Delta = 0,2$ мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma\zeta = 5,3$; коефіцієнт $C = 1000$.

Розв'язання. Знаходимо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0,015}{3,14 \cdot 0,125 \cdot 10^{-6}} = 152866,$$

де кінематична в'язкість води при температурі $20^\circ C$ $\nu = 10^{-6}$ м²/с (табл. І.1).

Гідрравлічний коефіцієнт тертя:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{152866} + \frac{0,2}{125} \right)^{0,25} = 0,0234.$$

З рівняння (3.41) знайдемо втрати напору у всмоктувальній лінії:

$$\Sigma h = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - \Delta h_o - H_s.$$

Допускний кавітаційний запас з урахуванням 30%-го запасу дорівнює:

$$\Delta h_o = 1,3 \cdot 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} = 1,3 \cdot 10 \left(\frac{2900 \sqrt{0,015}}{1000} \right)^{4/3} = 3,27 \text{ м.}$$

Прийнявши $p_a = 98100$ Па і $p_s = 2400$ Па (табл. 3.12) підраховуємо втрати напору:

$$\Sigma h = \frac{98100 - 2400}{998 \cdot 9,81} - 3,27 - 5,9 = 0,65 \text{ м.}$$

Довжину труби l_2 визначимо з формули (1.7):

$$l_2 = \left(\frac{\Sigma h \pi^2 g d^4}{8 Q^2} - \Sigma \xi \right) \frac{d}{\lambda} - l_1 = \left(\frac{0,65 \cdot 3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,125^4}{8 \cdot 0,015^2} - 5,3 \right) \frac{0,125}{0,0234} - 7,5 = 16,6 \text{ м.}$$

Приклад 3.20. Компенсаційний бачок системи охолодження двигуна розміщений на 0,5 м нижче від осі насоса і сполучений з атмосферою. Знайти величину кавітаційного запасу і різницю між ним і допусчним кавітаційним запасом при температурі води 80°C , якщо коефіцієнт $C = 900$, $Q = 10$ л/с, $n = 3000$ хв⁻¹, атмосферний тиск відповідає 740 мм рт. ст. Вхідний трубопровід має діаметр 60 мм і сумарний коефіцієнт опору $\Sigma \zeta = 1,2$.

Розв'язання. Кавітаційний запас насосної установки визначимо за формулою (3.42), а допусчний кавітаційний запас з врахуванням коефіцієнта запасу 1,3 – за формулою (3.40). Визначимо атмосферний тиск:

$$p_a = \rho_p g h_p = 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,74 = 98728 \text{ Па.}$$

З табл. 3.12 знайдемо тиск насиченої пари води при температурі 80°C $p_s = 48,2$ кПа. Густина води при 80°C $\rho = 972$ кг/м³. Втрати напору у вхідному трубопроводі знайдемо за формулою (1.7):

$$\Sigma h = \Sigma \zeta \frac{8 Q^2}{\pi^2 g d^4} = 1,2 \frac{8 \cdot 0,01^2}{3,14^2 \cdot 0,06^4 \cdot 9,81} = 0,77 \text{ м.}$$

Кавітаційний запас насосної установки:

$$\Delta h_{ny} = \frac{p_a - p_s}{\rho g} - H_g - \Sigma h = \frac{98728 - 48200}{972 \cdot 9,81} - 0,5 - 0,77 = 4,03 \text{ м.}$$

Допускний кавітаційний запас:

$$\Delta h_o = 1,3 \cdot 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} = 13 \left(\frac{3000 \sqrt{0,01}}{900} \right)^{4/3} = 3,0 \text{ м.}$$

Різниця між запасами $4,03 - 3,0 = 1,03$ м.

3.1. Визначити подачу та напір насоса, характеристика якого показана на рис. 3.59, при перекачуванні води в резервуар, встановлений на висоті $H_r = 20$ м, трубопроводом діаметром $d = 400$ мм, довжиною $l = 150$ м з засувкою. Коефіцієнти: гідравлічного тертя в трубах $\lambda = 0,025$, місцевого опору в засувці $\zeta_s = 12$.

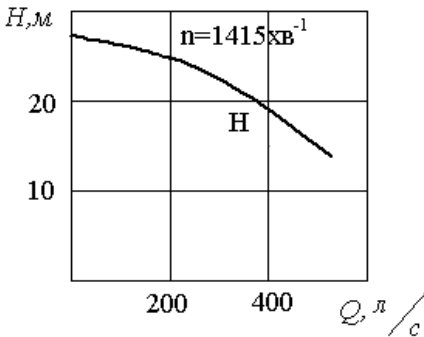


Рис. 3.59. До задачі 3.1

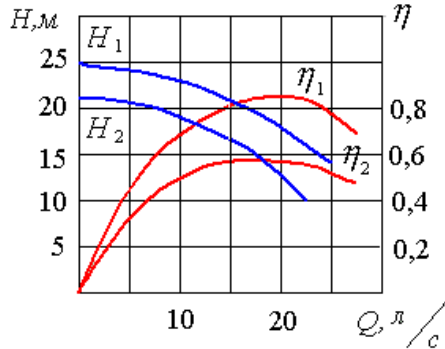


Рис. 3.60. До задачі 3.2

3.2. Для збільшення подачі води в мережу паралельно включені два відцентрові насоси з характеристиками, наведеними на рис. 3.60. Визначити подачу кожного насоса та споживану ними потужність, якщо мережа, на яку вони працюють, забезпечує піднімання води на висоту $H_r = 14$ м трубами довжиною $l = 200$ м і діаметром $d = 150$ мм. Коефіцієнти: $\lambda = 0,027$, $\Sigma \zeta = 3$.

3.3. Відцентровий насос з характеристикою, зображеною на рис. 3.61, піднімає воду на висоту $H_r = 15$ м трубами, з'єднаними по-слідовно, довжиною $l = 25$ м, $l_2 = 1400$ м і діаметрами $d_1 = 350$ мм, $d_2 = 300$ мм. Коефіцієнти опору вентиля $\zeta_v = 3$. Визначити потужність, споживану насосом, якщо $\lambda_1 = 0,021$, $\lambda_2 = 0,025$.

3.4. Осьовий насос має характеристику, зображену на рис. 3.62. Він перекачує воду трубопроводом діаметром $d = 150$ мм і довжиною $l = 850$ м, піднімаючи її на висоту $H_r = 3$ м. Визначити подачу і споживану насосом потужність, якщо коефіцієнт гідравлічного тертя $\lambda = 0,025$. На трубопроводі встановлена одна засувка ($\zeta_z = 6$) і п'ять поворотів на 90° ($\zeta_n = 1,5$).

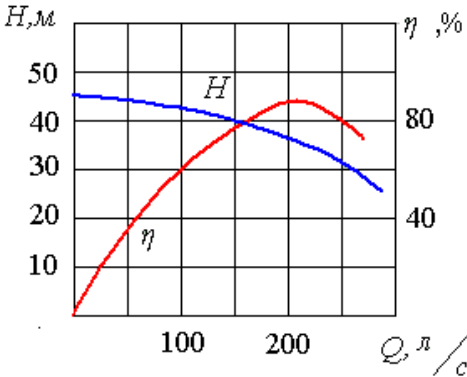


Рис. 3.61. До задачі 3.3

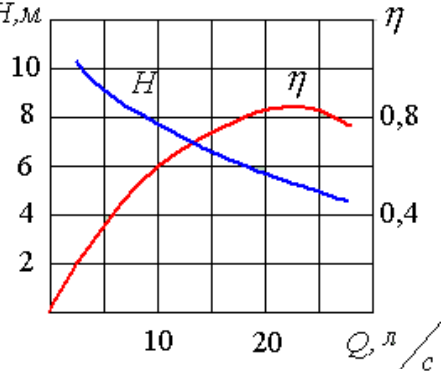


Рис. 3.62. До задачі 3.4

3.5. При випробуванні відцентрового насоса отримані робочі параметри, наведені в табл. 3.14. Визначити подачу і споживану потужність насоса, якщо він підключений до трубопроводу довжиною $l = 600$ м і діаметром $d = 350$ мм, геометрична висота нагнітання $H_r = 18$ м. Коефіцієнт $\lambda = 0,025$, а еквівалентна довжина всіх місцевих опорів $l_{екв} = 150$ м.

Таблиця 3.14.

$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0	0,02	0,045	0,071	0,098	0,14	0,17	0,21	0,235	0,25
$H, \text{м}$	33,0	33,2	33,2	33,0	32,1	30,5	29,6	27,9	26,0	24,7
$\eta, \%$	0	23,5	42,5	61,7	74,0	81,0	82,9	80,0	70,3	60,0

3.6. Для вентиляції приміщення встановлений осьовий вентилятор,

характеристика якого показана на рис. 3.63. Характеристика мережі $p_n = 5,0 \cdot Q^2$, Па (Q в $\text{м}^3/\text{с}$). Визначити потужність двигуна для вентилятора.

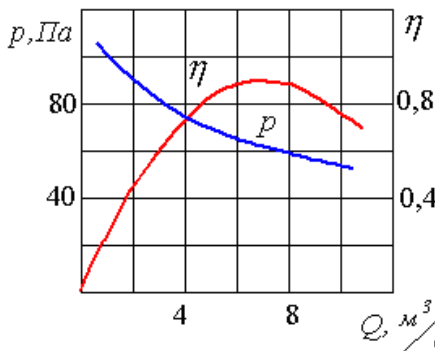


Рис. 3.63. До задачі 3.6

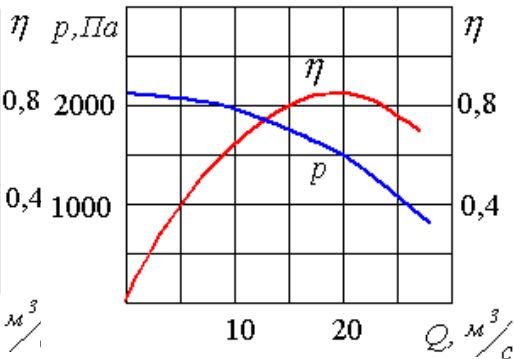


Рис. 3.64. До задачі 3.7

3.7. Димотяг відсмоктує димові гази в димар з корисним перепадом тиску $p_k = 250$ Па газоходом, характеристика якого $p_n = 5,0 \cdot Q^2$, Па (Q в $\text{м}^3/\text{с}$). Визначити потужність димотяга, характеристика якого наведена на рис. 3.64.

3.8. Вентилятор, характеристика якого показана на рис. 3.65, подає в мережу повітря при $p_n = 3,25 \cdot 10^{-7} \cdot Q^2$, Па (Q в $\text{м}^3/\text{год}$). До потрібної

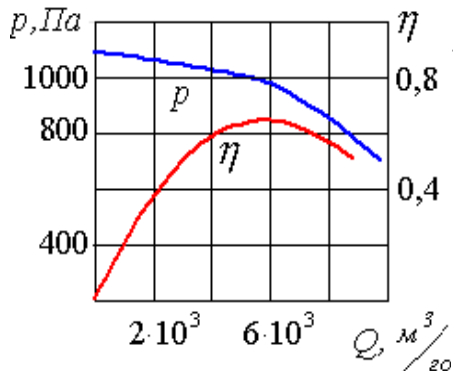


Рис. 3.65. До задачі 3.8

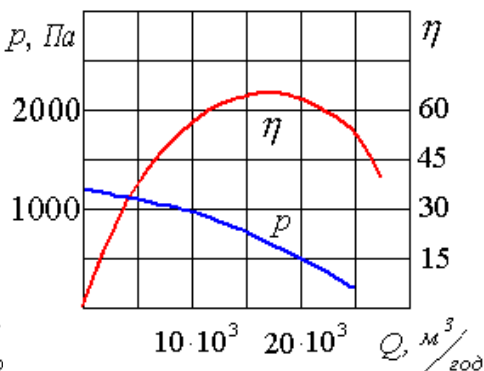


Рис. 3.66. До задачі 3.9

$Q = 50000 \text{ м}^3/\text{год}$ подача зменшується дроселюванням. Визначити споживані потужності вентилятора перед N_1 і після N_2 дроселювання.

3.9. Визначити потужність, споживану кожним з послідовно з'єднаних вентиляторів, які працюють на мережу з характеристикою $p_n = 6,7 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2$, Па (Q в $\text{м}^3/\text{год}$). Характеристики вентиляторів наведені на рис. 3.66.

3.10. Відцентровий насос відкачує воду з колодязя глибиною $H_1 = 6$ м в резервуар, розташований на висоті $H_2 = 12$ м трубопроводами: всмоктувальним ($l_1 = 8$ м, $d_1 = 100$ мм, $\zeta_1 = 6$, $\lambda_1 = 0,03$) і напірним ($l_2 = 16$ м, $d_2 = 75$ мм, $\zeta_2 = 10$, $\lambda_2 = 0,035$). Визначити потужність двигуна для насоса, характеристика якого наведена в табл. 3.15.

Таблиця 3.15.

Q , л/с	0	2	4	6	8	10	12	14	16
H , м	22,0	22,4	22,6	22,4	21,5	20,0	18,0	15,0	11,0
η , %	0	37	58	71	75	74	68	56	37

3.11. Радіальний вентилятор (рис. 3.67) подає в топку котла повітря, яке підігрівається в повітрянагрівачі від 15 до 80°C . Характеристика повітропроводу $p_n = 3 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2$, Па (Q в $\text{м}^3/\text{год}$). Визначити

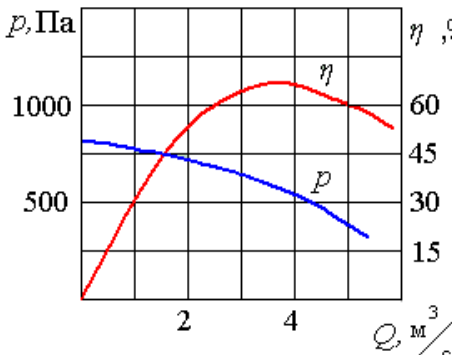


Рис. 3.67. До задачі 3.11

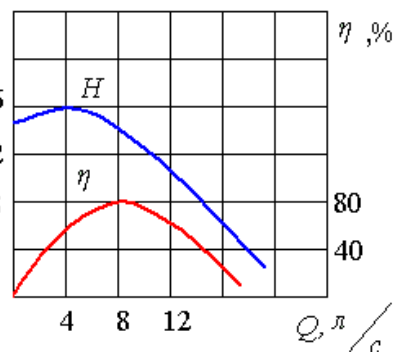


Рис. 3.68. До задачі 3.13

масову подачу та потужність вентилятора, якщо він встановлений перед повітрянагрівачем.

3.12. Розв'язати задачу 3.11 при умові встановлення вентилятора після нагрівача.

3.13. Відцентровий насос з заданою характеристикою (рис. 3.68) перекачує воду з резервуара з позначкою 5 м в резервуар з позначкою 16 м трубопроводами: всмоктувальним ($l_1 = 10$ м; $d_1 = 100$ мм; $\sum \zeta_1 = 2$; $\lambda_1 = 0,025$) і напірним ($l_2 = 30$ м; $d_2 = 75$ мм; $\sum \zeta_2 = 12$; $\lambda_2 = 0,027$). Визначити потужність насоса.

3.14. Відцентровий насос з характеристикою, наведеною на рис. 3.69, перекачує воду сифонним трубопроводом діаметром $d = 50$ мм і довжиною 76 м з резервуара A в резервуар B , розташований нижче резервуара A на $H_r = 8$ м. Приймавши гідравлічний коефіцієнт тертя $\lambda = 0,025$, визначити напір, подачу і ККД насоса.

3.15. Відцентровим насосом, характеристика якого задана на рис. 3.70, потрібно перекачати воду сифонним трубопроводом довжиною $l = 20$ м і діаметром $d = 40$ мм ($\lambda = 0,03$). Нагнітальний бак знаходиться на $a = 2$ м нижче від живильного бака. Визначити потужність двигуна для насоса.

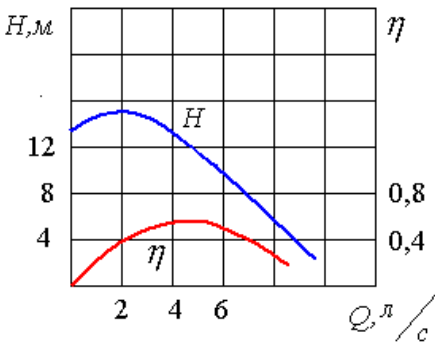


Рис. 3.69. До задачі 3.14

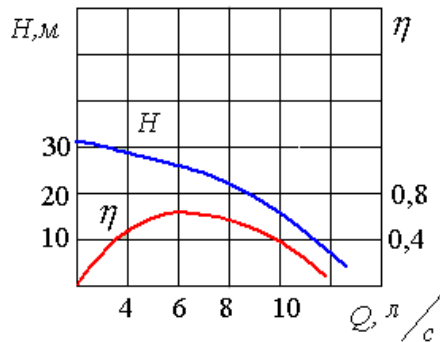


Рис. 3.70. До задачі 3.15

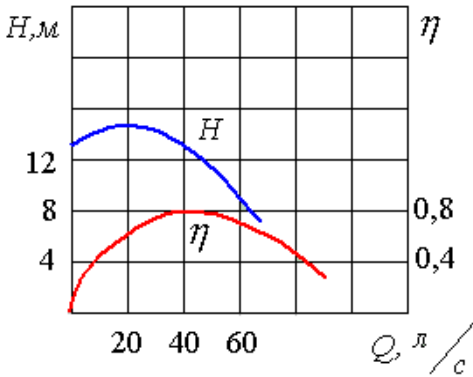


Рис. 3.71. До задачі 3.16

3.16. Відцентровий насос піднімає бензин ($\rho=750 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 0,007 \text{ см}^2/\text{с}$) на висоту $H_r = 6 \text{ м}$ трубами: всмоктувальною ($l_1=6 \text{ м}$, $d_1=200 \text{ мм}$, $\lambda_1=0,02$) і нагнітальною ($l_2=100 \text{ м}$, $d_2=150 \text{ мм}$, $\lambda_2=0,025$). Визначити потужність двигуна для насоса з характеристикою, показаною на рис. 3.71.

проміжну камеру великого об'єму і трубу довжиною $l = 2 \text{ м}$ з діаметром $d_1 = 200 \text{ мм}$ (рис. 3.72).

Коефіцієнти: тертя труби $\lambda=0,02$, опору сопла $\sum \zeta_c = 0,06$. Визначити тиск p в камері і подачу Q вентилятора. Характеристика вентилятора задана в табл. 3.16.

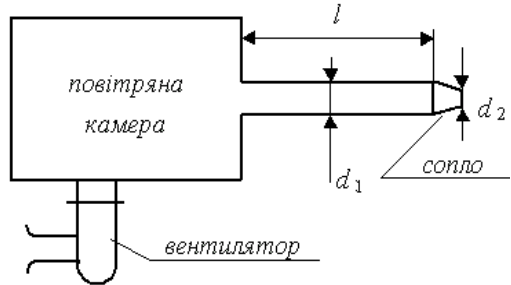


Рис. 3.72. До задачі 3.17

3.17. До сопла діаметром $d_2 = 175 \text{ мм}$ радіальним вентилятором подається повітря через

Таблиця 3.16.

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0	500	1000	1500	2000	2500
$H, \text{ м}$	50	47	42	35	26	18

3.18. Відцентровий насос, характеристика якого задана в табл. 3.17, подає гас на висоту $H_r = 5 \text{ м}$. Труби всмоктування і нагнітання мають розміри $l_1 = 6 \text{ м}$, $d_1 = 32 \text{ мм}$, $l_2 = 17 \text{ м}$, $d_2 = 25 \text{ мм}$, шорсткість $\Delta_e = 0,3 \text{ мм}$. Визначити потужність насоса. Кінематична в'язкість гасу $\nu = 0,02 \text{ см}^2/\text{с}$, густина $\rho = 780 \text{ кг/м}^3$.

Таблиця 3.17.

Q , л/с	0,0	0,3	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9
H , м	12,0	11,7	11,5	11,2	10,8	10,2	9,3	8,1	6,0	1,8
η , %	0	34	50	60	65	69	70	68	62	51

3.19. Відцентровий насос, характеристика якого задана табл. 3.18, перекачує воду з резервуара A в резервуар B , який знаходиться нижче від резервуара A на $\Delta H = 2$ м. Сталеві труби всмоктування і нагнітання мають розміри $l_1 = 3$ м, $d_1 = 70$ мм, $l_2 = 25$ м, $d_2 = 60$ мм, шорсткість $\Delta_e = 0,7$ мм. Температура води $t = 30^\circ\text{C}$. Визначити потужність двигуна для насоса.

Таблиця 3.18.

Q , л/с	0	1	2	3	4	5	6	7	8
H , м	13,0	14,0	14,3	14,0	13,1	11,8	10,0	7,5	4,0
η , %	0	27	40	50	58	62	60	51	35

3.20. Два однакових насоси, з'єднаних паралельно, подають воду у відкритий резервуар з колодязя на висоту $H_r = 60$ м трубопроводом діаметром $d = 200$ мм і довжиною $l = 210$ м з коефіцієнтами $\lambda = 0,03$ і $\xi = 30$. Визначити корисну потужність кожного насоса. Дані для побудови характеристики насоса наведені в табл. 3.19. $Q_0 = 0,10$ м³/с, $H_0 = 200$ м.

Таблиця 3.19.

Q	0	$0,2 Q_0$	$0,4 Q_0$	$0,6 Q_0$	$0,8 Q_0$	$1,0 Q_0$
H	$1,0 H_0$	$1,05 H_0$	$1,0 H_0$	$0,88 H_0$	$0,65 H_0$	$0,35 H_0$

3.21. Два однакових насоси, з'єднаних послідовно, подають воду у відкритий бак на висоту $H_r = 40$ м. Визначити корисну потужність кожного насоса, якщо коефіцієнт опору мережі $\xi_m = 1200$, а діаметр трубопроводу $d = 190$ мм. Дані для побудови характеристики насоса наведені в табл. 3.19. $Q_0 = 0,065$ м³/с, $H_0 = 130$ м.

3.22. Осьовий насос перекачує паливо в кількості $Q = 0,2$ м³/с з цистерни в резервуар, встановлений на 10 м нижче цистерни. Трубопровід має довжину $l = 8$ км, діаметр $d = 400$ мм, шорсткість $\Delta_e = 0,2$ мм.

Визначити напір H і корисну потужність N_k насоса. Прийняти густину палива $\rho = 840 \text{ кг/м}^3$ і кінематичну в'язкість $\nu = 0,8 \text{ см}^2/\text{с}$.

3.23. Визначити граничну допускну висоту всмоктування відцентрового насоса з урахуванням кавітації, якщо він подає воду при температурі $t = 40^\circ\text{C}$ в кількості $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$. Діаметр всмоктувальної труби $d = 150 \text{ мм}$, а її сумарний коефіцієнт опору $\Sigma\zeta = 9$. Барометричний тиск $p_{\text{бар}} = 100,1 \text{ кПа}$. Частота обертання колеса $n = 2280 \text{ хв}^{-1}$. Коефіцієнт $C = 800$.

3.24. Визначити потужність електродвигуна насоса при подачі води $Q = 40 \text{ м}^3/\text{год}$, геометричній висоті всмоктування $H_{\text{гв}} = 3,5 \text{ м}$ і нагнітання $H_{\text{гн}} = 19 \text{ м}$, втратах напору в лініях: всмоктувальній $h_{\text{вс}} = 2,7 \text{ м}$ та нагнітальній $h_{\text{наг}} = 4,2 \text{ м}$, ККД насоса $\eta = 0,72$.

3.25. Відцентровий насос відкачує воду з колодязя при висоті всмоктування $H_{\text{в}} = 6,8 \text{ м}$ всмоктувальним трубопроводом діаметром $d = 100 \text{ мм}$, довжиною $l = 35 \text{ м}$. Коефіцієнти $\lambda = 0,025$, $\Sigma\zeta = 5,5$. Температура води 10°C , допускний кавітаційний запас напору $\Delta h_o = 2 \text{ м}$. Визначити максимальну подачу насоса з точки зору попередження кавітації.

3.26. Відцентровий насос подає дизельне паливо з густиною $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ в кількості $Q = 60 \text{ л/с}$ з цистерни у відкритий бак по трубі діаметром $d = 200 \text{ мм}$ на геометричну висоту $H_r = 20 \text{ м}$. Визначити коефіцієнт швидкохідності n_s та ККД η , якщо споживана потужність насоса $N = 14,4 \text{ кВт}$, частота обертання робочого колеса $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, а сумарний коефіцієнт опору мережі $\zeta_M = \lambda l/d + \Sigma\zeta = 12$.

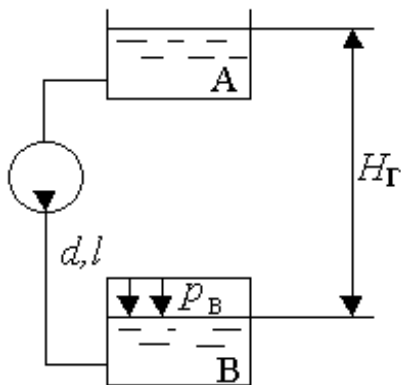


Рис. 3.73. До задачі 3.27

3.27. Воду перекачують насосом з відкритого бака А в резервуар В, розташований нижче бака А на висоті $H_r = 2 \text{ м}$ (рис. 3.73). В резервуарі В підтримується постійний надлиш-

ковий тиск $p_B = 80 \text{ кПа}$. Труба має діаметр $d = 150 \text{ мм}$ і довжину $l = 135 \text{ м}$. Визначити потужність насоса при подачі $Q = 36 \text{ л/с}$ і ККД $\eta = 0,7$. Прийняти сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 10$, еквівалентну шорсткість стінок труб $\Delta_e = 0,4 \text{ мм}$.

3.28. Визначити максимальну відстань l_r від колодязя до відцентрового насоса при частоті обертання насосного колеса $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$ (див. рис. 3.58). Насос подає $Q = 10 \text{ л/с}$ води при температурі 45°C . Діаметр всмоктувального сталевого трубопроводу $d = 75 \text{ мм}$. Коефіцієнт $C = 800$. Висота всмоктування насоса $H_b = 5,2 \text{ м}$, довжина вертикальної ділянки трубопроводу $l_b = 6,7 \text{ м}$, коефіцієнт $\lambda = 0,023$.

3.29. Висота всмоктування насоса $H_b = 2,77 \text{ м}$. Подача насоса $Q = 100 \text{ л/с}$ при температурі води $t = 20^\circ\text{C}$. Діаметр всмоктувальної труби $d = 260 \text{ мм}$, а довжина її $l = 15 \text{ м}$ (труба стара чавунна з шорсткістю $\Delta_e = 1,3 \text{ мм}$). Сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 11,4$. Визначити максимальну з точки зору недопущення кавітації частоту обертання колеса. Коефіцієнт $C = 1200$.

3.30. Визначити потужність N вентилятора, якщо він переміщує повітря з порошком при подачі $Q = 5000 \text{ м}^3/\text{год}$, втраті тиску в мережі $p_n = 1200 \text{ Па}$ і масовій концентрації суміші $\mu = 0,2$. ККД вентилятора $\eta = 0,71$.

3.31. Визначити ККД η_c і потужність N_c на валі вентилятора, призначеного для транспортування тирси, якщо для чистого повітря його подача $Q = 6300 \text{ м}^3/\text{год}$, тиск $p = 1700 \text{ Па}$, ККД $\eta = 0,7$. Масова концентрація суміші $\mu = 0,23$.

3.32. Димотяг призначений для подачі димових газів в кількості $24,2 \text{ м}^3/\text{с}$ і тискові 3800 Па . Концентрація золи у газі $\mu = 0,01$, дослідні коефіцієнти $k_p = 0,45$, $k_N = 1,7$; ККД $\eta = 0,69$. Визначити режимні параметри p_r , N_r , η_r при роботі димотяга на чистому газі. Густина димових газів $\rho = 0,92 \text{ кг/м}^3$.

3.33. Два вентилятори з'єднані паралельно. Характеристика кожного показана на рис. 3.65. Визначити потужність двигуна для кожного вентилятора, якщо вони перекачують повітря мережею з характеристикою $p_n = 0,053 \cdot Q^2$, Па (Q – тис. $\text{м}^3/\text{год}$).

4. КОНСТРУКЦІЇ ДИНАМІЧНИХ НАСОСІВ ТА ВЕНТИЛЯТОРІВ

4.1. Елементи насосів

4.1.1. Робочі колеса

Робоче колесо відцентрового насоса складається з втулки, лопатей і дисків. Залежно від кількості дисків робочі колеса можуть бути закритими (два диски), напіввідкритими (один диск) і відкритими (без дисків) (рис. 4.1). У відкритих та напіввідкритих колесах великі втрати від перетоків рідини, але вони простіші у виготовленні. Колеса

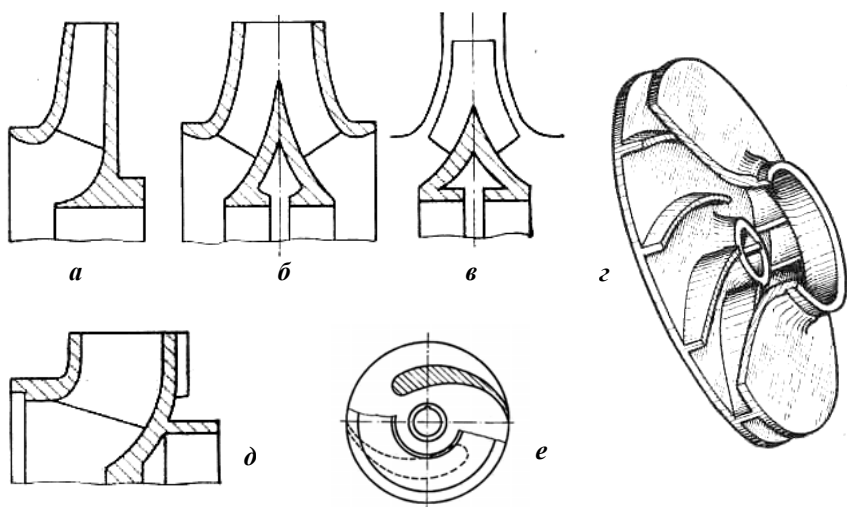


Рис. 4.1. Робочі колеса відцентрових насосів:

а, б, в, г – для чистих рідин; *д, е* – для забруднених рідин і стічних вод

бувають з одностороннім або двостороннім входом. В останньому випадку два колеса з'єднані. У відцентрових насосах використовуються так звані циліндричні лопаті, поверхня яких отримана переміщенням твірної лінії, паралельної до осі колеса.

Напівосьові колеса виконуються закритими або напівзакритими, з одностороннім і двостороннім входом (рис. 4.2). Поверхня їх лопатей

сферична, подвійної кривини.

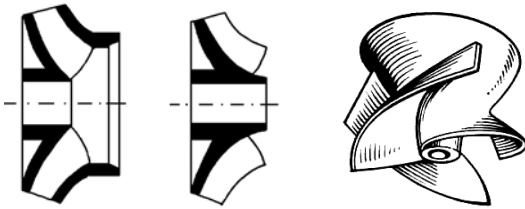


Рис. 4.2. Робочі колеса напівосьових насосів

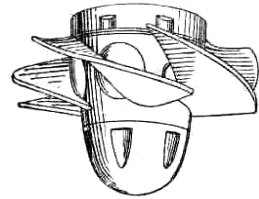


Рис. 4.3. Робоче колесо осьового насоса

Робоче колесо осьового насоса (рис. 4.3) завжди відкритого типу з трьома – шістьма лопатями гвинтової форми. У великих насосах лопаті мають можливість обертатися навколо осі, яка перпендикулярна осі насоса, за допомогою спеціального поворотного механізму. Завдяки цьому можна в широких межах регулювати подачу насоса, зберігаючи високий ККД.

Робочі колеса боковоканальних і відцентрово-боковоканальних насосів (рис. 4.4) бувають відкриті, напіввідкриті, комбіновані з радіальними лопатями.

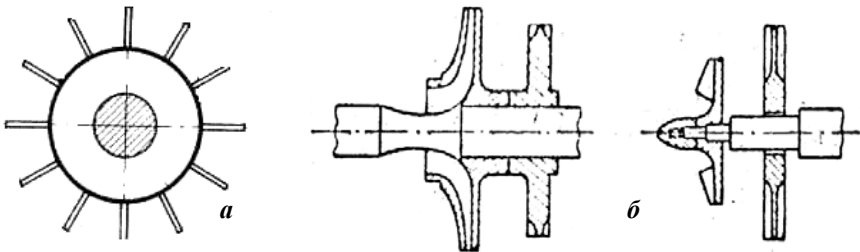


Рис. 4.4. Робочі колеса боковоканальних (а) та відцентрово-боковоканальних (б) насосів

У насосах загального призначення робочі колеса виготовляють з чавуну або нержавіючої сталі. Для перекачування рідин з абразивними частинками використовують марганцеву сталь, а для хімічно агресивних рідин – кремнистий чавун, бронзу, кераміку. При виготовленні робочих коліс також широко використовуються пластмаси.

4.1.2. Ущільнення

В різних порожнинах насоса утворюються різні за значеннями надлишкові тиски, а у всмоктувальному патрубку – розрідження (вакуум). Оскільки між рухомими і нерухомими частинами насоса існують зазори, через них може перетікати певна, хоча й невелика кількість рідини. Розрізняють такі види витіків: внутрішні перетіки через різницю тисків в сусідніх порожнинах; зовнішні витіки з насоса; проникнення повітря у всмоктувальний патрубок.

Для зменшення внутрішніх перетіків використовують ущільнювальні кільця, приклади яких наведені на рис. 4.5. За допомогою цих кілець між рухомими і нерухомими деталями насоса утворюють щілини прямої, ступінчастої або лабіринтної форми з мінімальними зазорами шириною 0,2...0,5 мм. Ці щілини створюють значні гідравлічні опори для витіків рідини. Кільця можуть зношуватись досить інтенсивно, особливо при наявності в рідині абразивних частинок. Тому вони виконуються змінними. Кільця виготовляють з термообробленої сталі, сірого чавуну, бронзи.

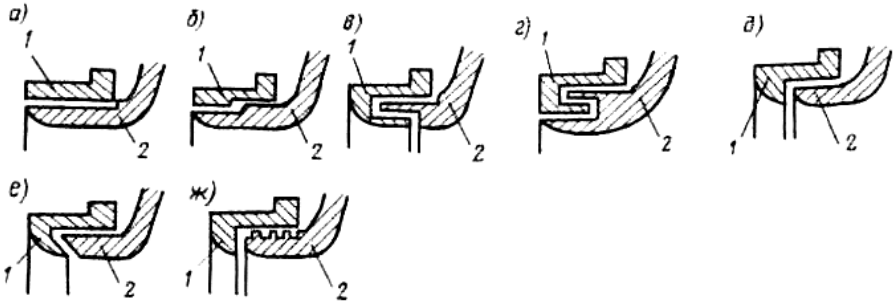


Рис. 4.5. Схеми ущільнень робочих коліс:

а – щілинне; *б* – двощілинне; *в, г* – лабіринтне; *д, е* – з "козирком";

ж – з гвинтовою канавкою

Для повного запобігання витіків рідини використовують сальники, динамічні та магніторідинні ущільнення.

Сальник (рис. 4.6, а) складається з еластичної набивки *1* і натискної втулки *2*. Набивка виготовляється з азбесту, бавовни або повсті і про-

сочується графітом, жировою антифрикційною сумішшю, тальком або суспензією фторопласту залежно від рідини, яку перекачує насос.

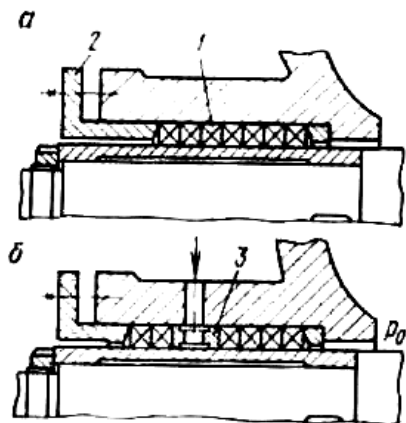


Рис. 4.6. Сальники насосів

Для збільшення герметичності сальника в ньому розміщують ґрунбкусу 3 (рис. 4.6, б). До неї підводиться рідина з напірної порожнини насоса або від стороннього джерела під більшим тиском, ніж тиск рідини, яку ізолюють (див. рис. 4.18; 4.20; 4.36).

В динамічному ущільненні є елемент, який є насосом. Він розташований на валі біля корпуса і при обертанні вала створює протитиск, який не

дозволяє рідині витікати через зазор. За допомогою динамічного ущільнення можна забезпечити повну герметичність. Недоліком його є те, що при зупиненому валі воно не працює, тобто через зазор буде витікати рідина.

Магніторідинне ущільнення (рис. 4.7) становить кільцеву камеру, утворену кільцями 1 і 3, кільцевим магнітом 2 і валом 4. Ця камера заповнена магнітною рідиною, тобто колоїдним розчином мілкодисперсних феромагнітних частинок (залізо, кобальт) в електропровідній рідині (вода, гас, мінеральна олива). Під дією магнітного поля, яке утворене постійним магнітом 2, магнітна рідина стає твердим тілом і надійно герметизує зазор між корпусом 5 і валом 4. В магніторідинному ущільненні нема тертя,

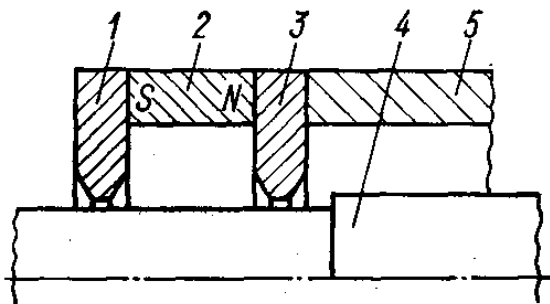


Рис. 4.7. Схема магніторідинного ущільнення

рідина не зношується. Воно використовується при будь-яких колових швидкостях і перепадах тисків.

4.1.3. Підшипники

В різних конструкціях насосів широко використовуються всі види підшипників ковзання і кочення.

В підшипниках ковзання найчастіше застосовують бабіти – антифрикційні легкоплавкі пластичні сплави на основі олова або свинцю з твердими включеннями (мідь, нікель та інші). Пластична основа (олово, свинець) забезпечує рівномірне притискання вала до вкладиша, а тверді включення служать опорою, яка сприймає навантаження.

В підшипниках ковзання використовуються також антифрикційні і графітізовані текстоліти, металокераміка, фторопласт.

Змащування підшипників виконується різними мінеральними оливами і мастилами з антикорозійними, антипінними та іншими присадками: турбінною, індустріальною, УС (солідолом), УТ (консталином), ЦИАТИМ – 203, АМС та ін. Підшипники деяких насосів змащуються рідиною, яка перекачується, наприклад, водою в заглибних насосах. В останньому випадку ця ж рідина і охолоджує підшипники. В деяких крупних насосах, підшипники яких змащують оливами або мастилами, для охолодження підшипників використовують воду, яку підводять спеціальним водопроводом (див. рис. 4.20; 4.40; 4.42; 4.43).

4.1.4. Корпуси

У корпусі насоса утворена камера, в якій розміщене робоче колесо і через яку проходить рідина під тиском. Для можливості монтажу робочих коліс в насосі корпус має роз'єм поперечний, по якому відділяється кільце з всмоктувальним патрубком (див. рис. 4.16; 4.36), або поздовжний (див. рис. 4.18; 4.42; 4.43). В секційних насосах корпус складається з декількох однакових основних і двох замикаючих секцій зі всмоктувальним і напірним патрубками (див. рис. 4.22; 4.30; 4.33).

Важливими частинами корпуса є підвід і відвід.

Підвід служить для створення рівномірного поля швидкостей перед входом рідини на лопаті робочого колеса.

Підводи виконуються осьовими (рис. 4.8, а, в) або боковими (рис. 4.8, б). Осьові підводи використовуються в консольних і вертикальних насосах (див. рис. 4.16; 4.20; 4.26; 4.36), а бокові – в насосах з

двостороннім входом, (див. рис. 4.18; 4.42; 4.43) і в багатоступінчастих насосах (див. рис. 4.22) і компресорах (див. рис. 7.6, переріз Б–Б).

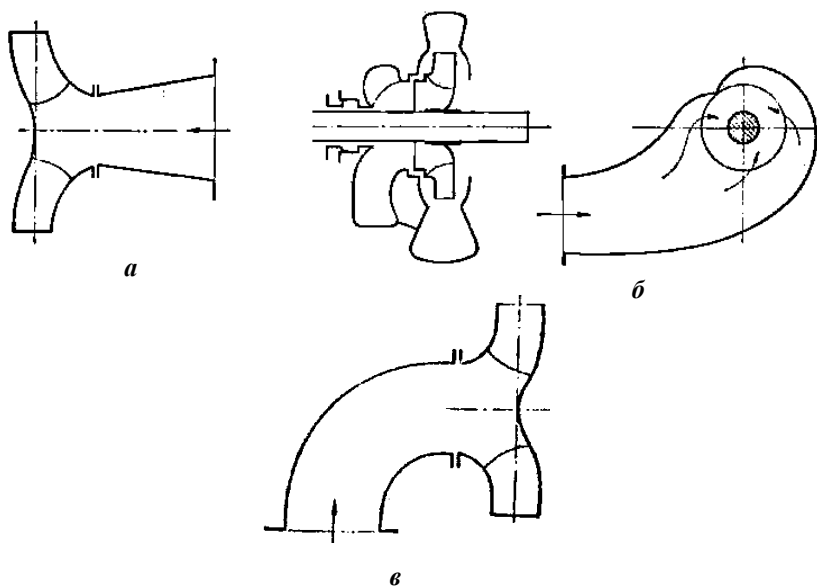


Рис. 4.8. Схеми підводів насосів:

a – конфузорний; *б* – спіральний; *в* – у вигляді коліна

Відвід служить для збирання рідини, яка виходить з робочого колеса, перетворення кінетичної енергії (швидкісного напору) в потенційну (тиск) і підводу рідини до наступного ступеня або відводу її в напірний трубопровід. Відводи бувають спіральні, кільцеві та лопатеві (рис. 4.9).

Спіральний відвід є каналом, в якому площа поперечного перерізу безперервно збільшується і до якого приєднаний дифузор. Спіральні відводи використовуються в одноступінчастих і в деяких конструкціях багатоступінчастих насосів.

Канал кільцевого відводу має незмінну площу поперечного перерізу. Такі відводи використовуються переважно в насосах, які переміщують забруднені рідини (див. рис. 4.36).

Лопатевий відвід становить нерухому колову ґратку, розташовану навколо робочого колеса. Він складається з декількох каналів, утво-

рених нерухомими лопатями (рис. 4.9, в, 7.6, переріз А–А). Такі відводи використовуються в основному в багатоступінчастих насосах, вентиляторах, компресорах.

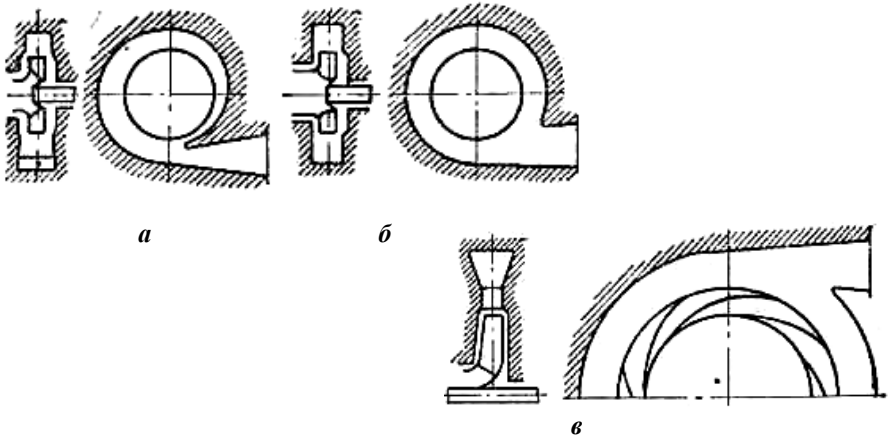


Рис. 4.9. Схеми відводів насосів:
а – спіральний; б – кільцевий; в – лопатевий

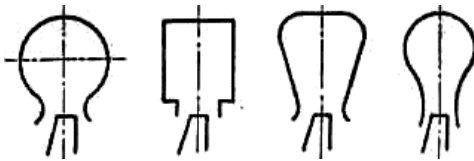


Рис. 4.10. Форми поперечних перерізів відводів

Форма поперечного перерізу відводу може бути кругла, прямокутна, трапецієвидна, грушовидна (рис. 4.10).

Після відводу рідина поступає в дифузор, в якому завдяки збільшенню площі поперечного перерізу швидкісний напір рідини перетворюється в тиск.

4.2. Осьові та радіальні сили у відцентрових насосах

При русі рідини через відцентровий насос на його робоче колесо діють осьові та радіальні сили.

Осьова сила є сумою статичної та динамічної сил.

На рис. 4.11 показані епюри тисків на робоче колесо одностороннього входу. Оскільки на виході з колеса тиск p_2 більший, ніж тиск p_1 на вході, частина рідини перетікає із зони виходу на вхід зазором між колесом, що обертається, і нерухомим корпусом. Тиск p_2 також передається цими каналами. В першому наближенні можна вважати, що на площу $S_1 = \pi R_1^2$ колеса з боку входу діє тиск p_1 , з протилежного боку – тиск p_2 . Внаслідок цього виникає статична осьова сила T_c , спрямована в бік входу

$$T_c = \pi(R_1^2 - R_B^2)(p_2 - p_1) \quad (4.1)$$

де R_1 – радіус входу в робоче колесо, R_B – радіус вала.

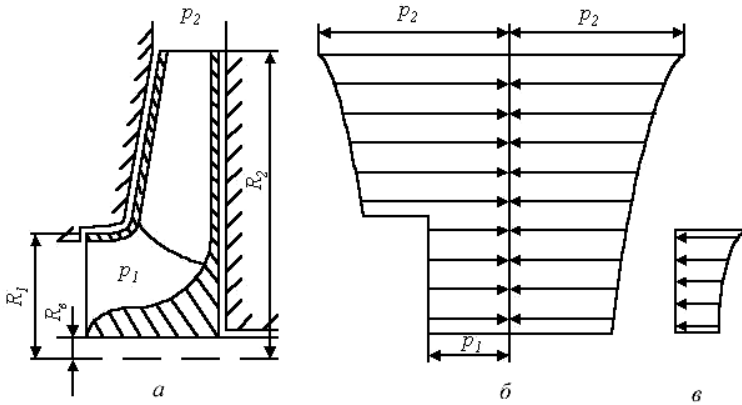


Рис. 4.11. Епюри тисків на відцентрове колесо

В дійсності при обертанні рідини разом з робочим колесом під дією відцентрових сил тиск в зазорах зменшується вздовж радіуса за параболічним законом. Як видно з рис. 4.11, в зоні від R_2 до R_1 тиски зліва і справа однакові і взаємно зрівноважуються. В зоні від R_1 до R_B епюра результуючого тиску показана на рис. 4.11, в. З врахуванням обертання рідини осьова сила

$$T_c = \pi(R_1^2 - R_B^2)(p_2 - p_1) - \pi\rho\omega^2(R_1^2 - R_B^2)[R_2^2 - 0,5(R_1^2 + R_B^2)]/8, \quad (4.2)$$

де ω – кутова швидкість обертання колеса.

Потік рідини входить в колесо паралельно осі зі швидкістю v_0 . Далі напрям потоку змінюється. Рідина виходить з колеса перпендикулярно осі насоса. При зміні напрямку руху рідини на колесо діє динамічна

сила, спрямована від входу до заднього диску колеса:

$$T_{\text{дин}} = \rho Q v_o. \quad (4.3)$$

Отже, осьова сила $T_{\text{ос}}$, яка діє на робоче колесо відцентрового насоса, дорівнює алгебраїчній сумі сил T_c і $T_{\text{дин}}$:

$$T_{\text{ос}} = \pi (R_1^2 - R_B^2) (p_2 - p_1) - \pi \rho \omega^2 (R_1^2 - R_B^2) \left[R_2^2 - 0,5 (R_1^2 + R_B^2) \right] / 8 - \rho Q v_o. \quad (4.4)$$

Як видно, на значення осової сили впливають геометричні розміри колеса, кутова швидкість і подача. Зі зменшенням подачі осьова сила зростає завдяки як подачі, так і тиску, який при цьому збільшується.

Якщо відцентровий насос складається з декількох ступенів, з'єднаних послідовно, загальна осьова сила визначається як добуток сили за формулою (4.4) на кількість коліс.

Осьове зусилля може бути досить значним. Для його зрівноваження використовують декілька способів.

Встановлюють радіально-упорні підшипники. Цей спосіб добрий для невеликих осових зусиль.

Використовують робочі колеса з двостороннім входом (див. рис. 4.1, 4.18, 4.43), що є найбільш радикальним засобом, оскільки епюри тисків з обох боків колеса однакові, і осьові сили взаємно зрівноважуються. В деяких багатоступінчастих насосах робочі колеса встановлюють симетрично і взаємнопротилежно (опозитно) (рис. 4.12).

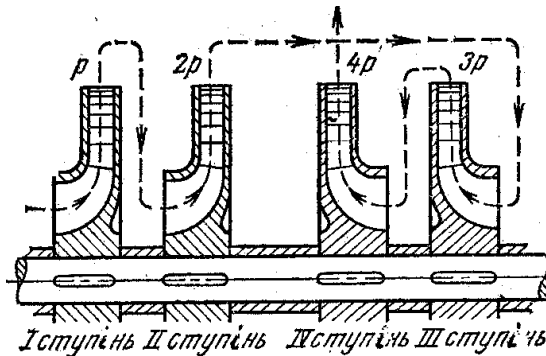


Рис. 4.12. Опозитне розташування робочих коліс в багатоступінчастих насосах

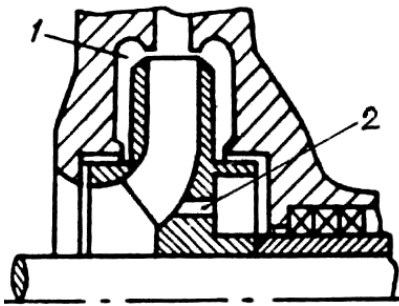


Рис. 4.13. Розвантаження колеса від осевої сили

l збільшиться і зсуне вал вправо.

В багатоступінчастих насосах використовують зрівноважувальний диск (гідрравлічну п'яту), встановлений жорстко на валі за останнім ступенем (рис. 4.14). Рідина під високим тиском поступає в проміжну камеру 1, і далі через торцевий зазор проходить в розвантажувальну камеру 2, з'єднану трубою із всмоктувальним патрубком насоса. Оскільки тиск в камері 1 більший, ніж в камері 2, на п'яту 3 діє розвантажувальне осеве зусилля. При збільшенні основного осевого зусилля вал зсунеться вліво, торцевий зазор зменшиться, тиск в камері 1 зросте. Під дією цього тиску розвантажувальна сила на п'яту збільшиться до величини основної сили.

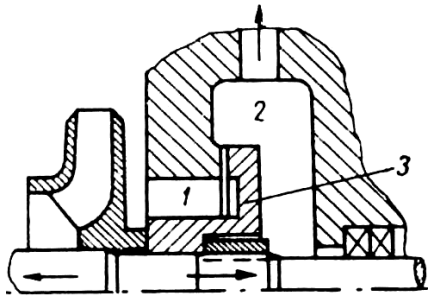


Рис. 4.14. Схема гідрравлічної п'яти

Отже, гідрравлічна п'ята є саморегулювальним пристроєм: торцевий зазор при осевих переміщеннях вала автоматично встановлюється таким, що основна та розвантажувальна осеві сили під час роботи насоса будуть однаковими. Недоліком гідрравлічної п'яти є додаткові витіки і тертя диску об рідину, що зменшує ККД насоса.

При русі рідини спіральним каналом міняється її швидкість. Тиск

вздовж каналу постійний лише при оптимальній подачі Q_0 . Якщо подача змінюється, швидкість і тиск в каналі також змінюються. Ці зміни тиску приводять до виникнення радіальної сили, яка впливає на працездатність підшипників.

Радіальна сила може бути підрахована за формулою:

$$F_p = k_p (1 - Q / Q_0) \rho g H D_2 b_2. \quad (4.5)$$

При орієнтовних розрахунках $k_p \sim 0,36$.

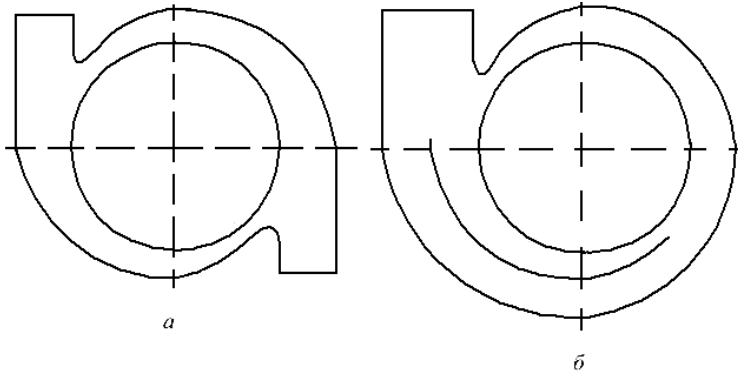


Рис. 4.15. Види спіральних каналів

Для зменшення радіальної сили доцільно використовувати два спіральних канали з двома напірними патрубками (рис. 4.15, а) або каналний напрямний апарат (рис. 4.15, б), який приводить по суті до двох спіральних каналів.

4.3. Відцентрові насоси загального призначення

В Україні і за кордоном випускається значна кількість різноманітних за конструкцією і призначенням насосів, вентиляторів, компресорів. В даному підручнику наведені лише короткі відомості про деякі з них, переважно про ті, які використовуються для водо- та теплопостачання, водовідведення, вентиляції і подачі газу. Наведені відомості не можуть бути використані для реального проектування. В разі необхідності проєктантам треба звернутися до найбільш достовірної та повної інформації – заводських каталогів.

Насос відцентровий консольний типу К – горизонтальний одно-

ступінчастий, з приводом від двигуна через пружну муфту, **типу КМ** – консольний моноблочний, тобто його корпус приєднаний до корпусу електродвигуна, а робоче колесо змонтовано на валі електродвигуна. Обидва насоси мають подібну конструкцію основних робочих частин та однакові характеристики. Ці насоси призначені для подачі води та інших неагресивних рідин з температурою до 85 °С.

Основні деталі насоса типу К (рис. 4.16): робоче колесо 1, напірний патрубок 2, гайка 3 кріплення колеса, вал 4, ущільнення 5 вала, корпус 6, підшипники 7, ущільнення 8 колеса.

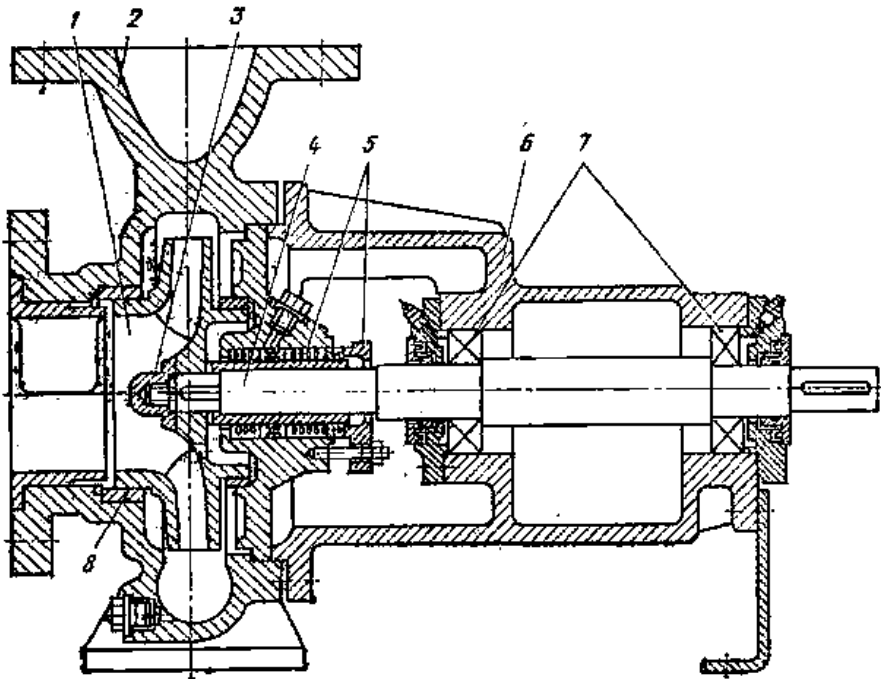


Рис. 4.16. Насос відцентровий консольний типу К

Підвід рідини – горизонтально вздовж осі насоса, відвід – вертикально уверх або горизонтально перпендикулярно осі насоса.

Маркування насоса – після літер К або КМ перше число означає діаметр всмоктувального патрубку, друге – напірного, третє – діаметр робочого колеса, всі розміри в міліметрах, наприклад К 80–50–200,

або КМ 65–50–160. До 1990 р. шифр насосів був інший. Числа після літер означали подачу в $\text{м}^3/\text{год}$ і через знак дробі – напір в м при максимальному ККД.

В наш час випускають 11 типорозмірів насосів, подача їх від 8 до 370 $\text{м}^3/\text{год}$, напір 12...90 м, ККД 45...83 %, потужність – 1,1...38 кВт. Характеристики насосів наведені в табл. 4.1, а зведений графік полів – на рис. 4.17.

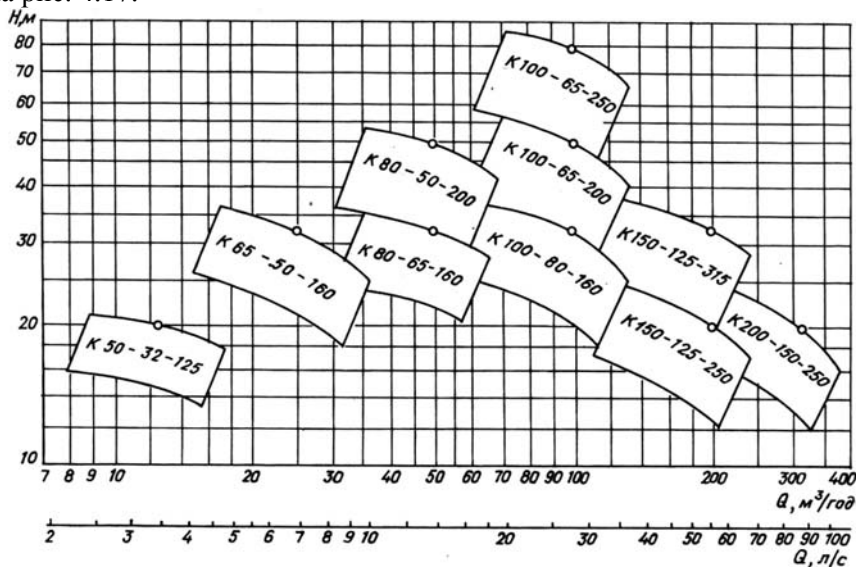


Рис. 4.17. Зведений графік полів насосів типу К і КМ

Насос відцентровий двостороннього входу типу Д – горизонтальний одноступінчастий зі спіральним підводом рідини до двостороннього робочого колеса (рис. 4.18). Всмоктувальний та напірний патрубки приєднані до нижньої половини корпусу при горизонтальному роз'ємі. Насос призначений для переміщення води, нафти, нафтопродуктів, інших хімічно неагресивних рідин з твердими включеннями не більше 0,5 % за масою з температурою до 85°C . Позначення насоса – літера Д – тип, перше число після літери – подача, $\text{м}^3/\text{год}$, друге число – напір, м при максимальному ККД. Випускаються 21 розмір насосів Д з подачею від 130 до 14300 $\text{м}^3/\text{год}$, напором від 17 до 135 м, потужністю від 24 до 1750 кВт, ККД 71...88 %. Основні параметри насосів наведені в табл. 4.2, а зведений графік полів – на рис. 4.19.

Характеристики відцентрових насосів типу К,КМ

Марка насоса	Подача,		Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %	Допускний кавітаційний запас напору, м	Частота обертання, хв ⁻¹ (с ⁻¹)
	м ³ /год	л/с					
К, КМ 50–32– 125	8,0	2,2	21	1,1	45	3,4	2900 (48,3)
	12,5	3,5	20	1,3	55	3,5	
	17,5	4,9	16	1,5	51	4,5	
К,КМ 65–50– 160	16,2	4,5	35	3,0	52,5	3,3	—//—
	25,0	7,0	32	3,4	64	3,8	
	35,0	9,7	24	3,8	61	6,0	
К 80–65– 160	36	10,0	34	5,2	62	3,9	—//—
	50	13,9	32	6,2	70	4,0	
	68	18,9	28	7,0	62	4,1	
К, КМ 80–50– 200	32	8,9	55	9,0	58	3,1	—//—
	50	13,9	50	10,5	65	3,5	
	68	18,9	41	12,0	63	4,8	
К, КМ 100–80– 160	70	19,4	36	10,0	70	3,1	—//—
	100	27,8	32	11,3	77	4,5	
	130	36,2	25	15,0	73	6,8	
К, КМ 100–65– 200	72	20,0	55	16	68	3,3	—//—
	100	27,8	50	19	72	4,5	
	130	36,0	39	21	65	6,3	
К 100– 65–250	72	20,0	86	25	63	4,0	—//—
	100	27,8	80	32	67	4,5	
	130	36,0	66	37	61	5,3	
К,КМ 150–125– 250	120	33,4	23	10	69	2,6	1450 (24,2)
	200	55,6	20	12	81	4,2	
	240	66,7	17	14	75	5,3	
К 150– 125–315	120	33,4	35	16	71	3,6	—//—
	200	55,6	32	23	76	4,0	
	240	66,7	29	26	74	4,4	
К 200– 150–250	222	62,3	22	18	75	3,8	—//—
	315	87,5	20	20	83	4,2	
	375	104	16	22	81	4,6	
К 200– 150–315	220	61,3	35	26	78	3,7	—//
	320	89,0	32	33	80	4,2	
	377	105	28	38	76	5,0	

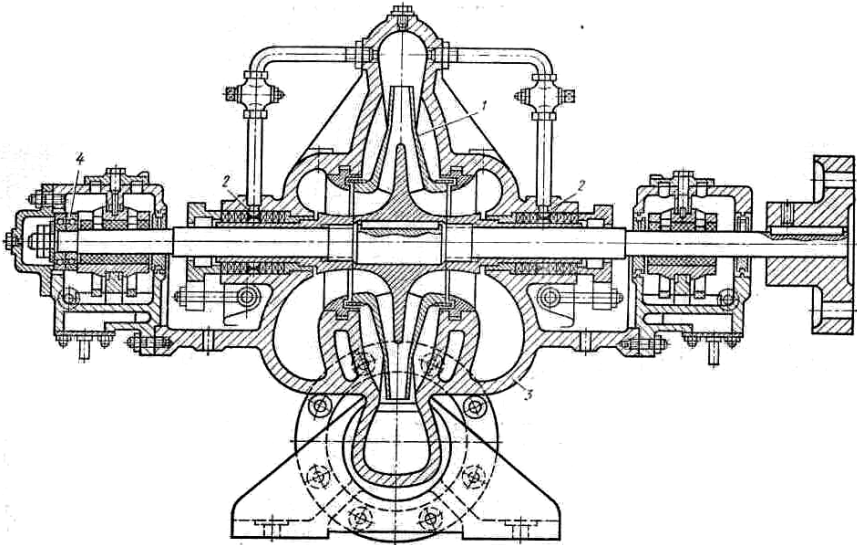


Рис. 4.18. Насос відцентровий з двостороннім входом типу Д:
1 – робоче колесо; 2 – ущільнення вала; 3 – корпус; 4 – підшипник

Таблиця 4.2.

Основні параметри насосів типу Д

Позначення насоса	Подача, $\text{м}^3/\text{год}$ (л/с)	Напір, м	Допускний кавітаційний запас, м.	ККД, %, не менше	Частота обертання, с^{-1} (хв $^{-1}$)	Маса, кг, не більше
1	2	3	4	5	6	7
Д200–90	200(55,6)	90	5,5	75	48,3(2900)	145
Д250–125	250(69,4)	125	6,0	73		165
Д315–50	315(87,5)	50	6,5	77		241
Д315–71		71		79		190
Д200–35,5	200(55,6)	35,5	5,5	74	24,2(1450)	270
Д500–63	500(139)	63	4,5	77		450
Д630–90	630(175)	90				524
Д630–125		125	5,5	71		797
Д800–56	800(222)	56	5,0	83		560
Д1250–63	1250(347)	63	6,0	86		800
Д1250–125		125	5,5	78		1515
Д1600–90	600(444)	90	7,0	85		1165

1	2	3	4	5	6	7
Д2000–21	2000(556)	21	5,0	88	16,3(980)	1565
Д2000–100	2500(694)	100	6,5	80		2480
Д2500–62	3200(900)	62	6,0	88		2870
Д3200–33	4000(1110)	33	6,5			2300
Д3200–75		75	7,0			4150
Д4000–95		95			4660	
Д5000–32	5000(1390)	32	8,0	88	12,2(730)	5000
Д6300–27	6300(1750)	27	7,5	86		4600
Д6300–80		80	6,5	88		8700
Д12500–25	12500(3470)	25	7,0	88	8(485)	15600

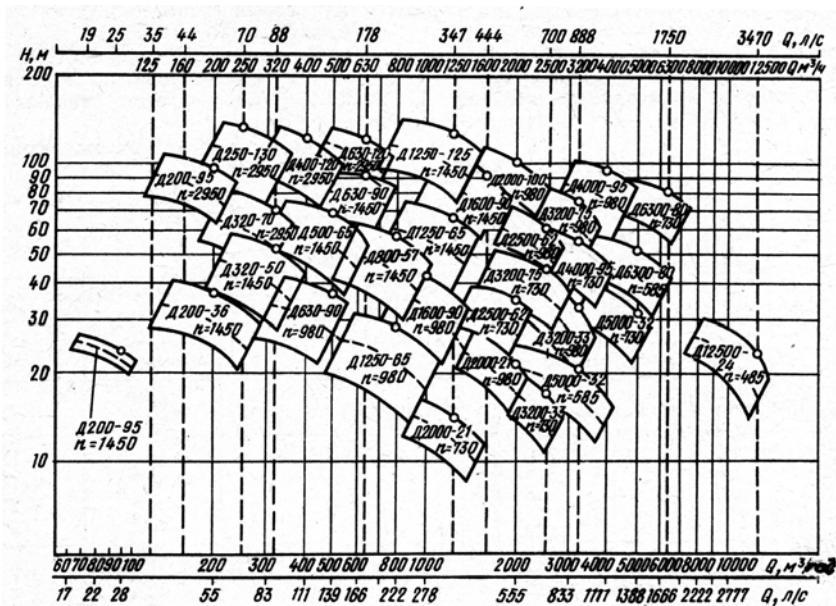


Рис. 4.19. Зведений графік полів насосів типу Д

Відцентровий вертикальний насос типу Вц – консольний одноступінчастий з осьовим входом рідини – призначений для подачі води і інших чистих рідин при температурі до 35°C (рис. 4.20). Двигун встановлюють на спеціальній опорі над насосом. До підшипників підводять чисту воду під напором на 7–10 м вищим за робочий і з витратою 0,5...1 л/с. Шифр насоса означає: літера В – вертикальний, ц – відцент-

ровий, число перед буквою – діаметр напірного патрубка в см, перше число після букви – подачу в $\text{м}^3/\text{с}$, друге число – напір в м. Основні параметри насосів типу Вц наведені в табл. 4.3, а зведений графік полів – на рис. 4.21.

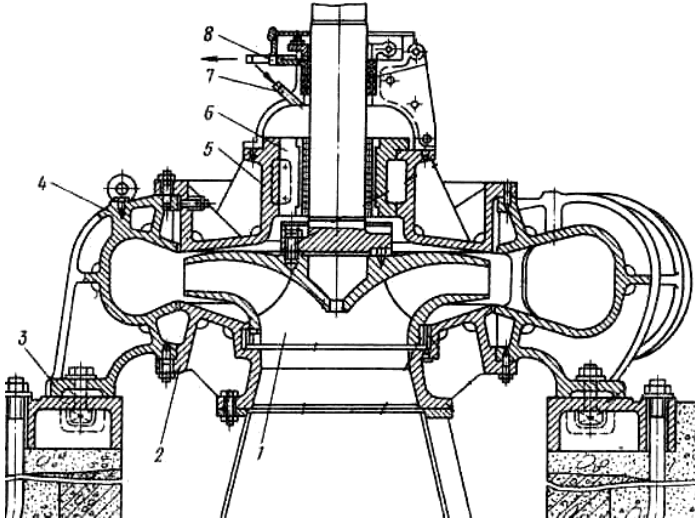


Рис. 4.20. Насос відцентровий вертикальний типу Вц:

1 – робоче колесо; 2 – нижня кришка; 3 – опорна лапа; 4 – корпус; 5 – верхня кришка; 6 – підшипник ковзання; 7 – підвід чистої води; 8 – відвід дренажної води

Таблиця 4.3.

Основні параметри насосів типу Вц

Позначення насоса	ККД, %	Допускний кавітаційний запас, м	Частота обертання, хв^{-1}	Потужність насоса, кВт
1	2	3	4	5
60 Вц–1,6/100	88	14	750	1900
80 Вц–2,5/100			600	2950
100 Вц– 4/100			500	4500
120 Вц–6,3/100			375	7500
160 Вц–10/100			300	11700
200 Вц–16/100			250	19000
240 Вц–25/100			214	30000

Продовження табл. 4.3.

1	2	3	4	5
60 Вц– 1,6/63	88	11,5	750	1250
80 Вц– 2,5/63			600	1950
100 Вц– 4/63			500	2900
120 Вц–6,3/63	89		375	5000
160 Вц–10/63		14,0	300	7900
200 Вц–16/63		12,5	250	12400
240 Вц–25/63			214	21800
60 Вц–1,6/40	87	12,5	750	750
80 Вц–2,5/40			600	1150
100 Вц– 4/40			500	1850
120 Вц–6,3/40			375	2300
160 Вц–10/40	88	13,5	300	4600
200 Вц–16/40	87		250	7500
240 Вц–25/40			214	11800

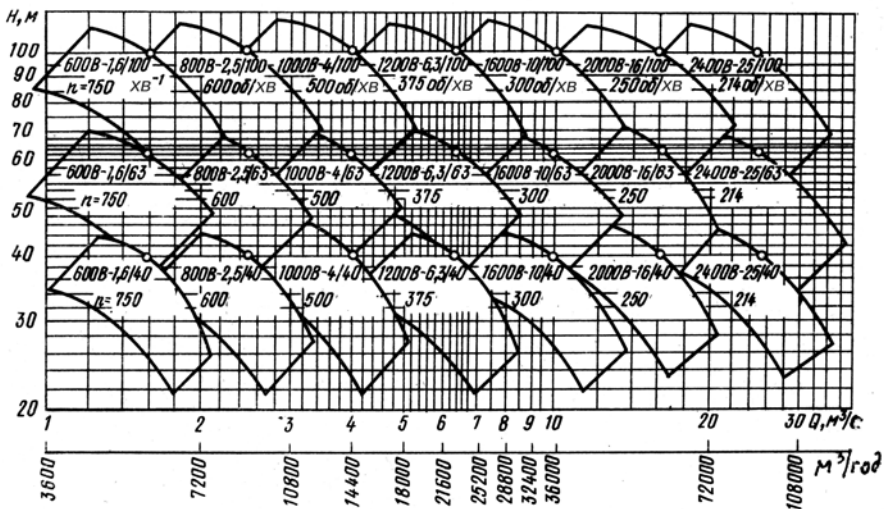


Рис. 4.21. Зведений графік полів насосів типу Вц

Насос відцентровий секційний типу ЦНС (ЦНСг) – горизонтальний, багатоступінчастий, з колесами одностороннього входу, з'єднаними послідовно (рис. 4.22). Завдяки наявності в насосі декількох однакових секцій можна змінювати їх кількість для отримання різного на-

пору при однаковій подачі. Рідина передається від одного робочого колеса до наступного лопатевим відводом і напрямним апаратом (див. рис. 7.6). На валі з багатьма робочими колесами виникає значне осьове зусилля, для розвантаження якого використана гідравлічна п'ята.

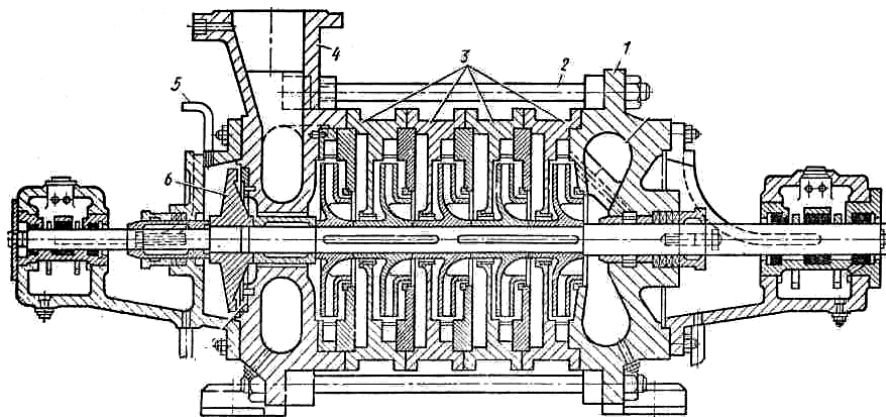


Рис. 4.22. Насос відцентровий секційний типу ЦНС:

1 – корпус виходу; 2 – шпилька; 3 – корпуси секцій; 4 – всмоктувальний патрубок; 5 – трубка відводу рідини; 6 – гідравлічна п'ята

Позначення насосів: ЦНС – відцентровий насос секційний, ЦНСг – те саме для гарячої рідини, перше число після літер – подача в $\text{м}^3/\text{год}$, друге число – напір в м. На рис. 4.23 наведений зведений графік характеристик насосів. ККД насосів зростає від 67 % при подачі $13 \text{ м}^3/\text{год}$ до 80 % при подачі $500 \text{ м}^3/\text{год}$.

Відцентрові насоси серії CR випускаються фірмою “Grundfos International” і призначені для подачі холодної і гарячої води з температурою до 120°C , малов'язких рідин без ерозійних або довговолонистих частинок. Схема насоса CR показана на рис. 4.24. Це багатоступінчастий насос з вертикальним валом. Двигун встановлений на корпусі насоса і не потребує фундаменту. Всмоктувальний та напірний патрубки розташовані горизонтально. На рис. 4.25 показані зведені характеристики насосів CR. ККД малих насосів 45...50 %, великих – до 73 %. Кожне з робочих коліс створює номінальний напір до

10 м, тому в залежності від кількості відцентрових коліс насоси створюють напори від 4 до 250 м.

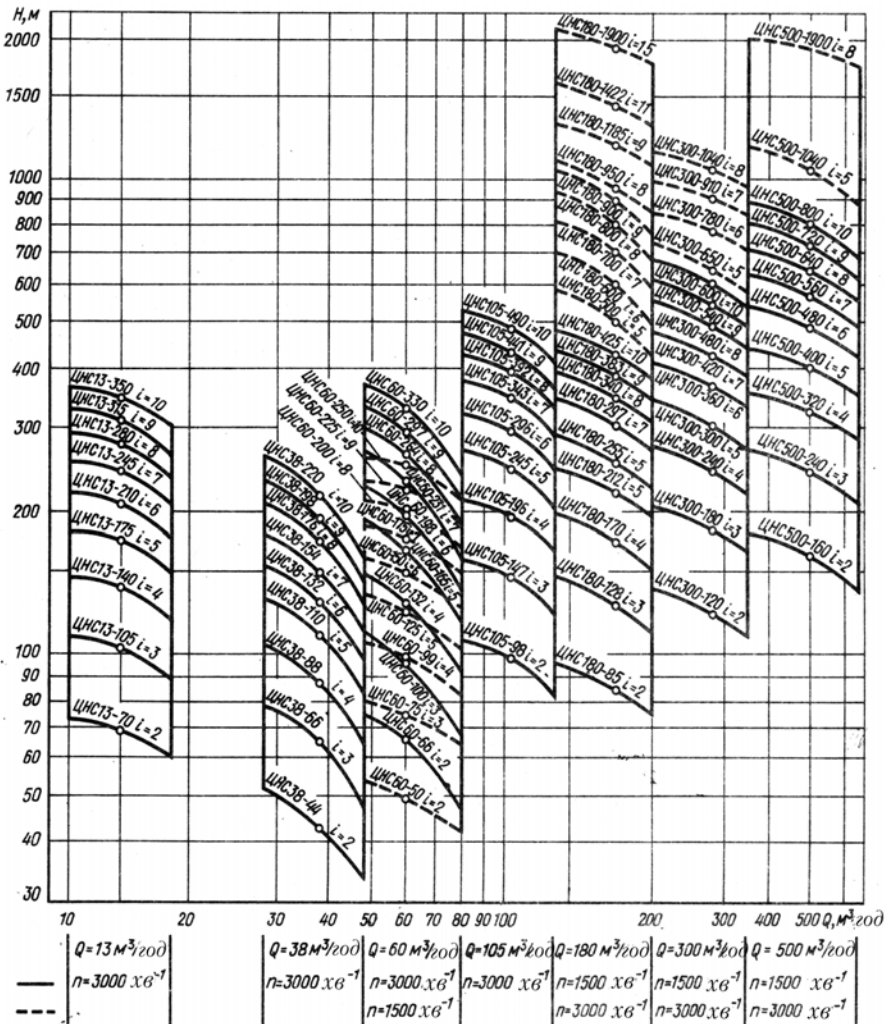


Рис. 4.23. Зведений графік характеристик насосів типу ЦНС

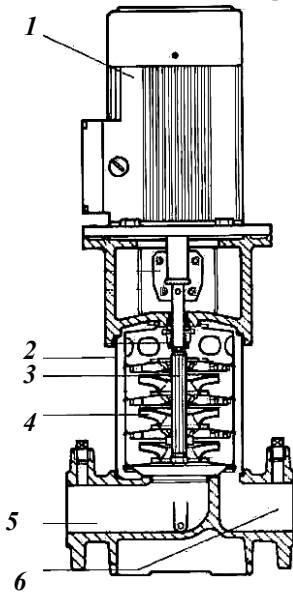
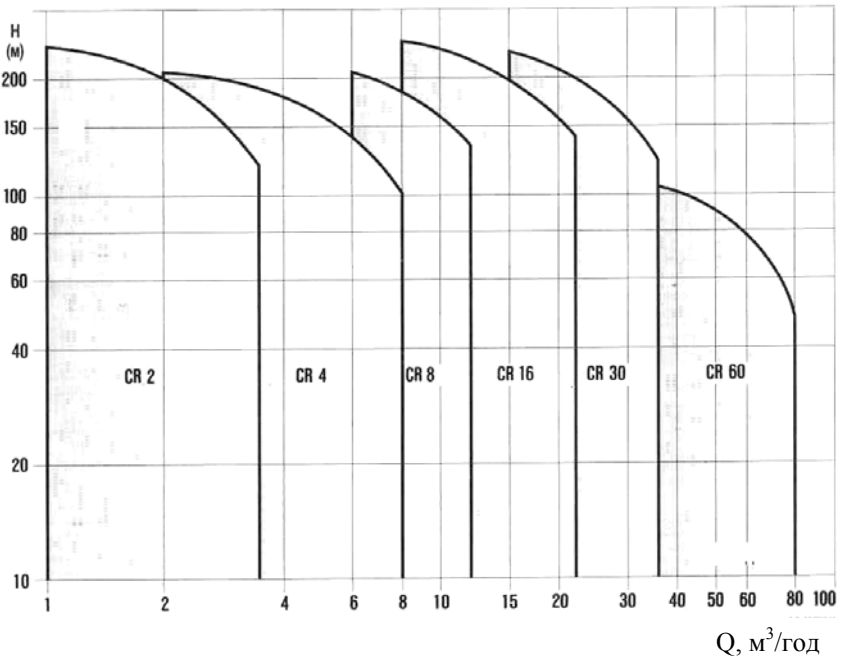


Рис. 4.24. Насос відцентровий серії CR:

- 1 – електродвигун;
- 2 – корпус насоса;
- 3 – вал;
- 4 – робоче колесо;
- 5 – всмоктувальний патрубок;
- 6 – напірний патрубок

Рис. 4.25. Зведений графік характеристик насосів серії CR



4.4. Осьові насоси

Осьові насоси виготовляють двох типів: ОВ – осьовий вертикальний насос із закріпленими на валі лопатями; ОПВ – осьовий вертикальний насос з електроприводом Э або електрогідроприводом ЭГ повороту лопатей робочого колеса (рис. 4.26). Вони призначені для переміщення води з температурою до 35°C і кількістю завислих речовин до 3 г/л.

Робоче колесо осьового насоса ОПВ (див. рис. 4.3) складається з втулки і 3–6 профільованих лопатей. Всередині втулки знаходиться механізм повороту лопатей. В корпусі насоса розміщені дифузор і відвід, направлений під кутом 60° або 90°, а також опора верхнього підшипника і торцеве ущільнення вала. Підшипники ковзання змащують водою, яку подає насос. Осьова сила і вага ротора сприймаються п'ятою електродвигуна.

Позначення осьового насоса: букви – тип, перше число після букв – модель робочого колеса, друге число – діаметр робочого колеса в см, букви за числами – привід повороту лопатей.

Характеристика осьового насоса (рис. 4.27) суттєво відрізняється від характеристики відцентрового. На графіку криві $H = f(Q)$ зображені для різних кутів повороту лопатей робочого колеса від $\varphi = +20^\circ$ до $\varphi = 0^\circ$. За кут $\varphi = 0^\circ$ приймається розрахунковий, при якому ККД насоса найвищий. Форма ліній H вже описана в п. 2.8. Частина характеристики H правіше максимальної

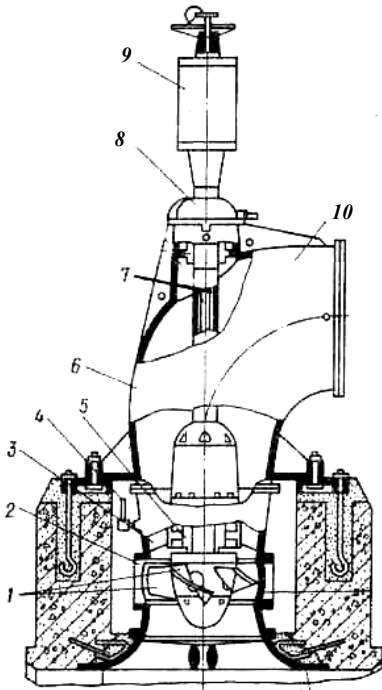


Рис. 4.26. Осьовий насос типу ОП:

- 1 – лопаті; 2 – камера робочого колеса; 3 – лопаті спрямляючого апарата; 4 – підвід води для змащування підшипника; 5, 8 – опори вала; 6 – дифузор; 7 – вал; 9 – привід механізму повороту вала; 10 – відвід

робочого колеса від $\varphi = +20^\circ$ до $\varphi = 0^\circ$. За кут $\varphi = 0^\circ$ приймається розрахунковий, при якому ККД насоса найвищий. Форма ліній H вже описана в п. 2.8. Частина характеристики H правіше максимальної

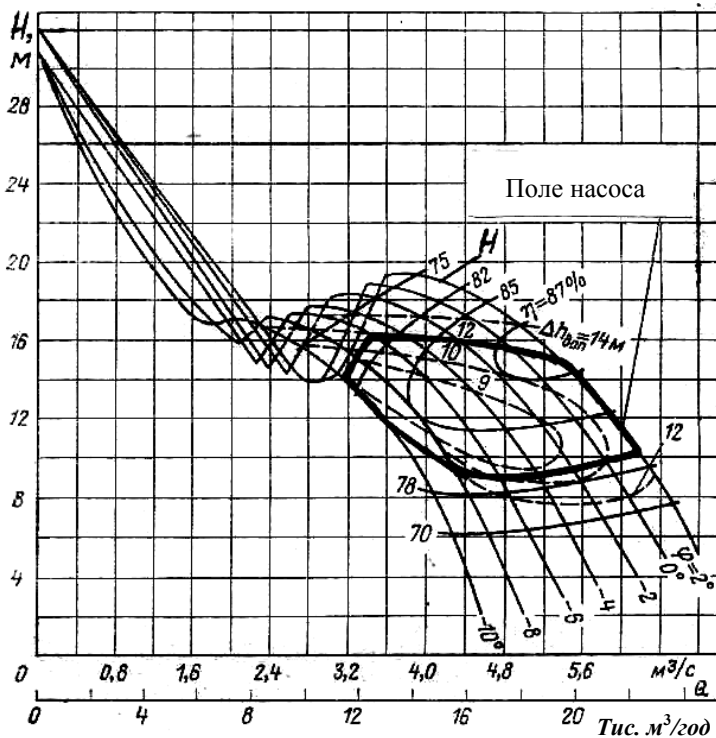


Рис. 4.27. Характеристика осьового насоса
ОП 2–110 при частоті обертання вала 485 хв⁻¹

точки є робочою. В цій області нанесені ізолінії рівних ККД. Пунктиром показані ізолінії $\Delta h_{\text{доп}}$ допустимого кавітаційного запасу. Його найменше значення для кожної лінії H дорівнює 9 м, а зі збільшенням і зменшенням подачі різко зростає і сягає 12...14 м. Це означає, що висота всмоктування від'ємна, і тому осьові насоси потрібно встановлювати "під залив". Поле насоса обмежене лініями H при $\varphi = +20^\circ$ і $\varphi = -10^\circ$, високих значень ККД ($\eta = 0,9\eta_{\text{max}}$), оптимального значення $\Delta h_{\text{доп}}$.

На рис. 4.28 показаний зведений графік полів для осьових насосів О і ОП. Як видно, осьові насоси створюють подачу 0,5...40 м³/с і напір 2,5...23 м при ККД 84...86 %. Регулювання подачі осьових насосів

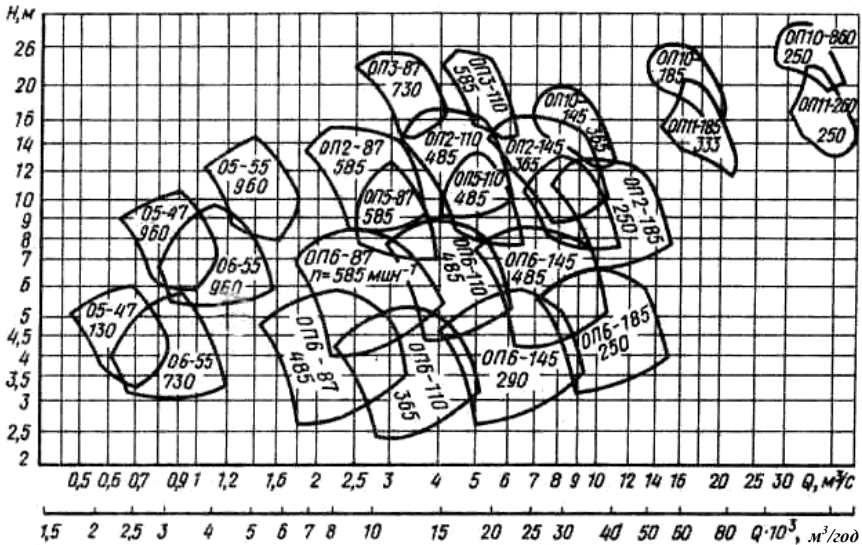


Рис. 4.28. Зведений графік полів осьових насосів типу О і ОП

доцільно виконувати зміною частоти обертання вала або поворотом лопатей.

4.5. Свердловинні насоси

Це в основному багатоступінчасті вертикальні насоси. Вони призначені для піднімання води зі свердловин з температурою до 25 °С, з механічними домішками до 0,01 % за масою. Насоси виготовляються двох типів: артезіанські насоси і заглиблені електронасоси.

Артезіанські насоси встановлюють за схемою, наведеною на рис. 4.29. Двигун розміщений над гирлом свердловини і з'єднаний з насосом трансмісійним валом, який знаходиться у водопіднімальній трубі. Опорами вала служать гумові підшипники ковзання, встановлені в місцях з'єднання водопіднімальних труб. Гумові втулки підшипників на внутрішній поверхні мають осьові канавки для проходу води, яка змачує і охолоджує поверхні вала й втулки.

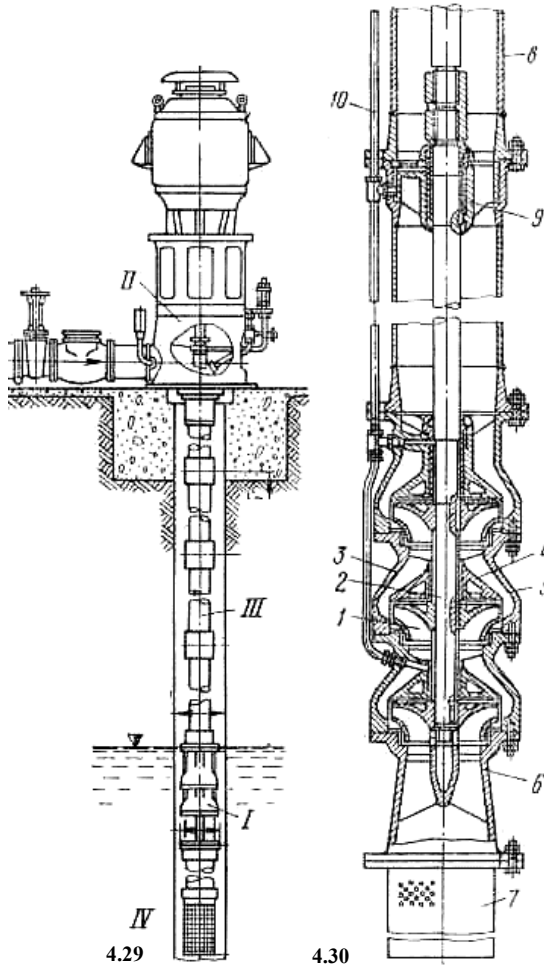


Рис. 4.29. Схема встановлення артезіанського насоса в свердловині:
 I – насос; II – опора з електродвигуном; III – водопіднімальні труби;
 IV – приймальна сітка

Рис. 4.30. Артезіанський насос:
 1 – робоче колесо; 2 – вал; 3 – корпус; 4 – обтікач; 5 – напрямний апарат;
 6 – всмоктувальний патрубок; 7 – приймальна сітка; 8 – водопіднімальні
 труби; 9 – підшипник; 10 – труба підводу чистої води

Артезіанський насос (рис. 4.30 і табл. 4.4) складається з декількох відцентрових або напівосьових робочих коліс, між якими встановлені нерухомо лопатеві відводи. Число секцій робочих коліс з відводами можна змінювати і тим самим міняти напір насоса. Позначення артезіанських насосів: АТН – артезіанський турбінний насос, перше число – умовний діаметр (внутрішній діаметр обсадної колони в міліметрах, зменшений в 25 разів), друге – модель робочого колеса, третє – кількість робочих коліс.

НА – насос артезіанський, число перед позначенням типу – умовний діаметр, перше число після позначення типу – індекс швидкості, друге – кількість робочих коліс.

Артезіанські насоси через довгий трансмісійний вал трудомісткі при монтажі й обслуговуванні, мають низький ККД, велику металомісткість. Тому у водопостачанні вони використовуються не часто.

Таблиця 4.4.

Основні параметри артезіанських насосів

Шифр насоса	Номінальна подача, м³/год	Номінальний напір, м	Потужність електродвигуна, кВт
АТН 8–1–7	30	30	7,5
АТН 8–1–11		45	11
АТН 8–1–16		55	13
АТН 8–1–22		90	17
АТН 10–1–4	70	30	13
АТН 10–1–6		45	22
АТН 10–1–8		60	30
АТН 10–1–11		80	40
АТН 10–1–13		100	40
АТН 10–1–15		115	55
АТН 14–1–3	200	50	55
АТН 14–1–4		60	75
АТН 14–1–6		100	100
12 НА 9Х4	80	43	17
12 НА 22Х6	150	54	40
20А –18Х1	600	28	75
20А –18Х3		85	250
24 А –18Х1	1200	45	200

Шифр насоса	Кількість робочих коліс	Мінімальний діаметр свердловини, мм
АТН 8–1–7	7	200
АТН 8–1–11	11	
АТН 8–1–16	16	
АТН 8–1–22	22	
АТН 10–1–4	4	250
АТН 10–1–6	6	
АТН 10–1–8	8	
АТН 10–1–11	11	
АТН 10–1–13	13	
АТН 10–1–15	15	
АТН 14–1–3	3	350
АТН 14–1–4	4	
АТН 14–1–6	6	
12 НА 9Х4	4	300
12 НА 22Х6	6	
20А –18Х1	1	500
20А –18Х3	3	
24 А –18Х1	1	600

Найбільше застосування знайшли **заглибні електронасоси типу ЭЦВ** із заглибним електродвигуном, які входять в склад електронасосного відцентрового свердловинного агрегату для води. Схема встановлення його в свердловині наведена на рис. 4.31. Насос повинен бути розташований на 1–2 м нижче динамічного рівня води, тобто працювати з підпором.

Позначення насосів ЭЦВ: Э – заглибний електродвигун, Ц – відцентровий, В – для води. Цифра перед буквами позначає номер модифікації, числа після букв – умовний діаметр, подачу в м³/год і напір в м при номінальному режимі. Основні параметри насосів дані в табл. 4.5, а зведений графік характеристик – на рис. 4.32.

Насос ЭЦВ складається із ступенів радіального (від ЭЦВ5 до ЭЦВ10–63, рис. 4.33) або напівосьового типу (від ЭЦВ10–120 до ЭЦВ16, рис. 4.34). Кожен ступінь – це робоче колесо і лопатевий відвід, виконані з чавуну, нержавіючої сталі або високоміцної пластмаси. Між насосом і двигуном знаходиться підвід із захисною

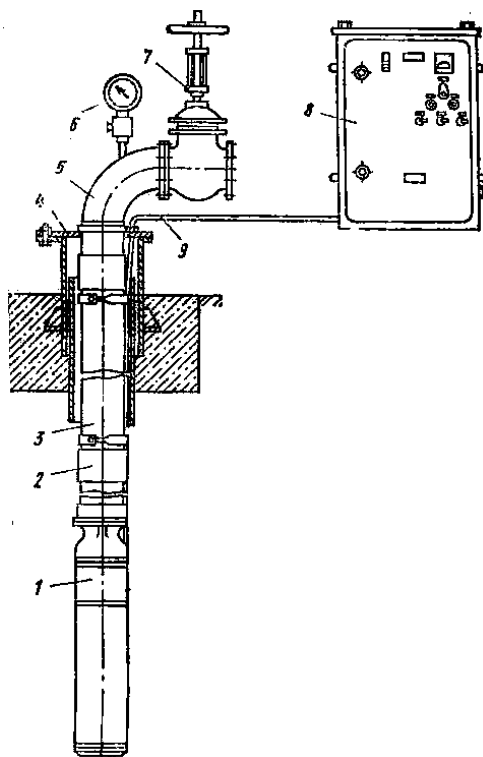


Рис. 4.31. Схема встановлення агрегата ЕЦВ у свердловині:

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – водопіднімальна труба; 4 – опорна плита; 5 – коліно; 6 – манометр; 7 – засувка; 8 – система керування; 9 – токопідводний кабель

ляють в Україні. Так, наприклад, фірма “Grundfos International” випускає 12 типів **насосів серії SP** з номінальною подачею води від 1 до 120 м³/год. На рис. 4.35 показані характеристики напору та ККД для цих насосів.

В кожному насосі є один, декілька або багато ступенів відцентрових або напівосьових робочих коліс, які забезпечують напір від 5 до 610 м. Так, заглубний електронасос SP 75–1 з одним робочим колесом і номінальною подачею 75 м³/год створює мінімальний напір 5 м при подачі 90 м³/год.

сіткою, яка попереджує проникнення різних частинок в порожнину насоса. Над насосом розміщений зворотний клапан для утримання стовпа води у водопіднімальних трубах при зупинках насоса. Вал встановлений в гумово-металевих підшипниках, які змащуються і охолоджуються водою. Осьові сили, які виникають при роботі насоса, сприймаються під'ятником електродвигуна.

Заглубний електродвигун трифазний асинхронний з коротко-замкненим ротором розташований під насосом і розвиває 2900 обертів за хвилину. Внутрішня порожнина двигуна заповнюється питною водою для змащування і охолодження підшипників і під'ятника.

За кордоном випускається значна кількість заглубних електронасосів для піднімання води зі свердловин і криниць. За своєю конструкцією вони подібні до насосів, які вироб-

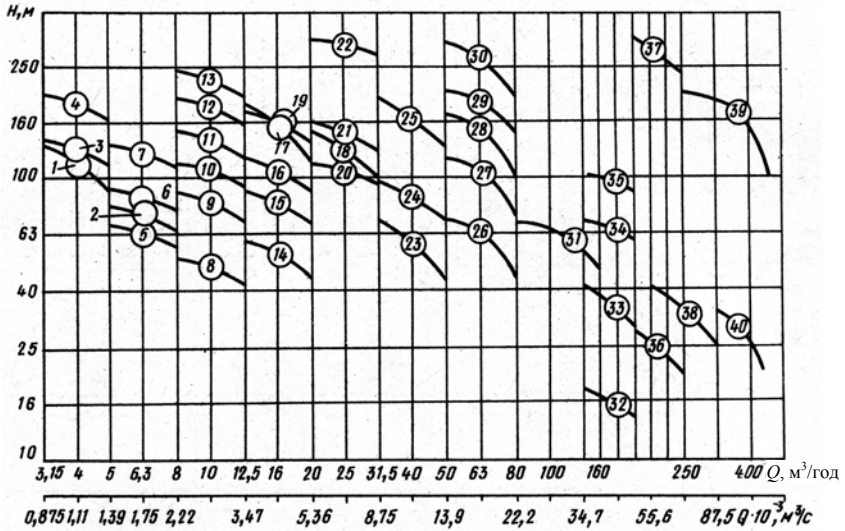
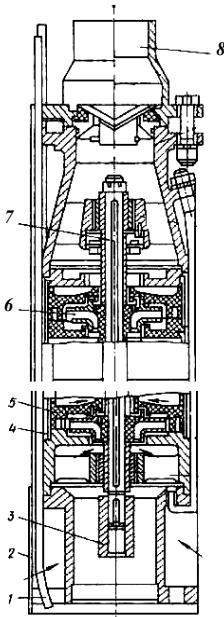


Рис. 4.32. Зведений графік характеристик насосів типу ЕЦВ



Насос SP 27–60 з номінальною подачею $27 \text{ м}^3/\text{год}$ і 60 ступенями створює максимальний напір 610 м при подачі $14 \text{ м}^3/\text{год}$. Найбільшу кількість ступенів – 110 має насос SP 8A–110. Його максимальний напір 555 м при подачі $4 \text{ м}^3/\text{год}$.

Рис. 4.33. Насос ЕЦВ з відцентровими робочими колесами:

1 – електрокабель; 2 – сітка; 3 – муфта;
4 – обойма; 5 – відвід; 6 – робоче колесо; 7 – вал;
8 – водопіднімальна труба

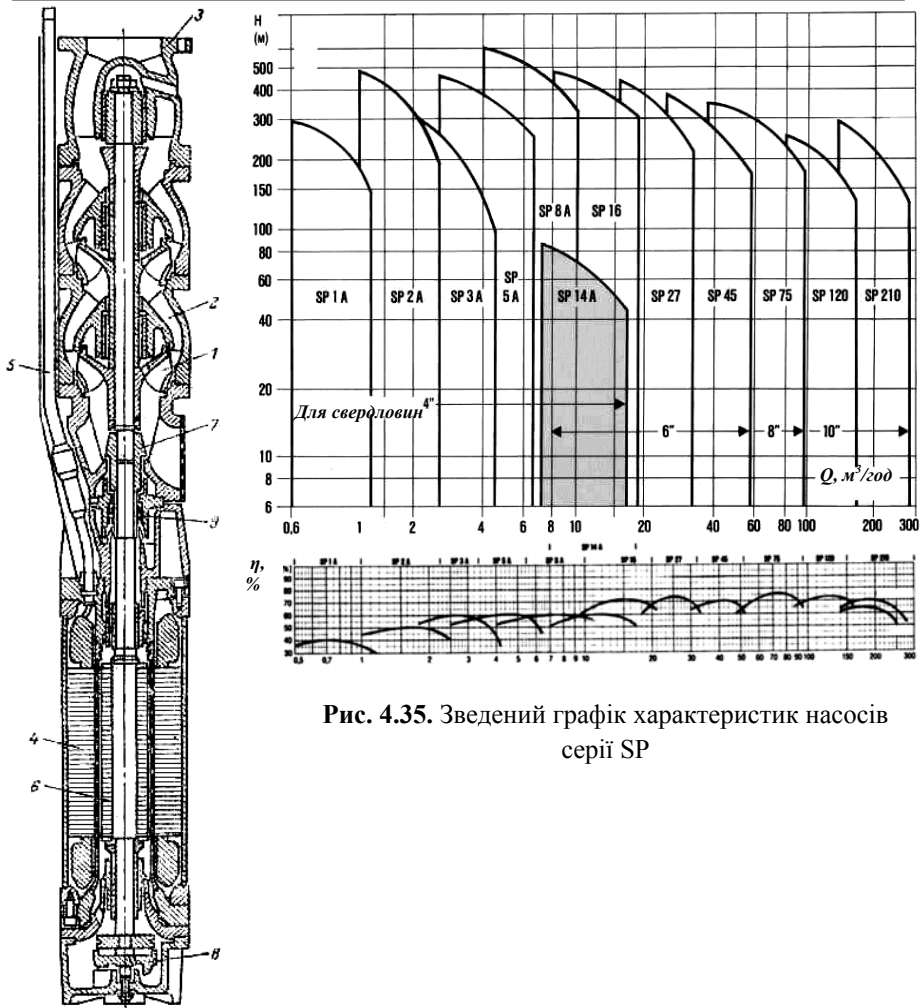


Рис. 4.35. Зведений графік характеристик насосів серії SP

Рис. 4.34. Насос ЕЦВ з напівосьовими робочими колесами:

1 – робоче колесо; 2 – напрямний апарат; 3 – фланець для кріплення напірного трубопровода; 4 – статор електродвигуна; 5 – електрокабель; 6 – ротор електродвигуна; 7 – муфта; 8 – під'ятник; 9 – манжетне ущільнення

**Основні параметри відцентрових свердловинних
електронасосів для води**

№№	Типорозмір насоса	Діаметр свердловини, мм	Подача в робочій області, м ³ /год	Напір в робочій області, м
1.	ЭЦВ5–4–125	125	3,2...5	140...100
2.	ЭЦВ5–6,3–80		5...8	86...60
3.	2 ЭЦВ6–4–90	150	3,2...5	98...84
4.	1 ЭЦВ6–4–130			140...122
5.	1 ЭЦВ6–4–190			202...170
6.	4 ЭЦВ6–6,3–60	150	5...8	64...53
7.	4 ЭЦВ6–6,3–85			87...76
8.	4 ЭЦВ6–6,3–125			127...114
9.	1 ЭЦВ6–6,3–175			185...162
10.	4 ЭЦВ6–6,3–250			260...228
11.	1 ЭЦВ6–10–50	150	8...12	57...45
12.	3 ЭЦВ6–10–80			92...70
13.	1 ЭЦВ6–10–110			120...100
14.	1 ЭЦВ6–10–140			150...126
15.	1 ЭЦВ6–10–185			192...165
16.	ЭЦВ6–10–235			245...210
17.	3 ЭЦВ6–16–50	150	13...20	60...40
18.	3 ЭЦВ6–16–75			90...60
19.	ЭЦВ6–16–110			120...100
20.	ЭЦВ6–16–160			180...140
21.	ЭЦВ6–25–140	150	20...32	150...110
22.	ЭЦВ8–16–140	200	13...20	153...127
23.	3 ЭЦВ8–25–70	200	20...32	78...63
24.	4 ЭЦВ8–25–100			109...87
25.	4 ЭЦВ8–25–150			187...126
26.	ЭЦВ8–25–300			320...240
27.	1 ЭЦВ8–40–60	200	30...50	65...46
28.	1 ЭЦВ8–40–90			100...70
29.	1 ЭЦВ8–40–180			200...140
30.	4 ЭЦВ10–63–65	250	50...80	70...48
31.	4 ЭЦВ10–63–110			120...82
32.	4 ЭЦВ10–63–150			162...110

Продовження табл. 4.5.

№№	Типорозмір насоса	Діаметр свердловини, мм	Подача в робочій області, м ³ /год	Напір в робочій області, м
33.	1 ЭЦВ10–63–180			200...140
34.	4 ЭЦВ10–63–270			300...200
35.	3 ЭЦВ10–120–60	250	90...150	68...48
36.	ЭЦВ10–160–15	250	140...180	17...12
37.	ЭЦВ10–160–35			40...30
38.	1 ЭЦВ12–160–65			68...57
39.	1ЭЦВ12–160–00	301	140...180	111...89
40.	ЭЦВ12–160–140			150...123
41.	1 ЭЦВ12–210–25			28...20
42.	ЭЦВ12–210–55	301	180...250	60...32
43.	3ЭЦВ12–210–45			160...110
44.	2 ЭЦВ12–255–30	301	220...300	33...28
45.	2 ЭЦВ12–375–30	301	300...410	34...28
46.	ЭЦВ14–210–300	353	180...250	320...240
47.	ЭЦВ16–375–175	402	300...410	200...150

Продовження табл. 4.5.

№№	Типорозмір насоса	Кількість ступенів, шт	ККД в номінальному режимі, %	Потужність двигуна, кВт
1.	ЭЦВ5–4–125	22	46	2,8
2.	ЭЦВ5–6,3–80	14	60	2,8
3.	2 ЭЦВ6–4–90	9	57	2,8
4.	1 ЭЦВ6–4–130	13	58	2,8
5.	1 ЭЦВ6–4–190	18	57	4,5
6.	4 ЭЦВ6–6,3–60	6	64	2,0
7.	4 ЭЦВ6–6,3–85	8	68	2,8
8.	4 ЭЦВ6–6,3–125	12	66	4,5
9.	1 ЭЦВ6–6,3–175	17	58	5,5
10.	4 ЭЦВ6–6,3–250	25	59	8
11.	1 ЭЦВ6–10–50	6	62	2,8
12.	3 ЭЦВ6–10–80	9	66	4,5
13.	1 ЭЦВ6–10–110	12	66	5,5
14.	1 ЭЦВ6–10–140	15	69	8

№№	Типорозмір насоса	Кількість ступенів, шт	ККД в номінальному режимі, %	Потужність двигуна, кВт
15.	1 ЭЦВ6–10–185	21	69	8
16.	ЭЦВ6–10–235	27	69	11
17.	3 ЭЦВ6–16–50	6	69	4,5
18.	3 ЭЦВ6–16–75	9	70	4,5
19.	ЭЦВ6–16–110	13	64	8
20.	ЭЦВ6–16–160	17	62	16
21.	ЭЦВ6–25–140	23	68	16
22.	ЭЦВ8–16–140	9	72	11
23.	3 ЭЦВ8–25–70	5	66	8
24.	4 ЭЦВ8–25–100	7	71	11
25.	4 ЭЦВ8–25–150	10	70	16
26.	ЭЦВ8–25–300	19	70	32
27.	1 ЭЦВ8–40–60	5	71	11
28.	1 ЭЦВ8–40–90	7	67	16
29.	1 ЭЦВ8–40–180	15	70	32
30.	4 ЭЦВ10–63–65	3	72	22
31.	4 ЭЦВ10–63–110	5	73	32
32.	4 ЭЦВ10–63–150	7	72	45
33.	1 ЭЦВ10–63–180	9	72	45
34.	4 ЭЦВ10–63–270	13	73	65
35.	3 ЭЦВ10–120–60	2	72	32
36.	ЭЦВ10–160–15	1	60	11
37.	ЭЦВ10–160–35	2	77	22
38.	1 ЭЦВ12–160–65	2	69	45
39.	1ЭЦВ12–160–00	3	71	65
40.	ЭЦВ12–160–140	4	71	90
41.	1 ЭЦВ12–210–25	1	72	22
42.	ЭЦВ12–210–55	2	71	45
43.	3ЭЦВ12–210–45	6	73	125
44.	2 ЭЦВ12–255–30	1	75	32
45.	2 ЭЦВ12–375–30	1	72	45
46.	ЭЦВ14–210–300	6	75	250
47.	ЭЦВ16–375–175	3	72	250

4.6. Насоси для стічних вод

Виробничі та побутові стічні води забруднені хімічними речовинами і механічними домішками. Тому елементи насосів для стічних вод виконують з хімічно стійких металів, а робочі колеса мають меншу кількість значно ширших лопатей, ніж в насосах для чистої води. Відвід насоса виконується кільцевим (див. рис. 4.9, б).

Насоси типу СМ призначені для переміщення побутових і промислових забруднених рідин густиною до 1100 кг/м^3 , кінематичною в'язкістю до $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, температурою до 90°C , місткістю абразивних завислих частинок розміром до 5 мм не більше 1% за об'ємом, максимальним розміром неабразивних завислих частинок за табл. 4.6.

Насос СМ (рис. 4.36) складається зі спірального корпусу, відцентрового колеса, опірною кронштейна, корпусу, ущільнення. Всмоктувальний патрубок з люком для його очищення встановлений горизонтально, напірний – вертикально. Вал встановлений на підшипниках кочення. Для зменшення осьової сили на задньому диску робочих коліс виконані радіальні відбійні лопатки. Ущільнення вала здійснюється сальником з м'якою набивкою. Для забезпечення надійної роботи сальника до нього необхідно подавати технічну воду під тиском $0,3 \text{ МПа}$.

Таблиця 4.6.

Параметри насосів СМ

Типорозмір насоса	При номінальному режимі				Допускний кавітацій- ний запас, м
	Подача,		Напір, м	ККД %	
	л/с	м³/год			
СМ 80–50–200/4	6,9	25	12,5	54	5
СМ 80–50–200/2	13,9	50	50	58	6
СМ 100–65–250/4	13,9	50	20	60	3
СМ 100–65–200/4	17,4	62,5	12	55	5
СМ 100–65–200/2	34,7	125	47,5	61	5
СМ 125–80–315/4	22,2	80	32	58	4
СМ 150–125–315/6	37,8	136	14	64	4
СМ 150–125–315/4	55,5	200	32	64	4
СМ 200–150–500/4	111	400	80	64	8
СМ 250–200–400/6	147	530	22	65	3
СМ 250–200–400/4	222	800	50	69	7,5

Типорозмір насоса	Частота обертання вала, хв^{-1}	Потужність електро двигуна, кВт	Макс. розмір частинок в рідині, мм	Розмір прохідного перерізу насоса, мм
СМ 80–50–200/4	1450	4	20	30
СМ 80–50–200/2	2900	18,5	20	30
СМ 100–65–250/4	1450	7,5	22	32
СМ 100–65–200/4	1450	5,5	30	40
СМ 100–65–200/2	2900	37	30	40
СМ 125–80–315/4	1450	22	35	45
СМ 150–125–315/6	960	15	58	68
СМ 150–125–315/4	1450	45	58	68
СМ 200–150–500/4	1450	200	55	65
СМ 250–200–400/6	960	75	73	83
СМ 250–200–400/4	1450	250	73	83

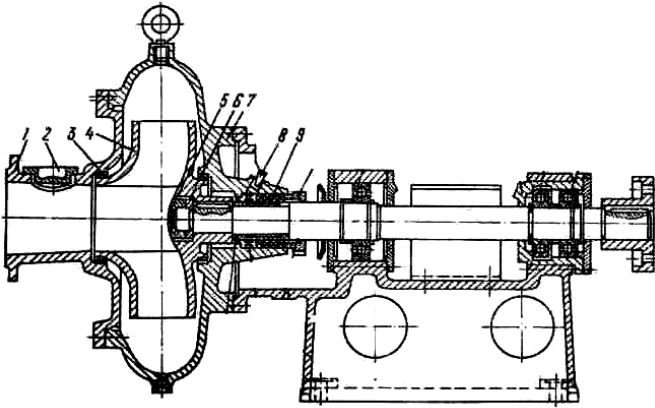


Рис. 4.36. Насос типу СМ: 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – люк прочистки насоса; 3 – ущільнення робочого колеса; 4 – робоче колесо; 5 – контргайка; 6 – гайка; 7 – корпус; 8 – підвід рідини для ущільнення; 9 – ущільнення вала

Основні параметри насосів СМ наведені в табл. 4.6, а характеристики – на рис. 4.37. Позначення насосів: перше число після типу – діаметр всмоктувального патрубку, мм; друге число – діаметр напірного

патрубка, мм; третє – діаметр робочого колеса, мм; буквами "а" і "б" позначені варіанти обточки колеса для роботи насоса в середній або нижній частині поля; число після знака дробу – умовне позначення частоти n обертання вала: 2 – при $n = 48,4 \text{ с}^{-1}$ (2900 хв^{-1}), 4 – $n = 24,2 \text{ с}^{-1}$ (1450 хв^{-1}), 6 – $n = 16,0 \text{ с}^{-1}$ (960 хв^{-1}).

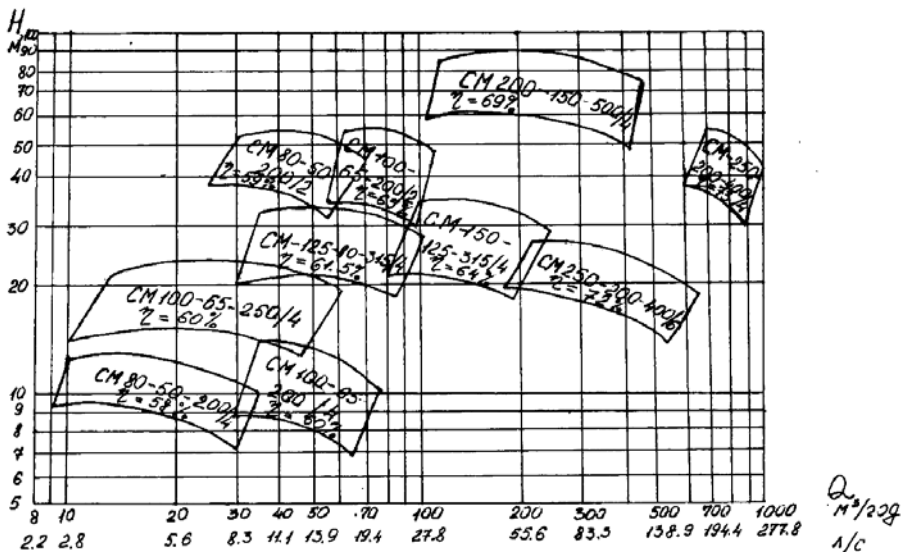


Рис. 4.37. Зведений графік полів насосів типу СМ

Насоси типу СМ випускаються замість широко розповсюджених насосів СД і СДВ.

Заглибні насоси серії АР, які виготовляються фірмою “Grundfos International”, призначені для переміщування стічних рідин і фекалій з приватних, громадських та промислових будівель в системи каналізації.

Схема насоса показана на рис. 4.38. Насос має широке відцентрове колесо з однією або двома лопатями, розташоване на вертикальному валі. Електродвигун встановлений над насосом.

Всмоктувальний патрубок відсутній, напірний розміщений горизонтально. Насос встановлюють на спеціальних ножках на дні бака зі стічною рідиною під рівнем вільної поверхні.

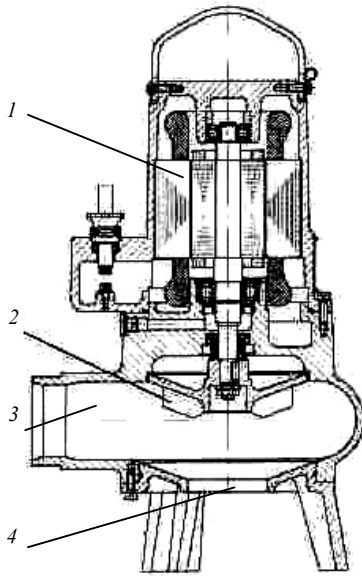


Рис. 4.38. Заглибний насос серії АР:

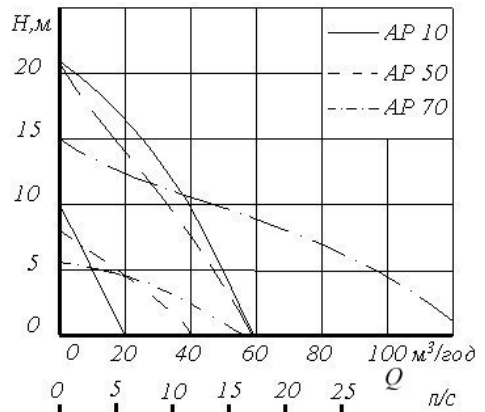
1 – електродвигун; 2 – робоче колесо;
3 – напірний патрубок;
4 – всмоктувальний патрубок

Насос має робоче колесо відкритого типу. У верхній частині електронасоса розташовані електродвигун і напірний патрубок, до якого приєднаний гумовотканинний рукав. Насос разом з двигуном охолоджується перекачуваною рідиною.

Рис. 4.39. Характеристики насосів серії АР

Випускаються насоси АР 10, АР 12, АР 35, АР 50, АР 51, АР 70, АР 100 з вільним проходом для твердих частинок розміром від 10 до 100 мм. Характеристики насосів АР з максимальною і мінімальною корисною потужністю наведені на рис. 4.39.

В країнах СНД виготовляють та використовують переносні заглибні відцентрові **електронасоси ГНОМ** (Г – для брудної води, Н – насос, О – одноступінчастий, М – моноблочний). Вони призначені для переміщення води густиною до 1250 кг/м^3 з температурою до 35°C і вмістом механічних домішок розміром до 5 мм, кількість яких не перевищує 10 % від маси води. На рис. 4.40 показаний загальний вигляд насоса ГНОМ. Його корпус виконаний у формі циліндра, в нижній частині якого розташована сітка.



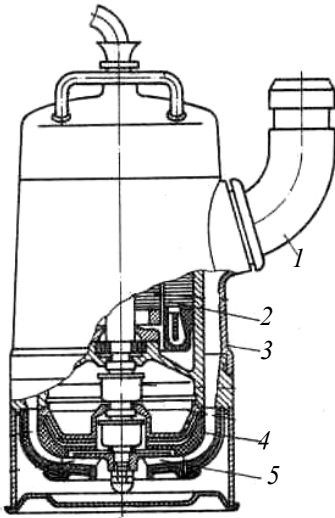


Рис. 4.40. Насос ГНОМ:

1 – напірний патрубок; 2 – електродвигун;
3 – корпус; 4 – відвід; 5 – робоче колесо

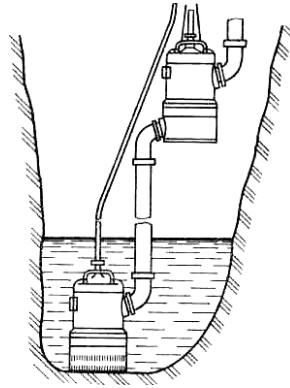


Рис. 4.41. Схема послідовного з'єднання двох заглибних насосів

Насос ГНОМ встановлюють вертикально на дно резервуара або підвішують на тросі на будь-якій глибині. Заглибні насоси ГНОМ і АР можна з'єднувати послідовно. Приклад такого з'єднання показаний на рис. 4.41.

В табл. 4.7 наведені основні параметри насосів ГНОМ при частоті обертання вала 3000 хв⁻¹.

Таблиця 4.7.

Основні параметри насосів ГНОМ

Типорозмір насоса	Подача, л/с (м³/год)	Напір, м	ККД, %	Маса, кг
	при номінальному режимі			
ГНОМ 10–10	2,77 (10)	13	32	20
ГНОМ 16–16	4,44 (16)	15	40	29
ГНОМ 25–20	6,94 (25)	20	46	50
ГНОМ 40–18	11,11 (40)	18	46	55
ГНОМ 40–25	11,11 (40)	25	50	53
ГНОМ 50–10	13,89 (50)	10	46	54
ГНОМ 63–18	17,5 (63)	18	52	50

Типорозмір насоса	Подача, л/с (м³/год)	Напір, м	ККД, %	Маса, кг
	при номінальному режимі			
ГНОМ 100–12,5	27,8 (100)	12,5	52	80
ГНОМ 100–25	27,38 (100)	25	54	132
ГНОМ 160–18	44,44 (160)	18	62	110
ГНОМ 160–40	44,44 (160)	40	56	120
ГНОМ 250–25	69,44 (250)	25	60	180
ГНОМ 400–32	111,11(400)	32	60	500

4.7. Насоси для теплопостачання

Насоси для теплових мереж типу СЭ (сетевые электронасосы) встановлюють на ТЕЦ і насосних станціях теплових мереж. Вони перекачують воду з температурою 120...180 °С. Насоси СЭ – відцентрові, горизонтальні, одно- та двоступінчасті.

Переріз одноступінчастого насоса показаний на рис. 4.42. Робоче колесо двостороннього входу, тому всмоктувальний і напірний патрубки розташовані в нижній частині корпусу. Підшипники змащуються оливою і охолоджуються водою. В камеру ущільнення вала підводиться вода для охолодження.

Двоступінчастий насос СЭ (рис. 4.43) має два робочих колеса типу Д, з'єднаних послідовно за допомогою зовнішньої труби. Вони створюють напір більше 90 м.

Позначення насосів типу СЭ: перше число після літер – подача в м³/год, друге – напір в м, третє – тиск на вході в кгс/см².

Основні параметри насосів показані в табл. 4.8, а зведений графік полів на рис. 4.44.

Насоси типу ЦВЦ призначені для створення циркуляції теплоносія в системах центрального водяного опалення і гарячого водопостачання. Насос (рис. 4.45) становить моноблочну компактну конструкцію, яка складається з електродвигуна і насосної частини. Ротор двигуна обертається в перекачуваній воді, яка служить мастилом і охолоджувальним середовищем для підшипників. Робоче колесо насоса встановлено на валі електродвигуна без ущільнення. Всмоктувальний та напірний патрубків розташовані на одній осі. Насос з'єднаний з трубопроводом за допомогою ніпелів або фланців і встановлений безпосередньо на трубопроводі, без фундаменту.

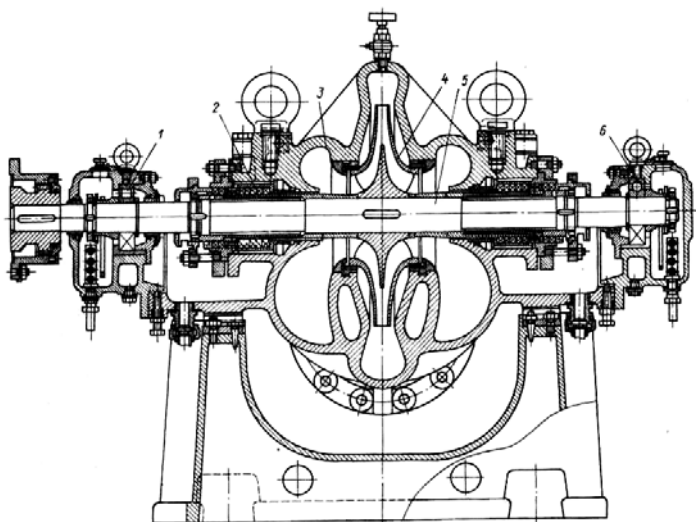


Рис. 4.42. Насос СЭ 500–70:

1, 6 – підшипники; 2 – ущільнення вала; 3 – корпус; 4 – робоче колесо; 5 – вал

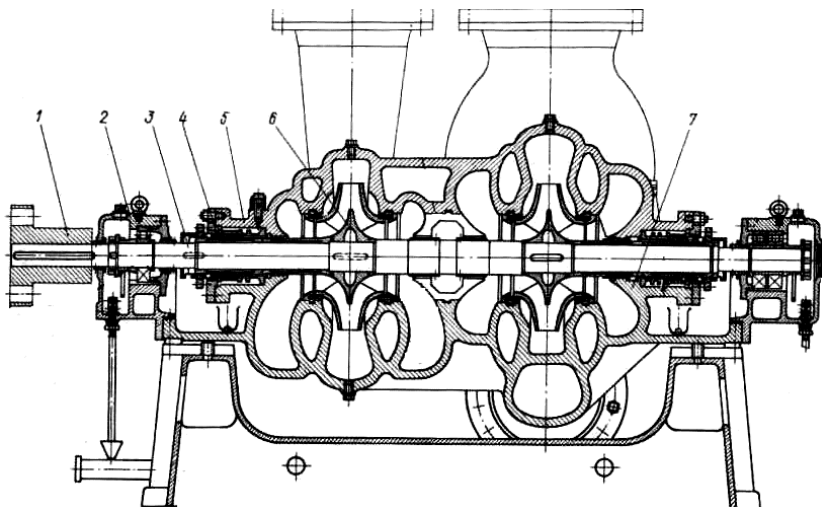


Рис. 4.43. Насос СЭ 1250 – 140:

1 – муфта; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – ущільнення вала; 5 – верхня частина корпусу; 6 – робоче колесо; 7 – нижня частина корпусу

Основні параметри насосів типу СЭ

Позначення насоса	Допускний кавітаційний запас, м	Частота обертання	
		с ⁻¹	хв ⁻¹
1	2	3	4
СЭ 160–50–5	5,5	50	3000
СЭ 160–50–16			
СЭ 160–70–5			
СЭ 160–70–16			
СЭ 250–50–16	7,0		
СЭ 320–110–5	8,0		
СЭ 500–70–5	10,0		
СЭ 500–70–16			
СЭ 500–140–16			
СЭ 800–55–5		5,5	25
СЭ 800–55–11			
СЭ 800–100–8	8,5	50	3000
СЭ 800–100–16			
СЭ 800–160–16	14		
СЭ 1250–70–5	7,5	25	1500
СЭ 1250–70–11			
СЭ 1250–100–5	8,5	50	3000
СЭ 1250–100–16			
СЭ 1250–140–8			
СЭ 1250–140–16			
СЭ 2500–60–5	12	25	1500
СЭ 2500–60–11			
СЭ 2500–60–25			
СЭ 2500–100–25			
СЭ 2500–180–5	20	50	3000
СЭ 2500–180–25	7,5	25	1500
СЭ 5000–70–5	15		
СЭ 5000–70–16			
СЭ 5000–100–25			
СЭ 5000–160–8	40	50	3000
СЭ 5000–160–25	25		

Позначення насоса	ККД, %	Температура води, °C	Маса, кг
1	5	6	7
СЭ 160–50–5	77	120	350
СЭ 160–50–16		180	400
СЭ 160–70–5		120	550
СЭ 160–70–16		180	600
СЭ 250–50–16	80	180	800
СЭ 320–110–5		120	1000
СЭ 500–70–5	82	120	1000
СЭ 500–70–16		180	1034
СЭ 500–140–16		180	1350
СЭ 800–55–5	81	120	1450
СЭ 800–55–11		180	1514
СЭ 800–100–8	82	120	3000
СЭ 800–100–16	81	180	3200
СЭ 800–160–16		180	3500
СЭ 1250–70–5	83	120	1400
СЭ 1250–70–11		180	1400
СЭ 1250–100–5		120	2400
СЭ 1250–100–16		180	2500
СЭ 1250–140–8	84	120	3000
СЭ 1250–140–16	83	180	3200
СЭ 2500–60–5	86	120	3850
СЭ 2500–60–11		180	3875
СЭ 2500–60–25		180	6000
СЭ 2500–100–25	85,5	180	7000
СЭ 2500–180–5	86	120	2800
СЭ 2500–180–25	84	180	3800
СЭ 5000–70–5	87	120	5520
СЭ 5000–70–16	86	180	6500
СЭ 5000–100–25	87	180	7000
СЭ 5000–160–8		120	5120
СЭ 5000–160–25		180	5800

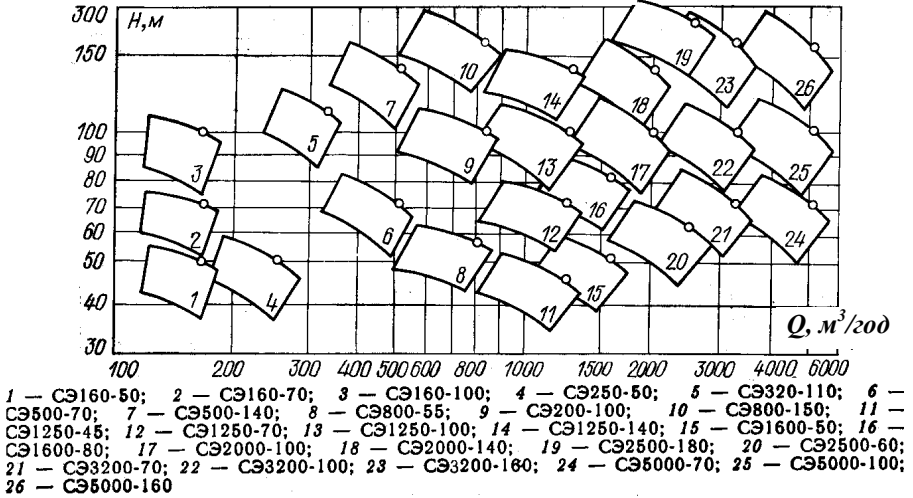


Рис. 4.44. Зведений графік полів насосів типу СЭ

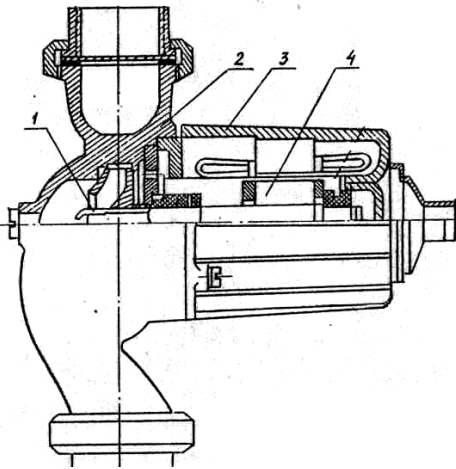


Рис. 4.45. Насос типу ЦВЦ:

1 — робоче колесо; 2 — корпус; 3 — статор;
4 — ротор

Умовне позначення насо-
са: Ц — відцентровий, В — во-
дяний, Ц — циркуляційний,
перше число — номінальна
подача, $\text{м}^3/\text{год}$, друге число —
напір, м. Основні параметри
насосів при частоті обертан-
ня вала 3000 хв^{-1} наведені в
табл. 4.9.

Для центрального опален-
ня різні фірми світу створили
значну кількість насосів, по-
дібних до ЦВЦ. Так, німе-
цька фірма Wilo випускає
**відцентрові насоси серії S i
DOS** (рис. 4.46). Двигуни на-
сосів мають чотири швидкос-
ті обертання вала, які можна
змінювати поворотом регу-

лювальної головки. Насос серії S має одне робоче колесо, а DOS – два колеса, встановлених в корпусі паралельно. Завдяки наявності двох робочих коліс і чотирьох швидкостей обертання насоси мають можливість регулювання подачі в широких межах. На рис. 4.47 як приклад показані характеристики насосів S і DOS 80/125 (80 мм – діаметр всмоктувального та напірного патрубків, 125 мм – діаметр робочого колеса). Як бачимо, подача насосів DOS забезпечується роботою одного або двох робочих коліс при однакових або різних частотах обертання, що створює 14 напірних характеристик.

Таблиця 4.9.

Основні параметри насосів ЦВЦ

Типорозмір насоса	Подача, м³/год	Напір, м	Максимальний ККД, %	Потужність електродвигуна, кВт
	В робочій області			
ЦВЦ 2,5–2	2,3...3,2	2,2...1,8	14	0,11
ЦВЦ 4–2,8	3,5...5,0	3,2...2,5	20	0,18
ЦВЦ 6,3–3,5	5,0...7,0	4,2...2,0	25	0,27
ЦВЦ 10–4,7	8,7...11,5	5,2...4,2	28	0,49
ЦВЦ 16–6,7	12,5...17,6	7,3...6,1	32	0,97
ЦВЦ 25–9,2	20,0...27,5	10,1...8,2	39	1,86

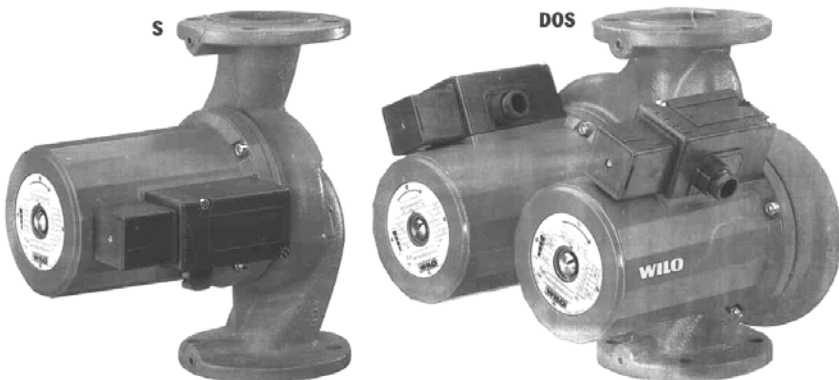


Рис. 4.46. Відцентрові насоси фірми Wilo типу S і DOS

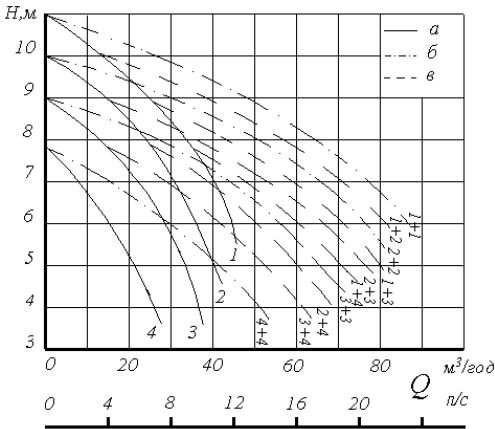


Рис. 4.47. Характеристики насосів S 80/125 і DOS 80/125: *a* – для одного робочого колеса; *б* – для двох робочих коліс при однаковій частоті обертання; *в* – для двох робочих коліс з різними частотами обертання. Частоти обертання n , хв^{-1} :
1 – 2100; 2 – 2300;
3 – 2500; 4 – 2700

4.8. Боковоканальні насоси

Схема найпростішого боковоканального насоса показана на рис. 4.48. Робоче колесо 1 має плоскі радіальні лопатки. Воно

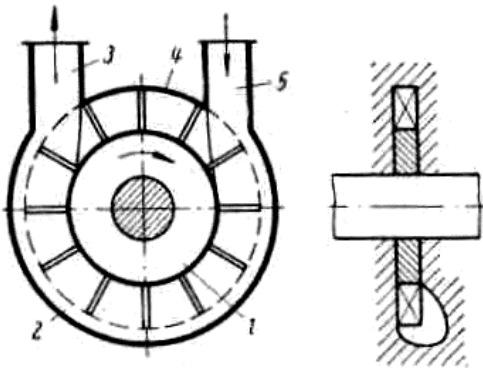


Рис. 4.48. Схема закритого боковоканального насоса

знаходиться в корпусі з боковим каналом 2, який з'єднує напірний 3 і всмоктувальний 5 патрубки. Між ними розташована перемичка 4. При обертанні робочого колеса рідина рухається разом з його лопатками від всмоктувального до напірного патрубка.

В різних країнах випускають декілька видів боковоканальних насосів. Залежно від шляху руху рідини через робоче колесо насоси

бувають закриті (див. рис. 4.48) та відкриті (рис. 4.49). В закритих насосах рідина підводиться безпосередньо в канал. В цих насосах лопатки робочого колеса короткі. Їх внутрішній радіус дорівнює внутріш-

ньому радіусу каналу. У відкритих насосах внутрішній радіус лопаток менший від внутрішнього радіуса каналу. Рідина зі всмоктувального патрубку підводиться до лопатки робочого колеса, проходить через них і далі поступає в канал.

Насоси, в яких канал закінчується напірним отвором, називаються відкритими боковоканальними насосами з відкритим каналом (див. рис. 4.49, а). Якщо напірний отвір розташований на меншому радіусі, ніж канал, такий насос називається відкритим боковоканальним насосом (див. рис. 4.49, б).

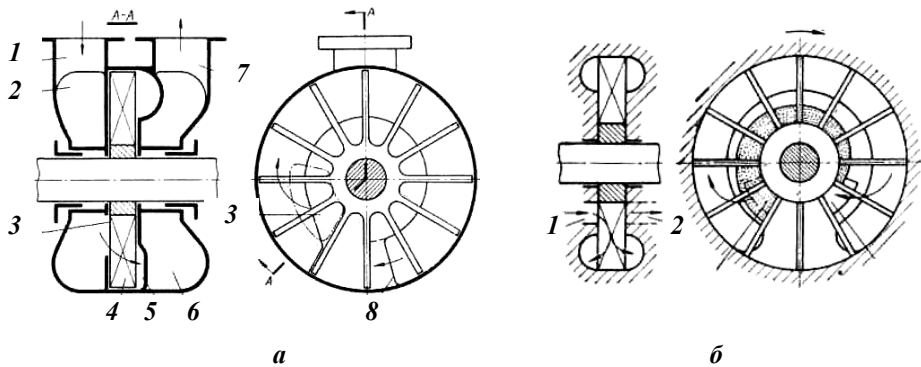


Рис. 4.49. Схеми відкритих боковоканальних насосів:

- а* – з відкритим каналом: 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – підвід; 3 – вхідне вікно; 4 – лопатка робочого колеса; 5 – канал; 6 – відвід; 7 – напірний патрубок; 8 – напірний отвір; *б* – з глухим каналом: 1 – вхідний отвір; 2 – напірний отвір

На рис. 4.50 показані форми перерізу протічних порожнин, які використовуються у боковоканальних насосах. Виділяються насоси з боковим каналом (форми *а*, *б*, *з*), з периферійним каналом (форма *в*), з периферійно-боковим каналом (форми *д*, *е*, *є*).

Багато конструкцій боковоканальних насосів самовсмоктувальні і можуть переміщати суміші рідин і газів. Ці насоси створюють напір в 3...9 разів більший, ніж відцентрові, конструкції їх простіші. Недоліком боковоканальних насосів є низький ККД – не більше 45 %. Насоси, які використовуються в наш час, створюють подачу до 8 л/с, напір до 200 м, ККД 35...38 %, споживають потужність до 25 кВт, мають коефіцієнт швидкохідності 4...40. Такі насоси непридатні для

подачі рідин з великою в'язкістю і з абразивними частинками.

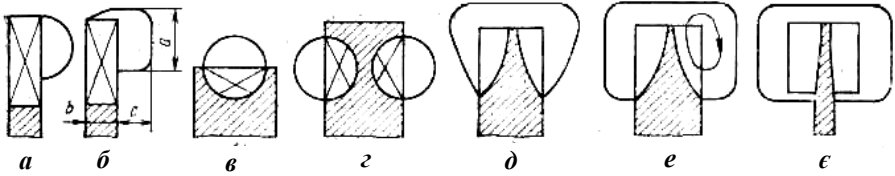


Рис. 4.50. Форми перерізу протічної порожнини боковоканальних насосів

Боковоканальні насоси широко використовуються, особливо при необхідності забезпечення великого напору і малих подач (наприклад, в системах водопостачання висотних будинків і споруд), для переміщення сумішей рідин та газів, зріджених газів, легколетючих рідин, хімічно агресивних рідин і рідин, насичених газами.

Робоче колесо боковоканального насоса працює аналогічно колесу відцентрового насоса. Під дією відцентрових сил рідина рухається з міжлопатевих об'ємів у канал, в результаті чого виникає вихор. На виході з робочого колеса рідина має швидкість:

$$u = \omega R_{\text{ц}},$$

де ω – кутова швидкість колеса, $R_{\text{ц}}$ – радіус центра ваги перерізу каналу.

Рідина в каналі рухається зі швидкістю

$$c = Q_{\text{к}} / S,$$

де $Q_{\text{к}}$ – витрата рідини в каналі, S – площа поперечного перерізу каналу.

Звичайно швидкість u більша від c . При змішуванні двох потоків енергія рідини в каналі збільшується, напір вздовж каналу зростає. Чим більша різниця між швидкостями u і c , що можливо при зменшенні подачі, тим більший напір створює насос. Ця залежність показана на характеристиці боковоканального насоса (рис. 4.51).

Втрати потужності у боковоканальних насосах більші, ніж у відцентрових.

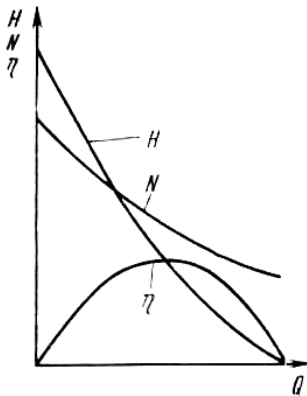


Рис. 4.51. Характеристика боковоканального насоса

Основні з них – втрати при вихорному робочому процесі, причому вони збільшуються при зменшенні подачі і сягають 40...50 % та більше від загальних втрат потужності. Окрім цих втрат, у боковоканальних насосах існують гідравлічні, об'ємні і механічні втрати енергії.

Гідравлічні втрати виникають за рахунок тертя рідини при її русі у криволінійному каналі, на вході й виході насоса. Ці втрати складають до 30 % енергії від загальних втрат.

Об'ємні втрати енергії зумовлені перетіканням рідини через зазори між перемичкою і лопатями та між корпусом і робочим колесом з порожнини напірного патрубку в порожнину всмоктувального патрубка. Ці втрати сягають до 20 % від загальних втрат.

Механічні втрати енергії виникають за рахунок тертя в сальниках, підшипниках, тертя поверхонь колеса об рідину в зазорах і складають до 10 % загальних втрат.

На рис. 4.51 нанесені залежності потужності і ККД від подачі боковоканального насоса. При невеликих подачах малі значення ККД зумовлені значними втратами енергії на вихорний робочий процес. При великих подачах ККД також малі, але за рахунок гідравлічних і об'ємних втрат, які пропорційні подачі насоса відповідно в квадраті і першому степені. На механічні втрати енергії подача насоса майже не впливає. Характеристика насоса показує зменшення потужності зі збільшенням подачі.

Відкриті боковоканальні насоси з глухими каналами (див. рис. 4.49, б) мають здатність самовсмоктування. При пуску насоса рідина на початку канала під дією відцентрових сил рухається з міжлопатевих об'ємів колеса в канал. Через вхідний отвір всмоктується газ зі всмоктувального трубопроводу. При повороті колеса тиск в міжлопатевому об'ємі збільшується і газ стискається. В кінці канала газ поступає в напірний отвір. Так газ відсмоктується з трубопроводу, і рідина поступає з живильного резервуара в насос.

Недоліком відкритого боковоканального насоса з глухим каналом є низький ККД – 20...28 %. Більший ККД – 30...40 % мають відкриті боковоканальні насоси з відкритими каналами, але вони несамовсмоктувальні. Для забезпечення самовсмоктування ці насоси обладнані додатковим ступенем з глухим каналом.

Згадані насоси можуть переміщати також загазовану рідину, працювати в режимі компресора, тобто створювати тиск газу на виході, і в режимі вакуум–насоса, тобто відсмоктувати газ в атмосферу із за-

критої ємності, створюючи в ній розрідження.

В системах водо- та теплопостачання використовуються насоси типів ВК (боковоканальний консольний) та ЦВ (відцентрово-боковоканальний).

Закриті боковоканальні насоси типу ВК (рис. 4.52) призначені для подачі води та інших рідин густиною до 1000 кг/м^3 з температурою від -40 до $+105^\circ\text{C}$. Робоче колесо насоса становить диск з 48...50 радіальними короткими лопатками. Вхідний та вихідний патрубки розташовані у верхній частині насоса і розділені перемичкою. Насоси ВК виготовляються з чавуну, бронзи та нержавіючої сталі.

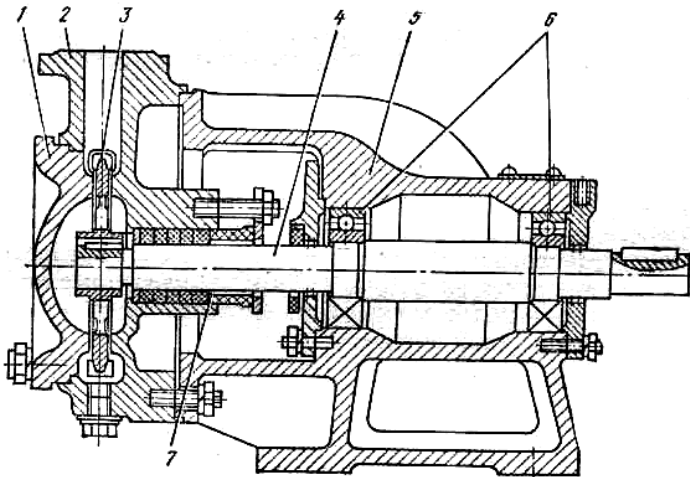


Рис. 4.52. Боковоканальний насос типу ВК:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – робоче колесо; 4 – вал; 5 – кронштейн;
6 – підшипники; 7 – сальник

У боковоканальних насосах рідина підводиться до робочого колеса по його зовнішньому діаметру, тобто в області високих швидкостей. Тому на вході у вихорне колесо досить велика можливість виникнення кавітації. Для попередження кавітації перед вихорним колесом встановлюють відцентрове колесо.

Відцентрово-боковоканальний насос типу ЦВ (рис. 4.53) складається з двох робочих коліс – відцентрового та вихорного, розташованих на одному валі. До відцентрового колеса рідина підводиться входним каналом. Після відцентрового колеса вона проходить через спіральний відвід в корпусі насоса до входного отвору вихорного колеса, яке подає рідину в напірний канал. Корпус, кришка і відцентрове колесо зроблені з чавуну, вихорне колесо – з нержавіючої сталі.

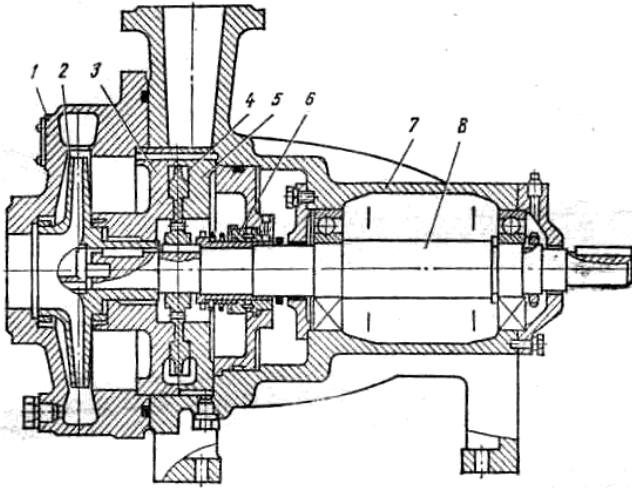


Рис. 4.53. Відцентрово-боковоканальний насос типу ЦВ:

- 1 – кришка; 2 – відцентрове колесо;
3 – вставка корпуса; 4 – вихорне колесо; 5 – корпус; 6 – ущільнення;
7 – кронштейн; 8 – вал

Використання відцентрового колеса дозволяє суттєво збільшити швидкість рідини на вході у вихорне колесо і отримати більший тиск насоса. ККД відцентрово-боковоканального насоса вищий, ніж боковоканального на 5...8 %.

Характеристики насосів ВК і ЦВ показані на рис. 4.54. Числа в шифрі цих насосів означають: перше – подача в л/с, друге – напір в м при оптимальному режимі. Подача насосів ВК становить 0,5...5,5 л/с, напір 20...70 м, насосів ЦВ – відповідно 2,5...8 л/с та 80...190 м.

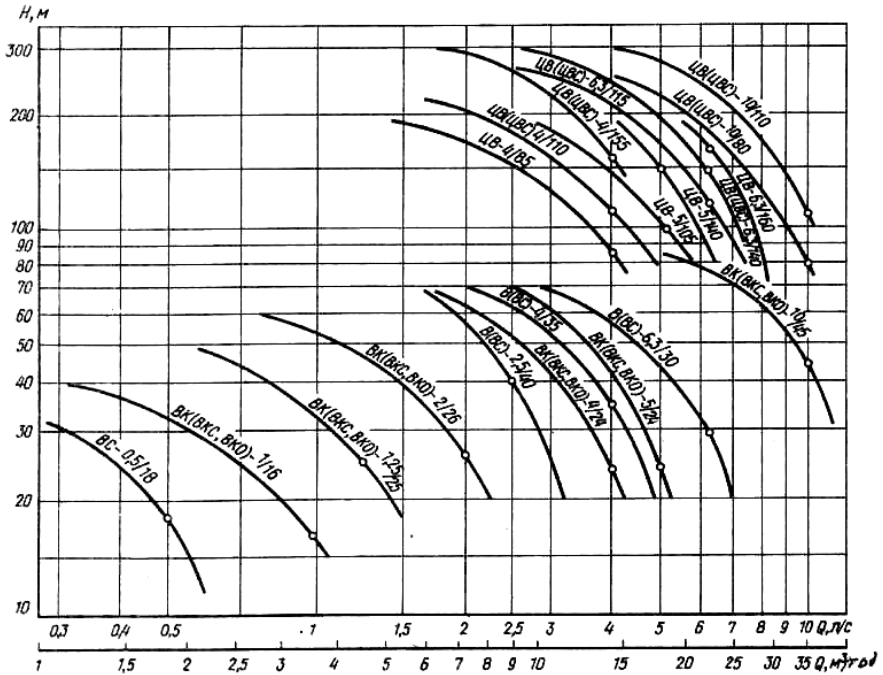


Рис. 4.54. Зведений графік характеристик насосів типів ВК і ЦВ

Боковоканальні насоси бувають не тільки з одним робочим колесом. Так, польська фірма “Hydro-vacuum” випускає **багатоступінчасті боковоканальні насоси серії SK**, які мають від одного до восьми вихорних робочих коліс, з'єднаних послідовно. Кожне колесо залежно від розміру насоса створює напір від 18 до 44 м. Насос SK5.08 з вісьмома колесами створює напір 300 м при подачі $3,5 \text{ м}^3/\text{год}$. Сім розмірів насосів SK можуть забезпечити подачі від $0,3$ до $30 \text{ м}^3/\text{год}$.

4.9. Автоматизовані насосні агрегати

Чисельні фірми світу випускають автоматизовані насосні агрегати (АНА) під різними назвами:

– установка для підвищення тиску;

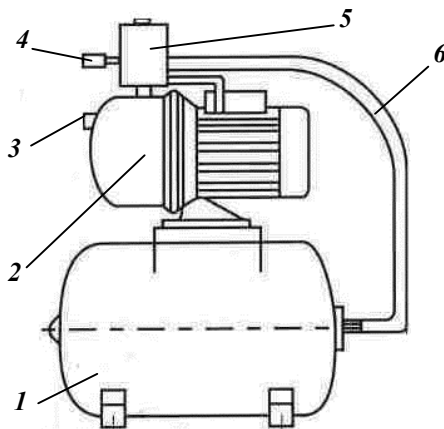
- гідрофорна установка;
- мала автоматизована водна система;
- приватна станція водопостачання;
- пневматична водонапірна установка;
- автоматична установка водопостачання тощо.

Існують дві групи АНА з принципово різними системами автоматизації та керування. Вони відрізняються двома характерними ознаками. В агрегатах першої групи (АНА-1) є водонапірний пневмобак з гнучкою мембраною для накопичення певного запасу води, а насос має лише одну робочу характеристику $H = f(Q)$, оскільки електродвигун працює з незмінною частотою обертання вала. В АНА-2 використовується невеличка мембранна пневмоємність (в деяких установках вона відсутня), а насос може працювати з багатьма робочими характеристиками $H = f(Q)$.

На рис. 4.55 як приклад наведений зовнішній вигляд однієї з АНА-1 – приватної станції водопостачання моделі Hydrojet фірми “Grundfos”. Ця станція складається з відцентрового насоса, електродвигуна з незмінною частотою обертання вала та напірного



a



б

Рис. 4.55. Станція водопостачання Hedrojet фірми “Grundfos”:

a – загальний вигляд; *б* – схема: 1 – пневмобак; 2 – насос з електродвигуном;
3 – всмоктувальний патрубок; 4 – нагнітальний патрубок; 5 – пульт керування; 6 – шланг

пневмобака ємністю 20 або 60 л з гумовою мембраною, яка поділяє бак на дві частини – повітряну та водну. Даний агрегат обладнаний манометром з давачами регульованих значень максимального та мінімального напорів і блоком управління. Станція призначена для водопостачання одно- і двоквартирних будинків та інших невеликих об'єктів з витратою води до $4 \text{ м}^3/\text{год}$ і максимальним напором 50 м.

Роботу такого агрегату пояснимо за допомогою графіка (рис. 4.56), на якому лінія H означає характеристику насоса, лінії H_n – характеристики

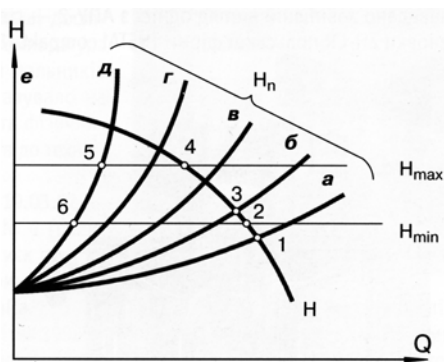


Рис. 4.56. Характеристика спільної роботи АНА-1 з трубопровідною мережею

можливої мережі з повністю відкритими водорозбірними кранами (лінія a), частково відкритими кранами (лінії $б$, $в$, $г$, $д$), повністю закритими кранами (лінія e , яка співпадає з віссю напору H), горизонтальні лінії – значення максимального $H_{\max}$ і мінімального $H_{\min}$ напорів, які можна змінювати. При повністю відкритих водорозбірних кранах (лінія a) робочою точкою буде точка 1. При невеликому закриванні кранів

характеристика мережі переміститься уверх і буде зображена, наприклад, лінією $б$. Робочою точкою буде точка 3. При подальшому закриванні кранів робоча точка переміщатиметься уверх, доки не сягатиме точки 4 з максимальним напором, в якій двигун вимкнеться. Якщо при частково закритих кранах характеристика мережі проходить по лінії, наприклад, $д$, то під дією максимального напору повітря у водонапірному баці вода витікатиме в мережу з параметрами Q_5 і H_5 (точка 5). Далі при характеристиці мережі за лінією $д$ витікання води проходитиме лінією 5–6 і в точці 6 двигун ввімкнеться. Насос буде працювати в робочій точці 2 з подачею Q_2 , а в мережі витрата води буде Q_6 . Різниця витрат $Q_2 - Q_6$ надходитиме в бак. При заповненні бака напір повітря в ньому збільшуватиметься за лінією 2–4, а витрата води в мережі за лінією 6–5. При досяганні точки 4 двигун вимкнеться і цикл руху води повториться.

Отже, автоматичність роботи АНА-1 полягає в тому, що при до-

сяганні максимального напору насос зупиняється, а вода поступає в мережу під дією повітря в водонапірному баці. При зменшенні напору до мінімального насос вмикається і нагнітає воду в мережу і водонапірний бак. Такий режим подачі води заощаджує електроенергію і зменшує час роботи насоса і електродвигуна.

Для забезпечення більшої подачі води АНА–1 комплектують потужнішими або декількома насосами і водонапірними баками збільшеної ємності.

Узагальнена схема АНА–2 наведена на рис. 4.57. В агрегатах насос може бути один; від двох до чотирьох, з'єднаних послідовно; від двох до шести, з'єднаних паралельно; від чотирьох до дев'яти, з'єднаних комбіновано, тобто в кожному з двох-трьох паралельних рядів змонтовані два-чотири насоси. В склад агрегату входять також всмоктувальний та напірний патрубки, електродвигуни, один з яких може працювати зі змінною частотою обертання, засувки, зворотні клапани, стабілізатори напору або мембранні водонапірні пневмоємності, електронні системи автоматичного керування і регулювання роботи установок.

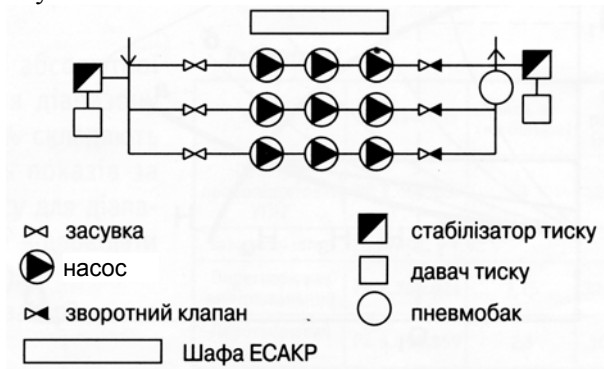


Рис. 4.57. Схема АНА-2

АНА–2 призначені для водопостачання як окремих мало- і багатоповерхових житлових будинків, так і невеликих районів, промислових підприємств, громадських будівель тощо. Багатонасосні агрегати забезпечують подачу води від мінімальних значень 4...70 м³/год до максимальних значень 30...540 м³/год з напором від 10 до 100 м. На рис. 4.58 для прикладу наведений зовнішній вигляд одного з АНА–2 –

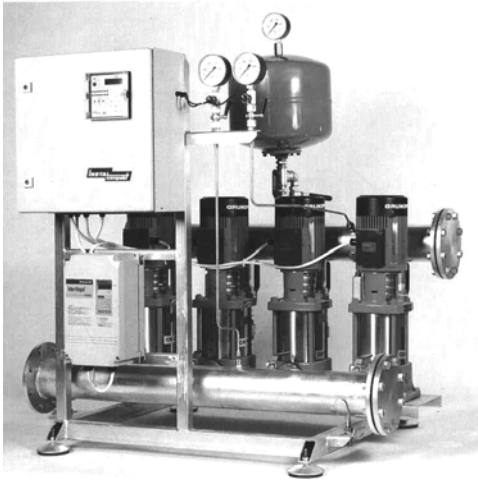


Рис. 4.58. Гідрофорна установка ZHSR

гідрофорного агрегата ZHSR польської фірми “LFP–Leszno”.

Однією з найважливіших частин АНА–2 є електронна система автоматичного керування і регулювання роботи агрегата (ЕСАКР). До її складу входять первинні пристрої (давачі тиску, витрати, температури), міні-ЕОМ (мікропроцесор з пам'яттю, клавіатура для вводу програм, пристрій для запису інформації, цифрове табло), виконавчі органи (запобіжники, вимикачі, перетворювач частоти електричного струму, прилади звукової та візуаль-

ної сигналізації робочого та аварійного станів систем агрегата). Система дозволяє в разі необхідності також і ручне регулювання та керування роботою насосів.

Найголовнішою функцією ЕСАКР є регулювання напору насосів залежно від водорозбору з метою якнайменшої витрати електроенергії. Якщо агрегат працює без ЕСАКР, то напір насоса змінюється за лінією H і для подачі, наприклад, Q_1 напір буде H_1 (рис. 4.59). ЕСАКР забезпечує роботу насоса з постійним напором H_c для будь-якої подачі, або зі змінним напором H_Q відповідно до ха-

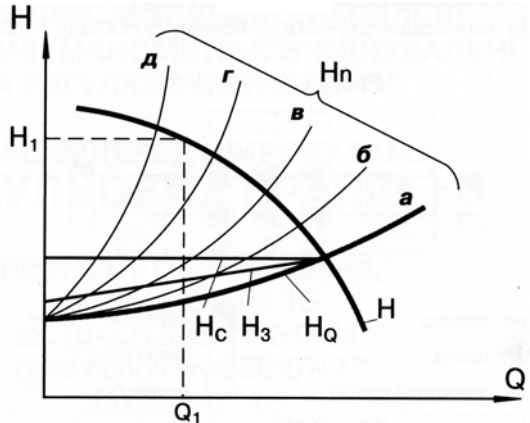


Рис. 4.59. Характеристика роботи АНА–2 з трубопровідною мережею

рактеристики мережі. При зміні подачі міняється і напір насоса, який контролюється давачем. Коли фактичний напір відхиляється від заданого H_c або H_Q , міні-ЕОМ сприймає від давача це відхилення і надсилає імпульс на перетворювач частоти струму, яка змінюється, завдяки чому міняється і частота обертання вала насоса. Її характеристика переміщується і робоча точка насосного агрегата встановлюється вздовж лінії H_c (H_Q) на новому місці відповідно до подачі.

З точки зору гідравліки регулювання найефективніше за характеристикою мережі H_Q , оскільки для будь-якої подачі насос створює найменший напір (наприклад, для Q_1 $H_{Q1} < H_{C1} < H_1$) і споживає найменшу потужність. Таке регулювання може бути використано лише при роботі з нечутливими мережами.

Пояснення. В чутливій мережі при зміні витрати, яка відбувається при закриванні або відкриванні водорозбірних країв, змінюється також її характеристика (лінії б, в, г, д на рис. 4.59). В нечутливій (або майже нечутливій) мережі зміна водорозбору (витрати води) майже не впливає на її характеристику, яка лишається практично незмінною (лінія а).

Для чутливих мереж існуючі ЕСАКР забезпечують незмінний напір H_c , який все ж таки менший, ніж при відсутності регулювання. Робота насоса за лінією напору H_c не зовсім ефективна, і тому створена програма, за допомогою якої при роботі і з чутливою мережею напір насоса змінюється за лінією H_3 зі змінним напором, розташованої нижче від лінії H_c .

В багатонасосних агрегатах регульований тільки один насос. При великій зміні подачі використовується ступінчасте регулювання, коли вмикається (вимикається) один або і декілька насосів з постійною частотою обертання вала. Точніше регулювання виконується насосом зі змінною частотою обертання вала через ЕСАКР.

Окрім описаної найважливішої задачі регулювання напору, ЕСАКР виконують також і такі важливі функції:

– автоматичний контроль і реєстрація параметрів агрегата: тиску на вході і виході, витрати рідини, температури рідини, двигуна, підшипників, потужності двигунів;

– вмикання і вимикання насосів при ступінчастому регулюванні таким чином, щоб загальний час їх роботи був однаковим;

– вмикання і вимикання насосів для зміни подачі залежно від годин доби, днів тижня і місяця, святкових днів. Така програма може охоплювати період до трьох місяців;

– сигналізації: робочої – про стан окремих органів, попереджувальної – про неприпустимі відхилення контрольованих параметрів від заданих, аварійної – про вихід з ладу якогось органу;

– вимикання насосів для попередження аварій у випадках перевищення гранично високого тиску або його різкого значного зменшення в напірному трубопроводі, зменшення тиску нижче від заданого у всмоктувальному трубопроводі, відсутності рідини в трубопроводі, зменшення рівня рідини від гранично низького у резервуарі живлення при збільшенні заданої температури рідини, двигуна, підшипників. Попередження аварій усуває можливість виходу з ладу обладнання, а також погіршення екологічного стану середовища через розливання рідини, пожежу, різкий неприємний запах і дим при перегріві обмоток електродвигуна;

– вмикання насосів після відновлення значень контрольованих параметрів у гранично допустимих межах.

4.10. Конструктивні особливості радіальних вентиляторів

Будова і принцип дії радіальних вентиляторів такі самі, як і відцентрових насосів (рис. 4.60). Але в конструкції є й відміни.

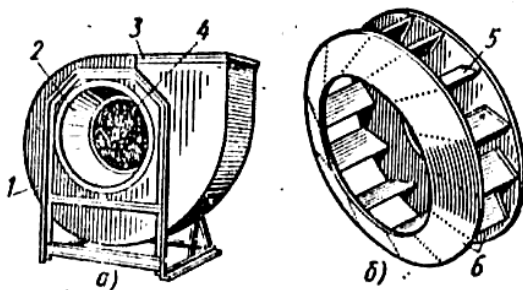


Рис. 4.60. Радіальний вентилятор:

а – загальний вигляд; *б* – робоче колесо; *1* – корпус; *2* – всмоктувальний патрубок; *3* – напірний патрубок; *4* – рама; *5* – робоча лопать; *6* – диск

У вентиляторах лопаті можуть бути загнуті не тільки назад, як у насосів, але й вперед, і закінчуватись радіально (див. рис. 2.4). Ширина лопатей на виході набагато більша, радіальна висота, тобто розмір $(D_{\text{зовн}} - D_{\text{внутр}})/2$, менша, кількість лопатей більша, ніж в насосах. Тільки пиловий вентилятор має шість або вісім довгих лопатей, загнутих вперед або прямих (див. рис. 4.72). Поперечний переріз спіральної камери не заокруглений, а прямокутний.

Залежно від тиску при максимальному ККД виділяють вентилятори низького тиску (до 1 кПа), середнього (від 1 до 3 кПа), та високого тиску (понад 3 кПа).

Форми конструкцій робочих коліс дані на рис. 4.61. Форми *а* і *б* використовуються у вентиляторах низького тиску з лопатями, загнутими вперед, форми *б*, *в* і *г* – у вентиляторах низького, середнього і високого тиску з лопатями, загнутими назад. Конічний диск (форми *в* і *г*) забезпечує більшу жорсткість коліс. Форма *г* використовується у вентиляторах з великою подачею, форми *д* і *е* – в пилових вентиляторах.

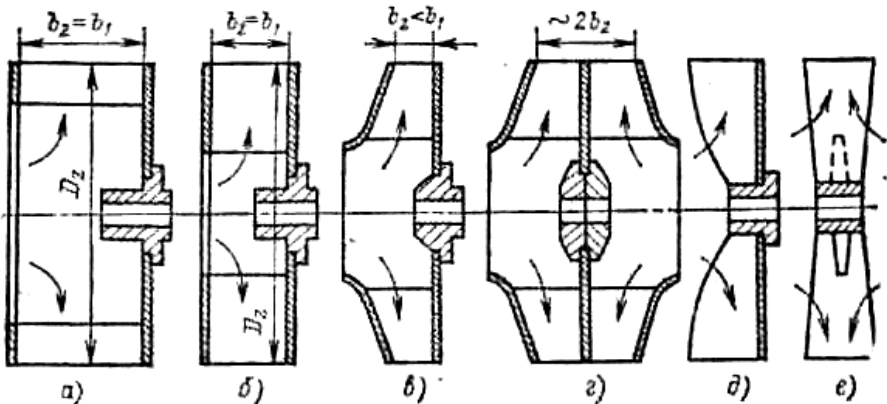


Рис. 4.61. Форми робочих коліс радіальних вентиляторів

Для відводу від вентилятора повітря, а також для часткового перетворення динамічного тиску потоку в статичний служить спіральний корпус (рис. 4.62). Спіраль окреслена частинами кіл за правилом так званого конструкторського квадрату.

Радіуси кіл визначають за формулами:

$$r_1 = 0,5D + 3,5a; r_3 = 0,5D + 1,5a;$$

$$r_2 = 0,5D + 2,5a; r_4 = 0,5D + 0,5a.$$

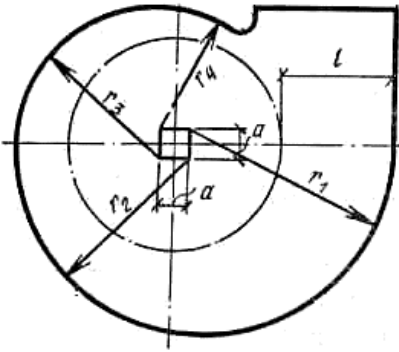


Рис. 4.62. Спіральний корпус

В окремих випадках корпус може бути з двома вихідними отворами. Іноді за робочим колесом встановлюють радіальний лопатевий або безлопатевий дифузор.

Для приєднання вентилятора до всмоктувальної частини вентиляційної мережі або для формування вхідного потоку повітря у випадку відсутності такої частини встановлюється вхідний патрубок. Використовуються різні форми цих патрубків (див. рис. 2.7).

Розміри всіх частин вентилятора, які звичайно виражають у відсотках від діаметру робочого колеса D , приводять на аеродинамічній схемі (див. рис. 4.65, 4.67, 4.72, 4.77). Вентилятори з колесами різних розмірів, виконані за однією схемою, відносяться до одного типу. Схему використовують для розробки конструкції вентилятора.

Діаметр робочого колеса в метрах, який визначається за кінцями лопатей, відповідає ряду 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00, причому числа ряда можна множити на 0,01 або 0,1. Допущено виконання вентиляторів зі зміною діаметра робочого колеса на величину $\pm 10\%$ без зміни розмірів корпусу.

Для позначення розміру вентилятора введено поняття його номера, за який прийнято діаметр робочого колеса в дециметрах. Так, вентилятор N 5 має діаметр робочого колеса 0,5 м. Вентилятори від N 0,5 до N 2 відносяться до малогабаритних. Широко використовуються і вентилятори з великими номерами – 16, 20, 25, 32, 40, 50.

З 1990 р. для радіальних та осьових вентиляторів нових конструкцій передбачені такі номери: 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20.

Під час роботи вентиляторів в їх елементах виникають напруження, зумовлені в першу чергу частотою обертання коліс, від якої залежать відцентрові сили в колесі та вібрації корпусу. Тому не рекомен-

дується перевищувати ті частоти обертання робочих коліс, на які вони розраховані. Для однотипних вентиляторів різних розмірів доцільно вказувати граничну колову швидкість $u_2 = \omega D_2/2$. Такі швидкості бувають малі (до 30 м/с), середні (до 50 м/с) і великі (100...120 м/с). Значення колових швидкостей при різних частотах обертання приведені на індивідуальних аеродинамічних характеристиках вентиляторів (див. рис. 2.21). В багатьох випадках гранична колова швидкість зумовлена не міцністю, а вимогами малошумної роботи. Так, для деяких вентиляторів з умови міцності $u_2 = 100...120$ м/с, а з вимоги малошумної роботи $u_2 = 15...30$ м/с.

Конструктивні схеми з'єднання радіальних вентиляторів з двигунами показані на рис. 4.63. Колеса до вала приєднують найчастіше консольно (виконання 1, 3, 6). Встановлення коліс на валах між двома опорами (виконання 2, 4, 5, 7) забезпечує спокійніший режим роботи, але ускладнює конструкцію. Вентилятори малих розмірів приєднують безпосередньо до двигунів (виконання 1), великих розмірів – через проміжні муфти (виконання 2, 3, 5). Якщо використовується пасова передача, то шківні монтуються за підшипниками консольно (виконання 4, 6, 7).

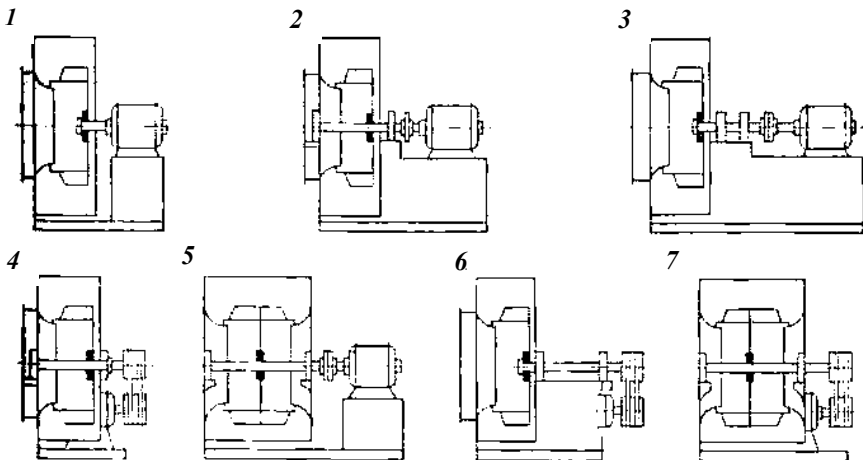


Рис. 4.63. Способи з'єднання радіальних вентиляторів з двигунами

Вентилятори, у яких колеса обертаються за ходом розвороту спіраль-

них корпусів за годинниковою стрілкою при спостереганні з боку всмоктування, називаються правими, а проти годинникової стрілки – лівими (рис. 4.64). Положення корпусу позначають напрямом обертання (Пр або Л) та кутом повороту в градусах. Так, на корпусі вентилятора з розташуванням вихідного отвору наверх ставлять напис Пр або Л 0° , вниз – Пр або Л 180° і т. д. Можливі проміжні положення через 45° .

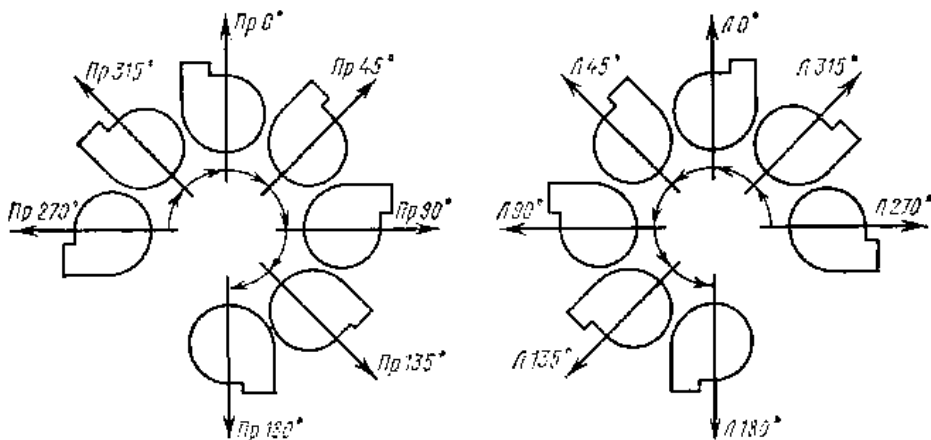


Рис. 4.64. Розташування корпусів радіальних вентиляторів

4.11. Радіальні вентилятори загального призначення

Вентилятори загального призначення використовуються в системах вентиляції, кондиціонування повітря, повітряного опалення та в інших системах з примусовим переміщенням повітря та інших газів в промисловості, будівництві, сільському господарстві. Такі вентилятори призначені для переміщення повітря і газових сумішей, агресивність яких до вуглецевих сталей звичайної якості не вища від агресивності повітря, з температурою до 80°C , які не містять пилу та інших твердих домішок в кількості більше 100 мг/м^3 , а також липучих речовин і волокнистих матеріалів.

Позначення вентиляторів містить літеру В (слово "вентилятор"), далі поставлена літера Ц або Р, яка означає, що вентилятор радіальний, і заокруглені при оптимальному режимі числа п'ятикратної величини коефіцієнту повного тиску ψ та швидкохідності n_s . Так, радіальний вентилятор з $\psi = 1,67$ та $n_s = 18$ позначається ВЦ 8–18.

Далі в шифрі вентилятора через тире записаний його номер.

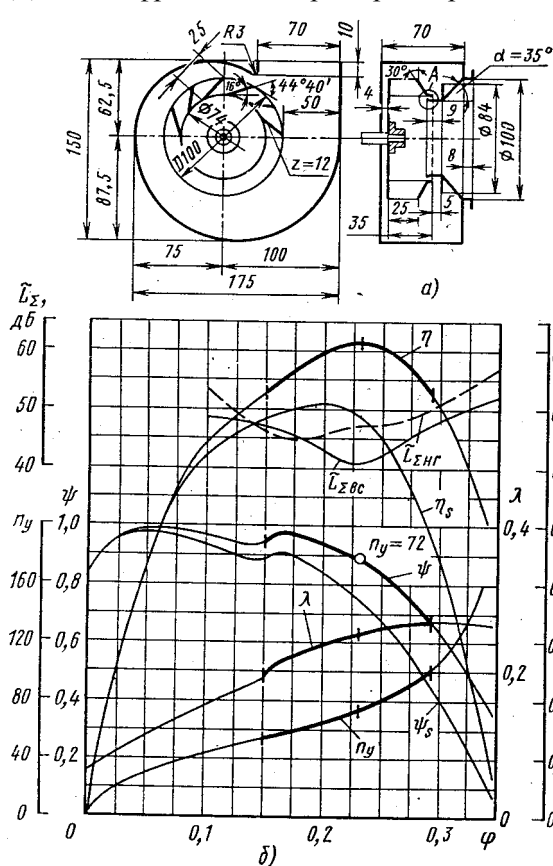


Рис. 4.65. Вентилятор ВЦ 4-70:

а – аеродинамічна схема (всі розміри дані у відсотках від діаметра колеса); б – безрозмірна характеристика, отримана при випробуванні моделі з $D = 0,5$ м при $n = 1200$ хв⁻¹

аеродинамічна схема та безрозмірна характеристика наведені на рис. 4.65. З цієї характеристики видно, що максимальний ККД сягає 80,8 %, а коефіцієнт тиску $\psi = 0,89$ при коефіцієнті подачі $\phi = 0,222$.

Робоче колесо вентилятора має 12 плоских нахилених назад лопа-

3 1990 р. передбачено два класи радіальних вентиляторів: 1 – зі зігнутими вперед лопатями при коловій швидкості на оптимальному режимі $u \leq 30$ м/с та зі зігнутими назад лопатями при $u > 7,0$ м/с; 2 – зі зігнутими вперед лопатями при $u > 30$ м/с та зі зігнутими назад лопатями при $u > 50$ м/с.

Позначення типу радіального вентилятора, конструкція якого розроблена після 1990 р.: В – вентилятор, Р – радіальний, стократне значення коефіцієнту повного тиску ψ , швидкохідність n_s . Наприклад, при $\psi = 0,875$ і $n_s = 71,5$ шифр вентилятора ВР 88 – 72. Позначення типорозміру вентилятора: тип, через тире – номер, через крапку – клас, наприклад, ВР 88 – 72 – 4.1.

Найбільш розповсюдженим вентилятором є ВЦ 4-70. Його аеро-

тей. Передній диск робочого колеса конічний. Кінець вхідного патрубку уведений всередину робочого колеса. Вентилятори ВЦ 4 – 70 випускаються від 2,5 до 10 номера у першому виконанні, а номери 10; 12,5; 16 – в шостому виконанні. Робочі колеса можуть мати діаметр 90, 95, 100, 105 або 110 % від номінального. Робочі частини характеристик вентиляторів наведені на рис. 4.66. (Останні цифри в шифрі вентиляторів означають: 1 – менші частоти обертання, 2 – більші частоти обертання). Ці частоти наведені в табл. 4.10. Вентилятори забезпечують подачу до 90 тис. м³/год і тиск до 2 кПа.

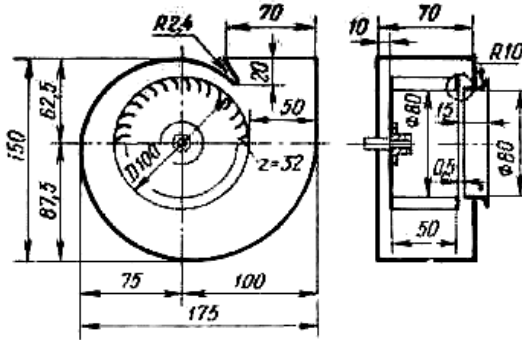
Вентилятор ВЦ 14 – 46 (рис. 4.67) має робоче колесо з 32 лопатями, загнутими вперед по дузі кола. При максимальному ККД 0,73 вентилятор створює коефіцієнт повного тиску 2,9 і коефіцієнт подачі 0,55.

Таблиця 4.10.

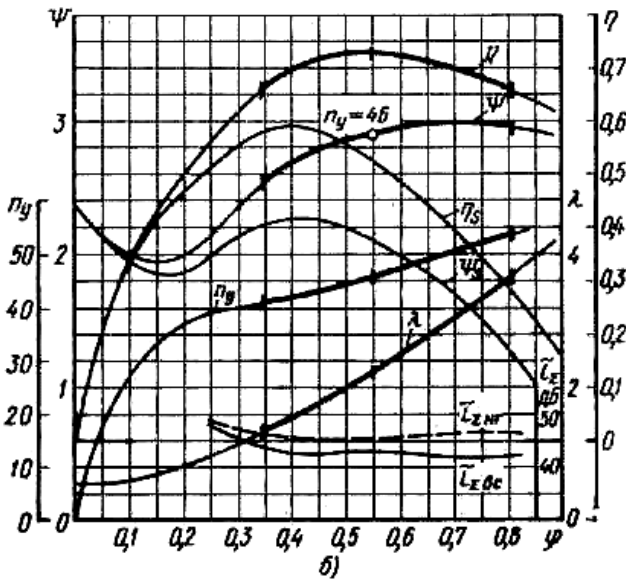
Частота обертання валів вентиляторів типу ВЦ 4–70

Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$	Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$	Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$
2,5–095–1	1375	4–105–1	910	6,3–105–1	950
100	1375	110	910	110	955
105	1375	4–095–2	1380	6,3–095–2	1430
110	1375	100	1380	100	1455
2,5–095–2	2750	105	1420	105	1455
100	2740	110	1420	110	1460
105	2840	5–090–1	900	8–095–1	700
110	2840	095	900	100	720
3,15–095–1	1380	100	915	105	720
100	1380	105	915	8–095–2	965
105	1368	110	920	100	970
110	1365	5–090–2	1415	105	975
3,15–095–2	2850	095	1415	10–095–1	720
100	2850	100	1415	100	730
105	2850	105	1425	105	730
110	2840	110	1425	10–095–2	975
4–095–1	910	6,3–095–1	935	100	975
100	910	100	950	105	975





а)



б)

Рис. 4.67. Вентилятор ВЦ 14–46:

- а – аеродинамічна схема (всі розміри дані у відсотках від діаметра колеса);
 б – безрозмірна характеристика, отримана при випробуванні моделі з
 $D = 0,5 \text{ м}$ при $n = 700 \text{ хв}^{-1}$

Випускаються розміри від 2 до 8 номера в 1 виконанні з колесами діаметром 95, 100, 105 % від номінального. Робочі частини характе-

ристик вентиляторів ВЦ 14 – 46 наведені на рис. 4.68, а частоти обертання – в табл. 4.11. Вентилятори створюють подачу від 0,4 до 50 тис. м³/год і тиск від 250 до 2000 Па.

Таблиця 4.11.

Частота обертання валів вентиляторів типу ВЦ 14–46

Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$	Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$	Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$
2–095–1	1375	3,15–105–1	900	100	1460
100	1365	3,15–095–2	1390	105	1465
105	1365	100	1420	6,3–095–1	700
2–095–2	2840	105	1420	100	720
100	2810	4–095–1	915	105	720
105	2810	100	920	6,3–095–2	970
2,5–095–1	1365	105	935	100	975
100	1365	4–095–2	1425	105	975
105	1390	100	1430	8–095–1	730
2,5–095–2	2850	105	1430	100	730
100	2850	5–095–1	955	105	730
105	2840	100	950	8–095–2	975
3,15–095–1	910	105	950	100	975
100	910	5–095–2	1455	105	980

Вентиляторів загального призначення розроблено біля ста типів зі швидкохідністю від 11 до 97. Більшість з них одноступінчасті і мають спіральний корпус з одним відводом. Є також конструкції спіральних корпусів з двома відводами, виготовляються двоступінчасті вентилятори (два робочі колеса розташовані в одному корпусі послідовно), двопотічні вентилятори (робочі колеса сполучені між собою паралельно).

Більша частина вентиляторів великих розмірів (від N 10) має осьовий напрямний апарат (ОНА) для регулювання подачі повітря. Для прикладу на рис. 4.69 показані безрозмірні характеристики вентилятора ВЦ 5 – 40 з ОНА. Характерно для всіх вентиляторів, що наявність ОНА зменшує значення характеристик навіть при куті установки регулювальних лопатей $\alpha_{\text{на}} = 0^0$. Зі збільшенням цього кута всі характеристики погіршуються.

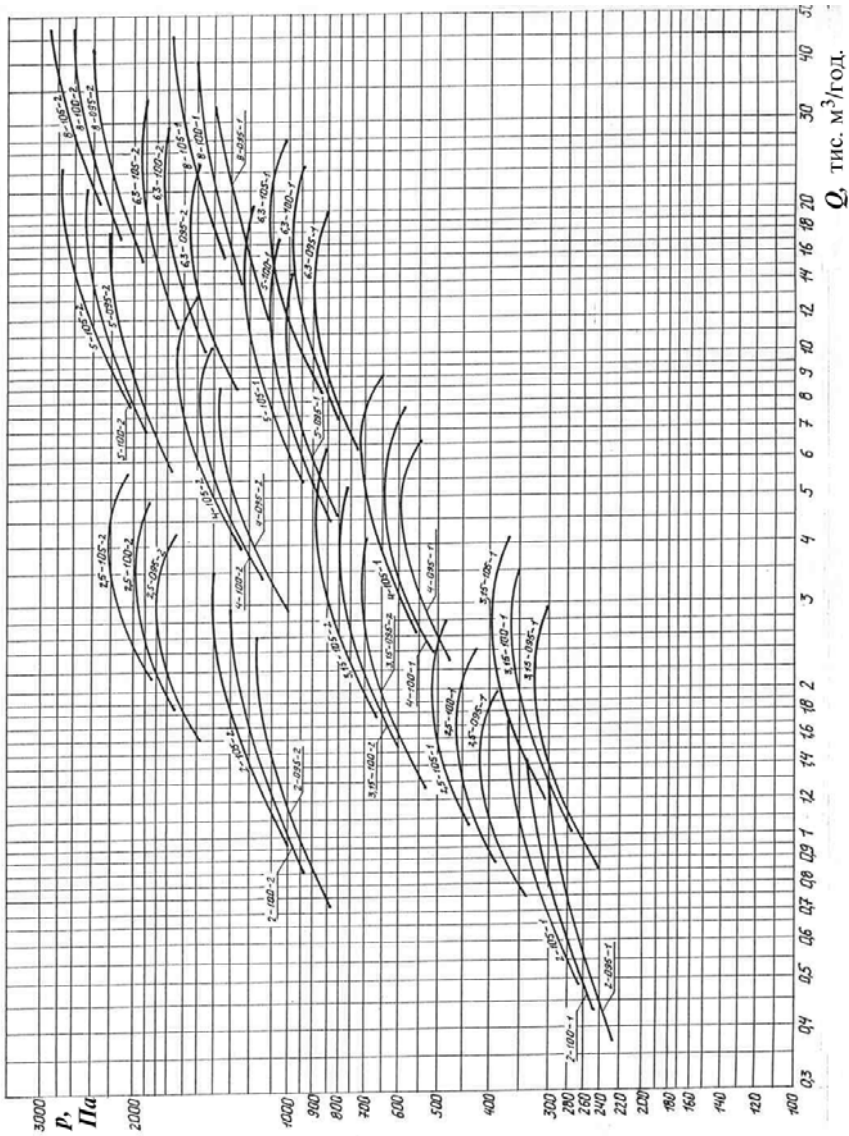


Рис. 4.68. Зведений графік характеристик вентиляторів ВЦ 14-46

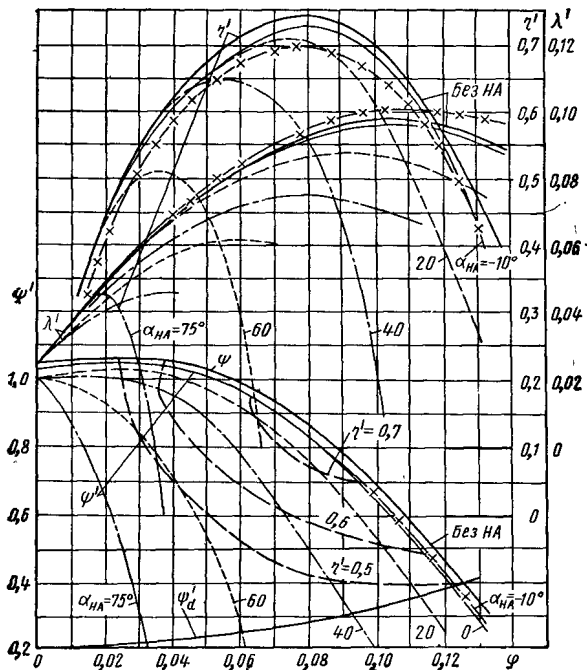
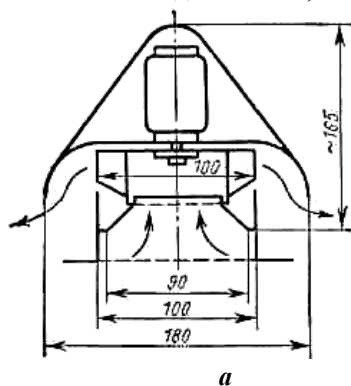
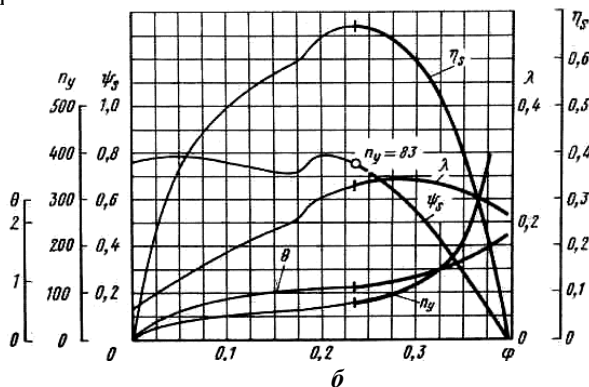


Рис. 4.69. Безрозмірні характеристики вентилятора ВЦ 5 – 40, отримані при випробуванні моделі з $D = 0,4$ м при $n = 1500$ хв⁻¹

До вентиляторів загального призначення відносять також дахові вентилятори. Вони служать для витяжної вентиляції промислових і громадських споруд і встановлюються безпосередньо на даху (рис 4.70). Їх позначення таке саме, як і радіальних, тільки на початку шифру замість літери В написана літера К. Даховий вентилятор має таке саме колесо, як і радіальний вентилятор ВЦ 4 – 70, а корпус виконаний у вигляді половини тора. Вісь робочого колеса вертикальна, двигун розташо-



а



б

Рис. 4.70. Даховий вентилятор КЦ 3 – 90:

а – аеродинамічна схема; б – безрозмірна характеристика, отримана при випробуванні моделі з $D = 0,5$ м при $n = 1000$ хв⁻¹

ваний над колесом і закритий зверху ковпаком. Вентилятори від N 8 встановлюють також і за шостим виконанням (з пасовою передачею).

Дахові вентилятори використовуються без мережі, і тому їх робочий режим відповідає нульовому або невеликому значенню коефіцієнта статистного тиску і коефіцієнта подачі, близького до максимального. Динамічний тиск цих вентиляторів не використовується, і тому на безрозмірній характеристиці (рис. 4.70, б) нанесені лише криві η_s і ψ_s . Робочі частини характеристик дахових вентиляторів показані на рис. 4.71.

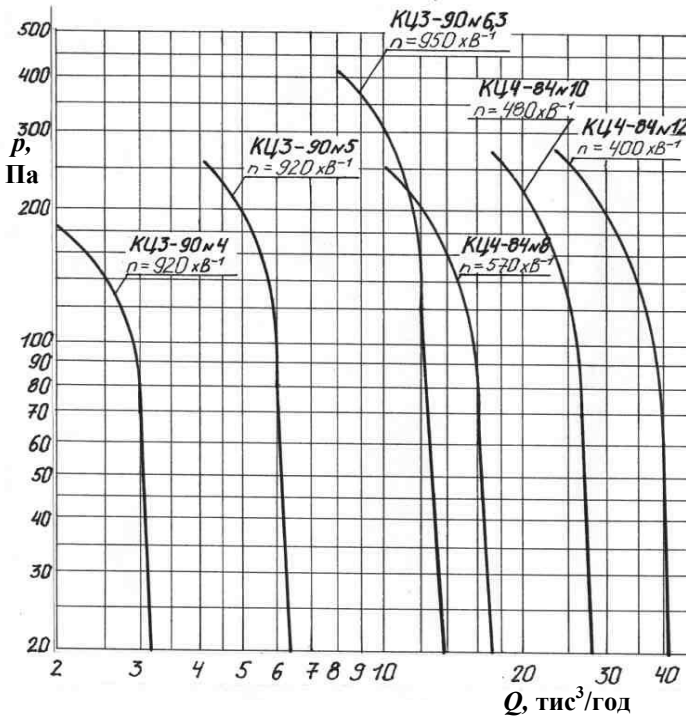


Рис. 4.71. Зведений графік характеристик дахових вентиляторів

4.12. Радіальні вентилятори спеціального призначення

Такі вентилятори використовуються для переміщення газових сумішей, які можуть привести до руйнування його деталей. До них відносяться і вентилятори з розмірами більшими та меншими від розмірів

вентиляторів загального призначення.

Пилові вентилятори служать для переміщення вибухобезпечних, неабразивних пилогазоповітряних сумішей з температурою до 80°C , з вмістом твердих частинок до 1 кг/м^3 , які не містять в собі липучих речовин і волокнистих матеріалів. Вони використовуються в системах пневмотранспорту зерна, відведення деревинної стружки, тирси, металевго пилу від верстатів, провітрювання запиленних приміщень. В позначенні пилових вентиляторів додана літера П.

Вентилятор ВЦП 6 – 45 (рис. 4.72) має робоче колесо з 8 радіальними плоскими лопатями без переднього і заднього дисків. Безрозмірні параметри $\eta_{\max} = 0,58$ і $\psi = 1,15$ при $\varphi = 0,145$. Зведений графік

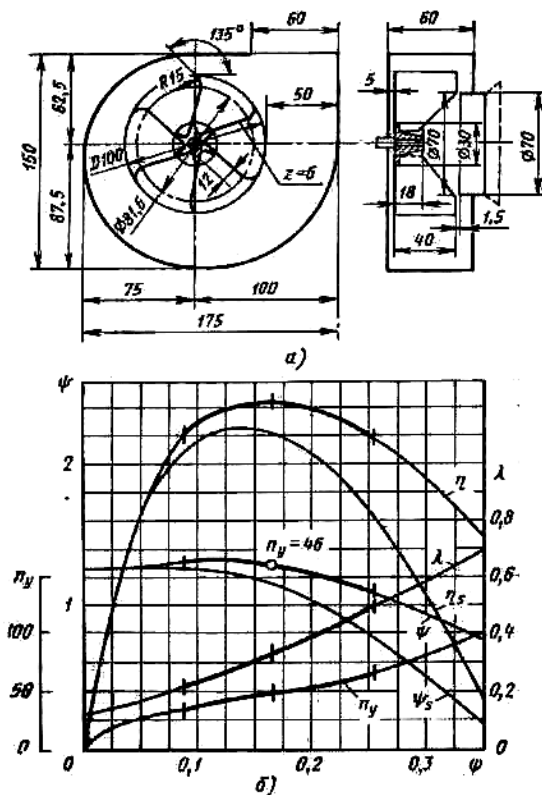


Рис. 4.72. Пиловий вентилятор ВЦП 6 – 45:

а – аеродинамічна схема; б – безрозмірна характеристика

робочих частин характеристик пилових вентиляторів зображений на рис. 4.73. Частоти обертання коліс наведені в табл. 4.12.

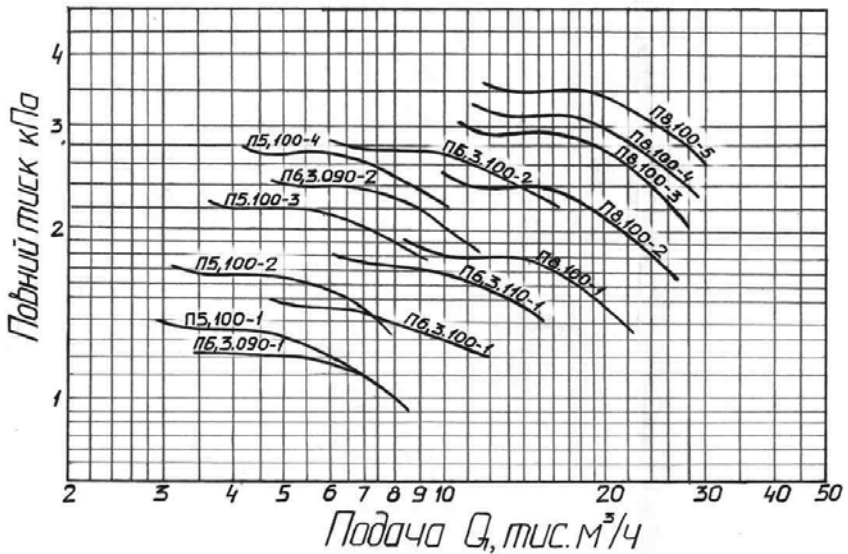


Рис. 4.73. Зведений графік характеристик пилових вентиляторів

Таблиця 4.12.

Частота обертання валів вентиляторів типу ВЦП 6–45

Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$	Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$	Шифр вен- тилятора	$n, \text{хв}^{-1}$
П5–100–1	1735	П6,3–090–1	1430	П8–100–1	1285
2	1960	100	1445	2	1440
3	2225	110	1445	3	1615
4	2505	П6,3–090–2	2000	4	1650
		100	2000	5	1680

Корозійностійкі вентилятори служать для переміщення вибухо-безпечних газових і пароповітряних сумішей, забруднених хімічно агресивними домішками із запиленістю до 100 мг/м^3 . В позначенні вен-

тилятора до його номера додана літера К, наприклад, ВЦ4–70–5К.

Як корозійностійкі використовуються звичайні вентилятори, в яких деталі протічної частини виготовлені з хімічно стійких матеріалів: нержавіючих сталей, титанових сплавів, пластмас (вінілпласту, поліетилену, поліпропілену, полістиролу). Вживається також напилення внутрішніх частин вентилятора протикорозійними полімерними покриттями.

Для переміщення вибухонебезпечних газових сумішей, які можуть вибухнути від іскри, використовуються **вибухозахищені вентилятори**. В їх шифр введена літера И після номера, наприклад, ВЦ14–26–4И. З метою попередження виникнення іскри вентилятори виготовляють з алюмінієвих сплавів з антистатичним пластмасовим покриттям – графітонаповненим поліетиленом або пентапластом.

Деякі вентилятори виготовляють з різних металів: деталі протічної частини – з вуглецевої сталі звичайної якості, а вихідну ділянку колектора – з латуні. З такими вентиляторами працюють вибухозахищені електродвигуни. Для переміщення сумішей, які можуть вибухнути від удару, вентилятори використовувати не можна. В таких випадках вживають ежектори (див. рис. 6.8).

Для забезпечення роботи котлів використовують **тягодуттьові вентилятори**: димотяги і дуттьові вентилятори. Димотяги призначені для відсмоктування димових газів з температурою до 250⁰С з топок котлів при згорянні різних видів палива, а дуттьові вентилятори – для подачі повітря при температурі до 200⁰С в топки котлів. Такі вентилятори працюють у важких умовах: тверді частинки диму, рухаючись з великими швидкостями, руйнують колеса і корпус, висока температура приводить до теплових деформацій. З метою попередження руйнування вентиляторів їх виготовляють з твердих жаростійких матеріалів, комплектують зносостійкими накладками. Вентилятори і особливо підшипники під час роботи охолоджують водою.

Тягодуттьові вентилятори виготовляють у 1 і 2 виконаннях, одноступінчастими і двопотічними, їх розміри від N 8 до N 26. Для можливості регулювання подачі вентилятори споряджені осьовими напрямними апаратами.

Шахтні вентилятори призначені для провітрювання гірських виробок (шахт, рудників, тунелів) з великими подачами й тисками. У вентиляційних установках головного провітрювання, які встановлені на поверхні землі і подають повітря на всю шахту, використовуються

радіальні вентилятори великих розмірів: N 11, 16, 25, 32, 47. Вони обладнані різними пристроями для регулювання подачі: осьовими напрямними апаратами, регульованими приводами тощо.

Малогабаритні вентилятори з номерами від 0,5 до 2 вмонтовують в різні машини, прилади, установки. Тому вони повинні мати мінімальні габаритні розміри. Такі вентилятори працюють з малогабаритними електродвигунами, які розвивають частоти обертання до 20000 хв^{-1} . Подача малогабаритних вентиляторів від 1 до 300 л/с і повний тиск від 200 до 7000 Па. Безрозмірні параметри їх нижчі, ніж у вентиляторів більших розмірів. Це пояснюється в основному масштабним фактором, коли при зменшенні розмірів вентилятора неможливо повністю зберегти геометричну подібність. Малогабаритні вентилятори мають такі ж позначення, як і радіальні вентилятори загального призначення, з додаванням літери М, наприклад, ВЦ4-70М.

4.13. Осьові вентилятори

Загальний вигляд осьового вентилятора показаний на рис. 4.74. Він складається з одного або декількох лопатевих коліс, вала, циліндричного корпусу з входним раструбом, а також з пристроїв, які поліпшують аеродинаміку потоку і збільшують ККД: напрямного та спрямувальних апаратів, обтікачів переднього (кока) та заднього. На рис 4.75 показані компоновки вентиляторів, які випускаються заводами, та паралелограми швидкостей в робочих колесах, напрямному та спрямувальних апаратах (індекси 1 і 2 відносяться до входу та виходу колеса).

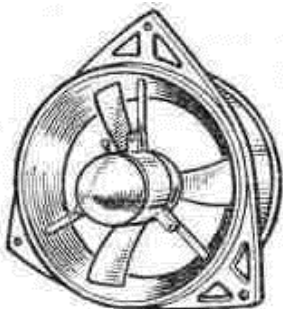


Рис. 4.74. Осьовий вентилятор

Розглянемо функції основних частин осьового вентилятора. Нерухомий кок К (передній обтікач) служить для поступового збільшення швидкості газу на вході вентилятора. Напрямний апарат НА складається з нерухомих лопатей і розташований перед робочим колесом РК. Його лопаті мають таку форму, щоб напрям швидкостей v_{n2} на виході з НА і v_l на вході в робоче колесо співпадали.

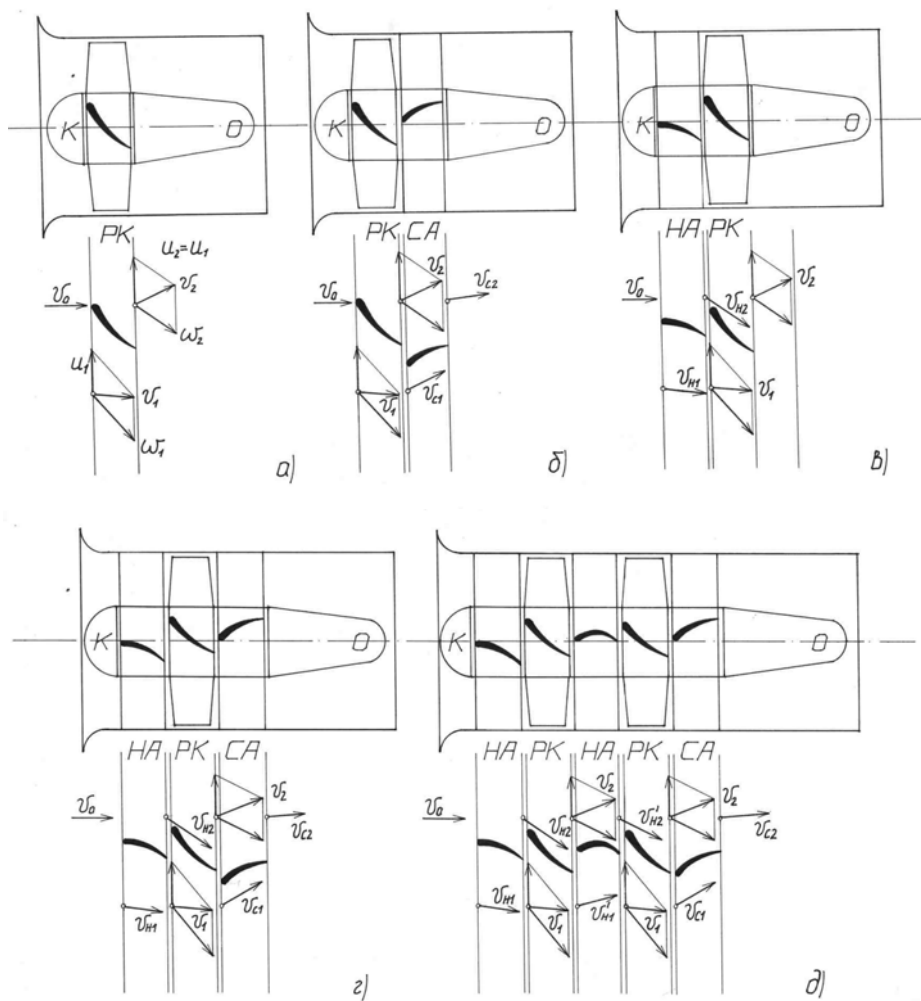


Рис. 4.75. Компоновки та паралелограми швидкостей осьових вентиляторів

Це забезпечує збільшення тиску вентилятора. Призначення спрямувального апарату СА – надати потоку осьовий напрям, усунути

коловий рух, що приводить до збільшення ККД вентилятора. Задній обтікач О зменшує втрати тиску в потоці при поступовому зменшенні швидкості.

Профіль лопатей робочих коліс може бути симетричним або несиметричним. При симетричному профілі вентилятор реверсивний, тобто він буде працювати однаково при обертанні робочого колеса в будь-яку сторону. Несиметричні профілі лопатей аеродинамічно досконаліші, їх тиск і ККД вищі. Колеса з такими лопатями повинні обертатися тупими кромками вперед. Залежно від напрямку обертання осьові вентилятори, як і радіальні, можуть бути правими і лівими.

Дуже суттєво на роботу вентилятора впливає зазор між корпусом та кінцями лопатей – він повинен бути не більше 1,5 % від довжини лопаті.

Робочі колеса вентиляторів з'єднують з двигунами так, як показано на рис. 4.76. Найраціональніше розміщувати колесо безпосередньо на валі двигуна (виконання 1, 2), використовують також довгі вали між

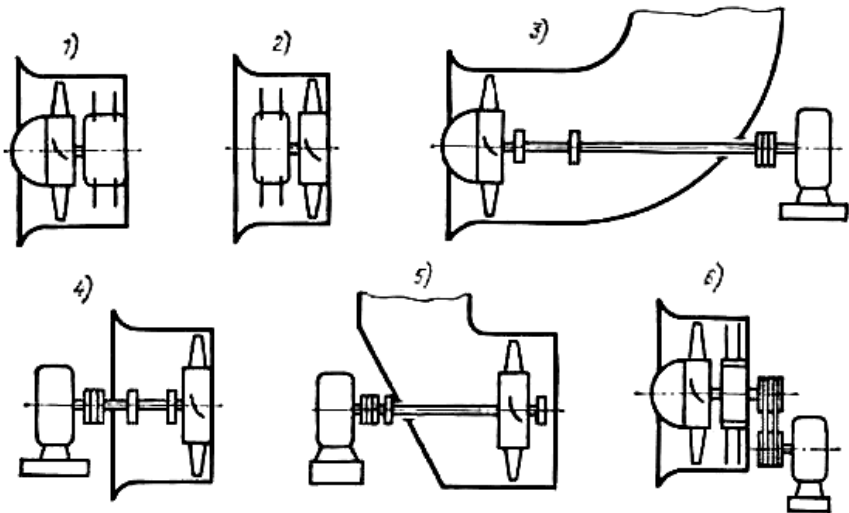


Рис. 4.76. Види з'єднань осьових вентиляторів з двигунами

двигуном і колесом на двох опорах і з муфтою (виконання 3, 4, 5), а також з'єднання через пасову або механічну передачу (виконання 6). У випадку переміщення вологих, гарячих агресивних газів доцільно

встановлювати двигун за межами потоку (виконання 3, 5). Регулювання подачі осьових вентиляторів можна здійснювати зміною частоти обертання, поворотом лопатей напрямного апарата або робочого колеса, зміною числа лопатей. Осьові вентилятори в порівнянні з радіальними забезпечують більші подачу, ККД, але створюють менший тиск – до 300 Па. Їх металоємність суттєво менша.

Можливість регулювання в широкому діапазоні значно менше впливає на навантаження двигунів.

Номенклатура осьових вентиляторів значно менша від радіальних. Їх шифр: після літери В записані числа, які означають п'ятикратне значення коефіцієнта повного тиску, швидкохідність та номер вентилятора.

Позначення типу осьового вентилятора, конструкція якого розроблена після 1990 р.: В – вентилятор, О – осьовий, стократне значення коефіцієнту повного тиску ψ , швидкохідність n_n . Наприклад, у вентилятора з шифром ВО–12–300 $\psi = 0,12$, $n_n = 300$. Позначення типорозміру: тип, номер (значення номерів наведено в п. 4.11).

Як приклад розглянемо вентилятор В 0,6 – 300 (рис. 4.77). Його робоче колесо складається із циліндричної втулки з трьома лопатями, встановленими під кутом 22° . Номінальні значення безрозмірних параметрів: $\psi = 0,12$, $\varphi = 0,23$ при $\eta_{max} = 0,78$. Випускаються вентилятори N 8; 10; 12,5 загального призначення з вуглецевої сталі і вибухозахи-

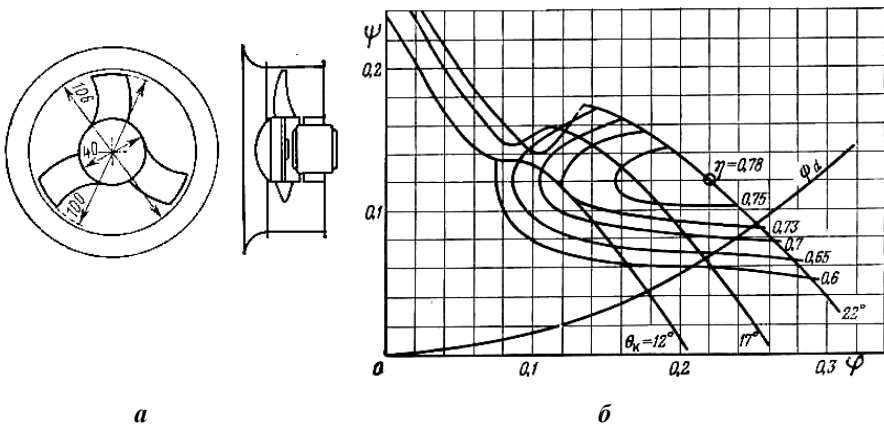


Рис. 4.77. Вентилятор В 0,6-300:
а – аеродинамічна схема; б – безрозмірна характеристика

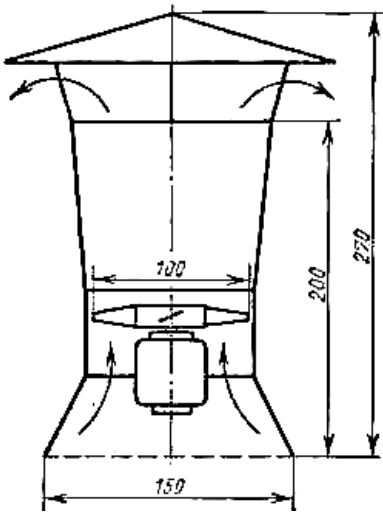


Рис. 4.78. Даховий осьовий вентилятор

щені з алюмінієвих сплавів та різних металів: корпус сталевий, а в місці розташування сталевого робочого колеса вмонтоване латунне кільце.

Серед осьових вентиляторів є і дахові (рис. 4.78).

Шахтні осьові вентилятори використовуються для провітрювання окремих гірничих виробок. Серійно виготовляються вентилятори N 7, 8, 11, 16. Такі вентиляторні установки місцевого провітрювання розташовують під землею.

У побуті використовуються одноколісні осьові вентилятори без корпусу, які розміщують на столі або на стелі.

4.14. Вентилятори інших типів

Існують ще декілька видів вентиляторів, які можна віднести до радіальних. Використання їх в наш час ще обмежене.

У **смерчковому** (вільновихорному) вентиляторі (див. рис. 1.6) робоче лопатеве колесо знаходиться в ніші задньої стінки корпусу. Повітря рухається перед колесом під дією закручування у вигляді смерчу. При русі повітря з волокнами або твердими домішками вони не руйнуються, а колесо не засмічується.

В **діаметральному** вентиляторі (рис. 1.7) колесо з великою кількістю коротких лопатей, загнутих вперед, частково знаходиться в корпусі, виконаному у вигляді підводу. Повітря за напрямом діаметра проходить двічі через ґратку колеса, що дає можливість створювати підвищені тиски. Для збільшення подачі колеса можуть мати велику ширину. ККД цих вентиляторів невисокі.

В **дисковому** вентиляторі (рис. 1.8) робоче колесо виготовлене у

вигляді пакета дисків, які розташовані на невеликій відстані. Ці вентилятори мають невеликий ККД і створюють малі тиски, але завдяки незначному шуму їх доцільно використовувати в кондиціонерах і у випадках, коли шум не допустимий.

Боковоканальний вентилятор подібний до боковоканального насоса (див. рис. 4.48). Він створює малі подачі й великі тиски при невисокому ККД, працює реверсивно і порівняно безшумно.

4.15. Вибір нагнітачів

Вибір нагнітача полягає у визначенні його типорозміру, щоби він забезпечив подачу і напір (тиск), необхідні для мережі при ККД, найближчому до максимального значення. При цьому необхідно намагатися, щоб нагнітач був найдешевшим та мав найменші габаритні розміри і масу. Звичайно розрахункові параметри Q і H (p) задають із запасом в 5...10 %, оскільки розрахунок опору мережі не відноситься до точних.

Для вибору насоса використовують зведені графіки полів (див. рис. 4.17, 4.19, 4.21, 4.23, 4.25, 4.28, 4.32, 4.35, 4.44, 4.54, а також рисунки в спеціальних каталогах і заводських документаціях українських та зарубіжних виробників). Задані параметри трубопроводу Q і H_n наносять на зведений графік. Якщо точка $[Q, H_n]$ попадає в поле якогось насоса, то він і буде тим, який потрібний для даного трубопроводу. Якщо точка трубопроводу не попадає в поле насоса, розглядають зведений графік полів насосів іншого типу для переміщення заданої рідини. При неможливості використання одного насоса розглядають спільну роботу двох або і трьох насосів. Для цього найпростіше можна зменшити параметри Q або H_n в два або три рази, щоб точка зі зміненими параметрами $[Q', H_n]$ або $[Q, H'_n]$ попала в поле насоса. При зменшенні подачі насоси потрібно з'єднати паралельно, при зменшенні напору – послідовно. Далі потрібно виконати розрахунки регулювання подачі насоса одним із способів, наведених в п. 3.4, щоб вона співпала з витратою рідини в трубопроводі. Потім рекомендується підрахувати корисну й споживану потужності насоса і необхідну потужність двигуна для насоса з подачею Q (Q').

При виборі вентилятора спочатку треба визначити його тип. Для цього необхідно підрахувати орієнтовні значення його швидкохідності

n_p при стандартних частотах обертання 750, 1000, 1500, 3000 хв⁻¹. Далі із спеціальних таблиць в каталогах підбирають тип вентилятора з близьким до підрахованного значенням n_p . Для визначення номера вентилятора, частоти обертання і розміра робочого колеса використовують зведений графік робочих частин характеристик (див. рис. 4.66, 4.68, 4.71, 4.73 та рисунки в спеціальних каталогах). Далі визначають спосіб регулювання подачі: дроселюванням, напрямним апаратом, тощо. ККД і потужності вентиляторів, колові швидкості робочих коліс визначають з індивідуальної характеристики, приклад якої наведений на рис. 2.21. Характеристики вентиляторів в каталогах наведені для стандартних умов, коли густина повітря $\rho_o = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Коли густина газу відрізняється від ρ_o , потрібно тиск привести до стандартних умов за формулою:

$$p_o = p\rho_o/\rho. \quad (4.6)$$

Чисельні фірми світу, що випускають нагнітачі, розробляють програми вибору типорозміру нагнітача до певної мережі та розрахунку на ЕОМ режиму його роботи. В основу таких програм покладений принцип, наведений в даному пункті: нагнітач повинен створювати такі ж параметри (подачу і напір або тиск), які потрібно забезпечити для даної трубопровідної мережі. Для регулювання подачі використовують способи, описані в п. 3.4, серед них найчастіше – спосіб зміни подачі регулюванням частоти змінного електричного струму за допомогою частотних перетворювачів як найекономічніший, споживаючий найменшу потужність.

Розглянемо, наприклад, програму GRIPS фірми “Grundfos”. Основну її частину складає електронний каталог всіх насосів та обладнання до них цієї фірми. Для заданих параметрів трубопровідної мережі програма дозволяє вибрати будь-який насос, або насос певної групи: для промислового або побутового постачання холодної, гарячої води або іншої рідини, для систем водовідведення, водяного опалення, заглибні насоси для чистих або забруднених вод. Під час виконання програми ЕОМ вибирає один або декілька насосів, спільна робота яких забезпечує створення заданих параметрів трубопроводу. Можна ввести умову найменшої вартості насоса, найменшого споживання електроенергії, передбачити якийсь певний тип насоса заданої групи, зробити вибір типорозміру електронної системи регулювання Hydrocontrol або Deltacontrol виробництва фірми “Grundfos”. На

екрані дисплею виводиться інформація у вигляді графічної характеристики і параметрів насоса (або декількох насосів) та короткого їх опису. Об'єм програми досить великий, 4,9 мегабайт, тому навести її в підручнику немає змоги.

Приклад 4.1. Для трубопроводу з витратою $Q = 12$ л/с і напором $H_n = 80$ м, який переміщує бензин, підібрати насос, провести розрахунки для зміни його подачі, визначити потужність двигуна для насоса.

Розв'язання. Розглянемо зведені графіки полів насосів типів К і Д (рис. 4.16 і 4.18). Бачимо, що серед цих насосів нема такого, який міг би створювати задані параметри Q і H_n . Тому зменшимо напір вдвоє і тоді знайдемо, що для трубопроводу з параметрами $Q = 12$ л/с і $H_n' = 40$ м підходить насос К 80–50–200. Для забезпечення потрібного напору $H_n = 80$ м треба два таких насоси з'єднати послідовно. Всі наступні розрахунки проведемо для одного насоса.

З табл. 4.1 перепишемо характеристику обраного насоса

Q , л/с	H , м	η	n , хв ⁻¹
8,9	55	0,58	
13,9	50	0,65	2900
18,9	41	0,63	

і побудуємо її на рис. 4.79. Нанесемо точку 2 з параметрами трубопроводу $Q_2 = Q$ і $H_2 = H_n'$. Оскільки ця точка не попала на характеристику H насоса, необхідно провести регулювання подачі насоса. Спочатку проаналізуємо можливість застосування найпростіших способів регулювання – дроселюванням і перепуском (п. 3.4.1 і 3.4.2).

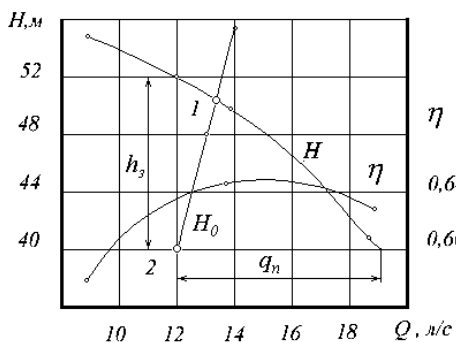


Рис. 4.79. До прикладу 4.1

ється, що втрати напору на засувці h_3 і витрата рідини в перепускній лінії q_n більші, ніж допускні 10 % від напору і подачі насоса, і тому ці способи регулювання використовувати не економічно.

Приймаємо спосіб регулювання подачі насоса зміною частоти обертання робочого колеса. Згідно з рекомендаціями п. 3.4.3 визначаємо значення коефіцієнта параболи подібних

режимів: $K = H_2/Q_2^2 = 40/144 = 0,285$. Для побудови параболи визначимо параметри двох точок:

Q , л/с	13	14
$H_o = K \cdot Q^2$, м	48,1	55,8,

нанесемо їх на графік рис. 4.79 і побудуємо параболу H_o . Визначимо параметри точки 1 перетину ліній H і H_o . $Q_1 = 13,4$ л/с, $H_1 = 50,4$ м. За формулами подібності визначаємо частоту обертання вала n_2 , при якій характеристика насоса перетне точку 2:

$$n_2 = n_1 \cdot Q_2 / Q_1 = 2900 \cdot 12 / 13,4 = 2597 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_2' = n_1 \cdot \sqrt{H_2 / H_1} = 2900 \cdot \sqrt{40 / 50,4} = 2616 \text{ хв}^{-1}.$$

Визначимо різницю між значеннями n_2 і n_2' :

$$\Delta = \frac{n_2' - n_2}{n_2} \cdot 100\% = \frac{2616 - 2597}{2597} \cdot 100\% = 0,7\%$$

Оскільки вона менша від допускних 2 %, вважаємо, що розрахунки виконані без помилок. З рис. 4.79 визначаємо, що при подачі $Q_1 = 13,4$ л/с ККД $\eta_1 = 0,64$, який не змінюється при зміні частоти обертання. Підрахуємо споживану насосом потужність при частоті n_2 :

$$N = \rho g Q_2 H_2 / \eta_1 = 700 \cdot 9,8 \cdot 0,012 \cdot 40 / 0,65 = 5279 \text{ Вт}.$$

Значення густини бензину $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$ приймаємо з додатку І, табл. 1. Визначимо необхідну потужність двигуна для даного насоса:

$$N_d = m \cdot N = 1,25 \cdot 5,279 = 6,60 \text{ кВт}.$$

Значення коефіцієнта запасу $m = 1,25$ прийнято відповідно до пояснення до формули (1.14) для потужності насоса до 20 кВт.

Розглянемо регулювання подачі обточкою робочого колеса по зовнішньому діаметру відповідно до п. 3.4.4. Визначимо значення коефіцієнта швидкохідності n_s обраного насоса при максимальному ККД:

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \frac{2900 \sqrt{0,0139}}{50^{3/4}} = 66,4.$$

Оскільки $n_s < 150$, розрахункові формули для визначення обточеного діаметра такі самі, як і при зміні частоти обертання

$$D_2 = D_1 \cdot Q_2 / Q_1 = 200 \cdot 12 / 13,4 = 179,1 \text{ мм},$$

$$D_2' = D_1 \sqrt{H_2 / H_1} = 200 \sqrt{41 / 50,4} = 180,4 \text{ мм}.$$

Різниця між значеннями D_2 і D_2' так само, як і між n_2 і n_2' , за підрахунком становить 0,7 %.

При розв'язанні даної задачі на ЕОМ за програмою "Параметри насоса", наведеною в додатку II, отримані такі результати: $n_s = 66,37$; $n_2 = 2607 \text{ хв}^{-1}$; $D_2 = 179,8 \text{ мм}$; $N = 5,257 \text{ кВт}$; $N_\partial = 6,566 \text{ кВт}$.

Приклад 4.2. Підібрати вентилятор для подачі повітря з температурою $t = 75^\circ\text{C}$ в кількості $Q = 12000 \text{ м}^3/\text{год}$ при повному тиску $p = 1060 \text{ Па}$. Робоче колесо потрібно встановити на валі асинхронного електродвигуна. Барометричний тиск $p_\partial = 98,1 \text{ кПа}$.

Розв'язання. Визначасмо густину повітря, яке переміщує вентилятор:

$$\rho = p_\partial / RT = 98100 / (287 \cdot 348) = 0,98 \text{ кг/м}^3.$$

Зведемо тиск вентилятора до стандартних умов:

$$p_o = p \cdot \rho_o / \rho = 1060 \cdot 1,2 / 0,98 = 1298 \text{ Па} \approx 1300 \text{ Па}.$$

Для стандартних частот обертання асинхронних електродвигунів підрахуємо значення швидкохідності:

$$n_{II} = 5,54 \frac{n \sqrt{Q}}{p^{3/4}} = 5,54 \frac{2900 \sqrt{12000 / 3600}}{1300^{3/4}} = 136,5.$$

$n, \text{ хв}^{-1}$	2900	1450	960	725
n_{II}	136,5	67,8	44,9	33,9

Значення $n = 136,5$ характерне для осьових вентиляторів, але вони не спроможні створити тиск 1060 Па. З радіальних вентиляторів, описаних в даному підручнику, підходить ВЦ 4–70 з частотою обертання 1450 хв^{-1} і ВЦ 14–46 з 960 хв^{-1} . Із зведених графіків характеристик (рис. 4.66, 4.68) визначимо номери вентиляторів, діаметри робочих коліс і частоту обертання валів двигунів. Ці дані занесемо в табл. 4.13, де запишемо також інші параметри, які визначимо з індивідуальних аеродинамічних характеристик вентиляторів ВЦ 4–70 N 6,3–105 з колесом діаметром 1,05 від номінального і ВЦ 14–46 N 6,3–95 (Руководство по подбору радиальных вентиляторов общего назначения. – М.: Сантехниипроект, 1985).

Параметри вентиляторів

Тип вентиляторів	Номер	Діаметр колеса, відсотки від номінального	Частота обертання, хв^{-1}	ККД, %	Колова швидкість, м/с	Встановлена потужність двигуна, кВт
ВЦ 4–70	6,3	105	1455	0,805	50	6,5
ВЦ 14–46	6,3	95	975	0,71	30	7,0

Як бачимо, вентилятор ВЦ 4–70 має кращі показники по ККД і встановленій потужності двигуна, тому і вибираємо його для роботи при зазначених умовах.

4.16. Випробування нагнітачів

Випробування насосів та вентиляторів проводиться в наукових і конструкторських організаціях при розробці нових конструкцій для визначення робочих характеристик; на підприємствах, що випускають нагнітачі – для перевірки якості продукції; на підприємствах, де експлуатують нагнітачі – для визначення їх технічного стану й придатності до використання.

Схема стенда для випробування насосів подібна до схеми насосної установки (див. рис. 3.12), тільки використовується один резервуар – живильний, а нагнітальний трубопровід під'єднаний до цього резервуара. Випробування проводять на чистій воді при температурі до 20°C. Під час випробувань визначають значення напору, подачі, потужності, ККД насоса для 15–20 точок при постійній частоті обертання робочого колеса і будують його робочу характеристику. Зміна значень параметрів виконується за допомогою засувки на напірній лінії.

Для визначення подачі використовують звужувальні пристрої (діафрагму або сопло) з дифманометром, водозливи, мірні баки, лічильники або бак з отвором в дні і водомірною трубкою. Методика замірів і розрахунків наведена в інструкціях до кожного з цих приладів. Для визначення напору заміряють покази вакуумметра і манометра, далі користуються формулою (1.4).

Найпростіший спосіб визначення потужності N насоса – замір ватметром споживаної потужності N_e електродвигуна з відомим

значенням його ККД η_e і підрахунок за формулою:

$$N = N_e \cdot \eta_e. \quad (4.7)$$

ККД насоса розраховують за формулою (1.8).

Кавітаційні випробування насосів проводять на спеціальному стенді в наукових організаціях.

При випробуванні вентиляторів визначають його аеродинамічну характеристику, тобто залежність повного тиску p , статичного тиску p_s , споживаної потужності N , повного η і статичного η_s ККД від подачі Q при постійній частоті обертання n вала з перерахунком на стандартні умови, при яких густина повітря $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Випробування вентиляторів рекомендовано проводити на стенді з камерою всмоктування, діаметр якої на порядок більший, ніж вхідного патрубку вентилятора (рис. 4.80). Завдяки цьому динамічний тиск p_{dv} в камері всмоктування настільки малий в порівнянні зі статичним p_{sv} , що значенням p_{dv} можна нехтувати. Після вентилятора повітря виходить в атмосферу. Тому надлишковий статичний тиск p_{sh} на виході напірного патрубку дорівнює нулю.

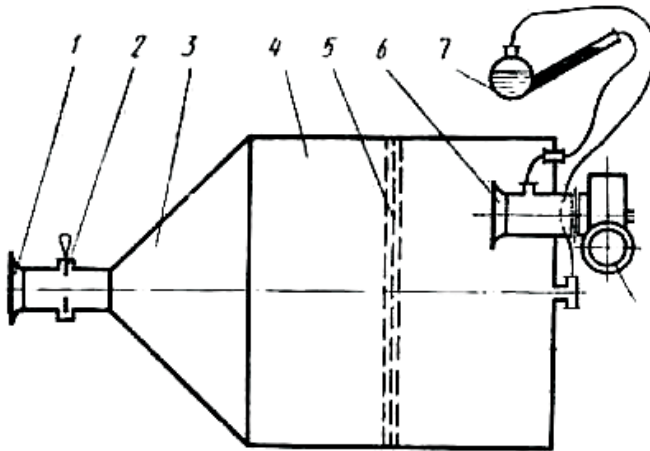


Рис. 4.80. Схема стенда для випробування вентиляторів

Подачу вентилятора визначають за допомогою заміру втрат напору у вхідному патрубку рідинним дифманометром 7 (див. рис. 4.80) за формулою:

$$Q = \alpha \cdot S_B \sqrt{2g\Delta h \rho_p / \rho_{\Pi}}, \quad (4.8)$$

де $\alpha = 0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати напору при вході в патрубок; S_B – площа поперечного перерізу вхідного патрубку; ρ_p – густина рідини в дифманометрі; ρ_n – густина повітря.

Враховуючи особливості описаного стенду, повний тиск вентилятора, приведений до стандартних умов:

$$p = (p_{se} + p_{dn}) \rho_o / \rho_n, \quad (4.9)$$

де $p_{se} = \rho_p g h_e$ – статичний тиск в камері всмоктування, ρ_p – густина рідини в рідинному манометрі 7 (див. рис. 4.80), h_e – різниця висот в колінах цього манометра; $p_{dn} = 0,5 \rho_n (Q/S_n)^2$ – динамічний тиск в напірному патрубку, S_n – площа поперечного перерізу напірного патрубку.

Повний і статичний ККД визначають за формулами:

$$\eta = pQ/N; \quad \eta_s = p_s Q/N, \quad (4.10)$$

де N – споживана потужність вентилятора, яку визначають так само, як і для насоса, p_s – статичний тиск вентилятора, для умов даного стенду $p_s = p_{se}$.

4.17. Обслуговування нагнітальних установок

Ефективна робота нагнітальних установок можлива лише при дотриманні правил експлуатації, регламентованих спеціальними інструкціями та вказівками. Основні з цих правил такі.

Перед пуском насоса, вентилятора потрібно переконатися в справності і правильному функціонуванні всіх систем установки. Ущільнення насосів повинні бути затягнуті до такої міри, щоб через них могли протікати лише окремі краплини рідини. Надмірне затягування сальника приведе до збільшення тертя і, як наслідок, до перегріву ущільнення і зростання споживаної потужності. Вал нагнітача повинен обертатися від руки. Всі частини установок повинні бути надійно закріплені, зазори мають бути в межах норми. Приймальна сітка насосу, лопаті та внутрішня поверхня корпусу вентилятора не повинні бути забруднені осадами, механічними домішками. Засувки, шибері, вентиля, крани повинні відкриватися і закриватися вручну без особливого зусилля і не пропускати рідину і повітря. В приміщенні нагнітальної установки деталі нагнітального

обладнання, інструмент, матеріали повинні зберігатися лише в призначених для них шафах, наявність бруду і сміття недопустима. Контрольно-вимірювальні прилади повинні бути справними і мати непрострочені сертифікати повірки, видані відповідними органами держстандарту.

Динамічні насоси, окрім деяких конструкцій боковоканальних, не-самовсмоктувальні. Тому перед пуском насос і всмоктувальний трубо-провід необхідно заповнити рідиною. При діаметрі всмоктувального трубопроводу менше 250 мм в його нижній частині встановлюють зворотний клапан, який дозволяє рідині рухатись тільки в одному напрямі – до насоса. Рідину заливають відром через отвір у верхній частині корпусу або з напірного резервуара через напірний патрубок. При цьому слідкують, щоби повітря не залишилось в корпусі насоса. При діаметрі всмоктувального трубопроводу більше 250 мм зворотний клапан не встановлюють. Ще один спосіб заливання насоса – до отвору у верхній частині корпусу насоса під'єднують вакуум–насос (див. п. 7.5), який відсмоктує повітря і піднімає рідину з резервуара живлення до насоса. В п. 6.2 наведені приклади застосування струминних апаратів – ежекторів для заповнення рідиною всмоктувального трубопроводу і корпусу насоса.

Пуск нагнітача повинен відбуватися при потужності, меншій від робочої. У відцентрових насосах та радіальних вентиляторах при зростанні подачі потужність збільшується, а у осьових – зменшується. Тому при пуску відцентрових насосів і радіальних вентиляторів засувка (шибер) на нагнітальній лінії повинні бути закритими. Коли вакуумметр покаже розрідження, що свідчить про засмоктування рідини (повітря) нагнітачем, потрібно плавно відкрити засувку (шибер) і довести подачу до заданої. Перед зупинкою насоса та вентилятора напірну лінію потрібно плавно перекрити. Пуск та зупинку осьових нагнітачів доцільно робити при повністю або частково відкритих засувках. В установках з великими осьовими насосами з поворотними лопатями запірної арматури не передбачено.

Під час роботи нагнітальної установки потрібно постійно слідкувати за показами вимірювальних приладів, записувати в журнал параметри роботи установки. При відхиленні значень параметрів від робочих потрібно негайно вжити заходи для відновлення заданого режиму або зупинити установку.

В автоматизованих нагнітальних агрегатах всі операції перед

пуском, при пуску, під час роботи, при зупинці виконуються автоматично. Для цього розроблені спеціальні програми і використовується спеціальне обладнання, короткий опис яких наведений в п. 4.9.

4.18. Попередження шумів при роботі нагнітальних установок

Нагнітальні установки під час роботи спричиняють досить великий шум. Основним джерелом шуму є нагнітач. Шум виникає також від двигуна та плинного середовища при високих швидкостях руху в трубах.

Нагнітач є генератором гідроаеродинамічного та механічного шумів.

Гідроаеродинамічні шуми зумовлені процесами обтікання рідини та газами елементів нагнітачів, які приводять до виникнення вихорів на лопатях, в спіральному каналі, у нагнітальному патрубку. Неоднорідність потоку через кінцеву кількість лопатей і асиметрію корпусу також є джерелом шуму.

Найефективнішим способом попередження гідроаеродинамічних шумів є експлуатація нагнітачів при високих ККД. Найменший шум виникає при подачі $Q = (0,8 \dots 1,0) Q_{\text{опт}}$. Відхилення від цього діапазону приводить до збільшення шуму на 10...15 децибел. Для забезпечення безшумної роботи колова швидкість вентиляторів не повинна перевищувати 25...30 м/с. При таких швидкостях тиски можуть сягати 100...200 Па у осьових та 800...1200 Па у радіальних вентиляторів. Якщо потрібно отримати більші тиски при умові безшумної роботи вентиляторів, їх доцільно з'єднати послідовно.

Механічні шуми виникають при обертанні коліс з поганим балансуванням, зазорах між спряженими деталями, недоліках монтування нагнітальної установки. Ці ж причини приводять також до вібрацій, що руйнують обладнання. При своєчасному огляді нагнітальної установки згадані недоліки повинні бути виявлені та усунені. Вентилятори рекомендується встановлювати на віброізолюючих основах, в яких використовують пружинні амортизатори, прокладки з пружних матеріалів. Стіни, підлоги і стелі приміщень, в яких знаходяться нагнітачі, доцільно облицювати звукопоглинаючим матеріалом. Для попередження

передачі шумів та вібрацій від нагнітачів до мережі між ними потрібно встановлювати пружні патрубки та прокладки. Найбільший шум під час руху плинного середовища з високими швидкостями спостерігається у вентиляційних мережах. Для поглинання шуму в повітропроводах встановлюють глушники, в яких стінки виконані зі звукопоглинаючого матеріалу – шлакоцементу, пористого бетону, мінеральної вати тощо. При діаметрі повітропроводу більше 0,5 м всередині глушника встановлюють звукопоглинаючі пластини.

Силу шуму оцінюють в децибелах. Допускні значення сили шуму знаходяться в межах від 20 (в лікарнях) до 130 дБ (на аеродромах). В залах кафе, ресторанів сила шуму не повинна перевищувати 50 дБ, в робочих приміщеннях виробничих підприємств – 85 дБ. Методика розрахунків сили шуму і звукоізоляції наведена в спеціальній літературі, наприклад, у книзі "Рекомендации по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок" (М.: Стройиздат, 1982).

Виконання зазначених, заходів при роботі нагнітальних установок попередить погіршення екологічного стану навколишнього середовища.

5. ОБ'ЄМНІ НАСОСИ

5.1. Принцип дії та види поршневих насосів

Схема поршневого насоса показана на рис. 5.1. Він складається з поршня 1, циліндра 2, штока 3, всмоктувального 4 і напірного 5 клапанів. Зі штоком з'єднаний шатун 6 з кривошипом 7. Під час роботи двигуна обертальний рух його вала за допомогою кривошипношатунного механізму перетворюється в зворотно-поступальний рух поршня. При русі поршня вправо об'єм лівої робочої камери збільшується, а тиск зменшується. Всмоктувальний клапан відкривається і рідина з резервуара живлення всмоктувальною трубою поступає в

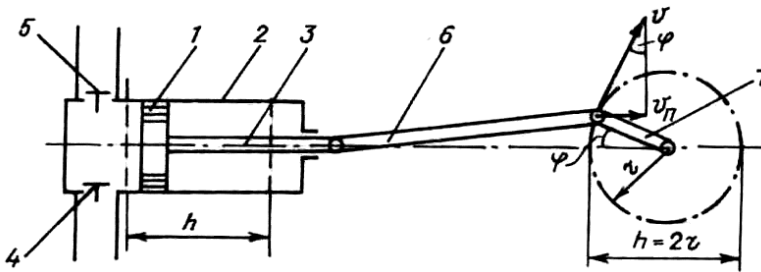


Рис. 5.1. Схема поршневого насоса однократної дії

насос. При русі поршня вліво об'єм лівої робочої камери зменшується, а тиск в ній збільшується. Всмоктувальний клапан закривається, а напірний відкривається. Рідина поступає в напірний трубопровід. Такий поршковий насос за один подвійний хід поршня виконує одне всмоктування і одне нагнітання й тому називається насосом однократної дії.

Насос двократної дії (рис. 5.2, а) має дві робочі камери та два всмоктувальних і два напірних клапани. При русі поршня в будь-який бік в одній робочій камері відбувається процес всмоктування, в другій – нагнітання.

Насос диференційної дії (рис. 5.2, б) має дві робочі камери і по одному всмоктувальному та напірному клапану. Робоча камера без клапанів з'єднана з напірним трубопроводом. Під час руху поршня вправо в лівій робочій камері відбувається процес всмоктування, а з

правої робочої камери рідина поступає в напірну лінію. При русі поршня вліво рідина з лівої робочої камери поступає в напірний трубопровід і в праву камеру. Отже, за один подвійний хід поршня відбувається одне всмоктування і два нагнітання.

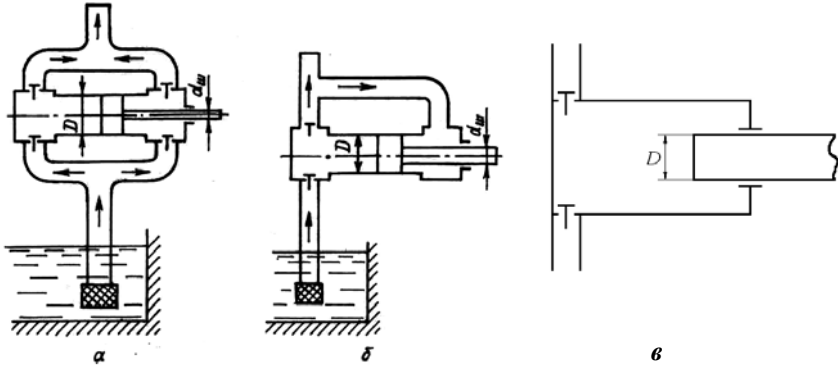


Рис. 5.2. Схеми поршневих насосів:

a – двократної дії; *б* – диференційної дії; *в* – плунжерного

В плунжерному насосі (рис. 5.2, в) роль поршня виконує плунжер, діаметр якого менший від внутрішнього діаметра циліндра. Це насос однократної дії.

За кількістю циліндрів поршневі насоси поділяють на одно-, дво-, трициліндрові, які можуть бути з'єднані в основному паралельно.

Характеристика поршневого насоса – графічна залежність тиску, потужності і ККД при постійній кількості подвійних ходів (рис. 5.3). Режим роботи насоса і трубопроводу визначається графічно з характеристики насосної установки по робочій точці А.

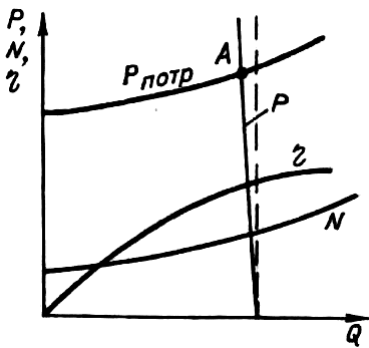


Рис. 5.3. Характеристика поршневого насоса

5.2. Подача поршневого насоса

Подача поршневих насосів однократної та диференційної дії і плунжерних:

$$Q_i = S_n h_n n, \quad (5.1)$$

де S_n – площа поршня (плунжера); h_n – хід поршня (плунжера); $h_n = 2r$; r – радіус кривошипа; n – кількість подвійних ходів поршня (плунжера).

Для насоса двократної дії

$$Q_i = (2 S_n - S_{ш}) h_n n, \quad (5.2)$$

де $S_{ш}$ – площа штока.

Подача Q_i називається ідеальною (теоретичною) осередненою. Дійсна осереднена подача Q буде меншою через перетікання частини рідини в ущільненнях, можливі пошкодження елементів насоса, часткове наповнення рідиною робочої камери:

$$Q = Q_i \eta_o, \quad (5.3)$$

де η_o – об'ємний ККД, $\eta_o = 0,8 \dots 0,97$.

Характерними для поршневих насосів параметрами є відношення ходу поршня до діаметра h_n / D і середня швидкість поршня $u_{nc} = \pi h_n / 30$. Із збільшенням числа подвійних ходів поршня потрібно зменшувати відношення h_n / D . Для сучасних насосів рекомендується приймати $h_n / D = 0,8 \dots 2$, $u_{nc} = 0,6 \dots 0,9$ м/с, кількість подвійних ходів поршня n – від 30 до 130 хв⁻¹, а подачу до 25 л / с.

Використовується також поняття миттєвої подачі:

$$Q_m = S_n u_n = S_n \omega r \sin \varphi, \quad (5.4)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа, φ – кут повороту кривошипа, u_n – швидкість поршня. З рис. 5.1

$$u_n = u \sin \varphi = \omega r \sin \varphi,$$

де u – швидкість кривошипа радіусом r .

Формула (5.4) показує, що миттєва подача змінюється за синусоїдою. На рис. 5.4 наведені графіки осередненої та миттєвої подачі залежно від кута повороту кривошипа φ для трьох видів поршневих насосів. Як бачимо, миттєва подача найбільш нерівномірна для одноциліндрових насосів однократної дії.

Нерівномірність подачі визначається коефіцієнтом нерівномірності:

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_i}, \quad (5.5)$$

де $Q_{\max}$, $Q_{\min}$ – найбільша та найменша миттєві подачі.

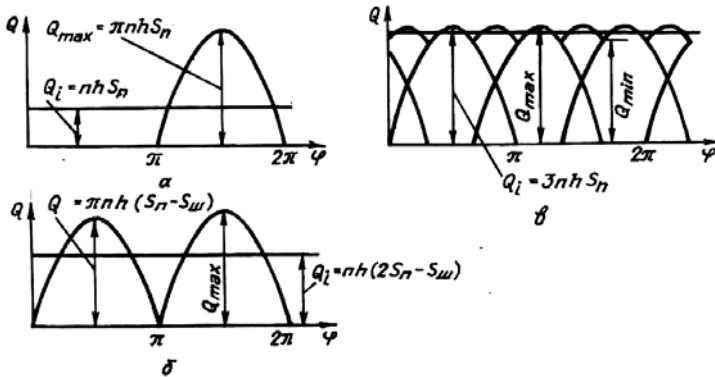


Рис. 5.4. Графіки подачі поршневих насосів:

a – одноциліндрового однократної дії; *б* – одноциліндрового двократної дії; *в* – трициліндрового однократної дії

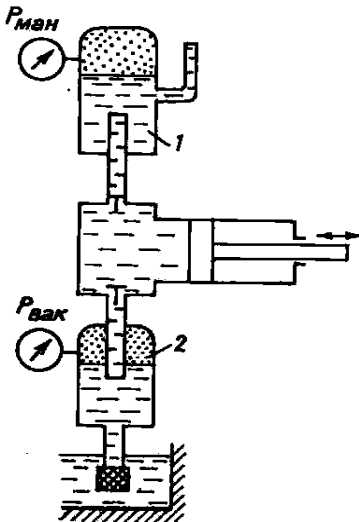


Рис. 5.5. Схема поршневого насоса з повітряними ковпаками

Для насосів однократної дії з одним циліндром $\sigma = \pi = 3,14$, з двома циліндрами $\sigma = \pi / 2 = 1,57$, з трьома циліндрами $\sigma = 0,14$.

Для вирівнювання подачі використовують насоси двократної дії з декількома циліндрами, найчастіше з трьома. Вживають також повітряні ковпаки, які встановлюють на всмоктувальній та напірній лініях якнайближче до насоса (рис. 5.5).

У всмоктувальному ковпаку 2 створюють такий вакуум, щоб рівень рідини був найближчим до клапана. При всмоктуванні рідина попадає в циліндр як з резервуара, так і з ковпака, а розрідження в ковпаку збільшується. При нагнітанні завдяки цьому

розрідженню рідини продовжує рухатись від резервуара до ковпака.

Під час нагнітання, коли $Q_m > Q_i$, надлишок подачі затримується в нагнітальному ковпаку 1 і стискує повітря. Коли $Q_m < Q_i$, повітря в ковпаку розширюється і виштовхує рідину в трубопровід. В результаті швидкість руху рідини і тиск в напірному трубопроводі стають рівномірнішими зі слабким коливанням.

Середній об'єм W_c повітря в нагнітальному ковпаку (тобто середньо-арифметичне значення максимального $W_{\max}$ і мінімального $W_{\min}$ об'ємів повітря під час роботи насоса) визначається з формули:

$$W_c = S_{\text{л}} h_{\text{л}} \chi / \delta_p,$$

де χ – коефіцієнт надлишкового об'єму, для поршневого одноциліндрового насоса однократної дії $\chi = 0,55$, двократної дії – $0,21$, диференційної дії – $0,105$, для двоциліндрового насоса двократної дії – $0,042$, трициліндрового однократної дії – $0,009$; δ_p – ступінь нерівномірності тиску, для нагнітальних ковпаків $\delta_p = 0,02$, для всмоктувальних – $0,04 \dots 0,05$.

Повний об'єм ковпака приймається більшим від середнього в півтора раза.

Подачу поршневого насоса можна регулювати перепуском частини рідини з напірної лінії в живильний резервуар. Але це неекономічно. В деяких насосах використовують змінні поршні і втулки, вставлені в циліндри. Якщо двигун дозволяє, можна змінювати частоту обертання його вала.

5.3. Всмоктування поршневого насоса

При зниженні тиску в циліндрі до тиску насиченої пари p_s виникає кавітація. Найменший тиск $p_{\min}$ буде в верхній точці циліндра на початку всмоктування:

$$p_{\min} = p_0 - \rho g H_{\text{вс}} - p_{\kappa} - p_i, \quad (5.6)$$

де p_0 – тиск на рівні вільної поверхні рідини в резервуарі живлення; $H_{\text{вс}}$ – висота всмоктування, тобто відстань між рівнем вільної поверхні в резервуарі живлення і верхньою точкою циліндра; p_{κ} – перепад тиску на всмоктувальному клапані; p_i – інерційний тиск, зумовлений силами інерції при неусталеному русі рідини:

$$p_i = \rho l a = \rho l \left(\frac{D}{d_s} \right)^2 r \omega^2 \cos \varphi, \quad (5.7)$$

де ρ – густина рідини, l – довжина всмоктувального трубопроводу, a – прискорення рідини в ньому; D – діаметр поршня; d_e – діаметр всмоктувального трубопроводу; r – радіус кривошипа, $\omega = \pi n / 30$ – його кутова швидкість; n – частота обертання кривошипа або кількість подвійних ходів поршня за хвилину; φ – кут повороту кривошипа.

Рівняння (5.6) використовується при розв'язанні таких задач:

- перевірка всмоктування за умовою $p_{min} > p_s$;
- визначення граничної висоти всмоктування з умови $p_{min} = p_s + \Delta p$, де Δp – кавітаційний запас тиску;
- визначення найбільшої частоти обертання кривошипа з цієї ж умови.

Найефективніший засіб для збільшення висоти всмоктування – встановлення всмоктувального ковпака, завдяки чому різко знижується інерційний тиск. Він визначається довжиною лінії від ковпака до циліндра.

Приклад 5.1. Визначити діаметр поршня D , його хід h_n , радіус кривошипа r , а також кутову швидкість обертання ω , якщо подача насоса двократної дії $Q = 60$ л / с, об'ємний ККД насоса $\eta_0 = 0,8$, число обертів кривошипа $n = 40$ хв⁻¹. Площу штока прийняти $S_{ш} = 0,06 S_n$, де S_n – площа перерізу поршня, хід поршня $h_n = 2 D$.

Розв'язання. Теоретична подача насоса $Q_i = (2S_n - S_{ш}) h_n n = (2 S_n - 0,06 S_n) h_n n = 1,94 S_n h_n n$.

Дійсна подача $Q = Q_i \eta_0 = 1,94 S_n h_n n \eta_0$. Хід поршня $h_n = 2 D$, а $S_n = \pi D^2 / 4$.

Тоді $Q = 1,94 \pi D^2 2 D n \eta_0 / 4 = 3,046 D^3 n \eta_0$. Звідси діаметр поршня $D = \sqrt[3]{\frac{Q}{3,046 n \eta_0}}$.

Кількість подвійних ходів поршня $n = 40$ хв⁻¹ = 40/60 = 0,667 с⁻¹;
 $Q = 60$ л/с = 0,06 м³/с. Отже $D = \sqrt[3]{\frac{0,06}{3,046 \cdot 0,667 \cdot 0,8}} = 0,33$ м = 330 мм.

Хід поршня $h_n = 2 \cdot 330 = 660$ мм; радіус кривошипа $r = 0,5 h = 330$ мм. Кутова швидкість обертання $\omega = 2 \pi n = 6,28 \cdot 0,667 = 4,19$ с⁻¹.

Приклад 5.2. Визначити подачу диференційного насоса, діаметр поршня якого $D = 0,2$ м, хід його $h_n = 0,2$ м. Кутова швидкість обертання вала $\omega = 7,5$ с⁻¹, об'ємний ККД насоса $\eta_0 = 0,75$. Яким повинен бути

діаметр штока, щоб подача в нагнітальну трубу при прямому і зворотному ході була однаковою?

Розв'язання. Робочий об'єм насоса при переміщенні поршня вліво (рис. 5.2, б) буде (прямий хід):

$$V_{ол} = S_n h_n - (S_n - S_{ш}) h_n = S_{ш} h_n. \quad (a)$$

При переміщенні поршня вправо (зворотній хід)

$$V_{он} = (S_n - S_{ш}) h_n. \quad (б)$$

Отже, загальний об'єм буде:

$$V_o = V_{ол} + V_{он} = S_n h_n.$$

Ідеальна подача $Q_i = S_n h_n n$, а фактична

$$Q = S_n h_n n \eta_0 = (\pi D^2/4) h_n n \eta_0 = (\pi D^2/4) h_n (\omega/2\pi) \eta_0 = \frac{1}{8} D^2 h_n \omega \eta_0.$$

Підставивши дані, отримаємо:

$$Q = \frac{1}{8} 0,2^2 \cdot 0,2 \cdot 7,5 \cdot 0,75 = 0,00563 \text{ м}^3/\text{с} = 5,63 \text{ л/с}.$$

Прирівнюючи тепер (а) і (б), маємо: $S_{ш} = S_n - S_{ш}; 2S_{ш} = S_n;$

$$S_{ш} = \frac{1}{2} S_n \text{ або } d^2 = \frac{1}{2} D^2,$$

звідки діаметр штока $d_{ш} = D / \sqrt{2} = 0,2 / \sqrt{2} = 0,141 \text{ м}.$

Приклад 5.3. Визначити допускну висоту всмоктування поршневого насоса однократної дії, якщо діаметр поршня $D = 200 \text{ мм}$, хід поршня $h_n = 180 \text{ мм}$. Поршень працює при 60 подвійних ходах за хвилину. Діаметр сталеві всмоктувальної труби довжиною 6 м $d_b = 120 \text{ мм}$. Насос перекачує нафту ($\rho = 850 \text{ кг/м}^3$) при температурі 40°C . Опір всмоктувального клапана $h_k = 0,7 \text{ м}$.

Розв'язання. Відповідно до рівняння (5.6) допускну висоту всмоктування:

$$H_{вс} \leq \frac{p_o - p_{\min}}{\rho g} - \frac{p_k}{\rho g} - \frac{p_i}{\rho g}.$$

Величина $h_i = p_i / \rho g$ згідно з (5.7) дорівнюватиме $h_i = \frac{l}{g} \omega^2 r \cos \varphi$

$\left(\frac{D}{d_e}\right)^2$. Найнебезпечнішим моментом в роботі насоса є початок

всмоктування ($\cos \varphi = 1$). Отже,

$$h_i = \frac{l}{g} \omega^2 r \left(\frac{D}{d_e} \right)^2 = \frac{l}{g} (2\pi n)^2 r \left(\frac{D}{d_e} \right)^2 = 4 \frac{l}{g} \left(\frac{\pi D n}{d_e} \right)^2 r.$$

Оскільки радіус кривошипа $r = h / 2$, то

$$h_i = 2h \frac{l}{g} \left(\frac{\pi D n}{d_e} \right)^2 = \frac{2 \cdot 0,18 \cdot 6}{9,81} \left(\frac{3,14 \cdot 60 \cdot 0,2}{60 \cdot 0,12} \right)^2 = 6,03 \text{ м}.$$

Приймаючи резервуар відкритим, тобто $p_0 = p_{atm} = 98100 \text{ Па}$, а $p_{min} = p_s = 13,7 \text{ кПа}$ (табл. 3.12), отримаємо:

$$H_{sc} \leq \frac{98100 - 13700}{850 \cdot 9,81} - 0,7 - 6,03 \leq 3,4 \text{ м}.$$

5.4. Класифікація ротаційних насосів

Ротаційні насоси використовуються в промисловості і на транспортних машинах в системах змащування, перекачування в'язких рідин і найчастіше в об'ємному гідроприводі. Класифікація найбільш розповсюджених ротаційних насосів наведена на рис. 5.6.

За характером руху робочого органу вони діляться на ротаційно-поступальні і ротаційно-обертальні. В останніх робочі органи обертаються, а в перших – рухаються зворотно-поступально щодо ротора, який обертається.

До ротаційно-поступальних насосів відносяться шибєрні та ротаційно-поршневі. В них поршні розташовані за радіусом ротора (радіально-поршневі) або вздовж осі ротора (аксіально-поршневі). За видом робочого органу ротаційно-обертальні насоси поділяються на шестеренні та гвинтові. Кожна з цих груп насосів має багато конструктивних модифікацій.

Ротаційні насоси складаються з трьох основних частин: статора, ротора і витискувача, який витискає рідину в напірний трубопровід. Робочий процес всіх ротаційних насосів складається з трьох етапів: всмоктування (заповнення робочих камер), замикання робочих камер і перенос рідини, нагнітання (витискання рідини з робочих камер).

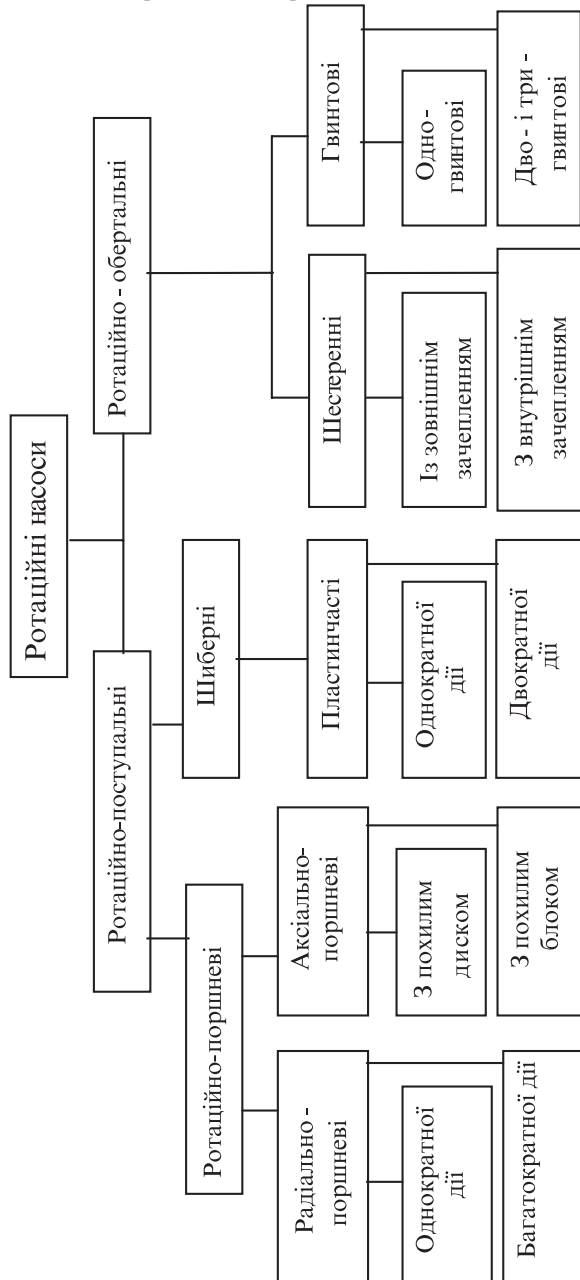


Рис. 5.6. Класифікація ротаційних насосів

5.5. Будова і принцип дії ротаційних насосів

В ротаційно-поршневих насосах витискувачами є поршні. Робочі камери утворені циліндрами, розташованими в роторі, а поршні рухаються в цих циліндрах.

Радіально-поршневі насоси (рис. 5.7) складаються з корпусу 1, статорного кільця 2, який переміщується всередині корпусу під час роботи насоса за допомогою гвинтів 3. В роторі 4 за його радіусами зроблені циліндри 5, в яких рухаються поршні 6. Ротор обертається навколо нерухомого замикача 7. Верхня 8 і нижня 9 порожнини біля замикача зв'язані з всмоктувальним 10 і напірним 11 трубопроводами. Ротор встановлений всередині статорного кільця з ексцентриситетом e .

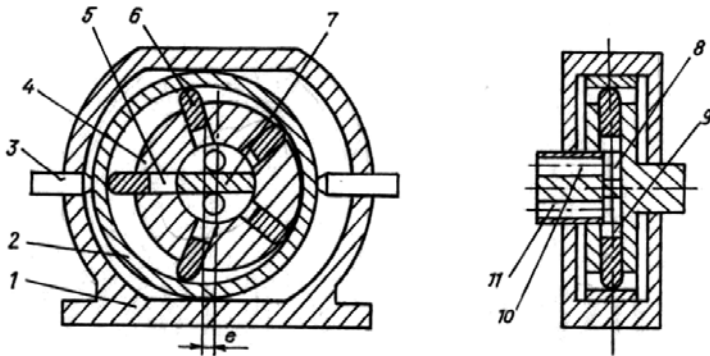


Рис. 5.7. Схема радіально-поршневого насоса

При обертанні ротора з великою частотою в будь-якому напрямі, наприклад, проти годинникової стрілки, під дією відцентрових сил поршні будуть рухатись на периферію і поступово об'єм циліндрів (робочих камер), розташованих над замикачем, збільшуватиметься, а тиск в них буде зменшуватись. Під дією розрідження в ці циліндри через трубопровід 10 поступатиме рідина. Таким чином відбувається всмоктування. При русі циліндра через горизонтальну вісь під час контакту з замикачем відбувається замикання робочого об'єму і перенос його в область нагнітання. При подальшому русі ротора завдяки упору поршня в статорне кільце, він буде пересуватися всередину циліндра, об'єм якого буде зменшуватись, а тиск рідини в ньому збільшуватиметься. Рідина під тиском переміщатиметься в нагніталь-

ний трубопровід 11.

Подача радіально-поршневого насоса:

$$Q = 2 e S_n z n \eta_0, \quad (5.8)$$

де $2 e$ – хід поршня, S_n – площа поршня, z – кількість циліндрів з поршнями, n – частота обертання, η_0 – об'ємний ККД.

Статорне кільце можна переміщати всередині корпусу. При цьому ексцентриситет змінюватиметься, завдяки чому і подача зміниться.

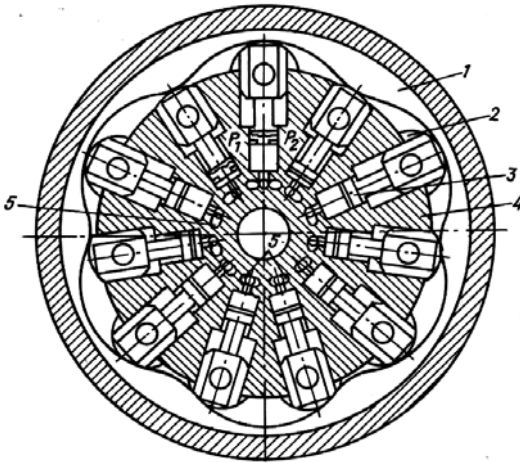


Рис. 5.8. Схема радіально-поршневого насоса багатократної дії:

1 – статор; 2 – ролик; 3 – поршень; 4 – ротор; 5 – вікно для рідини

При переході ексцентриситету в другий бік щодо осі ротора напрямок руху рідини зміниться. Отже, радіально-поршневий насоси можуть бути регульованими (тобто їх подача може бути змінною за рахунок ексцентриситету) і реверсивними.

Кожен поршень в розглянутому насосі за один оберт виконує один подвійний хід. Це насос однократної дії. В насосах багатократної дії внутрішня поверхня статора не колова, а хвиляста (рис. 5.8). Завдяки цьому за один оберт ротора поршень виконує стільки

ходів, скільки хвиль на статорі. Подача таких насосів більша, але вони не можуть бути регульованими.

Аксіально-поршневий насос показаний на рис. 5.9. Він складається із статора 1 і ротора 2, який обертається навколо осі 0–0. В роторі є циліндри 3 з отворами 4. Ротор зв'язаний карданом 5 з похилим диском 6, який обертається від двигуна. Штоки 7 зв'язують поршні з похилим диском. При обертанні диска і зв'язаного з ним ротора шарніри 8 обертаються по колу радіусом R в площині $a-a$, завдяки чому поршні виконують зворотно-поступальний рух щодо ротора і обертаються разом з ним. В результаті такого руху рідина всмоктується через вікно 9

і нагнітається через вікно 10. Кут α нахилу диска впливає на довжину ходу поршнів і на подачу насоса:

$$Q = S_n z n 2 R \sin \alpha \eta_0 = S_n z n D \operatorname{tg} \alpha \eta_0, \quad (5.9)$$

де R – відстань від центра диска до шарніра, D – діаметр кола центрів циліндрів. Якщо кут α можна змінити, то і подача буде змінюватись, тобто такий насос є регульованою машиною.

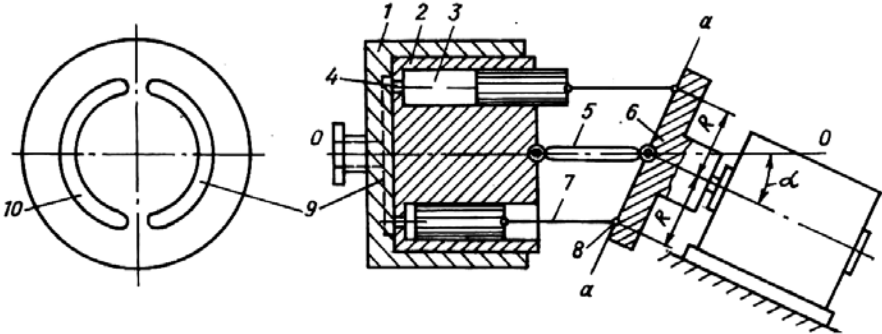


Рис. 5.9. Схема аксіально-поршневого насоса

Описана конструкція є аксіально-поршневим насосом з похилим диском.

Є насоси, в яких ротор може відхилятися щодо диска, який обертається у вертикальній площині. Це аксіально-поршневий насос з похилим блоком.

В шиберних насосах витискувачами є пластини. Робочі камери утворені двома сусідніми пластинами і поверхнями ротора і статора.

Схема шиберного насоса однократної дії показана на рис. 5.10. Він складається зі статора (корпуса) 1, ротора 2 з щілинами, в яких розміщені пластини 3. Ротор розташований в статорі з ексцентриситетом e . В статорі є камери всмоктування 4 і нагнітання 5, відділені одна від одної перемичкою з циліндричними поверхнями ab і cd . При обертанні ротора з великою частотою пластини під дією відцентрових сил будуть завжди в контакті з поверхнею статора. Рідина з камери всмоктування в камеру нагнітання переноситься через робочу камеру А.

Подачу шиберного насоса однократної дії можна визначити за наближеною формулою:

$$Q = 2 e a (2 \pi R_c - z \Delta) n \eta_0, \quad (5.10)$$

де a – ширина пластини, R_c – середній радіус робочої камери А, $R_c = r + e$, r – радіус ротора, z – кількість пластин, Δ – товщина пластини.

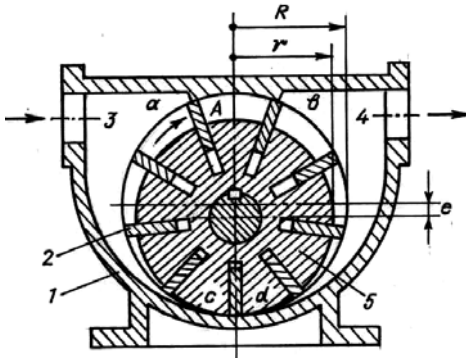


Рис. 5.10. Схема шибєрного насоса однократної дії

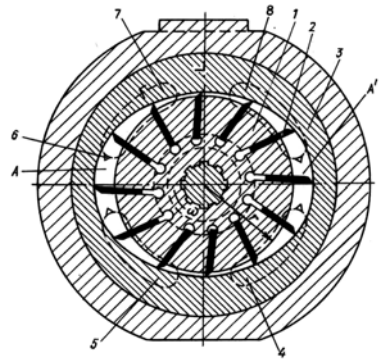


Рис. 5.11. Схема шибєрного насоса двократної дії

Зміною ексцентриситету можна регулювати подачу насоса під час його роботи, отже маємо так званий регульований насос.

В шибєрних насосах двократної дії (рис. 5.11) ротор з пластинами знаходиться в статорі еліпсоподібної форми. За один оберт в кожній робочій камері здійснюється два всмоктування і два нагнітання.

Подача такого насоса не може бути регульованою і визначається за формулою:

$$Q = 2 a (R_2 - R_1) [\pi (R_2 + R_1) - z \Delta] n \eta_0, \quad (5.11)$$

де R_2 – найбільший радіус статора, R_1 – найменший радіус статора.

В шестеренних насосах ротор і витискувач мають форму шестерень. Рідина переміщується в площині їх обертання. Робочі камери утворені западинами шестерень і внутрішньою поверхнею статора (корпуса).

В шестеренному насосі зі зовнішнім зачепленням (рис. 5.12, а) одна шестерня є ротором і з'єднана з ведучим валом, друга – ведена служить замикачем. Контакт між зубами шестерень розділяє області всмоктування і нагнітання. При обертанні шестерень рідина переміщується вздовж стінок статора у западинах шестерень. Якщо об'єм западин дорівнює об'єму зубів, то подачу шестеренного насоса можна визначити за наближеною формулою:

$$Q = \pi D n (D_e - D) b \eta_0, \quad (5.12)$$

де $\pi D n$ – колова швидкість на середньому діаметрі D , $(D_e - D)b$ – площа перерізу зуба і западини.

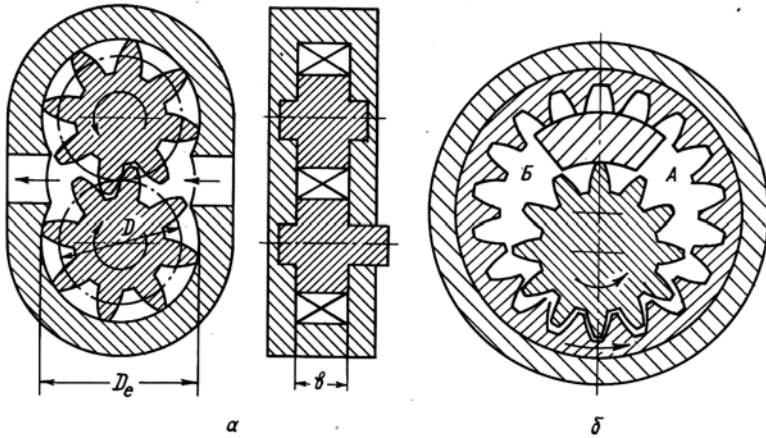


Рис. 5.12. Схеми шестеренних насосів:

а – зі зовнішнім зачепленням; б – з внутрішнім зачепленням

Використовуються ще декілька наближених формул, наприклад,

$$Q = 2 \pi m^2 (z + 1) b n \eta_0, \quad (5.13)$$

де m – модуль зачеплення, $m = D_n / z$, z – кількість зубів, D_n – діаметр початкового кола шестерні.

В шестеренному насосі з внутрішнім зачепленням (рис. 5.12, б) між двома рухомими шестернями встановлений нерухомий сегмент. Рідина переноситься в западинах обох шестерень із всмоктувальної камери А в напірну Б.

Подача такого насоса може бути визначена за формулами (5.12), (5.13) за розмірами шестерні із зовнішніми зубами.

В гвинтових насосах ротор має форму гвинта, він одночасно є витискувачем. Рідина переміщується вздовж осі гвинта.

Найбільш розповсюджені тригвинтові насоси (рис. 5.13). Такий насос складається з центрального ведучого гвинта-ротора і двох ведених гвинтів – замикачів, розміщених в обоймі (статорі).

Ізольовані робочі камери утворені западинами зачеплених гвинтів, обмеженими внутрішньою поверхнею обойми.

При обертанні ведучого гвинта робочі камери, як гайки, що не

обертаються, переміщуються від зони всмоктування з тиском p_1 до зони нагнітання з тиском p_2 .

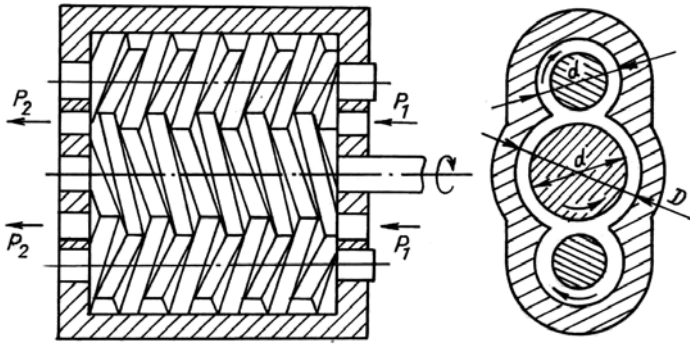


Рис. 5.13. Схема тригвинтового насоса

Подача насоса з трьома однаковими гвинтами:

$$Q = 1,243 d^2 t n \eta_0, \quad (5.14)$$

з двома однаковими гвинтами:

$$Q = 0,614 (D^2 - d^2) t n \eta_0, \quad (5.15)$$

де D і d — зовнішній і внутрішній діаметри гвинта, t — крок гвинта, звичайно $t = 10d/3$.

Одногвинтовий насос (рис. 5.14) складається з двох основних робочих частин: нерухомої обойми 1 і гвинта 2, який обертається.

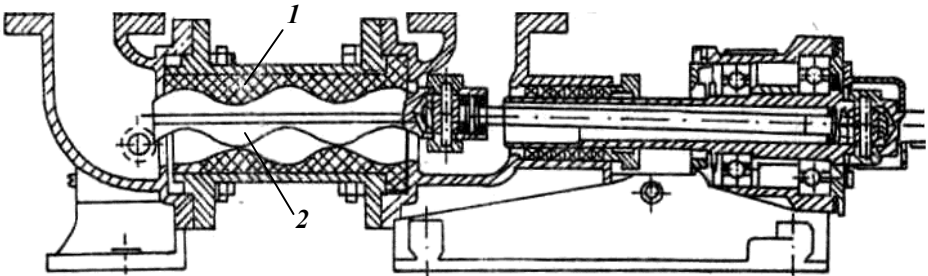


Рис. 5.14. Одногвинтовий насос

Геометрія цих частин показана на рис. 5.15. Гвинт з поперечним перерізом у вигляді кола однозахідний. Центр кола O_1 знаходиться на гвинтовій лінії радіусом e , вісь якої O_2 є і віссю гвинта. В поперечному перерізі порожнина обойми має форму овала і утворена двома півколами радіусом R , центри яких знаходяться один від одного на відстані $4e$.

Внутрішня поверхня обойми утворена обертанням описаного перерізу навколо осі O з одночасним переміщенням вздовж неї з кроком T , рівним подвоєному кроку гвинта t .

Гвинт в обоймі поділяє її внутрішню порожнину на замкнені спіральні камери серпоподібної форми з перемінною площею поперечного перерізу. В кожному з перерізів 1, 2, 3, 4, 5 знаходяться по дві робочі камери. В перерізі 1 камера I закінчується, камера III починається, а камера II має максимальну поперечну площу. Далі від першого до п'ятого перерізу поперечна площа камери II зменшується, а III – збільшується.

При обертанні гвинта кожна з камер переміщується вздовж осі і переносить рідину із зони всмоктування в зону нагнітання.

Площа кожного поперечного перерізу камер дорівнює $4eD$. За один оберт гвинта просування рідини вздовж осі дорівнює одному кроку обойми $T = 2t$. Тому подача одnogвинтового насоса

$$Q = 8 t e D n \eta_0. \quad (5.16)$$

Обойму виготовляють з пружного матеріалу (гума, пластмаса) або жорсткого (метал, кераміка). В залежності від використаних матеріалів та зазорів між обоймою і гвинтом насос здатний створювати тиск від 0,2 до 0,7 МПа на один крок обойми.

Приклад 5.4. Радіально-поршневий насос подає 75 л/хв рідини при частоті обертання 1200 хв⁻¹ і об'ємному ККД 0,925. Визначити діаметр поршнів.

Розв'язання. Відповідно до формули (5.8) робочий об'єм

$$V_0 = 2 e S_n z = \frac{\pi}{4} d^2 2 e z = Q_1 / n.$$

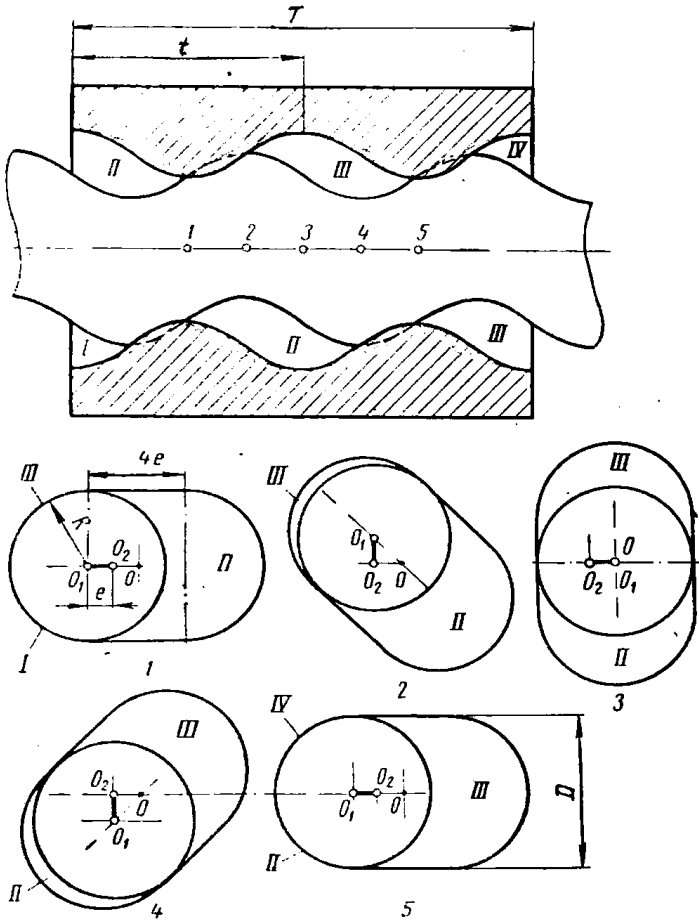


Рис. 5.15. Геометрія одногвинтового насоса

Ідеальна подача:
$$Q_i = \frac{Q}{\eta_0} = \frac{75 \cdot 10^3}{0,925} = 81081,08 \text{ см}^3 / \text{хв.}$$

Враховуючи, що $2e = h_n$, попередній вираз можна представити як

$$\frac{\pi d^3}{4} \frac{h_n}{d} z = \frac{Q_i}{n} = V_0, \text{ звідки } d = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi \frac{h_n}{d} z}} = \sqrt[3]{\frac{V_0}{\pi i z}}, \text{ де } i = \frac{h_n}{d} -$$

конструктивний параметр, який знаходиться в межах 1,0 ... 1,5.

Число циліндрів рекомендується приймати непарним в межах 5...11 в одному ряді. Приймаємо $i = 1$ і $z = 7$.

$$\text{Робочий об'єм} \quad V_0 = \frac{Q_i}{n} = \frac{81081,08}{1200} = 67,57 \text{ см}^3.$$

$$\text{Отже:} \quad d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 67,57}{3,14 \cdot 1 \cdot 7}} = 2,308 \text{ см.}$$

Приклад 5.5. Визначити діаметр поршнів та їх хід для аксіально-поршневого насоса (рис. 5.9) з подачею $Q = 162$ л/хв при перепаді тиску $\Delta p = 7$ МПа, повному ККД $\eta = 0,9$ і об'ємному ККД $\eta_0 = 0,95$. Частота обертання $n = 900$ хв⁻¹, число циліндрів $z = 7$; кут нахилу $\alpha = 20^\circ$.

Розв'язання. Знаходимо споживану потужність:

$$N = \frac{Q \Delta p}{\eta} = \frac{162 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,9} = 21000 \text{ Вт} = 21 \text{ кВт}.$$

Ідеальна подача:

$$Q_i = \frac{Q}{\eta_0} = \frac{162 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,95} = 2,842 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Витрата $Q_i = V_0 n = S_n h_n z n$, де $S_n = \frac{\pi}{4} d^2$ – площа поршня; h_n – його хід; z – число поршнів.

$$\text{Отже, } S_n h_n = \frac{Q_i}{zn} = \frac{2 \cdot 842 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{7 \cdot 900} = 0,0271 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 27,1 \text{ см}^3.$$

З порівняння формули $Q_i = \frac{\pi}{4} d^2 z D n \operatorname{tg} \alpha$ з попередньою бачимо, що хід поршня $h_n = D \operatorname{tg} \alpha = 0,364 D$. Діаметр кола центрів циліндрів рекомендується приймати $D = (0,35 \dots 0,40) dz$. Приймаючи $D = 0,4dz$, маємо:

$$S_n h_n = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 0,364 D = \frac{\pi}{4} \cdot 0,364 \cdot 0,4 d^3 z = 0,114 d^3 z .$$

Отже, $0,114 d^3 z = 27,1 \text{ см}^3$. Звідки $d = \sqrt[3]{\frac{27,1}{0,114 \cdot 7}} = 3,28 \text{ см}$:

$$\text{Хід поршня } h_n = \frac{0,114 d^3 z}{S_n} = \frac{0,114 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 3,28}{3,14} = 3,34 \text{ см}.$$

Приклад 5.6. Шибєрний насос подає 75 л/хв рідини при тиску $p = 7 \text{ мПа}$, об'ємному ККД $\eta_0 = 0,9$ і механічному ККД $\eta_M = 0,9$. Визначити споживану потужність, ексцентриситет e , діаметр статора D і діаметр ротора d , а також ширину і радіальну довжину пластин, якщо частота обертання $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$, а відношення ширини ротора до діаметра статора $a/D = 0,32$. Вважати товщину пластин нульовою.

Розв'язання. Ідеальна подача насоса: $Q_i = \frac{Q}{\eta} = \frac{75}{0,9} = 83,33 \text{ л/хв}$.

$$\text{Споживана потужність } N = \frac{Qp}{\eta_0 \eta_M} = \frac{75 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 12000 \text{ Вт} =$$

$$= 12 \text{ кВт}.$$

Найбільший ексцентриситет визначається за формулою:

$$e = k \sqrt[3]{\frac{V_0}{\eta_0}},$$

де k приймається: 0,1 при $V_0 \leq 200 \text{ см}^3$; 0,08 при $200 < V_0 \leq 500 \text{ см}^3$; 0,06 при $500 < V_0 \leq 4000 \text{ см}^3$. В даному випадку

$$V_0 = \frac{Q_i}{n} = \frac{83,33 \cdot 10^3}{1200} = 69,44 \text{ см}^3.$$

$$\text{Отже, } e = 0,1 \sqrt[3]{\frac{69,44}{0,9}} = 0,426 \text{ см} = 4,3 \text{ мм}.$$

$$\text{З формули } Q = 2\pi D a e n \eta_0 = 2\pi D^2 \frac{a}{D} e n \eta_0$$

маємо:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{2\pi n \frac{a}{D} \eta_0}} = \sqrt{\frac{75 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,43 \cdot 1200 \cdot 0,32 \cdot 0,9}} = 8,96 \text{ см} \approx 90 \text{ мм}.$$

Ширина ротора (пластин) $a = 0,32 \cdot 90 = 28,8 \text{ мм} \approx 29 \text{ мм}$.

Діаметр ротора (див. рис. 5.10) дорівнюватиме

$$d = D - 2(e + c),$$

де c – зазор між статором і ротором.

Приймаючи $c = 1 \text{ мм}$, маємо $d = 90 - 2(4,3 + 1) = 79,4 \text{ мм}$.

Приклад 5.7. Визначити параметри шестеренного насоса: ширину шестерні b , діаметр початкового кола D_n , потужність N та подачу насоса Q . Частота обертання вала $n = 25 \text{ с}^{-1}$; ідеальна подача $Q_i = 0,4 \text{ л/с}$; робочий тиск насоса $p = 12,5 \text{ МПа}$; число зубів $z = 9$ і ширина шестерні $b = 4 \text{ м}$.

Розв'язання. Знаходимо робочий об'єм насоса:

$$V_0 = \frac{Q_i}{n} = \frac{0,4}{25} = 0,016 \text{ л} = 16 \text{ см}^3.$$

Приймаючи за основу формулу (5.13), можемо записати, що

$$V_0 = 2 \pi b m^2 (z + 1) = 8 \pi m^3 (z + 1),$$

звідки модуль зачеплення

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_0}{8\pi(z+1)}} = \sqrt[3]{\frac{16}{8 \cdot 3,14 \cdot 10}} = 0,399 \text{ см} \approx 4 \text{ мм}.$$

Ширина шестерні $b = 4 \cdot 4 = 16 \text{ мм}$.

Діаметр початкового кола $D_n = z m = 9 \cdot 4 = 36 \text{ мм}$.

Потужність $N = Q p$, де $Q = Q_i \eta_0$.

Приймаємо $\eta_0 = 0,9$. Тоді $Q = 0,4 \cdot 0,9 = 0,36 \text{ л/с}$ і $N = 0,36 \cdot 10^{-3} \cdot 12,5 \cdot 10^6 = 4500 \text{ Вт} = 4,5 \text{ кВт}$.

Якщо прийняти $\eta = 0,85$, то споживана потужність

$$N = \frac{4,5}{0,85} = 5,29 \text{ кВт}.$$

Приклад 5.8. Визначити основні конструктивні параметри тригвинтового насоса з розрахунковою витратою $Q_i = 4,75 \text{ л/с}$ при номінальній частоті обертання $n = 25 \text{ с}^{-1}$, призначеного для роботи з тиском $p = 7 \text{ МПа}$.

Розв'язання. Знаходимо робочий об'єм насоса:

$$V_0 = \frac{Q_i}{n} = \frac{4,75}{25} = 0,19 \text{ л} = 190 \text{ см}^3.$$

Використовуючи формулу (5.14) $Q_i = 1,243 d^2 t n$, маємо
 $V_0 = 1,243 d^2 t$.

Оскільки крок гвинта $t = \frac{10}{3} d$, то

$$V_0 = 4,143 d^3, \text{ або } d = \sqrt[3]{\frac{V_0}{4,143}} = \sqrt[3]{\frac{190}{4,143}} = 3,58 \text{ см} \approx 36 \text{ мм}.$$

Отже, зовнішній діаметр веденого гвинта $d = 36 \text{ мм}$ і таким має бути внутрішній діаметр ведучого гвинта.

Зовнішній діаметр ведучого гвинта:

$$D = \frac{5}{3} d = \frac{5}{3} \cdot 36 = 60 \text{ мм}.$$

Внутрішній діаметр веденого гвинта:

$$d_e = \frac{1}{3} d = \frac{1}{3} \cdot 36 = 12 \text{ мм}.$$

Крок гвинта $t = \frac{10}{3} \cdot 36 = 120 \text{ мм}$.

Приймаючи $\eta_0 = 0,95$ і $\eta_M = 0,9$, знаходимо фактичну подачу і споживану потужність:

$$Q = Q_i \eta_0 = 4,75 \cdot 0,95 = 4,51 \text{ л/с},$$

$$N = \frac{Q_p}{\eta_M \eta_0} = \frac{4,51 \cdot 10^{-3} \cdot 7 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 0,95} = 37895 \text{ Вт} \approx 37,9 \text{ кВт}.$$

Задачі для самостійного розв'язання

5.1. Визначити основні розміри (діаметри поршня D , штока $d_{ш}$, хід поршня h_n) та кількість подвійних ходів поршня n для двоциліндрового поршневого насоса двократної дії з подачею $Q = 20 \text{ л/с}$. Прийняти $h_n = D$, $d_{ш} = 0,15 D$, середня швидкість поршня $v_{nc} = 0,5 \text{ м/с}$, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,9$. Перевірити подачу при прийнятних розмірах.

5.2. Діаметр циліндра поршневого насоса двократної дії $D = 120 \text{ мм}$, діаметр штока $d_{ш} = 70 \text{ мм}$, хід поршня $h_n = 800 \text{ мм}$. Бак місткістю $W = 1,5 \text{ м}^3$ заповнюється за час $t = 2 \text{ хв}$ при кількості подвійних ходів $n =$

$= 60 \text{ хв}^{-1}$. Визначити об'ємний ККД насоса.

5.3. Визначити подачу поршневого насоса однократної дії з розмірами: діаметр поршня $D = 0,2 \text{ м}$, хід поршня $h_n = 0,2 \text{ м}$. Кутова швидкість кривошипа $\omega = 5 \text{ с}^{-1}$, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,92$.

5.4. Визначити максимально допускну висоту всмоктування $H_{\text{вс}}$ поршневого насоса на початку всмоктування. Діаметр циліндра $D = 220 \text{ мм}$, хід поршня $h_n = 220 \text{ мм}$. Число подвійних ходів поршня $n = 50 \text{ хв}^{-1}$, довжина і діаметр всмоктувальної труби $l_6 = 10 \text{ м}$, $d_6 = 150 \text{ мм}$, температура води 20° С .

5.5. Поршневий насос двократної дії має діаметри поршня і штока відповідно $D = 220 \text{ мм}$, $d_{\text{ш}} = 60 \text{ мм}$, хід поршня $h_n = 220 \text{ мм}$, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,85$, число подвійних ходів поршня $n = 50 \text{ хв}^{-1}$, діаметр всмоктувальної труби $d_6 = 150 \text{ мм}$. На всмоктувальній лінії встановлений повітряний ковпак, який розділює цю лінію на ділянки $l_1 = 8 \text{ м}$ (нижче від ковпака), $l_2 = 2 \text{ м}$ (між ковпаком і насосом). Прийняти для всмоктувальної лінії коефіцієнти $\lambda = 0,03$, $\Sigma \zeta = 7,3$. Визначити максимально допускну висоту всмоктування $H_{\text{вс}}$ при температурі води 20° С .

5.6. Трициліндровий поршневий насос однократної дії створює тиск $p = 0,6 \text{ МПа}$ і подачу $Q = 12 \text{ л / с}$. Визначити кількість подвійних ходів поршня n та споживану потужність N насоса, якщо діаметр поршня $D = 150 \text{ мм}$, радіус кривошипа $r = 60 \text{ мм}$, ККД: об'ємний $\eta_0 = 0,9$, повний $\eta = 0,80$.

5.7. Поршневий насос з робочим об'ємом циліндра $V_0 = 6,8 \text{ л}$ подає воду на висоту $H_r = 30 \text{ м}$ трубопроводом довжиною $l = 500 \text{ м}$ і діаметром $d = 75 \text{ мм}$. Визначити подачу, тиск насоса, якщо кількість подвійних ходів поршня $n = 40 \text{ хв}^{-1}$, коефіцієнти опору трубопроводу $\lambda = 0,028$, $\Sigma \zeta = 28$, а характеристика насоса $Q = V_0 n - 0,3 \cdot 10^{-5}$, де Q – подача в л/с, p – тиск насоса в Па.

5.8. Поршневий насос однократної дії подає воду в резервуар місткістю 7 м^3 . Визначити час заповнення резервуара, якщо діаметр поршня насоса $D = 220 \text{ мм}$, радіус кривошипа $r = 120 \text{ мм}$, частота обертання кривошипа $n = 50 \text{ хв}^{-1}$, об'ємний ККД насоса $\eta_0 = 0,88$.

5.9. Визначити об'ємний ККД поршневого насоса двократної дії, якщо діаметр його поршня $D = 150 \text{ мм}$, діаметр штока $d_{\text{ш}} = 50 \text{ мм}$, хід

поршня $h_n = 180$ мм, частота обертання кривошипа $n = 40$ хв⁻¹, а витіки рідини $q = 0,25$ л / с.

5.10. Поршневий насос двократної дії має діаметр та хід поршня відповідно $D = 120$ мм, $h_n = 150$ мм, діаметр штока $d_{ш} = 30$ мм. Побудувати графік подачі насоса та визначити коефіцієнт нерівномірності подачі σ . Кількість подвійних ходів поршня $n = 75$ хв⁻¹, об'ємний ККД насоса $\eta_0 = 0,92$.

5.11. Побудувати графік подачі та визначити коефіцієнт нерівномірності подачі поршневого насоса диференційної дії.

5.12. Поршневий насос двократної дії подає $Q = 12$ л / с рідини при кількості подвійних ходів $n = 60$ хв⁻¹ і об'ємному ККД $\eta_0 = 0,85$. Визначити діаметри поршня та штока D і $d_{ш}$ та хід поршня h_n . Прийняти співвідношення $h_n / D = 1,6$, $d_{ш} / D = 0,15$.

5.13. Поршневий насос подає воду з витратою $Q = 12$ л/с на висоту $H_T = 35$ м трубопроводом довжиною $l = 100$ м і діаметром $d = 100$ мм. Визначити потужність насоса N . Прийняти ККД $\eta = 0,8$, коефіцієнти $\lambda = 0,025$, $\Sigma \zeta = 29$.

5.14. Визначити потужність N радіально-поршневого насоса при частоті обертання $n = 1000$ хв⁻¹, робочому об'ємі $V_0 = 94$ см³, об'ємному ККД $\eta_0 = 0,96$, механічному ККД $\eta_M = 0,94$ і тиску $p = 10$ МПа.

5.15. Визначити споживану N потужність радіально-поршневого насоса, який має робочий об'єм $V_0 = 40$ см³, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,95$, повний ККД $\eta = 0,87$. Насос створює тиск на виході $p_2 = 15$ МПа при тиску на вході $p_1 = 0,5$ МПа. Частота обертання вала насоса $n = 1500$ хв⁻¹.

5.16. Визначити подачу аксіально-поршневого насоса, якщо кут нахилу диска $\alpha = 30^\circ$, діаметр поршнів $d = 18$ мм, діаметр кола розташування центрів поршнів у циліндровому блоці $D = 80$ мм, кількість поршнів $z = 7$, частота обертання $n = 2500$ хв⁻¹, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,97$.

5.17. Визначити частоту обертання вала аксіально-поршневого насоса для забезпечення подачі $Q = 3$ л/с. Необхідні для розрахунку дані такі, як у задачі 5.16.

5.18. Шибєрний насос однократної дії має такі розміри: діаметр внутрішньої поверхні статора $D = 100$ мм, ексцентриситет $e = 5$ мм,

товщина пластин $\Delta = 3$ мм, ширина пластин $a = 40$ мм, кількість пластин $z = 5$. Визначити подачу насоса при частоті обертання вала $n = 1450$ хв⁻¹ та об'ємному ККД $\eta_0 = 0,95$.

5.19. Для шибєрного насоса з такими самими розмірами, що у задачі 5.18, визначити частоту обертання ротора для забезпечення подачі $Q = 8$ л/с.

5.20. Визначити діаметр статора D шибєрного насоса однократної дії, який подає $Q = 1,6$ л / с рідини при частоті обертання $n = 1200$ хв⁻¹. Ексцентриситет $e = 4$ мм, ширина пластин $a = 31$ мм, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,9$, кількість пластин $z = 7$, товщина пластин $\Delta = 3$ мм.

5.21. Визначити подачу тригвинтового насоса, зовнішній діаметр замикаючого гвинта якого $d = 40$ мм, частота обертання $n = 2900$ хв⁻¹, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,89$.

5.22. Визначити потужність тригвинтового насоса при частоті обертання вала $n = 2900$ хв⁻¹, тиску $p = 2,5$ МПа, об'ємному ККД $\eta_0 = 0,84$, загальному ККД $\eta = 0,76$. Діаметр замикаючого гвинта $d = 33$ мм.

5.23. Визначити потужність шестеренного насоса з розмірами: діаметр початкового кола $D_n = 28$ мм, ширина шестерень $b = 16$ мм, модуль шестерні $m = D_n/z = 2,8$ мм. Частота обертання вала $n = 2240$ хв⁻¹, об'ємний ККД $\eta_0 = 0,85$, повний ККД $\eta = 0,8$. Насос створює тиск $p = 10$ МПа.

5.24. Шестеренний насос при частоті обертання вала $n = 500$ хв⁻¹ перекачує нафту. Діаметр початкового кола $D_n = 45$ мм, ширина шестерні $b = 35$ мм, висота головки зуба $h = 7,5$ мм. Визначити тиск насоса, якщо споживана потужність $N = 0,8$ кВт при об'ємному ККД $\eta_0 = 0,85$, повному ККД $\eta = 0,78$.

5.25. Поршневий насос однократної дії з діаметром циліндра $D = 110$ мм, ходом поршня $h_n = 220$ мм, кількістю подвійних ходів поршня $n = 65$ хв⁻¹ та об'ємним ККД $\eta_0 = 0,9$ подає робочу рідину в систему гідроприводу. Паралельно до нього підключений шестеренний насос з початковим діаметром $D_n = 88$ мм, шириною шестерень $b = 55$ мм, висотою зуба $h = 8$ мм і об'ємним ККД $\eta_0 = 0,83$. При якій частоті обертання вала повинен працювати шестеренний насос, щоб подача рідини подвоїлась?

6. ГІДРОЕЛЕВАТОРИ ТА НАГНІТАЧІ-АПАРАТИ

6.1. Шнекові гідроелеватори

Робочим органом цього гідроелеватора є шнек, який становить вал зі спіраллю навітою на ньому сталеву стрічку (див. рис. 1.12). Найчастіше використовуються тризахідні шнеки. Шнек розташований в сталевому або залізобетонному лотку під кутом нахилу $\beta = 22 \dots 30^\circ$. При довжині шнека 10...15 м висота піднімання становить 5...8 м.

Подача шнекового гідроелеватора, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = qnD^3, \quad (6.1)$$

де q – коефіцієнт, який залежить від відношення D_v/D , кута β і зазору між спіраллю і дном лотка. Його значення наведено в табл. 6.1: n – частота обертання вала, хв^{-1} ; D – зовнішній діаметр шнека, м; D_v – діаметр вала, м.

Таблиця 6.1.

Значення коефіцієнта q тризахідного шнека

D_v/D	$\beta = 22^\circ$	$\beta = 26^\circ$	$\beta = 30^\circ$
0,40	0,0058	0,0053	0,0045
0,45	0,0058	0,0053	0,0047
0,50	0,0057	0,0053	0,0048
0,55	0,0055	0,0050	0,0047
0,60	0,0053	0,0048	0,0045

Крок t спіралі шнека залежить від кута β . При $\beta < 30^\circ$ $t = 1,2D$, при $\beta = 30^\circ$ $t = 1,0D$.

Частота обертання шнека в хв^{-1} може бути визначена за формулою:

$$n = \frac{50}{D^{2/3}}. \quad (6.2)$$

При $D = 0,4$ м $n = 92 \text{ хв}^{-1}$, $D = 4,5$ м $n = 18 \text{ хв}^{-1}$.

Зазор b між шнеком і стінкою лотка доцільно визначати як

$$b = 0,0045\sqrt{D}. \quad (6.3)$$

Оптимальне значення ККД шнекового гідроелеватора для різних

розмірів шнека знаходиться в межах від 65 до 80 % і при зміні подачі в широких межах міняється мало.

Шнеки можна виготовлювати одно- та двозахідними. Їх подача буде меншою, ніж тризахідного шнека в такому співвідношенні:

K	3	2	1
$Q/Q_{k=3}$	1	0,8	0,64,

де k – кількість заходів спіралі шнека.

Шнекові гідроелеватори використовуються для піднімання стічних вод з крупними включеннями (порядка 100 мм) на висоту 5...8 м. При більшій висоті послідовно встановлюють 2–3 елеватори.

6.2. Струминні нагнітачі

Струминний нагнітач (рис. 6.1) складається зі всмоктувального трубопроводу 1, трубопроводу 2 робочої рідини, який закінчується робочим соплом 3, камери змішування 5 з вхідним соплом 4, дифузора 6, напірного трубопроводу 7.

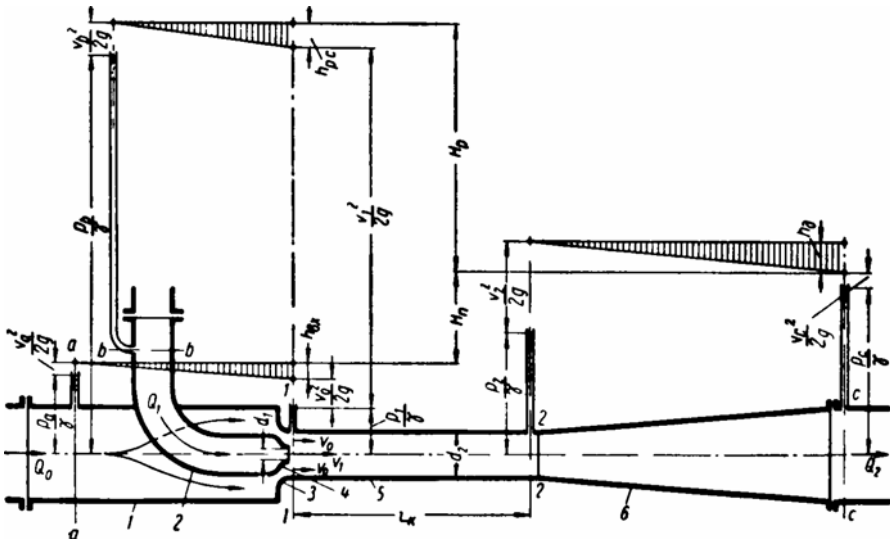


Рис. 6.1. Схема струминного нагнітача та розподіл напорів в його протічній частині

Робота струминного апарату така. Під тиском робоча рідина з великою швидкістю виходить з робочого сопла і поступає у вхідне сопло,

де тиск стає меншим, ніж у всмоктувальному трубопроводі. Рідина зі всмоктувального трубопроводу разом з робочою рідиною поступає в камеру змішування, де вони перемішуються, а тиск суміші поступово збільшується під дією енергії робочої рідини. Далі суміш рухається через дифузор, в якому при поступовому збільшенні діаметра швидкість зменшується, а тиск зростає. Під напором, меншим, ніж в трубопроводі робочої рідини, але більшим, ніж у всмоктувальному трубопроводі, суміш рідин поступає в напірний трубопровід.

Залежно від робочого середовища розрізняють такі види струминних нагнітачів: рідинноструминний, водоструминний, газоструминний, пароструминний. В літературі зустрічаються і такі назви:

– *ежектор, в якому через сопло рухається повітря або газ. Ежектором також часто називають струминний нагнітач, який працює на всмоктування;*

– *інжектор – працює під тиском пари і всмоктує воду;*

– *елеватор у водяному опаленні – гаряча вода зі сопла перемішується з водою зі зворотної магістралі;*

– *змішувач, в якому всмоктується піноутворювач і з якого виходить піна для гасіння пожежі.*

Нижче наведені основні параметри струминного насоса для найпростішого випадку, коли густина двох рідин однакова, $\rho_1 = \rho_0$.

Робочий напір – різниця повних напорів на вході в насос (переріз $b-b$) і на виході з нього (переріз $c-c$):

$$H_p = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g} - \frac{p_c}{\rho g} - \frac{v_c^2}{2g}. \quad (6.4)$$

Корисний напір, який створює насос – різниця напорів рідини, що перекачується на початку напірного трубопроводу (переріз $c-c$) і в кінці всмоктувального (переріз $a-a$):

$$H_K = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_c^2}{2g} - \frac{p_a}{\rho g} - \frac{v_a^2}{2g}. \quad (6.5)$$

Витрата робочої рідини:

$$Q_1 = v_1 S_1 = v_1 \frac{\pi d_1^2}{4}. \quad (6.6)$$

Корисна подача насоса:

$$Q_0 = v_0 S_0 = v_0 \pi (d_0^2 - d_1^2) / 4. \quad (6.7)$$

При розгляданні питань теорії, розрахунків, використання струминних насосів вживаються також відносні безрозмірні параметри:

– відносний напір:

$$h = \frac{H_{\kappa}}{H_{\kappa} + H_p}, \quad (6.8)$$

– відносна витрата або коефіцієнт ежекції:

$$\beta = Q_0 / Q_1, \quad (6.9)$$

– відносна площа:

$$K = \frac{S_0}{S_1} = \frac{d_0^2 - d_1^2}{d_1^2}. \quad (6.10)$$

Важливим параметром економічності струминного нагнітача є ККД – відношення корисної потужності до затраченої:

$$\eta = \frac{H_{\kappa} Q_0}{H_p Q_1} = \frac{\beta h}{1 - h}. \quad (6.11)$$

Максимальні значення ККД невеликі і складають від 0,2 до 0,35. Це зумовлено значними втратами енергії при роботі струминного нагнітача. Їх можна поділити на два види.

1. Втрати в камері змішування, які складаються в основному з втрат при перемішуванні двох потоків рідини, а також з втрат на тертя рідини об стінки камери.

2. Втрати в елементах насоса: в дифузорі $h_o = \zeta_o v_c^2 / 2g$, в робочому соплі $h_{pc} = \zeta_{pc} v_1^2 / 2g$, у вхідному соплі $h_{ac} = \zeta_{ac} v_0^2 / 2g$. З них найбільші втрати напору в дифузорі.

З характеристик струминного нагнітача найдоцільніше використовувати безрозмірну, яка показує залежність відносного напору h і ККД η від коефіцієнта ежекції β . На рис. 6.2 наведені залежності $h = f(\beta)$ для декількох значень K . Коли точки з максимальним ККД на цих залежностях з'єднати кривою лінією, отримаємо обвідну безрозмірних напірних характеристик $h = f(\beta, \eta)$. Для будь-якого значення β через обвідну можна визначити найбільший відносний напір h . В лівій частині графіка під обвідною знаходяться круті характеристики високонапірних насосів, в правій – пологі характеристики низьконапірних.

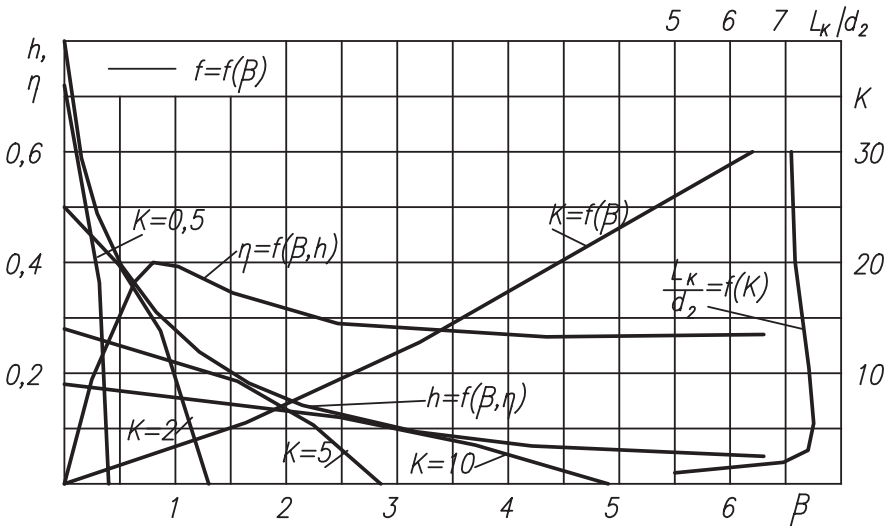


Рис. 6.2. Безрозмірні характеристики струминного нагнітача

На рис. 6.2 нанесені також допоміжні залежності для визначення співвідношень розмірів протічної частини струминних насосів з максимальними ККД. Значення $K = f(\beta)$ використовуються при розрахунках діаметрів робочого сопла і камери змішування. За кривою $L_k/d_2 = f(K)$ визначається оптимальна довжина камери змішування для будь-якого значення відносної площі K .

Завданням розрахунку струминного насоса є визначення робочого H_p і корисного H_k напорів, а також геометричних розмірів: діаметра робочого сопла, діаметра і довжини камери змішування, довжини дифузора.

Звичайно корисна подача насоса Q_0 задана. Витрата робочої рідини Q_1 також може бути задана або прийнята, виходячи з найбільшого значення ККД. Далі, знаючи β , з рис. 6.2 визначимо h , а також параметри K і L_k/d_2 . Використавши відомі дані про трубопроводи всмоктувальний з витратою Q_0 і напірний з витратою $Q_0 + Q_1$, розраховуємо напори в перерізах $a-a$ і $c-c$, звідки знайдемо корисний напір H_k . З виразу (6.8) визначимо робочий напір H_p .

Діаметр робочого сопла можна визначити, знаючи швидкість v_1 . З рис. 6.1 знайдемо:

$$H_k + H_p = \frac{v_1^2}{2g} + h_{pc} - \frac{v_0^2}{2g} - h_{ec} = \frac{v_1^2}{2g}(1 + \zeta_{pc}) - \frac{v_0^2}{2g}(1 + \zeta_{ec}). \quad (6.12)$$

Розв'язавши спільно рівняння (6.6), (6.7), (6.9) і (6.10), отримаємо:

$$\frac{v_0}{v_1} = \frac{\beta}{K}. \quad (6.13)$$

З рівняння (6.12) і (6.13) одержимо:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g(H_k + H_p)}{(1 + \zeta_{pc}) - (\beta/K)^2(1 + \zeta_{ec})}}. \quad (6.14)$$

Після визначення з рівнянь (6.6) і (6.14) діаметра d_1 робочого сопла, з виразу (6.10) знаходять діаметр $d_2 = d_0$ камери змішування, а потім і її довжину L_k , скориставшись відносним розміром L_k/d_2 з рис. 6.2. Довжина дифузора залежить від кута його розкриття, який рекомендується приймати в межах від 6 до 8°. Робоче і вхідне сопла виконують у вигляді коноїдальних насадків. Вихідну кромку робочого сопла розташовують на відстані $(0,5 \dots 1) d_1$ від входу в циліндричну камеру змішування. При виготовленні протічних частин струминного насоса з високою чистотою поверхонь можна приймати $\zeta_{pc} = 0,04 \dots 0,06$ і $\zeta_{ec} = 0,07 \dots 0,1$. Описаний спосіб розрахунку струминних насосів запропонований Л. Г. Подвідзом і Ю. Л. Кириловським. На практиці використовуються також інші способи, наведені в спеціальній літературі.

Незважаючи на невисокі ККД, струминні нагнітачі досить широко вживаються в промисловості завдяки простоті конструкції, відсутності рухомих частин, дешевизні виготовлення, можливості перекачування водно-піщаних сумішей, можливості встановлення основного нагнітача з електродвигуном на значній відстані від струминного.

В системах водопостачання та водовідведення струминні насоси знаходять використання як пристрої для завантаження реагентів у вигляді порошку, рідини, газу. При цьому подача реагенту дозується, оскільки певній витраті робочої рідини відповідає певна кількість реагенту. На водопровідних і каналізаційних очисних спорудах використо-

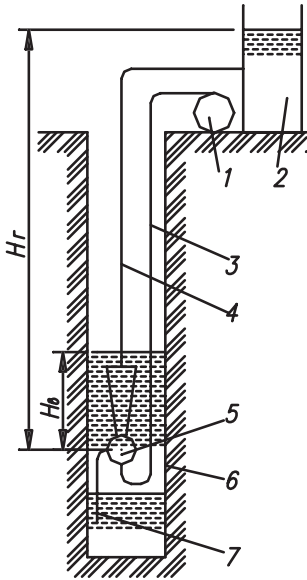


Рис. 6.3. Водоструминна установка:

1 – насос; 2 – водозбірний резервуар; 3 – трубопровід робочої рідини; 4 – напірний трубопровід; 5 – водоструминний насос; 6 – свердловина; 7 – всмоктувальний трубопровід

де водоструминний насос є бустерним (тобто ввімкненим перед основним). Коли основний насос ще не перекачує рідину, живлення водоструминного відбувається від допоміжного насоса, а надалі – від напірного трубопроводу. За

вують ежектори для видалення піску, осаду з пісколовок, відстійників, для завантаження і розвантаження фільтрувального шару (піску) у фільтрах. При відкачуванні води із свердловин знаходять застосування установки, в склад яких входять основний насос, встановлений на поверхні землі, і водоструминний, розміщений в свердловині (рис. 6.3).

В насосних установках можливо використання водоструминного насоса для збільшення висоти всмоктування основного насоса (рис. 6.4, а) з метою запобігання кавітації. Це так звані бустерні установки,

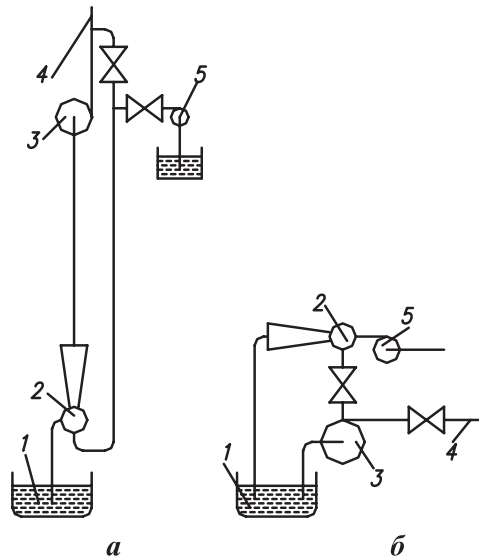


Рис. 6.4. Схеми насосних установок з водоструминними насосами:

а – для збільшення висоти всмоктування; б – для заливання насоса перед пуском. 1 – живильний резервуар; 2 – струминний насос (ежектор); 3 – основний насос; 4 – напірний трубопровід; 5 – допоміжний насос

допомогою ежектора можна заливати основний насос перед пуском (рис. 6.4, б).

Ежектор використовується також як допоміжна частина відцентрового насоса для забезпечення самовсмоктування. Як приклад, на рис. 6.5 показана конструкція насоса NGC італійської фірми "Calpeda". При обертанні робочого колеса частина рідини проходить через ежектор, завдяки чому в ньому утворюється розрідження, і повітря, а надалі і рідина із всмоктувальної труби проходять через насос. Час t виходу на усталений режим залежить від геометричної висоти всмоктування $H_{\text{вс}}$. При $H_{\text{вс}} = 3 \text{ м}$ $t = 1 \text{ хв.}$, при $H_{\text{вс}} = 8 \dots 9 \text{ м}$ $t = 3 \dots 4 \text{ хв.}$

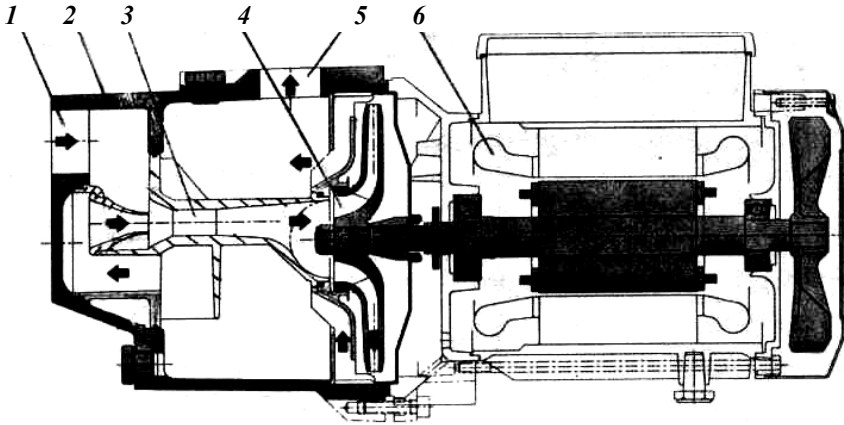


Рис. 6.5. Відцентровий насос NGC:

- 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – корпус; 3 – ежектор; 4 – робоче колесо;
5 – нагнітальний патрубок; 6 – електродвигун

Насоси з ежектором типів NGC створюють максимальний напір до 53 м, максимальну подачу до $3 \text{ м}^3/\text{год}$. На рис. 6.6 показані характеристики двох з них NGC2 і NGC3. Як видно, насоси забезпечують більшу подачу при меншій геометричній висоті всмоктування $H_{\text{вс}}$. Ще одна особливість таких насосів – різке зменшення напору в правій частині характеристики.

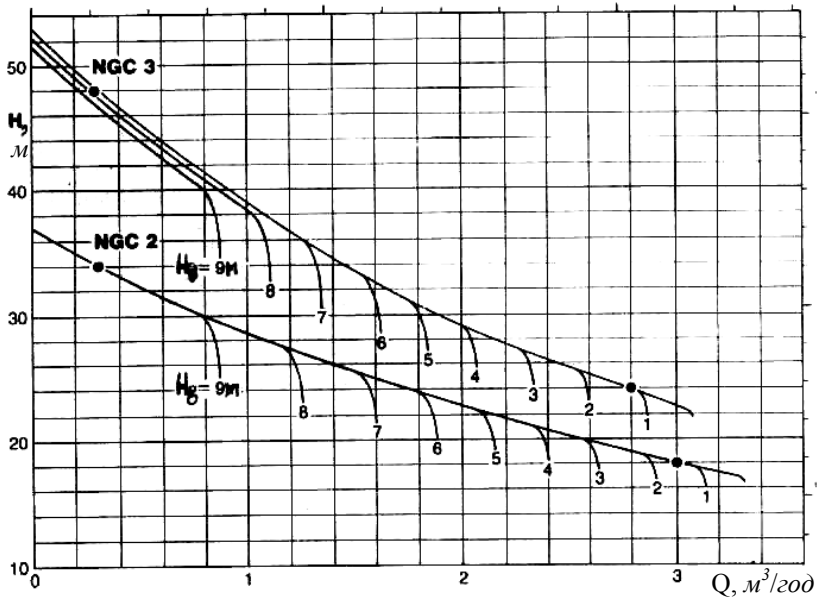


Рис. 6.6. Характеристики насосів NGC

Струминний насос, який встановлюють в системах водяного опалення, називають елеватором (рис. 6.7).

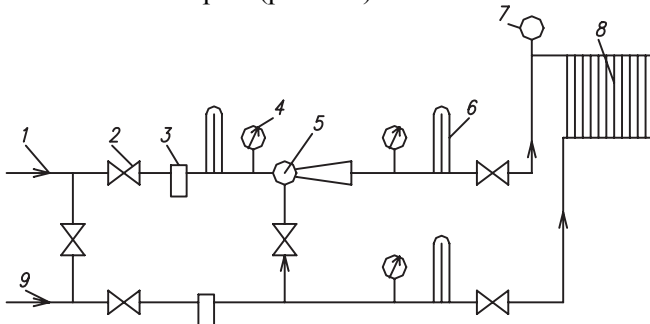


Рис. 6.7. Схема елеваторного вузла в системі водяного опалення:
 1 – трубопровід з ТЕЦ; 2 – засувка; 3 – відстійник; 4 – манометр;
 5 – гідроелеватор; 6 – термометр; 7 – повітрязбірник; 8 – радіатор;
 9 – зворотний трубопровід до ТЕЦ

Гаряча вода з теплової мережі ТЕЦ, наприклад, з температурою

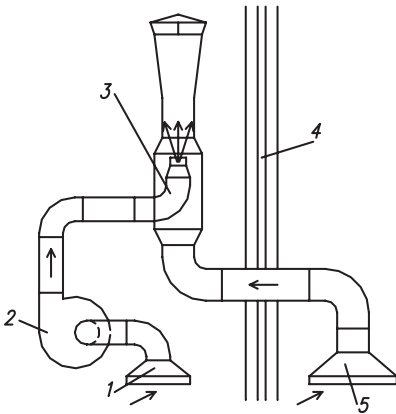


Рис. 6.8. Схема використання ежектора для відсмоктування агресивних газів:

- 1 – приймач чистого повітря; 2 – вентилятор; 3 – ежектор; 4 – стіна;
5 – приймач агресивних газів

130...150°C, надходить в робоче сопло. Зворотна вода з системи опалення температурою біля 70°C змішується з водою від теплової мережі. Далі вода від елеватора з температурою біля 90°C надходить в місцеву систему опалення. Зворотна вода після радіаторів частково відходить на ТЕЦ, частково підсмоктується елеватором, який працює на замкнене кільце системи опалення.

В системах вентиляції приміщень використовують ежектори для відсмоктування повітря, яке містить вибухонебезпечні або хімічно агресивні гази, порохи, пари (рис. 6.8).

Приклад 6.1. Із свердловини необхідно подавати $Q_0 = 10 \text{ м}^3/\text{год}$ води на висоту $H_r = 40 \text{ м}$ (див. рис. 6.3). Розрахувати розміри водоструминного насоса, якщо робоче сопло встановити на глибині $H_b = 7 \text{ м}$ під рівнем води. Довжина нагнітального трубопроводу $l_n = 50 \text{ м}$.

Розв'язання. З рис. 6.2 при найбільшому ККД $\eta = 0,4$ знайдемо коефіцієнт ежекції $\beta = 0,87$. Отже, виходячи з формули (6.9), витрата в трубопроводі робочої води:

$$Q_1 = Q_0 / \beta = 10 / (3600 \cdot 0,87) = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При цьому витрата води в напірному трубопроводі:

$$Q_2 = Q_0 + Q_1 = 0,0028 + 0,0032 = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для визначення діаметра d_l робочого сопла треба знати швидкість в цьому соплі, яка визначається з формули (6.14), в яку потрібно підставити суму корисного і робочого напорів $H_k + H_p$. Корисний напір H_k , виходячи з рис. 6.1, підрахуємо, як різницю напорів в перерізах c і a – a , і далі з формули (6.8) знайдемо необхідний робочий напір H_p .

Для цього з графіка на рис. 6.2 для $\beta = 0,87$ визначимо $h = 0,3$.

Повний напір в перерізі $c-c$ становить потрібний напір в напірному трубопроводі. Для його визначення потрібно врахувати параметри трубопроводу, діаметр якого визначаємо з рекомендованої швидкості $v_c = 2$ м/с. З формули $v = 4Q/(\pi d^2)$

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_2}{\pi v_c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,006}{3,14 \cdot 2}} = 0,062 \text{ м} = 62 \text{ мм}.$$

З формул (3.2), (3.3) потрібний напір для напірного трубопроводу

$$H_c = H_r + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^5} + \frac{v_c^2}{2g}.$$

Для визначення коефіцієнта Дарсі λ приймаємо шорсткість внутрішньої поверхні труб $\Delta_e = 0,05$ мм, температуру води $t = 10^\circ\text{C}$, при якій її кінематична в'язкість $\nu = 1,31 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Підрахуємо число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{4 \cdot 0,006}{3,14 \cdot 0,062 \cdot 1,31 \cdot 10^{-6}} = 94060,$$

та відношення $d_c/\Delta_e = 62/0,05 = 1240$.

З рис. І.1 визначаємо $\lambda = 0,021$.

Місцеві гідравлічні опори в трубопроводі: поворот, для якого приймаємо $\zeta_n = 1$, і вхід труби в резервуар з $\zeta_{\text{вх}} = 1$.

Підраховуємо потрібний напір в перерізі $c-c$.

$$H_c = 40 + \left(0,021 \frac{50}{0,062} + 2 \right) \frac{8 \cdot 0,006^2}{3,14^2 \cdot 9,8 \cdot 0,062^5} + \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 44 \text{ м}.$$

Напір H_a в перерізі $a-a$, як видно з рис. 6.3, дорівнює висоті води H_g над робочим соплом, $H_a = H_g = 7$ м.

Отже, корисний напір $H_\kappa = H_c - H_a = 44 - 7 = 37$ м.

З формули (6.8) $H_p = H_\kappa (1 - h)/h = 37(1 - 0,3)/0,3 = 86,3$ м.

Для розрахунку швидкості v_1 з рис. 6.2 при $\beta = 0,87$ знайдемо $K=2,8$ і прийемо $\zeta_{pc} = 0,06$, $\zeta_{\text{вс}} = 0,1$. Підставляємо всі дані у формулу (6.14):

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g(H_\kappa + H_p)}{1 + \zeta_{pc} - (\beta/K)^2(1 + \zeta_{\text{вс}})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8(37 + 86,3)}{1 + 0,06 - (0,87/2,8)^2(1 + 0,1)}} = 50,4 \text{ м/с}.$$

Діаметр робочого сопла:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0032}{3,14 \cdot 50,4}} = 0,009 \text{ м} = 9 \text{ мм.}$$

З формули (6.10) діаметр камери змішування дорівнює:

$$d_k = d_0 = d_1 \sqrt{1 + K} = 9 \sqrt{1 + 2,8} = 17,5 \text{ мм.}$$

З рис. 6.2 для $K = 0,28$ визначаємо $L_k/d_2 = 7,4$, звідки довжина камери змішування $L_k = 7,4 d_2 = 7,4 \cdot 17,5 = 130 \text{ мм.}$

Кут конусності дифузора приймаємо 8° , довжина його:

$$L_\phi = \frac{d_c - d_2}{2 \operatorname{tg} 4^\circ} = \frac{62 - 17,5}{2 \operatorname{tg} 4^\circ} = 318 \text{ мм.}$$

6.3. Ерліфти

Ерліфт, або повітряний піднімач для рідин (рис. 6.9), складається з

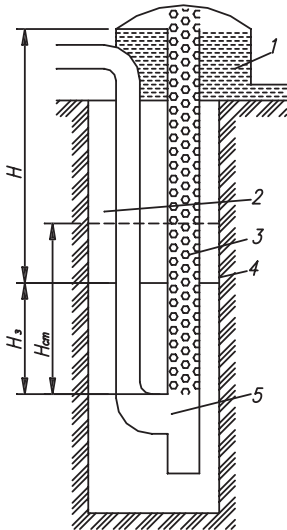


Рис. 6.9. Схема ерліфта:

1 – водозбірний бак; 2 – повітряна труба; 3 – водопіднімальна труба; 4 – свердловина; 5 – змішувач

водопіднімальною трубою 3, кінець якої занурений під рівень води у свердловині на глибину H_z . Трубою 2 подається стиснене повітря від компресора, яке розпилюється через отвори в змішувачі 5. Пухирці повітря, підіймаючись трубою 3, захоплюють з собою рідину, утворюючи повітряно-водяну суміш. При своєму русі вгору пухирці повітря збільшуються в об'ємі внаслідок зменшення тиску, а швидкість піднімання суміші збільшується.

Досягнувши верху труби, суміш розділяється: після удару об відбивач повітря відлітає, а вода стікає у водозбірний бак, звідки подається в систему водопостачання.

В перерізі біля змішувача тиск води при усталеній роботі ерліфта

складає $\rho g H_3$, а тиск стовпа повітряно-водяної суміші $\rho_c g (H_3 + H)$, де ρ і ρ_c – густина води і суміші, H_3 – заглиблення змішувача під динамічний рівень води, H – напір ерліфта (висота підняття води). Суміш буде підніматися трубою 3, якщо $\rho H_3 \geq \rho_c (H_3 + H)$.

Звідси визначають напір ерліфта:

$$H = H_3 (\rho / \rho_c - 1) - h, \quad (6.15)$$

де h – втрати напору у водопіднімальній трубі.

З наведеної формули видно, що для збільшення напору ерліфта потрібно збільшувати заглиблення змішувача під рівень води.

Для визначення другого важливого параметра ерліфта – подачі розглянемо баланс енергії. Стиснене повітря при піднятті води створює корисну потужність:

$$N_k = \rho g Q H.$$

Корисна потужність компресора, яка передається рідині при розширенні стисненого повітря

$$N = p_{am} Q_n \ln(p / p_{am}),$$

де Q – витрата повітря при атмосферному тиску, $p = \rho g H_3 + p_{am}$ – абсолютний тиск на глибині розташування змішувача.

При врахуванні втрат потужності $N_k = N \cdot \eta$, звідки

$$\rho g H Q = \eta p_{am} Q_n \ln(p / p_{am}). \quad (6.16)$$

Оскільки $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, $p_{am} = 10^5 \text{ Па}$, після перетворень знайдемо

$$Q = 23 h Q_n \ln(0,1 H_3 + 1) / H. \quad (6.17)$$

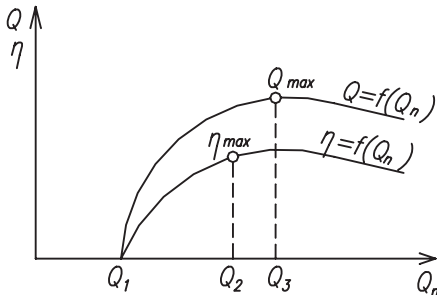


Рис. 6.10. Залежність подачі води Q і ККД η від подачі повітря Q_n

Із збільшенням витрати повітря продуктивність ерліфта також збільшується, однак до певної межі, вище якої середовище у водопіднімальній трубі стає неоднорідним, що спричиняє зменшення ККД і подачі. На рис. 6.10 показані залежності подачі Q і ККД η ерліфта від витрати повітря Q_n . Витраті повітря Q_1 відповідає початок виливання повітряно-водяної

суміші у водозбірний бак, Q_2 – максимальне значення ККД, Q_3 – максимальна подача ерліфта.

На початку роботи ерліфта тиск повітря повинен бути:

$$p_1 = \rho g H_{cm} + \Delta p, \quad (6.18)$$

де H_{cm} – висота статичного рівня води в свердловині від змішувача, Δp – втрати тиску при русі повітря в повітряній трубі.

Під час роботи ерліфта тиск повітря зміниться:

$$p_2 = \rho g H_3 + \Delta p', \quad (6.19)$$

де $\Delta p'$ – втрати тиску повітря при усталеній роботі; $\Delta p' > \Delta p$, оскільки подача повітря більша.

Досвід використання ерліфта показує, що найоптимальніші значення відносної глибини занурення H_3/H і відносної подачі повітря Q_n/Q залежать від напору, як це наведено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2.

Залежність відносних значень H_3/H і Q_n/Q від H

H , м	H_3/H	Q_n/Q
До 20	2,5...3	1,5...2
40	2,0	2...3,5
60	1,5	5...5,5
80	1,2	6,5...7
100	1,0	8...9

В табл. 6.3 наведені рекомендовані розміри труб для ерліфта залежно від подачі води. Швидкість води в трубі нижче від змішувача доцільна 1,5...2 м/с, швидкість суміші в напірній трубі – не більше 6...8 м/с, швидкість повітря в трубі – 25...60 м/с. Змішувач повинен формувати пухирці повітря діаметром не більше 6 мм, тому він має отвори діаметром 4...6 мм. Кінець труби повинен бути заглиблений нижче від змішувача на 0,5...5 м.

Будова ерліфта надзвичайно проста. Він не має рухомих частин, і тому через нього можна пропускати тверді включення. Ерліфт використовують для піднімання води, нафти, розсолу із свердловин, стічної рідини з нижнього колектора до верхнього, осаду з відстійників, піску, попелу. Повітряний піднімач легко зібрати на будь-якому місці,

використавши пересувний компресор. Особливо доцільно використання ерліфта в свердловинах малого діаметра, в які не можна опустити ніякий насос.

Недоліками ерліфта є необхідність значного заглиблення труби під рівень рідини, а також низький ККД, який за енергією стисненого повітря становить не більше 40...50%, а за витратою електроенергії з врахуванням втрат в компресорі складає 15...25%.

Приклад 6.2. Розрахувати ерліфт для подачі води $Q = 15$ л/с = 54 м³/год при динамічному рівні в свердловині $H = 30$ м. Прийняти ККД компресора $\eta_k = 0,8$.

Розв’язання. Відповідно до табл. 6.2 для $H = 30$ м приймаємо $H_3 = 2,3H$ і $Q_n/Q = 2,8$. Тому заглиблення змішувача під динамічний рівень води $H_3 = 2,3H = 2,3 \cdot 30 = 69$ м, а подача повітря

$$Q_n = 2,8 \cdot Q = 2,8 \cdot 15 = 42 \text{ л/с} = 151 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Для забезпечення подачі води 15 л/с з табл. 6.3 вибираємо діаметри труб водопіднімальної – 100 мм, повітряної – 38 мм, діаметр свердловини 200 мм.

ККД ерліфта визначимо з формули (6.17):

$$\eta_e = \frac{QH}{23Q_n \ln(0,1H_3 + 1)} = \frac{15 \cdot 10^{-3} \cdot 30}{23 \cdot 42 \cdot 10^{-3} \ln(0,1 \cdot 69 + 1)} = 0,52.$$

Таблиця 6.3.

Рекомендовані розміри труб для ерліфта

Подача води, Q л/с	Діаметр, мм		
	водопіднімальної труби, d_e	повітряної труби, d_n	свердловини, d_c
1...2	40	12	100
2...3	50	12...20	125
3...6	63	20...25	150
6...9	75	25...30	150
9...12	88	25...30	200
12...18	100	30...38	200
18...21	113	30...38	200
21...30	125	35...50	250
30...45	150	50...63	300
45...65	175	50...63	350
65...75	200	63...75	350

Для підрахунку ККД ерліфтно́ї установки в цілому визначимо втрати тиску Δp_n в повітропроводі та тиск p_2 , який створює компресор:

$$\Delta p_n = \rho_n g h_n = \rho_n g \lambda \frac{l}{d} \frac{8 Q_n^2}{\pi^2 d^4} = \rho_n \lambda \frac{8,8(H + H_3) Q_n^2}{\pi^2 d^5}.$$

Приймаємо, що місцеві втрати напору в повітропроводі еквівалентні 10 % його довжини, тому $l = 1,1 (H + H_3)$. Коефіцієнт Дарсі λ визначимо після підрахунку числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 0,042}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 15,7 \cdot 10^{-6}} = 89635.$$

Кінематичну в'язкість повітря $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ прийнято для температури 20°C з табл. І.1. Приймаємо шорсткість труб $\Delta_e = 0,1 \text{ мм}$, тому $d/\Delta_e = 38/0,1 = 380$. З рис. І.1. визначаємо $\lambda = 0,0255$. Тепер підрахуємо:

$$\Delta p = 1,2 \cdot 0,0255 \frac{8,8 \cdot 99 \cdot 0,042^2}{3,14^2 \cdot 0,038^5} = 60134 \text{ Па} \approx 60,1 \text{ кПа}.$$

Надлишковий тиск, який створює компресор, знайдемо за формулою (6.19):

$$p_2 = 1000 \cdot 9,8 \cdot 69 + 60100 = 736300 \text{ Па} = 736 \text{ кПа},$$

а абсолютний тиск:

$$p_{2a} = p_2 + p_a = 736 + 100 = 836 \text{ кПа}.$$

Потужність, споживана компресором:

$$N_{\text{ком}} = \frac{p_a Q_n}{\eta_k} \ln \frac{p_{2a}}{p_a} = \frac{10^5 \cdot 0,042}{0,8} \ln \frac{836}{100} = 11148 \text{ Вт}.$$

Корисна потужність при підніманні води:

$$N_{\kappa} = \rho g Q H = 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,015 \cdot 30 = 4410 \text{ Вт}.$$

ККД ерліфтно́ї установки в цілому:

$$\eta_{\text{ey}} = N_{\kappa} / N_{\text{ком}} = 4410 / 11148 = 0,396.$$

6.4. Гідроударні нагнітачі

Гідроударний нагнітач (гідравлічний таран) – водопіднімач, робота якого зумовлена гідравлічним ударом. В ньому використовується енергія рухомої води і поєднуються одночасно функції як двигуна, так і насоса.

Схема гідравлічного тарана і таранної установки показана на рис. 1.16. До складу тарану входять коробка з нагнітальним клапаном 4, ударний клапан 3, повітряний ковпак 5. До тарана під'єднані труби живлення 2 і нагнітальна 6, які сполучені з джерелом води 1 і баком 7.

Принцип дії гідравлічного тарана такий. При відкриванні ударного клапана з нього починається витікання води, швидкість якої збільшується, а тиск під клапаном зростає. Коли сила тиску на клапан стане більшою, ніж його вага, він раптово закривається, і в клапанній коробці настане гідравлічний удар, тобто різке суттєве збільшення тиску. Під дією цього тиску відкриється нагнітальний клапан, вода потече в повітряний ковпак, стисне в ньому повітря і підніметься по нагнітальній трубі. Далі тиск в клапанній коробці впаде, нагнітальний клапан під дією тиску в ковпаку закриється, а ударний клапан під дією власної ваги відкриється. І знову почнеться витікання води з джерела через трубу живлення і ударний клапан. Так описаний процес повторюється багато разів.

При закритому нагнітальному клапані стиснене повітря в ковпаку розширюється і виштовхує певну порцію води в нагнітальну трубу. Отже, вода в нагнітальній трубі рухається постійно, і далі вона накопичується у верхньому баці.

З джерела вода рухається трубою живлення під живильним напором h з живильною витратою Q . Більша частина води витікає через ударний клапан. У верхній бак, розташований на нагнітальній висоті H від тарана, вода поступає з нагнітальною витратою q . Отже, ККД установки:

$$\eta = \frac{qH}{Qh}. \quad (6.20)$$

Для можливості роботи тарана необхідно, щоб він був розташований нижче від джерела. Найменша висота $h = 0,2$ м. Із збільшенням відношення H/h ККД установки зменшується, як це видно з табл. 6.4. При H/h більших від 20 робота установки малоефективна.

Талиця 6.4.

ККД гідротаранної установки

H/h	$\eta, \%$	H/h	$\eta, \%$
2	85	12	47
4	72	14	44
6	63	16	40
8	57	18	37
10	52	20	34

Для збільшення подачі гідротаранної установки тарани з'єднують паралельно між собою, а для збільшення напору – послідовно.

При проектуванні таранної установки відомі значення нагнітальної висоти, живильного напору, нагнітальної або живильної витрати. Під час розрахунку визначають діаметр і довжину труби живлення, діаметри клапанів і напірної труби, живильної або нагнітальної витрати, ККД, частоту ударів, об'єм повітряного ковпака. Якщо відстань від джерела води до місця розташування тарана більша від довжини труби живлення, визначеної розрахунком, необхідно встановити зрівнювальну башту або зрівнювальний повітряний ковпак, тим самим штучно наблизивши джерело води до тарана.

Теорія роботи та детальний порядок проектування і експлуатації гідротаранної установки описані в роботі В. М. Овсепяна.

Задачі для самостійного розв'язування

6.1. Відцентровий насос обладнаний всмоктувальним трубопроводом діаметром 150 мм і довжиною 18 м. Для заливання насоса перед запуском використовується ежектор з діаметром робочого сопла 10 мм і діаметром камери змішування 25 мм (див. рис. 6.4, б). Допоміжний насос створює подачу 2 л/с. Визначити час заповнення всмоктувальної лінії і основного насоса об'ємом 4 л.

6.2. Водоструминний насос встановлений у всмоктувальній лінії насосної установки (рис. 6.4, а) і перекачує $Q_0 = 12$ л/с при витраті робочої рідини $Q_1 = 8$ л/с. Різниця висот між робочим соплом і цент-

ром насоса $H_{\Gamma} = 14$ м, втрати напору у всмоктувальній лінії насоса $h_{\text{вс}} = 4$ м. На вході в насос створюється вакуумметричний напір $H_{\text{вак}} = 3$ м. Висота розташування робочого сопла над поверхнею води у свердловині $H_{\text{вс}} = 3$ м, втрати напору у його всмоктувальній лінії $h_{\text{л}} = 1$ м. Визначити напір робочої води на вході у водоструминний насос.

Вказівка. При розв'язанні задачі скористатися схемою напорів у струминному нагнітачі (див. рис. 6.1).

6.3. Для умови задачі 6.2 визначити діаметр робочого сопла струминного насоса, прийнявши значення коефіцієнтів:

$$\zeta_{pc} = 0,05, \zeta_{\text{вс}} = 0,08.$$

6.4. У відстійнику встановлений ежектор з найвищим ККД для всмоктування осаду за схемою, подібною до рис. 6.3. Ежектор перекачує $Q_0 = 1$ л/с рідкого осаду і створює напір на виході $H = 18$ м. Глибина занурення ежектора під рівень води у відстійнику $H_{\text{в}} = 4$ м, висота розташування насоса над цим рівнем $H_{\text{нас}} = 1$ м. Визначити подачу та напір насоса, якщо втрати напору в лінії між насосом і ежектором $h = 1$ м. Скористатися вказівкою до задачі 6.2.

6.5. Для умови задачі 6.4 визначити діаметр камери змішування ежектора, прийнявши значення коефіцієнтів $\zeta_{pc} = 0,04, \zeta_{\text{вс}} = 0,07$.

6.6. Визначити ККД ерліфта, який подає $Q = 28$ л/с води з глибини $H = 15$ м.

6.7. Визначити розміри ерліфта та робочий тиск компресора для піднімання $Q = 40$ м³/год води із свердловини з глибиною динамічного рівня $H = 18$ м. Прийняти втрати тиску в повітропроводі:

$$\Delta p_n = 50 \text{ кПа}.$$

6.8. Визначити ККД ерліфтної установки для піднімання води в кількості $Q = 12$ м³/год з глибини $H = 60$ м. Прийняти ККД компресора $\eta_k = 0,75$, втрати тиску в повітропроводі $\Delta p_n = 90$ кПа.

7. КОМПРЕСОРИ

7.1. Типи та основні параметри компресорів

Компресор – це протічна машина, яка переміщає газ з охолодженням при коефіцієнті стиснення $\varepsilon = p_k / p_n$ більше 1,15.

За своєю конструкцією компресори аналогічні насосам. Використовуються такі типи компресорів: лопатеві або турбокомпресори (відцентрові, осьові) і об'ємні (поршневі, ротаційні).

Крім цього, компресори розрізняють:

– **за кінцевим тиском:** низького тиску (до 1 МПа), середнього (до 10 МПа), високого (до 100 МПа), надвисокого (більше, як 100 МПа);

– **за подачею:** малої подачі (до 10 м³/хв), середньої (10–100 м³/хв), великої (більше 100 м³/хв);

– **за родом газу:** повітряні, для природного газу, кисневі та інші;

– **за системою охолодження:** з повітряним охолодженням, з внутрішнім водяним охолодженням, із зовнішнім охолодженням в проміжних охолодниках.

Компресор для відсмоктування газів з ємностей і створення розрідження називається вакуум-насосом. Звичайно кінцевий тиск у вакуум-насосі дорівнює атмосферному.

Основні параметри компресорів такі: початковий тиск (абсолютний) p_n ; кінцевий тиск або тиск нагнітання (абсолютний) p_k ; коефіцієнт стиснення $\varepsilon = p_k / p_n$; подача Q – об'ємна кількість газу, що поступає в нагнітальний патрубок за одиницю часу, приведена до стандартних умов ($t = 20^\circ\text{C}$, $p = 101 \text{ кПа}$); частота обертання вала n ; споживана потужність N . Значення основних параметрів компресорів різних типів наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1.

Основні параметри компресорів

Типи компресорів	Подача, Q , м³/с	Коефіцієнт стиснення, ε	Частота обертання вала, n , хв ⁻¹
Поршневі	до 8	2,5...1000	100...3000
Ротаційні	до 8	3...12	300...15000
Відцентрові	1,5...70	3...20	1500...45000
Осьові	1,5...250	2...20	500...20000

Орієнтовні області використання основних типів компресорів наведені на рис. 7.1. Вони дуже широко застосовуються в усіх галузях техніки. Так, турбокомпресори застосовують для транспорту газу у газопроводах, на металургійних підприємствах, в хімічній технології.

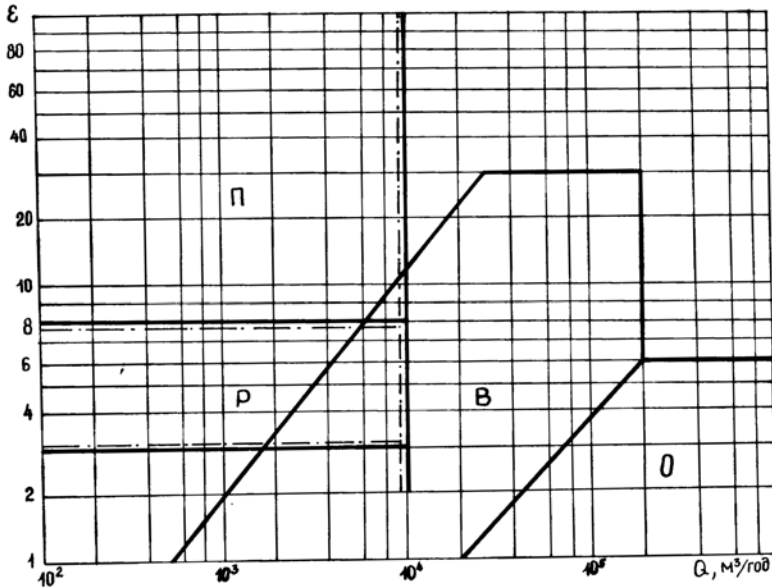


Рис. 7.1. Області застосування компресорів:

П – поршневих; Р – ротаційних; В – відцентрових; О – осьових

Поршневі компресори застосовують при видобутку корисних копалин, для приводу в дію різних інструментів, в системах пневмоприводу. Ротаційні компресори використовують в холодильних установках, в кондиціонерах.

7.2. Термодинамічні основи роботи компресора

Параметри газу, які при стисканні та розширенні змінюються, пов'язані між собою рівнянням Менделєєва – Клапейрона. Для ідеального газу, тобто для будь-якого газу при тиску до 10 МПа

$$pv=RT, \quad (7.1)$$

де p – абсолютний тиск газу, v – питомий об'єм, тобто об'єм оди-

ниці маси, T – абсолютна температура, R – газова стала конкретного газу. Для повітря $R=287$ Дж/(кг·К), для природного газу $R=520$ Дж/(кг·К).

При кінцевому тиску понад 10 МПа використовують рівняння стану реального газу:

$$pv=ZRT, \quad (7.2)$$

де Z – коефіцієнт стисливості газу, значення якого наведені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2.

Коефіцієнт стисливості газу

Тиск, МПа	10	20	30	40
Z	1,02	1,08	1,16	1,26

Стискання газу в компресорах може відбуватись при таких процесах:

політропному $pv^n=\text{const}, \quad (7.3)$

адіабатному (ізоентропному) $pv^k=\text{const}, \quad (7.4)$

ізотермному $pv=\text{const}. \quad (7.5)$

Показник політропи $n = 1,15 \dots 1,80$ залежно від умов охолодження компресора та газу.

При інтенсивному охолодженні показник політропи має менше значення.

Показник адіабати для повітря $k = 1,41$, для природного газу $k = 1,31$.

Адіабатний процес проходить без теплообміну з навколишнім середовищем. Ізоентропний процес проходить при постійній ентропії, ізотермний – при постійній температурі.

Ці процеси відображені графічно в координатах T, S (рис. 7.2). Стиснення газу від тиску p_n (p_1) до тиску p_k (p_2) відбувається по лінії 1–2.

При політропному процесі одночасно із стисненням газу змінюється температура T і ентропія S .

При адіабатному та ізоентропному процесах ентропія постійна, і тому лінія 1–2 вертикальна, при ізотермному температура не міняється, і тому лінія 1–2 горизонтальна.

Далі по лінії 2–3 газ охолоджується при постійному тиску p_k під час виходу з компресора і русі в напірному газопроводі.

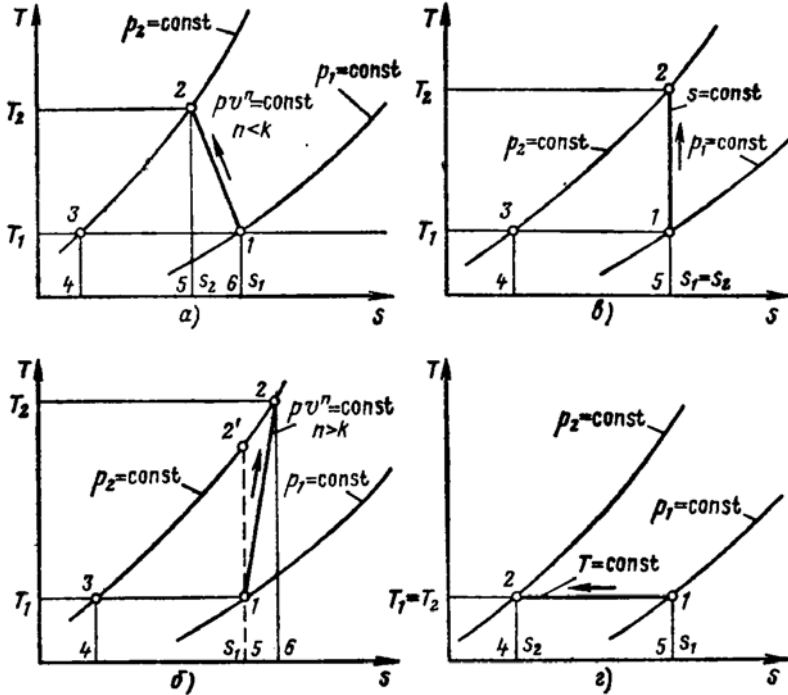


Рис. 7.2. T - S – діаграми компресорних процесів:
 а – політропний з $n < k$; б – політропний з $n > k$; в – ізоентропний
 (адіабатний); г – ізотермний

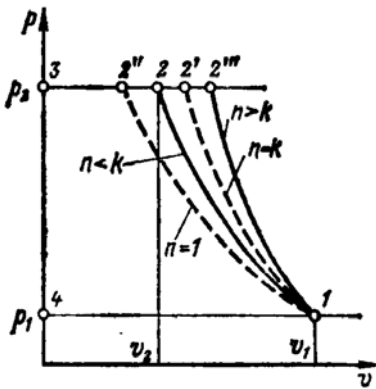


Рис. 7.3. p - v – діаграми компресорних процесів

Компресорні процеси також можна показати на p, v діаграмі (рис. 7.3). Тут лінією 1-2 показано стиснення при $n < k$. Охолодження газу проходить по ізобарі 2-3 $p_k = \text{const}$.

Ізотермне стиснення показано лінією 1-2'', ізоентропне (адіабатне) при $n = k$ – лінією 1-2'; політропне при $n > k$ – лінією 1-2'''.

Питома робота L , затрачена на стиснення, виштовхування та охолодження 1 кг маси газу, відображена площею p, v – діаграми, обме-

женою ізобарами тисків p_{Π} (p_1) і p_{κ} (p_2), політропою стискування і віссю p .

Для політропного процесу

$$L_{\Pi} = \frac{n}{n-1} p_{\Pi} v_{\Pi} \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} R(T_{\kappa} - T_{\Pi}). \quad (7.6)$$

Для адіабатного (ізоентропного) процесу

$$L_{\Pi} = \frac{k}{k-1} p_{\Pi} v_{\Pi} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R(T_{\kappa} - T_{\Pi}). \quad (7.7)$$

Для ізотермного процесу

$$L_{iz} = p_{\Pi} v_{\Pi} \ln \varepsilon. \quad (7.8)$$

Корисна потужність компресора:

$$N_{\kappa} = \rho_{\Pi} Q L. \quad (7.9)$$

Стан газу в компресорі міняється дуже складно. Це залежить від умов теплообміну при русі газу через різні частини компресора. Так, при вході газ нагрівається від машини, а при стисканні температура його підвищується, і газ віддає тепло. Фактично стан газу міняється за політропним процесом зі змінним показником політропи n : при $n > k$ тепло підводиться до газу, при $n = k$ теплообмін відсутній, при $n < k$ тепло відводиться від газу.

Оскільки в розрахунках неможливо врахувати безперервно мінливе значення n , замість дійсного процесу розглядають еталонний процес з постійним показником політропи.

Для компресорів з повітряним та неінтенсивним водяним охолодженням (це в основному відцентрові та осьові компресори) еталонним прийнято адіабатний процес. Для компресорів з інтенсивним водяним охолодженням, якими виконуються в основному поршневі та ротаційні, за еталонний процес прийнято ізотермний. Для компресорів без охолодження еталонним процесом є політропний при $n > k$.

Враховуючи формули (7.6)...(7.9), для еталонних процесів формули корисної потужності набудуть вигляду:

для адіабатного процесу

$$N_a = \frac{k}{k-1} p_{\Pi} Q \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \rho_{\Pi} Q \frac{k}{k-1} R(T_{\kappa} - T_{\Pi}), \quad (7.10)$$

для ізотермного процесу

$$N_{із} = p_{\Pi} Q \ln \varepsilon, \quad (7.11)$$

для політропного процесу (при $n > k$)

$$N_{\Pi} = \frac{n}{n-1} p_{\Pi} Q \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) = \rho_{\Pi} Q \frac{n}{n-1} R (T_{\kappa} - T_{\Pi}). \quad (7.12)$$

Споживану потужність компресора вираховують за формулами:

$$N = \frac{N_a}{\eta_a \eta_M} = \frac{N_{із}}{\eta_{із} \eta_M} = \frac{N_{\Pi}}{\eta_{\Pi} \eta_M}, \quad (7.13)$$

де

$$\eta_a = \frac{\left(p_{\kappa}^* / p_{\Pi}^* \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(T_{\kappa}^* / T_{\Pi}^* \right) - 1}, \quad (7.14)$$

T^* – температура гальмування, тобто та температура, до якої підвищується температура T газового потоку, що рухається зі швидкістю c , при повному гальмуванні:

$$T^* = T + c^2 / (2c_p), \quad (7.15)$$

c_p – питома теплоємність газу при постійному тиску. Для повітря $c_p = 1000$ Дж/(кг·К), для природного газу $c_p = 2220$ Дж/(кг·К).

Враховуючи формули (7.1) і (7.4), визначимо співвідношення між тиском і температурою:

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (7.16)$$

Для відцентрових компресорів $\eta_a = 0,80 \dots 0,90$, для осьових $\eta_a = 0,85 \dots 0,95$.

$$\eta_{із} = \frac{R \ln \varepsilon}{C_p (T_{\kappa} / T_{\Pi} - 1)}. \quad (7.17)$$

Для поршневих компресорів $\eta_{із} = 0,65 \dots 0,85$.

$$\eta_{\Pi} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k}. \quad (7.18)$$

Механічний ККД η_M враховує втрати потужності на тертя, на привід вентилятора або насоса для охолодження. Для поршневих компресорів $\eta_M = 0,8 \dots 0,93$, для відцентрових $\eta_M = 0,96 \dots 0,98$.

Для підрахунку ККД параметри p_{Π} , p_{κ} , T_{Π} , T_{κ} визначаються під час випробування компресора, а показник політропи – з рівняння:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\lg(p_K/p_{II})}{\lg(Z_K T_K / Z_{II} T_{II})}. \quad (7.19)$$

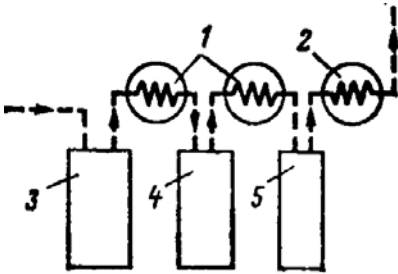


Рис. 7.4. Схема компресора зі ступінчастим стисненням:

1, 2 – охолодники; 3, 4, 5 – ступені компресора

При стисканні газів до великих тисків виникають високі температури, при цьому на забезпечення стиснення та охолодження витрачається велика робота. Тому доцільно забезпечувати інтенсивне охолодження газу під час його стиснення, а також використовувати декілька ступенів стискування, з'єднаних послідовно, з охолодниками між ступеннями (рис. 7.4).

Компресорний процес з двоступінчастим стискуванням і охолодженням газу між ступеннями

показаний на T, S і p, v – діаграмах (рис. 7.5). Стискування газу відбувається за двома політропами $1'-2'$ і $1''-2''$, а охолодження в проміжному охолоднику при постійному тиску p_{np} – за ізобарою $2'-1''$. На цих діаграмах чітко видно, що економія енергії при стискуванні в двох ступенях з проміжним охолодженням пропорційна заштрихованій площі $1''-2'-2-2''$.

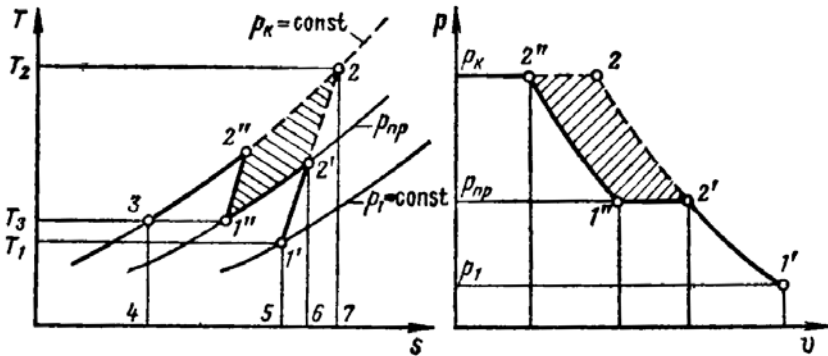


Рис. 7.5. $T-S$ і $p-v$ – діаграми двоступінчастого стиснення газу

В компресорах використовують такі види охолодження:

– внутрішнє, коли воду подають в порожнини, які оточують робочі камери ступенів компресора. Охолодження газу при цьому відбувається одночасно з його стисканням (лінія 1–2 на рис. 7.2, а);

– зовнішнє, коли газ охолоджується в охолодниках, встановлених між ступенями (лінія 2'–1" на рис. 7.5). В лопатевих компресорах охолодники найчастіше встановлюють між групами ступенів. Відцентровий компресор з охолодниками після кожного ступеня називається ізотермним. Він економічний в експлуатації, але складний і дорогий;

– комбіноване (внутрішнє та зовнішнє). Таке охолодження найефективніше. Воно використовується в основному в поршневих компресорах.

Мінімум затрат енергії в ступінчастому компресорі має місце при рівності коефіцієнтів стиснення у всіх ступенях. Тому оптимальне значення ε в ступені компресора

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\varepsilon_{\kappa}}, \quad (7.20)$$

де ε_{κ} – коефіцієнт стиснення компресора в цілому, z – кількість ступенів.

Для визначення тиску в кожному ступені компресора використовують формули:

$$\begin{aligned} p_{\kappa}' &= \varepsilon p_{\Pi}, \\ p_{\kappa}'' &= \varepsilon p_{\kappa}' = \varepsilon^2 p_{\Pi}, \\ p_{\kappa}^z &= \varepsilon^z p_{\Pi}, \end{aligned} \quad (7.21)$$

де p_{κ}' , p_{κ}'' – тиск на виході кожного ступеня, p_{κ}^z – тиск на виході компресора.

В лопатевих компресорах кількість ступенів може бути великою (до 40). В поршневих компресорах кількість ступенів залежить від коефіцієнта ε_{κ} (табл. 7.3).

Таблиця 7.3.

Кількість ступенів поршневих компресорів

Коефіцієнт стиснення компресора ε_{κ}	до 5	5...10	10...30	30...100	100...150	більше 150
Кількість ступенів z	1	2	3	4	5	6 і більше

Приклад 7.1. На компресорній установці треба отримати тиск

природного газу 0,16 МПа при продуктивності $Q = 0,75 \text{ м}^3/\text{с}$. Тиск всмоктування 0,08 МПа; показник політропи прийняти $n = 1,35$. Визначити корисну потужність компресора.

Розв'язання. Корисна потужність компресора знаходиться за формулою (7.9), тобто

$$N_k = \rho_n Q L.$$

Підставивши значення L за формулою (7.6) і врахувавши, що питомий об'єм газу $v_n = 1/\rho_n$, одержимо:

$$N_k = \frac{n}{n-1} p_n Q \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$

тобто формулу (7.12), де $\varepsilon = p_k/p_n = 0,16/0,08 = 2$.

Отже,

$$N_k = \frac{1,35}{1,35-1} 0,08 \cdot 10^6 \cdot 0,75 \left(2^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right) = 45568 \text{ Вт} \approx 45,6 \text{ кВт}.$$

Приклад 7.2. За даними попередньої задачі визначити корисну потужність для випадку ізотермного стиснення, а також питому роботу стиснення при $\rho_n = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Розв'язання. За формулою (7.11) маємо:

$$N_k = 0,08 \cdot 10^6 \cdot 0,75 \cdot \ln 2 = 41589 \text{ Вт} \approx 41,6 \text{ кВт}.$$

Питому роботу визначимо з формули (7.9):

$$L = \frac{N_k}{\rho_n Q} = \frac{41589}{1,2 \cdot 0,75} = 46210 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Приклад 7.3. Багатоступінчастий поршневий компресор подає стиснене повітря при тиску $p_k = 6,4 \text{ МПа}$. Необхідно розподілити тиск між ступенями, прийнявши початковий тиск $p_n = 0,1 \text{ МПа}$.

Розв'язання. Коефіцієнт стиснення компресора:

$$\varepsilon_k = 6,4/0,1 = 64.$$

Відповідно до табл. 7.3 приймаємо число ступенів $z = 4$. Тоді за формулою (7.20) маємо:

$$\varepsilon = \sqrt[4]{\frac{6,4}{0,1}} = 2,83.$$

Отже, тиск між ступенями розподілиться так:

1-й ступінь – $p'_n = 0,1 \text{ МПа}$, $p'_k = 0,283 \text{ МПа}$;

- 2-й ступінь – $p''_{\text{п}} = 0,283 \text{ МПа}$, $p''_{\text{к}} = 2,83 \cdot 0,283 = 0,80 \text{ МПа}$;
 3-й ступінь – $p'''_{\text{п}} = 0,80 \text{ МПа}$, $p'''_{\text{к}} = 2,83 \cdot 0,80 = 2,26 \text{ МПа}$;
 4-й ступінь – $p''''_{\text{п}} = 2,26 \text{ МПа}$, $p''''_{\text{к}} = 2,83 \cdot 2,26 = 6,4 \text{ МПа}$.

Приклад 7.4. Визначити адіабатний ККД компресора, якщо тиск гальмування на вході $p_{\text{п}} = 95 \text{ кПа}$, температура $T_{\text{п}} = 290 \text{ К}$, швидкість $c = 159,4 \text{ м/с}$, тиск на виході компресора $p_{\text{к}} = 116,6 \text{ кПа}$, а швидкість на виході $c = 94,3 \text{ м/с}$. Температура на виході $T_{\text{к}} = 323 \text{ К}$.

Розв'язання. Знаходимо температуру гальмування за формулою (7.15):

$$T^*_{\text{п}} = 290 + \frac{159,4^2}{2 \cdot 1000} = 302,7 \text{ К} ,$$

$$T^*_{\text{к}} = 323 + \frac{94,3^2}{2 \cdot 1000} = 327,5 \text{ К} .$$

Тиск гальмування на виході за формулою (7.16) дорівнюватиме:

$$p^* = p_{\text{к}} \left(\frac{T^*_{\text{к}}}{T} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 116,6 \frac{327,5^{\frac{1,4}{1,4-1}}}{323} = 122,4 \text{ кПа}.$$

Обчислюємо адіабатний ККД, використовуючи формулу (7.14):

$$\eta_a = \frac{\left(\frac{122,4}{95} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{\frac{327,5}{302,7} - 1} = \frac{0,0751}{0,0819} = 0,917 .$$

7.3. Лопатеві компресори

Лопатеві компресори називаються також турбокомпресорами, оскільки вони часто приводяться в дію турбінами з великою частотою обертання (див. табл. 7.1). За принципом дії і за конструкцією вони подібні до лопатевих насосів. Звичайно вони виконуються багатоступінчастими.

У відцентрових компресорах лопатевий дифузор та зворотний напрямний апарат, показані на рис. 7.6, призначені для підводу газу до входу в наступне робоче колесо. Оскільки в кожному ступені при сти-

скуванні газу зменшується його об'єм, розміри послідовно розташованих робочих коліс (діаметр, ширина лопаті) доцільно зменшувати.

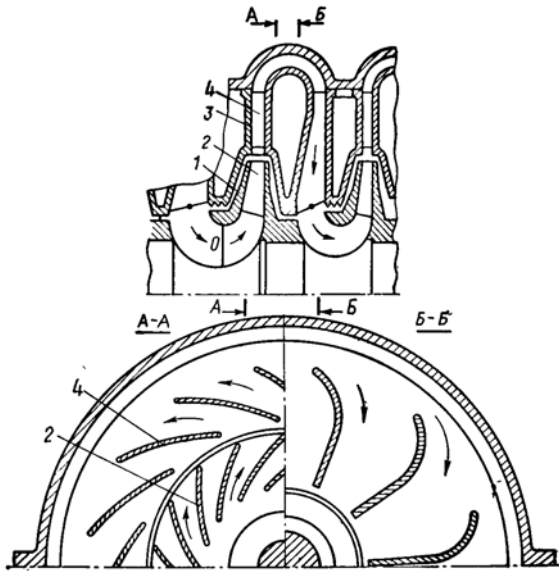


Рис. 7.6. Елементи відцентрового компресора:

1 – робоче колесо; 2 – лопать колеса; 3 – зворотний напрямний апарат;
4 – лопатевий дифузор

В осьових компресорах основою є ступінь, який складається з робочих лопатей, розташованих на валі, та нерухомих напрямних лопатей (рис. 7.7). Радіальні довжини лопатей зменшуються в напрямку від першого ступеня до останнього. Для цього діаметр вала може бути постійним, а внутрішній діаметр корпуса змінним, як показано на рис. 7.8, або при постійному внутрішньому діаметрі корпуса діаметр вала виконується змінним.

У випадку роботи компресора при різних частотах обертання n_1 і n_2 використовують такі формули подібності:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (7.22)$$

$$\frac{\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon_2^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad (7.23)$$

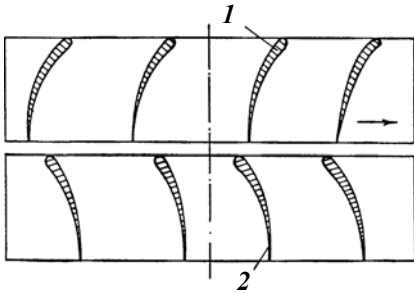


Рис. 7.7. Схема ступеня осьового компресора:
1 – робочі лопаті; 2 – напрямні лопаті

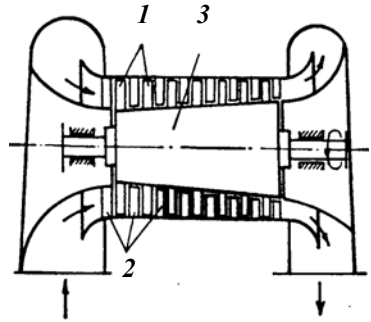


Рис. 7.8. Схема осьового компресора: 1 – робочі лопаті; 2 – напрямні лопаті; 3 – ротор

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3; \quad (7.24)$$

$$\eta_1 \approx \eta_2. \quad (7.25)$$

Звідси визначається коефіцієнт стиснення при частоті обертання n_2 :

$$\varepsilon_2 = \left[1 + \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.26)$$

Якщо компресором потрібно переміщати газ зі змінними параметрами R_2 , ρ_2 , v_2 , T_{n2} , p_{n2} при постійній частоті обертання n , то подача його при цьому не змінюється, тобто $Q_1 = Q_2$, а коефіцієнт стиснення:

$$\varepsilon_2 = \left[1 + \frac{R_1 T_{n1}}{R_2 T_{n2}} \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.27)$$

Приклад 7.5. Визначити температуру на виході компресора, який повинен подавати під тиском $p_k = 180$ кПа стиснене повітря в кількості 1,6 кг/с, а також підрахувати його корисну потужність при тиску на вході $p_n = 10$ Па і температурі $T_n = 293$ К.

Розв'язання. Температуру на виході з компресора знаходимо із співвідношення (7.16), яке в даному випадку представимо так:

$$T_{\kappa} = T_{\Pi} (P_{\kappa} / P_{\Pi})^{\frac{k-1}{k}},$$

або
$$T_{\kappa} = 293(180/100)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 346,6 \text{ К.}$$

Використовуючи формулу (7.10) у вигляді

$$N_a = m \frac{k}{k-1} R(T_{\kappa} - T_{\Pi}), \quad (7.28)$$

де $m = \rho_{\Pi} Q$ – масова витрата повітря, отримаємо

$$N_a = 1,6 \frac{1,4}{1,4-1} 283(346,6 - 293) = 86146 \text{ Вт} \sim 86,1 \text{ кВт.}$$

Приклад 7.6. Частота обертання ротора компресора $n_1 = 420 \text{ с}^{-1}$. Яким буде коефіцієнт стиснення ε_2 і тиск на виході при числі обертів $n_2 = 210 \text{ с}^{-1}$? Потрібні вихідні дані прийняти з попереднього прикладу.

Розв'язання. Використовуємо формулу (7.26), яка при $k = 1,41$ записується так:

$$\varepsilon_2 = \left[1 - \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 (\varepsilon_1^{0,29} - 1) \right]^{3,44},$$

де
$$\varepsilon_1 = p_{\kappa} / p_{\Pi} = 180/100 = 1,8.$$

Тоді

$$\varepsilon_2 = \left[1 + \left(\frac{210}{420} \right)^2 (1,8^{0,29} - 1) \right]^{3,44} = 1,169.$$

Отже, тиск на виході компресора становитиме:

$$p_{\kappa} = 1,169 p_{\Pi} = 1,169 \cdot 10^5 = 116900 \text{ Па} \approx 117 \text{ кПа.}$$

7.4. Поршневі компресори

Поршневі компресори бувають одно- та багатоступінчасті. На рис. 7.9, а показана схема одноступінчастого компресора, який називається також компресором однократної дії, оскільки за один подвійний хід поршня в ньому відбувається одне всмоктування та одне нагнітання.

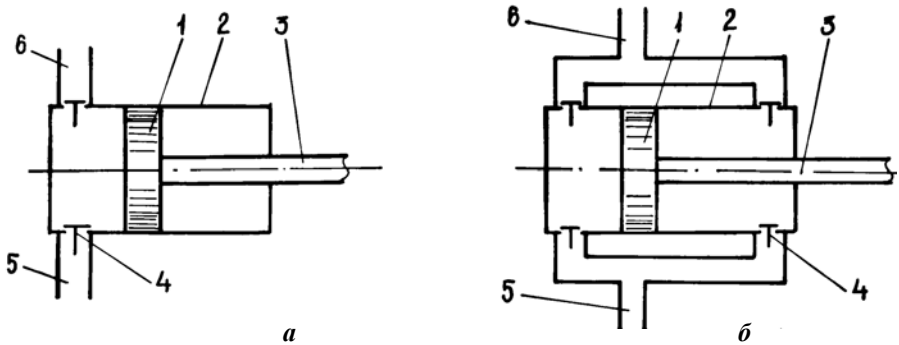


Рис. 7.9. Схеми поршневих компресорів:

а – однократної дії; *б* – двократної дії; 1 – поршень; 2 – циліндр; 3 – шток; 4 – клапан; 5 – всмоктувальна лінія; 6 – напірна лінія

Окремі ступені в багатоступінчастих компресорах можуть бути з'єднані між собою паралельно або послідовно. При паралельному з'єднанні ступенів збільшується подача компресора, а при послідовному – тиск. В одноциліндровому компресорі з двома паралельно з'єднаними ступенями (рис. 7.9, б) за один подвійний хід поршня відбувається два всмоктування та два нагнітання, тому він називається також компресором двократної дії. Є конструкції компресорів, в яких окремі циліндри з'єднані між собою паралельно.

Але найбільш поширені компресори з послідовно з'єднаними ступенями і охолодниками газу між ними. Робочий об'єм кожного наступного ступеня менший, ніж попереднього, відповідно до коефіцієнта стиснення.

На рис. 7.10 показані схеми компресорів з диференційними поршнями і декількома послідовно з'єднаними ступенями в одному циліндрі. Використовуються також поршневі компресори зі ступенями в окремих циліндрах (рис. 7.11). Опозитні компресори (рис. 7.11, в) завдяки протилежному руху поршнів легше балансуються і допускають частоту обертання в 2,5...3 рази більшу, ніж компресори інших типів.

При транспортуванні природного газу магістральними газопроводами на компресорних станціях використовуються поршневі компресори багатьох конструкцій.

Так, поширені газомоторкомпресори типів 10ГК, МК8, ДР-12 з водяним охолодженням і двигунами внутрішнього згоряння.

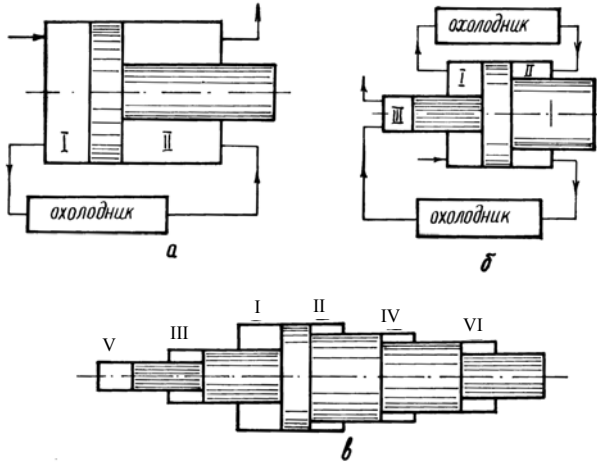


Рис. 7.10. Компресори з диференційним поршнем:
 а – двоступеневий; б – триступеневий; в – шестиступеневий

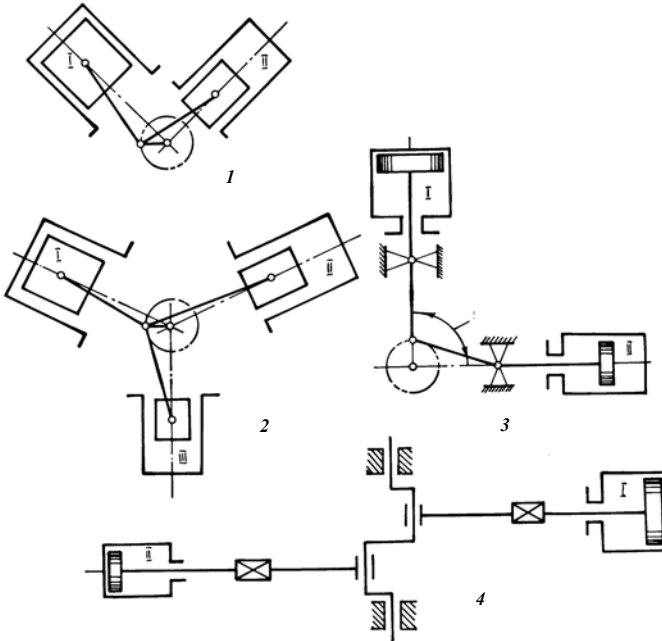


Рис. 7.11. Компресори зі ступенями в окремих циліндрах:
 1 – з V-подібним розташуванням циліндрів; 2 – із зіркоподібним розташуванням циліндрів; 3 – з прямокутним розташуванням циліндрів; 4 – з опозитним розташуванням циліндрів

Як паливо для них використовується природний газ із газопроводу. Залежно від розміру компресорів, їх подача становить 92...9200 м³/хв, тиск на вході 0,2...5 МПа, на виході від 1,25 до 25 МПа, коефіцієнт стиснення 1,3...18, кількість ступенів 1...4, частота обертання вала 5 с⁻¹, потужність від 1100 до 5520 кВт. Поршневі компресори з кутовим розташуванням циліндрів типів ВП, ГП працюють від електродвигунів. Подача газу у них набагато менша (5... 30 м³/хв), а тиск вони піднімають від атмосферного до 0,8; 7 і 22 МПа.

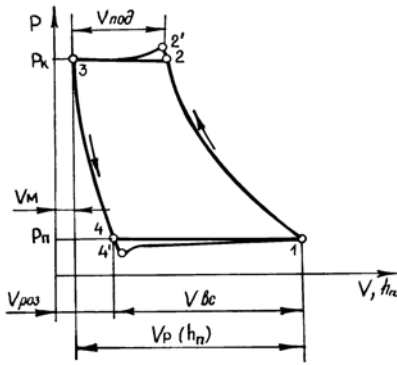


Рис. 7.12. Індикаторна діаграма одноступінчастого поршневого компресора

Робота поршневого компресора описується індикаторною діаграмою, на якій показаний тиск газу в циліндрі залежно від ходу поршня або об'єму циліндра V (рис. 7.12). При русі поршня вліво при закритому всмоктувальному клапані газ стискається по лінії 1 – 2 (політропі стиснення з показником n). В точці 2 напірний клапан відкривається і газ виштовхується в трубопровід по лінії 2 – 3 (ізобарі p_k). Коли поршень досягне крайньої лівої точки 3 і напірний клапан закриється, в циліндрі залишиться частина газу, так званий мертвий об'єм V_m . При русі поршня вправо газ мертвого об'єму буде розширюватися по лінії 3 – 4 (політропі розширення з показником n_p). В точці 4 відкриється всмоктувальний клапан, і газ буде всмоктуватися в циліндр по лінії 4 – 1 (ізобарі p_n).

На індикаторній діаграмі показані такі об'єми: подачі $V_{под}$ при тиску p_k , всмоктування $V_{вс}$ при тиску p_n , розширеного газу $V_{роз}$, мертвий V_m , робочий V_p , який відповідає ходу поршня h_p .

На дійсній індикаторній діаграмі виділяються точки 2' – відкривання напірного клапана, 4' – відкривання всмоктувального клапана, а лінії 2' – 3 (виштовхування газу) і 4' – 1 (всмоктування) – не будуть ізобарами.

При розрахунку подачі компресора враховується відносний мертвий об'єм:

$$a = V_m/V_p. \quad (7.29)$$

В одноступінчастих компресорах клапани розташовані в кришках циліндрів і $a = 0,025 \dots 0,06$. В багатоступінчастих компресорах клапа-

ни встановлені на боковій поверхні циліндрів і тому $a \approx 0,2$.

Наявність мертвого об'єму приводить до того, що об'єм всмоктування $V_{\text{вс}}$ менший від робочого об'єму V_p . Різниця між ними враховується об'ємним коефіцієнтом компресора:

$$\lambda_0 = V_{\text{вс}} / V_p = 1 - a \left(\varepsilon^{1/n_p} - 1 \right), \quad (7.30)$$

і тому об'єм всмоктування:

$$V_{\text{вс}} = \lambda_0 V_p = \left[1 - a \left(\varepsilon^{1/n_p} - 1 \right) \right] V_p. \quad (7.31)$$

Подача поршневого компресора:

$$Q = \lambda_0 \lambda_{\text{т}} \lambda_{\text{г}} V_p n, \quad (7.32)$$

де $\lambda_{\text{г}}$ – термічний коефіцієнт, який враховує зменшення подачі через нагрівання газу від гарячих поверхонь циліндра, $\lambda_{\text{г}}$ – коефіцієнт герметичності, що враховує витіки газу через зазори між рухомими і нерухомими деталями компресора.

Для сучасних поршневих компресорів $\lambda_0 = 0,7 \dots 0,9$; $\lambda_{\text{г}} = 0,9 \dots 0,95$; $\lambda_{\text{т}} = 0,95 \dots 0,98$.

Визначення приведених коефіцієнтів викликає труднощі. Тому їх об'єднують в загальний коефіцієнт ефективності всмоктування, який можна наближено оцінити за емпіричною формулою:

$$\lambda_{\text{е}} = \lambda_{\text{т}} \lambda_{\text{г}} = 1,01 - 0,022 \varepsilon. \quad (7.33)$$

Робочий об'єм компресора зі ступенями однократної дії визначають за формулою:

$$V_p = \frac{\pi}{4} D^2 h_n, \quad (7.34)$$

двократної дії – за формулою:

$$V_n = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) \cdot h_n, \quad (7.35)$$

де D – діаметр поршня, d – діаметр штока, h_n – хід поршня.

Регулювання подачі поршневого компресора можна виконувати такими способами:

- зміною кількості подвійних ходів поршня n , як це видно з формули (7.32);
- дроселюванням на всмоктувальній лінії. На рис. 7.13 показані індикаторні діаграми до дроселювання 1–2–3–4 і після дроселювання 1'–2'–3'–4'. При русі газу через частково закритий дросель на всмоктувальній лінії тиск в ній зменшиться від p_n до $p_{\text{пер}}$, об'єм всмоктування

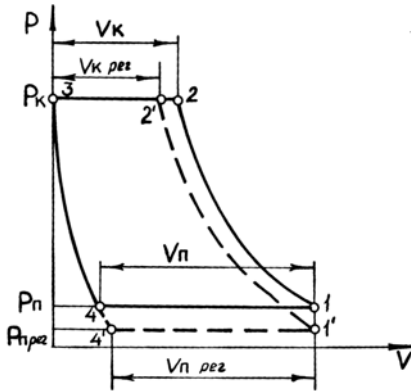


Рис. 7.13. Регулювання подачі компресора дроселюванням на всмоктувальній лінії

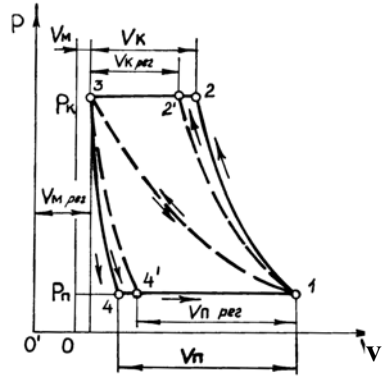


Рис. 7.14. Регулювання подачі компресора зміною мертвого об'єму

– від V_n до $V_{\text{прег}}$, об'єм подачі – від V_k до $V_{\text{крег}}$. Відповідно і зменшиться подача компресора;

– зміною мертвого об'єму, як це витікає з формул (7.29)...(7.32). З рис. 7.14 видно, що при збільшенні мертвого об'єму від V_m до $V_{\text{прег}}$ політропа розширення прийме вигляд кривої 3–4' і об'єм всмоктування $V_{\text{прег}}$

стане меншим від V_n . Нова політропа стискування 1–2' відповідає об'єму подачі $V_{\text{крег}}$. При подальшому збільшенні мертвого об'єму політропи розширення та стискування зіллються в лінію 1–3, і компресор не подаватиме газ, оскільки в циліндрі буде відбуватися розширення і стискування постійної кількості газу. Зміна мертвого об'єму здійснюється допоміжними порожнинами постійного або змінного об'єму, які під'єднуються до циліндра;

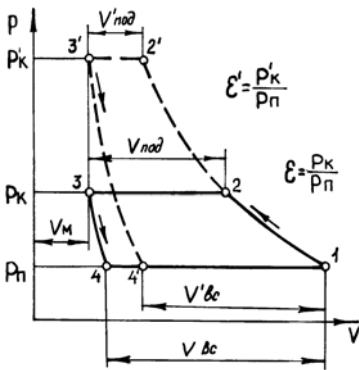


Рис. 7.15. Вплив коефіцієнта стиснення ϵ на подачу компресора

(7.13). Для цього можна регулювати тиск компресора дроселем на напірній лінії. На рис. 7.15 показано, що зі збільшенням тиску компресора p_k об'єм всмоктування $V_{\text{вс}}$ зменшується.

– зміною коефіцієнта стиснення ϵ , як це випливає з формули

Інші способи регулювання подачі: зупинки компресора, перепускання газу з напірного трубопроводу у всмоктувальний, випуск газу з мережі через клапан, попередження закривання всмоктувального клапана під час стиснення газу.

Приклад 7.7. Визначити об'єм засмоктуваного поршневим компресором повітря при діаметрі циліндра $D = 200$ мм і ході поршня $h_{\text{п}} = 250$ мм. Тиск на вході атмосферний ($p_{\text{п}} = 101325$ Па), а на виході $p_{\text{к}} = 0,4$ МПа. Показник політропи розширення $n_{\text{р}} = 1,35$.

Розв'язання. Робочий об'єм циліндра компресора:

$$V_{\text{р}} = \frac{\pi}{4} D^2 h_{\text{п}} = \frac{3,14}{4} 0,2^2 \cdot 0,25 = 0,00785 \text{ м}^3.$$

Приймаючи величину відносного мертвого об'єму $a = 0,04$, за формулою (7.31) маємо:

$$V_{\text{вс}} = \left\{ 1 - 0,04 \left[\left(\frac{400000}{101325} \right)^{\frac{1}{1,35}} - 1 \right] \right\} 0,00785 = (1 - 0,0706) 0,00785 = 0,0073 \text{ м}^3.$$

Приклад 7.8. Визначити подачу одноступінчастого компресора при коефіцієнті стиснення $\varepsilon = 3,5$. Діаметр циліндра компресора $D = 250$ мм, а довжина ходу $h_{\text{п}} = 300$ мм. Значення показника політропи розширення прийняти $n_{\text{р}} = 1,3$, а відносний мертвий об'єм $a = 0,06$. Число подвійних ходів поршня $n = 400$ хв⁻¹.

Розв'язання. За формулою (7.30) визначаємо об'ємний коефіцієнт компресора:

$$\lambda_0 = 1 - 0,06 \left(3,5^{1/1,3} - 1 \right) = 0,9.$$

Використовуючи далі залежність (7.33), знаходимо значення коефіцієнта ефективності всмоктування:

$$\lambda_{\text{е}} = 1 - 0,022 \cdot 3,5 = 0,92.$$

Робочий об'єм циліндра дорівнюватиме:

$$V_{\text{р}} = \frac{\pi}{4} D^2 h_{\text{п}} = \frac{3,14}{4} 0,25^2 \cdot 0,3 = 0,0147 \text{ м}^3.$$

За формулою (7.32) одержимо:

$$Q = 0,9 \cdot 0,92 \cdot 0,0147 (400/60) = 0,081 \text{ м}^3/\text{с}.$$

7.5. Ротаційні компресори

Шибєрний (пластинчастий) компресор (рис. 7.16) складається зі статора 2 і ротора 1. Центр ротора зміщений від центра статора на ексцентриситет e . В пазах ротора вставлені пластини 3. При обертанні ротора під дією відцентрових сил пластини висуваються з ротора і постійно контактують зі статором. Об'єм замкнених камер між двома сусідніми пластинами та поверхнями ротора і статора поступово зменшується, а газ стискається і виштовхується через напірний патрубок 4.

Подача шибєрного компресора:

$$Q = 2ea(2\pi r_c - \Delta z)n\lambda_0, \quad (7.36)$$

де a – ширина пластин; r_c – середній радіус, $r_c = r_p + e$; r_p – радіус ротора; Δ і z – товщина і кількість пластин; λ_0 – коефіцієнт подачі, $\lambda_0 = 0,5 \dots 0,8$.

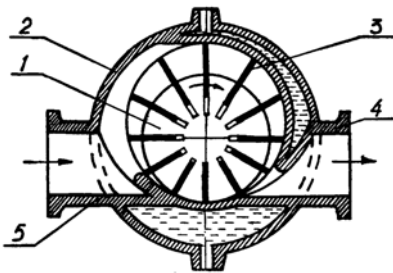


Рис. 7.16. Схема шибєрного компресора:

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – пластина;
4 – вихідний патрубок;
5 – вхідний патрубок

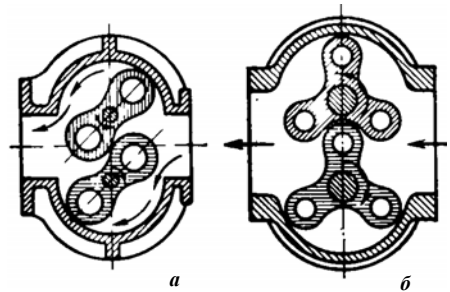


Рис. 7.17. Схеми компресорів типу Рутс:

Рутс:

а – двоплатевий;
б – триплатевий

Потужність ступеня шибєрного компресора з водяним охолодженням розраховується за ізотермною роботою (формули (7.13), (7.11)), з повітряним охолодженням – за адіабатною роботою (формули (7.13), (7.10)). При цьому ККД компресора $\eta_{із} \cdot \eta_m = 0,5 \dots 0,6$; $\eta_a \cdot \eta_m = 0,6 \dots 0,7$.

Компресор типу Рутс (рис 7.17) діє аналогічно шестеренному насосу. Відміна полягає в тому, що кожен робочий орган рухається незалежно один від другого завдяки шестеренній передачі, розташованій із

зовнішнього боку корпусу. Між лопатями постійно зберігається невеличкий зазор, який запобігає зносу їх поверхонь від тертя і усуває необхідність вводу мастила в компресор.

Подача компресора типу Рутс:

$$Q = \pi R^2 b \lambda z k n, \quad (7.37)$$

де R – радіус циліндра корпусу; b – ширина лопаті; λ – коефіцієнт подачі, $\lambda = 0,65 \dots 0,85$; z – кількість лопатей; k – коефіцієнт, що враховує форму лопатевого органа, для дволопатевого робочого органа $k = 0,53 \dots 0,59$, для трилопатевого – $k = 0,49 \dots 0,53$.

У **гвинтовому компресорі** (рис. 7.18) робочими органами є два гвинти (черв'яки) спеціального профілю. Як і в компресорі Рутс, зуби гвинтів не доторкаються один до одного, для чого вали зв'язані між собою шестернями. Тому механічного тертя між зубами нема, і компресор працює без змащування, а газ не забруднюється парами оливи. При обертанні гвинтів в порожнинах між ними послідовно відбуваються процеси всмоктування, стиснення і нагнітання газу. Гвинтові компресори виконуються з водяним охолодженням корпусу і внутрішньої частини гвинтів.

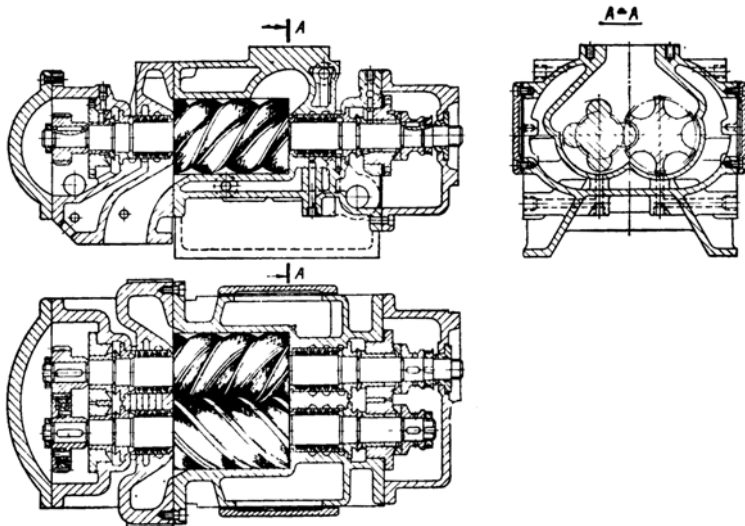


Рис. 7.18. Гвинтовий двороторний компресор

Подача гвинтового компресора:

$$Q = 0,614(D^2 - d^2) \ln \lambda_0, \quad (7.38)$$

де D і d – зовнішній і внутрішній діаметри гвинта; t – крок гвинта.

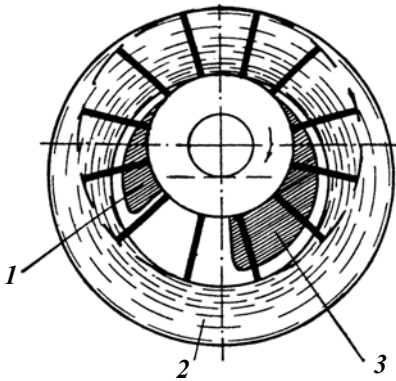


Рис. 7.19. Схема водокільцевого компресора:

1 – нагнітальний отвір; 2 – водяне кільце; 3 – всмоктувальний отвір

Водокільцевий компресор (рис. 7.19) за принципом дії подібний до шибєрного. При обертанні робочого колеса з радіальними лопатями утворюється водяне кільце.

Робочою камерою служить серпоподібна порожнина, яка виникає внаслідок ексцентриситету між ротором і корпусом. Вода в компресорі безперервно оновлюється, і це забезпечує охолодження газу під час стискування. Такі компресори використовуються як вакуум-насоси, для переміщення вологого газу, для створення розрідження у відцентрових насосах при їх запуску.

Подача водокільцевого компресора:

$$Q = \left\{ \pi \left[\left(\frac{D_2}{2} - a \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right] - Z(l - a)\Delta \right\} b n \lambda, \quad (7.39)$$

де D_2 і D_1 – зовнішній і внутрішній діаметри робочого колеса; a – занурення лопаті у водяне кільце; z – кількість лопатей; l – радіальна довжина лопатей, $l = (D_2 - D_1)/2$; Δ – товщина лопаті, b – ширина лопаті, λ – коефіцієнт подачі.

7.6. Газодуви

Компресор, в якому газ не охолоджується, називається газодувом, а у випадку переміщення повітря — повітродувом.

В газодуві стискування газу і виштовхування його у напірний трубопровід відбувається при політропному процесі з показником $n > k$. На

p , ν діаграмі (див. рис. 7.3) питома робота газодува показана площею 1–2'''–3–4, а компресора – площею 1–2–3–4. Як видно, газодув потребує більшої питомої роботи, ніж компресор.

Наявність системи охолодження у компресора ускладнює його будову, потребує додаткової енергії для подачі охолоджувальної води, а це погіршує умови ремонту, коли необхідно провести очищення порожнин від осадів з води. Тому використання газодувів при коефіцієнтах стиснення до 2,5...3 економічно доцільне.

Формули для визначення питомої роботи і потужності газодува ті ж самі, що і для компресора (7.6), (7.9), (7.12), (7.13).

В таких системах комунального господарства, як очисні споруди природних та стічних вод, використовується повітря під надлишковим тиском 0,10...0,15 МПа. Постачання стисненого повітря забезпечують турбоповітродуви ТВ та газодуви 1Г.

Повітродуви ТВ (рис. 7.20) мають від 1 до 6 відцентрових робочих коліс, які обертаються з частотою $n = 2900 \text{ хв}^{-1}$.

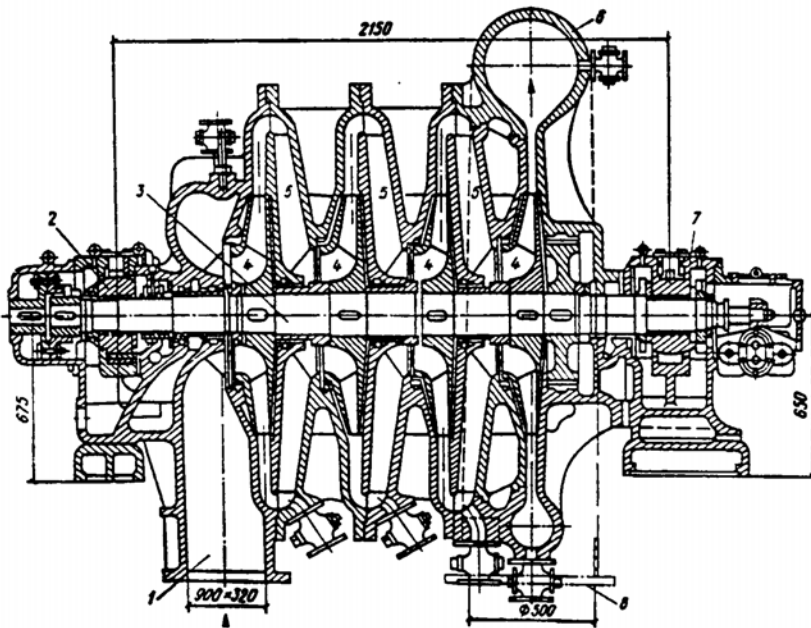


Рис. 7.20. Турбоповітродув

1 – вхідний патрубок; 2, 7 – підшипники; 3 – вал; 4 – робочі колеса;
5 – напрямні апарати; 6 – нагнітальний патрубок

Температура повітря на виході з повітродува сягає 170...200 °С.

Підшипники охолоджуються водою з витратою до 2 м³/год. Параметри турбоповітродувів ТВ наведені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4.

Основні параметри турбоповітродувів ТВ

Марка повітродува	Кількість робочих коліс	Подача, м ³ /хв	Тиск надлишковий, МПа	Потужність електродвигуна, кВт
ТВ-42-1,4	4	60	0,14	55
ТВ-50-1,6	5	60	0,16	110
ТВ-80-1,2	2	100	0,12	55
ТВ-80-1,4	4	100	0,142	110
ТВ-80-1,6	5	100	0,163	160
ТВ-80-1,8	6	100	0,18	200
ТВ-100-1,12	1	100	0,112	75
ТВ-175-1,6	5	167	0,163	250
ТВ-200-1,12	1	200	0,114	75
ТВ-200-1,4	4	200	0,14	200
ТВ-300-1,06	1	300	0,106	55
ТВ-300-1,6	5	300	0,16	400
ТВ-500-1,08	1	500	0,108	132

Газодуви 1Г – типу Рутс, дволопатеві, побудовані так само, як і компресори (див. рис.7.17). Вони призначені для транспортування повітря з температурою від –10 до +35 °С. Параметри газодувів 1Г: подача повітря від 2 до 24м³/хв, тиск 30...80 кПа, потужність двигунів 5,5...18,5 кВт, частота обертання ротора від 725 до 2900 хв⁻¹.

Відцентрові газодуви для природного газу називаються нагнітачами. Вони встановлюються на компресорних станціях магістральних газопроводів. Такі нагнітачі мають подачу 34...580 м³/хв, тиск всмоктування 1...12 МПа, тиск нагнітання 2,1...21 Мпа, коефіцієнт стиснення від 1,44 до 2,2, число ступенів від 1 до 6. Для приводу нагнітачів використовуються газові турбіни з потужністю 6300...16000 кВт і частотою обертання 5300...8300 хв⁻¹. Використовуються також зарубіжні відцентрові двоступінчасті нагнітачі з газотурбінним приводом американських фірм “Ingersoll–Rand”, “Demag”, “Cuper Bessemer” та італійської “Nuove Pinjone”. Ці нагнітачі забезпечують тиск газу на виході 7,6 МПа при коефіцієнті стиснення 1,5 та подачу від 11800 до 31250 м³/хв.

7.7. Нагнітачі для зріджених газів

Зріджені гази використовуються як паливо для автомобілів і комунально-побутових потреб. Це такі вуглеводні, які при нормальних умовах є газами, а при порівняно невеликому підвищенні тиску перетворюються в рідину. В основному це пропан, бутан та їх суміші. Їх зберігають під тиском насичених парів, значення якого при температурі $+45^{\circ}\text{C}$ становить 1,6 МПа, при температурі -20°C – 0,16 МПа.

Для переміщення зріджених газів використовують компресори і насоси.

Компресори уживають для виливання зріджених газів з цистерн методом витискування, для створення підпору, щоб забезпечити нормальну роботу насосів. Застосовуються аміачні поршневі компресори П–110, П–165, П–220 одно- і двоступінчастого стиснення з водяним охолодженням. Вони мають від 4 до 8 циліндрів і створюють тиск до 1,6 МПа при масовій подачі 280...4000 кг/м³.

Насоси використовуються боковоканальні і відцентрові, спеціально пристосовані для зріджених газів. Самовсмоктувальні боковоканальні насоси С–5/140М, С–5/140 забезпечують подачу 5 м³/год при напорі 140 м. Відцентрові насоси типу ХГВ (хімічні, герметичні, вертикальні) мають два або три робочих колеса, їх двигуни розташовані над корпусами насосів. Для охолодження двигунів через них проходить частина перекачуваної рідини. П'ять розмірів насосів ХГВ забезпечують подачу від 9 до 90 м³/год, напір 53...90 м при частоті обертання вала 2850 хв⁻¹.

Вживаються також нафтові насоси типу НК – відцентрові консольні з одним або двома робочими колесами. Вони створюють подачу 35 або 65 м³/год і напір 70, 125, 240 м.

Задачі для самостійного розв'язування

Якщо в задачі не заданий початковий тиск, приймати його значення 0,1 МПа.

7.1. Осьовий компресор подає 25 м³/хв природного газу при початковому тиску $p_{\text{п}}=0,52$ МПа і затрачує потужність 96 кВт. Визначити тиск газу $p_{\text{к}}$ на виході компресора. Прийняти початкову температуру $t_{\text{п}} = 22^{\circ}\text{C}$, показник політропи $n = 1,32$.

7.2. Для умови задачі 7.1 визначити температуру газу t_k на виході компресора.

7.3. Визначити потужність компресора, який переміщує природний газ, якщо при незмінних умовах цей же компресор, подаючи повітря, споживає потужність 31 кВт.

7.4. Осьовий компресор при частоті обертання вала $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ споживає потужність $N=28 \text{ кВт}$. Яку потужність повинен мати двигун для даного компресора, якщо частота обертання вала двигуна $n_2 = 2900 \text{ хв}^{-1}$?

7.5. Відцентровий компресор при частоті обертання вала $n_1 = 2900 \text{ хв}^{-1}$ подає $Q_1 = 4400 \text{ м}^3/\text{год}$ природного газу і створює тиск $p_k=0,7 \text{ МПа}$. Визначити частоту обертання n_2 , щоб компресор забезпечував подачу $Q_2 = 3600 \text{ м}^3/\text{год}$. Який тиск p_k він буде створювати?

7.6. Осьовий компресор, подаючи повітря, при частоті обертання вала $n_1 = 3200 \text{ хв}^{-1}$ споживає потужність $N_1 = 8,6 \text{ кВт}$. Яку потужність він буде споживати при переміщенні природного газу з частотою обертання вала $n_2 = 2900 \text{ хв}^{-1}$?

7.7. Визначити питому роботу L при стисненні повітря в компресорі від $0,9 \text{ МПа}$ до $1,8 \text{ МПа}$ при показнику політропи $n = 1,42$ і початковій температурі $t_n=27 \text{ }^\circ\text{C}$.

7.8. Визначити питому роботу L при стисненні природного газу в компресорі при таких параметрах: показник політропи $n = 1,36$, початкова температура $t_n=18 \text{ }^\circ\text{C}$, кінцева температура $t_k=44 \text{ }^\circ\text{C}$.

7.9. Визначити необхідну потужність електродвигуна (з запасом 15% на перевантаження) для поршневого компресора з подачею $Q = 0,33 \text{ м}^3/\text{с}$, який стискає повітря від 10^5 до $8 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

7.10. Відцентровий компресор має такі параметри: подача $Q = 0,3 \text{ м}^3/\text{с}$, показник політропи $n=2,4$. Компресор переміщує повітря при початковій температурі $t_n=15^\circ\text{C}$ і затрачує потужність на один ступінь $N = 25 \text{ кВт}$. Визначити тиск повітря на виході ступеня.

7.11. Для умови задачі 7.10 визначити температуру повітря на виході ступеня t_k .

7.12. Відцентровий шестиступінчастий компресор подає стиснене повітря при тиску 1,8 МПа. Визначити, який тиск створює кожен ступінь.

7.13. Відцентровий компресор при частоті обертання $n_1=1500 \text{ хв}^{-1}$ створює подачу повітря $Q=2 \text{ м}^3/\text{с}$ і тиск на виході $p_{k1} = 0,4 \text{ МПа}$. Визначити подачу Q_2 та тиск p_{k2} після збільшення частоти обертання вала до $n_2=2000 \text{ хв}^{-1}$.

7.14. Поршневий багатоступінчастий компресор подає повітря при тиску 14 МПа. Вибрати кількість ступенів та визначити, який тиск створює кожен ступінь.

7.15. Поршневий компресор однократної дії подає повітря у кількості $Q = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$. Визначити діаметр D та хід h_n поршня.

7.16. Для умови задачі 7.15 при тиску на виході $p_k = 1,2 \text{ МПа}$ визначити потужність двигуна для компресора.

7.17. Поршневий компресор двократної дії подає $Q = 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$ повітря. Визначити діаметри поршня D та штока d і хід h_n поршня.

7.18. Для умови задачі 7.17 при тиску на виході $p_k=1 \text{ МПа}$ визначити потужність двигуна для компресора.

7.19. Поршневий компресор двократної дії подає $Q = 0,35 \text{ м}^3/\text{с}$ природного газу з тиском на вході $p_n=0,09 \text{ МПа}$, на виході $p_k=0,18 \text{ МПа}$. Розміри компресора: діаметр та хід поршня $D = 0,4 \text{ м}$, $h_n=0,6 \text{ м}$, діаметр штока $d = 0,12 \text{ м}$. Визначити кількість подвійних ходів поршня. Прийняти показник політропи розширення $n_p=1,32$.

7.20. Поршневий компресор однократної дії з діаметром поршня $D = 180 \text{ мм}$ і ходом поршня $h_n=150 \text{ мм}$ створює тиск повітря $p_k = 1,2 \text{ МПа}$ при кількості подвійних ходів поршня $n = 430 \text{ хв}^{-1}$ і показнику політропи розширення $n_p=1,25$. Визначити потужність та подачу

компресора.

7.21. Визначити подачу поршневого компресора двократної дії, якщо діаметр поршня $D=0,5$ м, довжина ходу поршня $h_{\text{п}} = 0,6$ м, діаметр штока $d = 0,125$ м, частота подвійних ходів $n = 90 \text{ хв}^{-1}$, тиск на вході $p_{\text{п}} = 0,08$ МПа, на виході $p_{\text{к}} = 0,16$ МПа, показник політропи розширення $n_{\text{р}} = 1,2$.

7.22. Визначити подачу поршневого двоциліндрового компресора однократної дії, діаметри циліндрів якого $D = 250$ мм, хід поршня $h_{\text{п}}=0,25$ м, кутова швидкість обертання вала $\omega = 40 \text{ с}^{-1}$. Початковий тиск повітря $p_{\text{п}} = 0,92 \cdot 10^5$ Па, кінцевий тиск $p_{\text{к}} = 6 \cdot 10^5$ Па. Розширення повітря у мертвому просторі при $a = 6\%$ вважати політропним з показником $n_{\text{р}} = 1,2$.

7.23. Визначити потужність, споживану поршневим компресором при подачі $Q = 11,5$ л/с, початковому тиску $p_{\text{п}} = 0,92 \cdot 10^5$ Па, кінцевому тиску $p_{\text{к}} = 6 \cdot 10^5$ Па і ККД $\eta = 0,75$.

7.24. Поршневий компресор створює тиск газу $p_{\text{к}} = 0,16$ МПа при подачі $Q = 0,75 \text{ м}^3/\text{с}$. Початковий тиск $p_{\text{п}}=0,08$ МПа. Визначити потужність двигуна для компресора.

7.25. Шибєрний компресор з водяним охолодженням створює тиск $p_{\text{к}} = 5,3 \cdot 10^5$ Па при початковому тиску $p_{\text{п}} = 0,95 \cdot 10^5$ Па і частоті обертання ротора $n = 900 \text{ хв}^{-1}$. Компресор має розміри: внутрішній діаметр статора $D=270$ мм, ексцентриситет $e=8$ мм, ширину пластин $a=50$ мм. Визначити подачу та споживану потужність компресора.

ДОДАТКИ

Додаток І

Втрати напору на гідравлічних опорах

Гідравлічні опори бувають поздовжні, зв'язані з довжиною і діаметром труб, та місцеві, зв'язані зі зміною конфігурації потоку на короткій ділянці, наприклад, звуження, розширення, повороти, засувки, діафрагми, вентилі тощо. Розрахунки втрат напору при русі газів виконуються за тими самими формулами і коефіцієнтами, що і при русі рідин.

Втрати напору на поздовжних гідравлічних опорах визначаються за формулою Дарсі-Вайсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}, \quad (\text{I.1})$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина трубопроводу; d – його діаметр; v – середня швидкість руху рідини, для круглого трубопроводу $v = 4Q/(\pi d^2)$; Q – витрата рідини в трубопроводі, яка дорівнює подачі нагнітача.

Коефіцієнт Дарсі визначається за формулами:

для ламінарного режиму

$$\lambda = 64/\text{Re}; \quad (\text{I.2})$$

для турбулентного режиму – за формулою Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25}, \quad (\text{I.3})$$

де число Рейнольдса для круглої труби $\text{Re} = vd/\nu = 4Q/(\pi d\nu)$; ν – кінематична в'язкість рідин та газів (табл. I.1); Δ_e – еквівалентна шорсткість труб, тобто уявна висота виступів на внутрішній поверхні труб, яка при розрахунках дає такі ж втрати напору, як і при наявності дійсних виступів (табл. I.2).

Коефіцієнт Дарсі можна визначити також графічно як функцію шорсткості труб і числа Рейнольдса (рис. I.1).

Основні властивості деяких рідин та газів

Рідина	Густина, кг/м ³ , при $t=20^0\text{ }^{\circ}\text{C}$	Кінематична в'язкість, $\nu \cdot 10^6$, м ² /с при температурі t , $^{\circ}\text{C}$			
		20	40	60	80
Вода	998	1,01	0,71	0,47	0,36
Бензин	680-780	0,73	0,59	0,49	
Гліцерин	1245	970	330	88	
Дизельне паливо	830-860	2,8	1,2		
Гас	790-860	2,5	1,8	1,2	
Спирт етиловий	790	2,5			
Нафта	850-950	25...140			
Скипидар	870	18,3			
Повітря	1,2	15,7	17,9	20,1	22,3
Природний газ	0,66	16,5	18,6	20,6	22,7

Примітка. Кінематична в'язкість води визначається за формулою Пуазейля:

$$\nu = \frac{177,5 \cdot 10^{-8}}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2}, \text{ м}^2/\text{с}, (t - \text{температура, } ^{\circ}\text{C}).$$

Еквівалентна шорсткість стінок труб Δ_e

Матеріал труб і спосіб виготовлення	Δ_e , мм
Нові сталеві холоднотягнені і гарячекатані труби	0,02...0,05
Нові сталеві зварні труби	0,04...0,1
Нові оцинковані сталеві труби	0,07...0,15
Старі сталеві холоднотягнені і гарячекатані труби	0,15...0,3
Старі сталеві зварні труби	0,3...0,7
Нові холоднотягнені латунні і мідні труби	0,002...0,01
Нові холоднотягнені алюмінієві і дюралюмінієві труби	0,02...0,06
Нові чавунні труби	0,25...1,0
Старі чавунні труби	1,0...1,5
Рукави і шланги гумові	0,03
Бетонні і залізобетонні труби	1,0...2,5
Пластмасові труби	0,007

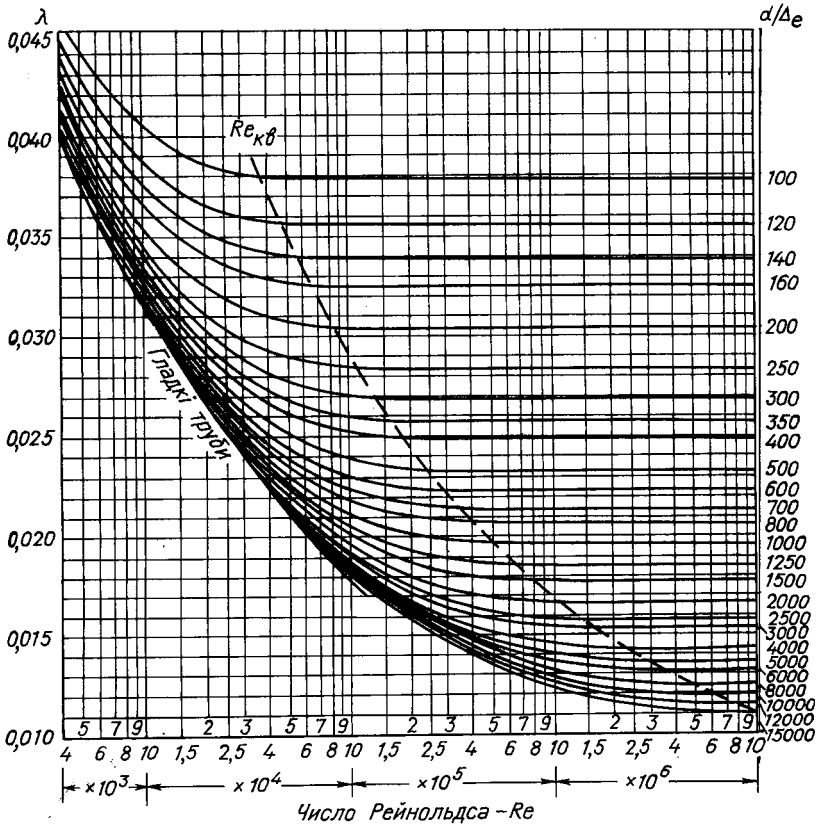


Рис. І.1. Коефіцієнт Дарсі для шорстких труб

Втрати напору на місцевих гідравлічних опорах визначають за формулою Вайсбаха:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}, \quad (\text{І.4})$$

де ζ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору; v – середня швидкість після опору.

Для різкого розширення втрати напору визначаються за формулою Борда:

$$h_{pp} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (I.5)$$

де v_1 і v_2 – середні швидкості перед і після різкого розширення.
Для різкого звуження використовується формула Ідельчика:

$$h_{pz} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (I.6)$$

де S_2 і S_1 – площа перерізу після і перед звуженням.

Для інших місцевих опорів коефіцієнти ζ визначаються експериментально (табл. I.3).

Втрати напору в трубопроводі визначаються як сума втрат напору позовжніх і місцевих:

$$\Sigma h = h_l + h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (I.7)$$

Таблиця I.3.

Значення коефіцієнтів ζ місцевих гідравлічних опорів

Види місцевих опорів	ζ
Раптове розширення	$[(D/d)^2 - 1]^2$
Плавне розширення (дифузор з кутом 6-8°)	0,15
Раптове звуження	$0,5 \cdot [1 - (d/D)^2]$
Плавне звуження (конфузор з кутом 6-8°)	0,1
Вхід з труби в резервуар	1
Вихід з резервуара в трубу	0,5
Крутий поворот труби на кут 30°; 45°	0,16; 0,32
Крутий поворот труби на кут 60°; 90°	0,56; 1,2
Плавний поворот на кут φ° при радіусі $R_n = 1,5 d$	$0,45 \varphi / 90^\circ$
Те ж, при $R_n = 2,5 d$	$0,42 \varphi / 90^\circ$
Фільтр, сітка	4...6
Зворотний клапан	1...8
Корковий кран	1...15
Вентиль	2...6
Засувка	2...18
Насадка конічно-збіжна з кутом 12...14°	0,085

Програма “Параметри насоса”

Дана програма призначена для розрахунків на ЕОМ мовою BASIC частоти обертання n вала насоса і діаметра D робочого колеса при обточці, щоб характеристика насоса проходила через точку із заданими параметрами Q , H трубопроводу.

Розрахункові формули.

В основу програми для розрахунку обточки діаметра покладені системи рівнянь:

при $n_s < 150$ при $n_s \geq 150$

$$\begin{cases} H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 \\ \frac{Q}{Q_T} = \frac{D_1}{D_2} \\ \frac{H}{H_{II}} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \end{cases} \quad (\text{II.1})$$

$$\begin{cases} H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 \\ \frac{Q}{Q_T} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \\ \frac{H}{H_{II}} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \end{cases} \quad (\text{II.2})$$

Перше з них – рівняння напірної характеристики насоса; a_0 , a_1 , a_2 – коефіцієнти цього рівняння, які визначаються за параметрами декількох точок характеристики методом найменших квадратів; D_1 – діаметр базового робочого колеса; D_2 – діаметр обточеного робочого колеса; Q_T , H_{II} – параметри трубопроводу.

Аналітичний розв'язок вихідних систем рівнянь (II.1) і (II.2) дає при $n_s < 150$

$$D_2 = L_1 D_1, \quad (\text{II.3})$$

$$\text{де} \quad L_1 = \frac{-a_1 Q_T + \sqrt{(a_1 Q_T)^2 - 4a_0(a_2 Q_T^2 - H_{II})}}{2a_0}; \quad (\text{II.4})$$

$$\text{при} \quad n_s \geq 150 \quad D_2 = L_2 D_1, \quad (\text{II.5})$$

$$\text{де} \quad L_2 = \sqrt{\frac{H_{II} - a_1 Q_T + \sqrt{(H_{II} - a_1 Q_T)^2 - 4a_0 a_2 Q_T^2}}{2a_0}}. \quad (\text{II.6})$$

Щоби при обточці робочого колеса коефіцієнт корисної дії зменшувався не більше ніж на 2%, рекомендовані такі граничні значення обточки D :

n_s	60	120	200	300
$D = (D_1 - D_2)/D_1$	0,20	0,15	0,11	0,07

Апроксимація наведених даних приводить до рівняння:

$$DD = 0,2519 - 0,0009624n_s + 0,000001195n_s^2. \quad (\text{II.7})$$

Отже, значення D повинно бути меншим від DD .

Для визначення частоти обертання n_2 використовується система рівнянь:

$$\begin{cases} H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 \\ \frac{Q}{Q_T} = \frac{n_1}{n_2} \\ \frac{H}{H_{II}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \end{cases} \quad (\text{II.8})$$

Це така сама система, як і (II.1), тільки замість D записано n . Тому і порядок визначення n_2 такий самий, як і D_2 при $n_s < 150$, тобто

$$n_2 = L_1 n_1. \quad (\text{II.9})$$

Наступною частиною розрахунку є визначення потужності насоса і двигуна для нього. Потужність насоса після його регулювання:

$$N = \rho g Q_T H_{II} / \eta. \quad (\text{II.10})$$

При визначенні потужності двигуна для насоса приймають, що ККД в межах поля насоса не змінюється, тому у формулі (II.10) η – ККД при частоті обертання n_1 .

Для визначення ККД при n_1 розглянемо поле насоса (рис. II.1). Відомо, що для робочої частини характеристики в точці 2 ККД буде максимальним, в точках 1 і

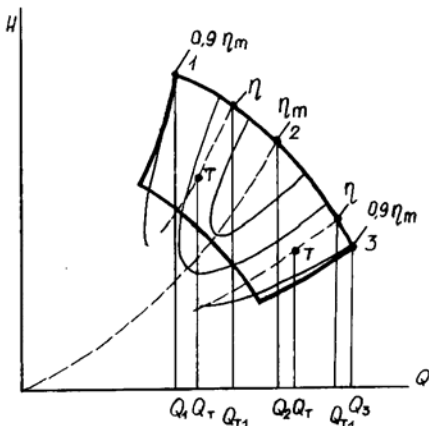


Рис. II.1. Поле насоса

З $\eta = 0,9 \eta_m$. Точці Т відповідає значення витрати Q_T в трубопроводі і подачі насоса після регулювання, тобто при n_2 .

При n_1 подача насоса буде Q_{T1} . Згідно з теорією подібності і формулою (II.9):

$$\frac{Q_{T1}}{Q_T} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_1}{L_1 n_1} = \frac{1}{L_1},$$

звідки $Q_{T1} = Q_T / L_1$.

З геометричної подібності окремих частин поля насоса (див. рис. II. 1):

$$\frac{\eta_m - 0,9\eta_m}{Q_3 - Q_2} = \frac{\eta_m - \eta}{Q_{T1} - Q_2}.$$

Після перетворювань отримаємо при $Q_{T1} = Q_T / L_1 > Q_2$:

$$\eta = \eta_m - 0,1\eta_m \frac{Q_T / L_1 - Q_2}{Q_3 - Q_2}. \quad (\text{II.11})$$

Аналогічно визначимо при $Q_T / L_1 < Q_2$:

$$\eta = \eta_m - 0,1\eta_m \frac{Q_2 - (Q_T / L_1)}{Q_2 - Q_1}. \quad (\text{II.12})$$

Потужність двигуна для насоса:

$$N_d = cN, \quad (\text{II.13})$$

де c – коефіцієнт запасу, який залежить від потужності насоса.

N, кВт	до 20	20...60	60...300	більше 300
c	1,25	1,2	1,15	1,1

Схема алгоритма даної програми наведена на рис. II.2.

Програма "Параметри насоса"

```

10 PRINT "Введіть кількість точок N характеристики насоса"
20 INPUT N
30 FOR i = 1 TO N
40 PRINT "Значення Q[л/с] та H[м] для"; i; "-ої точки"
50 INPUT Q, H: Q = Q / 1000: Q(i) = Q: H(i) = H
60 S1 = S1 + Q: S2 = S2 + Q ^ 2: S3 = S3 + Q ^ 3: S4 = S4 + Q ^ 4
70 S5 = S5 + H: S6 = S6 + H * Q: S7 = S7 + H * Q ^ 2
80 NEXT i
90 C1 = S3 / S4: T1 = S2 - S3 * C1: T2 = S1 - S2 * C1
    
```

```

100 B2 = S6 - S7 * C1: C2 = S2 / S4: T3 = S1 - S3 * C2
110 T4 = N - S2 * C2: B3 = S5 - S7 * C2
120 C3 = T3 / T1: T5 = T4 - T2 * C3: B4 = B3 - B2 * C3
130 A0 = B4 / T5: A1 = (B2 - T2 * A0) / T1
140 A2 = (S7 - S3 * A1 - S2 * A0) / S4
150 PRINT "Частота обертання колеса насоса N1 [1/хв]"
160 INPUT N1: PRINT "та його діаметр D1 [мм]": INPUT D1
170 PRINT "Максимальний ККД насоса"
180 INPUT etamax
190 PRINT "Параметри трубопровода Qт[л/с] та Нп[м], густина
рідини Ro [кг/куб.м]"
200 INPUT Qт, Нп, Ro: Qт = Qт / 1000: AQ = A1 * Qт
210 L1 = (-AQ + SQR(AQ^2 - 4 * A0 * (A2 * Qт^2 - Нп))) / (2 * A0)
220 L2 = SQR((Нп-AQ + SQR((Нп-AQ)^2 - 4*A0*A2*Qт^2)) / (2 *
A0))
230 N2 = L1 * N1: Ns = 3.65 * N1 * (Q(2) ^ .5) * (H(2) ^ -.75)
240 IF Ns < 150 THEN D2 = D1 * L1
250 IF Ns >= 150 THEN D2 = D1 * L2
260 D = (D1 - D2) / D1: DD = .2519 - .0009624*Ns + Ns^2*1.195E-
06
270 PRINT "Коефіцієнт швидкохідності насоса Ns = "; Ns
280 PRINT "Для регулювання подачі насоса можна зробити:"
290 PRINT "зміну частоти обертання колеса до N2=";N2;"1/хв"
300 IF D > DD THEN 320
310 PRINT "або обточку колеса до D2="; D2; "мм": GOTO 330
320 PRINT "обточка колеса недоцільна"
330 IF Qт/L1>Q(2) THEN eta=etamax-.1*etamax*(Qт/L1-
Q(2))/(Q(3)- Q(2)):GOTO 350
340 eta=etamax-.1*etamax*(Q2-Qт/L1)/(Q(2)-Q(1))
350 PRINT "ККД насоса ";eta
360 N=9.81*Ro*Qт*Нп/eta/1000
370 PRINT "Потужність насоса ";N;" [кВт]"
380 IF N < 20 THEN c = 1.25
390 IF N >= 20 THEN c = 1.2
400 IF N >= 60 THEN c = 1.15
410 IF N > 300 THEN c = 1.1
420 PRINT "Потужність двигуна ";Nд= c*N;" [кВт]"
430 END

```

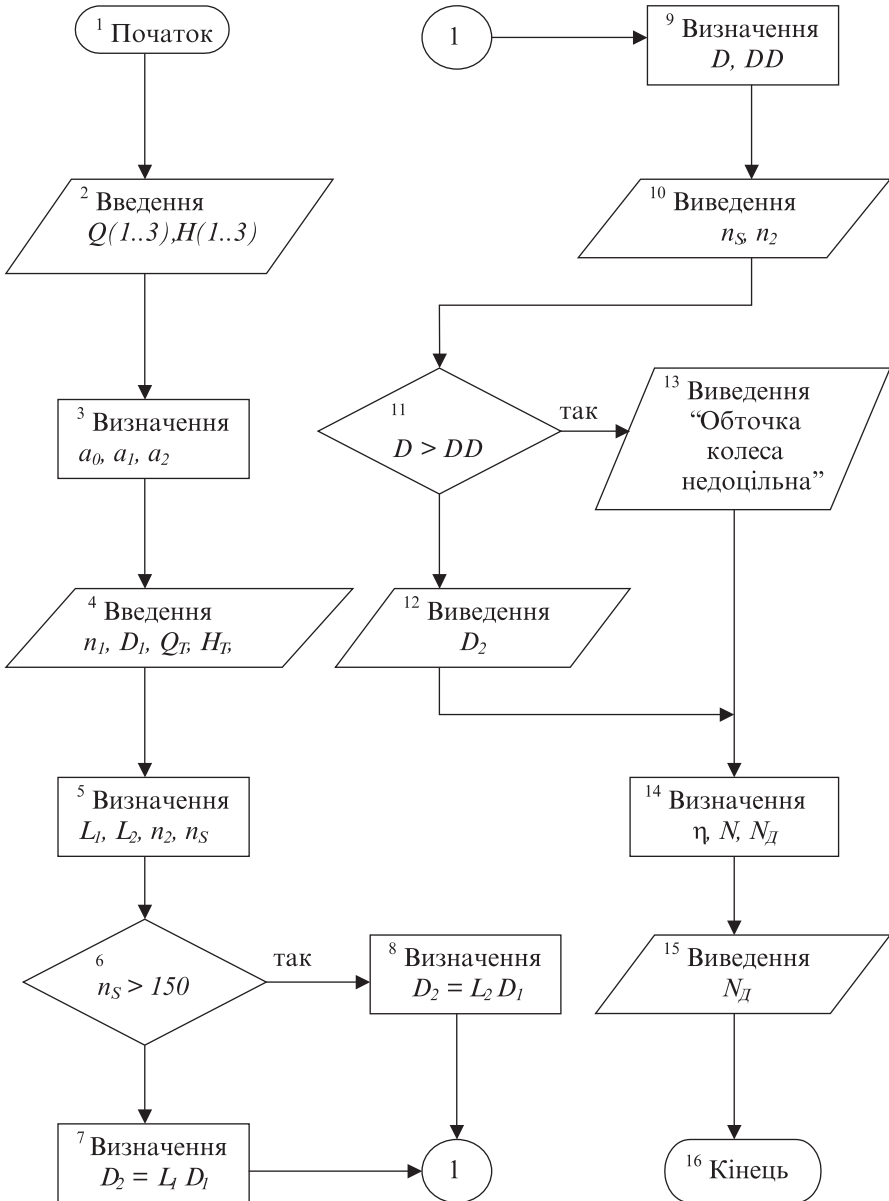


Рис. П.2. Блок-схема алгоритма

Виконання програми

1. Ввести програму в ЕОМ.
 2. Для перевірки правильності введення програми розв'язати перший контрольний приклад (виконання дій 1...7, 9...12, 14, які зображені на схемі алгоритма, рис. П.2) та другий контрольний приклад (виконання дій 1...6, 8...11, 13...16).
 3. Порядок вибору насоса для будь-якого трубопроводу та визначення величин n_2 і D_2 в обох контрольних прикладах однакові.
- Контрольний приклад 1.** Задані параметри трубопроводу $Q_T = 12$ л/с, $H_{\Pi} = 41$ м. Вибрати марку насоса та визначити n_2 і D_2 , щоб даний насос забезпечив подачу рідини з витратою Q_T при напорі H_{Π} .
1. Зі зведеного графіка полів насосів (наприклад, типу К, див. рис. 4.17) за вказаними параметрами трубопроводу визначаємо марку насоса К 80-50-200.
 2. З верхньої лінії поля цього насоса або з табл. 4.1 визначаємо параметри його характеристики:

№ точки	1	2	3
Подача Q , л/с	8,9	13,9	18,9
Напір H , м	55	50	41

Максимальне значення коефіцієнта корисної дії $\eta = 0,65$ в точці 2, яка на характеристиці відзначена кружечком. Діаметр робочого колеса $D_1 = 200$ мм, частота обертання вала $n_1 = 2900$ хв⁻¹.

3. Після вводу програми в ЕОМ і команди RUN на екрані дисплею з'являються повідомлення, після яких з клавіатури необхідно ввести відповідні числа:

- Введіть кількість точок N характеристики насоса? 3.
- Значення Q [л/с] та H [м] для 1-ої точки? 8,9, 55. Для другої та третьої точок вводимо відповідні значення Q та H .
- Частота обертання колеса насоса N_1 [1/хв]? 2900;
- та його діаметр D_1 [мм]? 200.
- Максимальний ККД насоса? 0,65.
- Параметри трубопроводу Q_T [л/с] та H_{Π} [м], густина рідини ρ [кг/м³] 12, 41, 1000.

4. Результати проведених розрахунків виводяться на екран:

Коефіцієнт швидкохідності насоса $N_s = 66,37$.

Для регулювання подачі насоса можна зробити:
зміну частоти обертання колеса до $N_2 = 2606,7 \text{ 1/хв}$,
або обточку колеса до $D_2 = 179,8 \text{ мм}$.

ККД насоса .643

Потужність насоса 7,51 кВт

Потужність двигуна 9,38 кВт

Контрольний приклад 2. $N = 3$.

N точки	1	2	3
Подача Q , л/с	62,3	87,5	104
Напір H , м	22	20	16

$N_1 = 1450$; $D_1 = 250$; $\eta = 0,83$; $Q_T = 66$; $H_p = 14$; $R_o = 1000$.

Результати розрахунку виводяться на екран:

Коефіцієнт швидкохідності насоса $N_s = 165,54$.

Для регулювання подачі насоса можна зробити:
зміну частоти обертання колеса до $N_2 = 1183,6 \text{ 1/хв}$,
обточка колеса недоцільна.

ККД насоса .808

Потужність насоса 11,22 кВт

Потужність двигуна 14,02 кВт

ВІДПОВІДІ ДО ЗАДАЧ

1.1. $N_k = 15,8$ кВт. **1.2.** $H = 16,4$ м; $N = 2,1$ кВт; $\eta = 76,9$ %. **1.3.** $p = 390$ кПа. **1.4.** $\eta = 0,74$. **1.5.** Оскільки $\eta > 1$, помилка є. **1.6.** Оскільки $\eta \neq 0,83$, можливо, помилок нема. **1.7.** $N_d = 23,9$ кВт. **1.8.** $N = 4,57$ кВт. **1.9.** $N_d = 7,24$ кВт. **1.10.** $N_r = 2,5$ кВт; $N = 3,4$ кВт; $\eta = 0,74$. **1.11.** $p = 428,8$ кПа.

2.1. $N = 92$ Вт. **2.2.** $Q_2 = 5,24$ м³/год; $p_2 = 45,8$ кПа. **2.3.** $p = 230$ кПа; $N = 14,2$ кВт. **2.4.** $p = 0,46$ МПа. **2.5.** $N = 27,3$ кВт. **2.6.** $H_2 = 26,4$ м. **2.7.** $D_2 = 62,7$ мм; $H_2 = 15,4$ м. **2.8.** $n_2 = 1959$ хв⁻¹; $D_2 = 282$ мм. **2.9.** $Q_2 = 6$ л/с; $H_2 = 19,4$ м. **2.10.** $n = 2408$ хв⁻¹. **2.11.** $N_r = 7,38$ кВт; $\eta = 0,776$. **2.12.** $H_r = 62,2$ м. **2.13.** $n = 1950$ хв⁻¹. **2.14.** $\eta_0 = 0,974$; $Q = 175$ м³/год. **2.15.** $Q = 1,29$ м³/с; $\eta_0 = 0,646$. **2.16.** $Q = 2,65$ м³/с; $n_s = 213$. **2.17.** $\beta_1 = 18,7^\circ$. **2.18.** $p = 789$ Па. **2.19.** $p = 864$ Па; $Q = 584$ м³/год. **2.20.** $p_2 = 2090$ Па при $Q_2 = 4660$ м³/год. **2.21.** $n = 1606$ хв⁻¹. **2.22.** $N = 7,22$ кВт. **2.23.** $N = 4,7$ кВт. **2.24.** $N = 5,47$ кВт. **2.25.** $Q_2 = 1085$ м³/год; $p_2 = 226$ Па. **2.26.** $p_r = 579$ Па. **2.27.** $\omega = 159$ с⁻¹. **2.28.** $p_2 = 248$ Па. **2.29.** $p = 2495$ Па; $n_s = 47$; $u = 15$ м/с. **2.30.** $\eta = 0,79$; при $\omega_1 p_{\text{дин}} = 14,4$ Па і $p_{\text{ст}} = 426$ Па; при $\omega_2 p_{\text{дин}} = 6,4$ Па і $p_{\text{ст}} = 189$ Па.

3.1. $Q = 250$ л/с; $H = 24$ м. **3.2.** $Q_1 = 17,5$ л/с; $Q_2 = 10,5$ л/с; $N_1 = 3,98$ кВт; $N_2 = 3,91$ кВт. **3.3.** $N = 73,1$ кВт. **3.4.** $Q = 13$ л/с; $N = 1,28$ кВт. **3.5.** $Q = 0,19$ м³/с; $N = 65,5$ кВт. **3.6.** $N_d = 515$ Вт. **3.7.** $N = 35,7$ кВт. **3.8.** $N_1 = 24,5$ кВт; $N_2 = 22,4$ кВт. **3.9.** $N = 4,96$ кВт. **3.10.** $N_d = 2,84$ кВт. **3.11.** $m = 4,8$ кг/с; $N = 3,6$ кВт. **3.12.** $m = 3,8$ кг/с; $N = 2,35$ кВт. **3.13.** $N = 1,29$ кВт. **3.14.** $H = 10$ м; $Q = 6$ л/с; $\eta = 0,48$. **3.15.** $N_d = 3,49$ кВт. **3.16.** $N_d = 5,74$ кВт. **3.17.** $p = 358$ Па; $Q = 0,48$ м³/с. **3.18.** $N = 121$ Вт. **3.19.** $N_d = 1,17$ кВт. **3.20.** $N_k = 108,3$ кВт. **3.21.** $N_k = 44,1$ кВт. **3.22.** $H = 76,3$ м; $N_k = 126$ кВт. **3.23.** $H_b = 3,9$ м при $\varphi = 1,2$. **3.24.** $N_d = 5,5$ кВт. **3.25.** $Q = 10$ л/с. **3.26.** $n_s = 131$; $\eta = 77$ %. **3.27.** $N = 6,5$ кВт. **3.28.** $l_r = 9,56$ м при $\varphi = 1,2$. **3.29.** $n = 1914$ хв⁻¹. **3.30.** $N = 2,35$ кВт при $k_N = 1,0$. **3.31.** $N_c = 5,81$ кВт; $\eta_c = 0,48$ при $k_p = 0,3$ і $k_N = 1,6$. **3.32.** $p_r = 3817$ Па; $N_r = 114,5$ кВт; $\eta_r = 0,7$. **3.33.** $N_d = 32$ кВт.

5.1. $D = 160$ мм; $d_{\text{ш}} = 24$ мм; $h_{\text{п}} = 160$ мм; $n = 103$ хв⁻¹; $Q' = 0,0197$ м³/с. **5.2.** $\eta_0 = 0,83$. **5.3.** $Q = 4,6$ л/с. **5.4.** $H_b = 2,15$ м при запасі тиску 10 кПа. **5.5.** $H_b = 7,67$ м при запасі тиску 10 кПа. **5.6.** $n = 126$ хв⁻¹; $N = 9$ кВт. **5.7.** $Q = 3,5$ л/с; $p = 360$ кПа. **5.8.** $t = 17,4$ хв. **5.9.** $\eta_0 = 0,938$. **5.10.** $\sigma = 1,62$. **5.11.** $\sigma = 1,57$. **5.12.** $D = 179$ мм; $d_{\text{ш}} = 27$ мм; $h_{\text{п}} = 285$ мм.

5.13. $N = 6,1$ кВт. **5.14.** $N = 16,6$ кВт. **5.15.** $N = 15,8$ кВт. **5.16.** $Q = 3,32$ л/с. **5.17.** $n = 2255$ хв⁻¹. **5.18.** $Q = 2,6$ л/с. **5.19.** $n = 4456$ хв⁻¹. **5.20.** $D = 125$ мм. **5.21.** $Q = 11,39$ л/с. **5.22.** $N = 19,9$ кВт. **5.23.** $N = 3,1$ кВт. **5.24.** $p = 1,19$ МПа. **5.25.** $n = 594$ хв⁻¹.

6.1. $t = 107$ с. **6.2.** $H_b = 91$ м. **6.3.** $d_1 = 15$ мм. **6.4.** $Q_1 = 1,15$ л/с; $H = 35$ м. **6.5.** $d_2 = 16,4$ мм. **6.6.** $\eta = 0,51$. **6.7.** $p_2 = 530$ кПа. **6.8.** $\eta_y = 0,35$.

7.1. $p_2 = 0,74$ МПа при $\eta_k = 0,87$. **7.2.** $t_2 = 48,4^\circ$ при $\eta_k = 0,87$. **7.3.** $N = 17,1$ кВт. **7.4.** $N_d = 73,8$ кВт. **7.5.** $n = 2373$ хв⁻¹. **7.6.** $N_2 = 3,53$ кВт. **7.7.** $L = 66238$ Дж/кг. **7.8.** $L = 51076$ Дж/кг. **7.9.** $N_d = 120,9$ кВт при $\eta_{из} = 0,75$ і $\eta_m = 0,87$. **7.10.** $p_2 = 0,202$ МПа при $\eta = 0,9$. **7.11.** $t_2 = 79^\circ$ при $\eta = 0,9$. **7.12.** $p_I = 0,162$ МПа; $p_{II} = 0,26$ МПа; $p_{III} = 0,424$ МПа; $p_{IV} = 0,687$ МПа; $p_V = 1,1$ МПа; $p_{VI} = 1,8$ МПа. **7.13.** $Q_2 = 2,67$ м³/с; $p_2 = 0,856$ МПа. **7.14.** $z = 5$; $p_I = 0,27$ МПа; $p_{II} = 0,72$ МПа; $p_{III} = 1,94$ МПа; $p_{IV} = 5,2$ МПа; $p_V = 14$ МПа. **7.15.** $D = 281$ мм; $h_n = 562$ мм при $h_n = 2D$, $n = 240$ хв⁻¹, $\lambda_o = 0,8$, $\lambda_T = 0,92$, $\lambda_r = 0,97$. **7.16.** $N_d = 41,4$ кВт при $\eta_k = 0,72$. **7.17.** $D = 223$ мм; $d_{ш} = 33$ мм; $h_n = 446$ мм при $h_n = 2D$, $d_{ш} = 0,15D$, $n = 480$ хв⁻¹; $\lambda_o = 0,82$, $\lambda_T = 0,92$, $\lambda_r = 0,96$. **7.18.** $N_d = 70,6$ кВт при $\eta_k = 0,75$. **7.19.** $n = 175$ хв⁻¹ при $a = 0,04$, $\lambda_T = 0,93$, $\lambda_r = 0,97$. **7.20.** $Q = 0,02$ м³/с при $a = 0,03$, $\lambda_T = 0,94$, $\lambda_r = 0,98$; $N = 6,9$ кВт при $\eta_k = 0,72$. **7.21.** $Q = 0,294$ м³/с при $a = 0,035$, $\lambda_T = 0,93$, $\lambda_r = 0,98$. **7.22.** $Q = 0,108$ м³/с при $\lambda_T = 0,92$, $\lambda_r = 0,97$. **7.23.** $N = 26,5$ кВт. **7.24.** $N_d = 62,4$ кВт при $\eta_k = 0,8$. **7.25.** $Q = 0,0071$ м³/с при $\lambda_o = 0,7$; $N = 1,93$ кВт при $\eta_k = 0,6$.

Список літератури

1. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1981.– 197 с.
2. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы.– М.: Машиностроение, 1982.– 423 с.
3. Беззубов Н. В., Козобков А. Н., Шварц А. И. Устройство и монтаж технологических компрессоров.– М.: Недра, 1985.– 240 с.
4. Вакина В. В., Денисенко Н. Д., Столяров А. Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов.– К.: Вища школа, 1986. – 208 с.
5. Вентиляторы. Каталог – справочник. – М.: ЦНИИТЭСтроймаш, 1980. – 166 с.
6. Газовое оборудование, приборы и арматура. Справочное пособие. – М.: Недра, 1985.–257 с.
7. Давидсон В. Е. Основы гидравлического расчета эрлифта.– Днепрпетровск: ДГУ, 1986,– 68 с.
8. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – К.: Вища школа, 1985.–264 с.
9. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу. Под ред. Некрасова Б. Б.– М.: Высшая школа, 1989. – 192 с.
10. Залуцкий Э. В., Петрухно Л. И. Насосные станции. Курсовое проектирование.– К.: Вища школа, 1987. – 167 с.
11. Зимницкий В. А., Каплун А. В., Папир А. Н. и др. Лопастные насосы. Справочник.– Л.: Машиностроение, 1986.–334 с.
12. Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы.– М.: Высшая школа, 1987. – 176 с.
13. Карасев Б. В. Насосные и воздухоудувные станции. – Минск: Вышэйшая школа, 1990.–272 с.
14. Карелин В. Н., Минаев А. В. Насосы и насосные станции.–М.: Стройиздат, 1986.–320 с.
15. Касьянов В. М. Гидромашины и компрессоры. – М.: Недра, 1981. – 295 с.
16. Копылов В. И., Яхно О. М. Насосы и вентиляторы. – К.: ИСМО, 1996. – 328 с.
17. Константінов Ю. М., Гіжа О. О. Технічна механіка рідин і газу. К.: Вища школа, 2002.– 277 с.
18. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы.– М.: Энергия, 1978. – 320 с.

19. Лещій Н. П., Завойко Б. М. Поршневі насоси. – Львів: ЛПП, 1982.–32 с.
20. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат, 1990. – 320 с.
21. Мандрус В. І., Лещій Н. П., Звягін В. М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. – Львів.: Світ, 1995.–263 с.
22. Мандрус В. І., Лещій Н. П. Компресори. Текст лекцій. – Львів.: ДУЛП, 1996. – 28 с.
23. Мандрус В. І., Лещій Н.П. Насоси та вентилятори. Контрольні завдання.– Львів: ДУЛП, 1994. – 33 с.
24. Морозов Э. А., Стецюк А. В. Справочник по эксплуатации и ремонту водозаборных скважин. – К.: Будівельник, 1984.–96 с.
25. Овсепян В. М. Гидравлический таран и таранные устройства.– М.: Машиностроение, 1986. – 124 с.
26. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. – М.: Лесн. пром.-сть, 1981.–424 с.
27. Петрик А. Д., Подласов А. В., Евреенко Ю. П. Насосы и мелиоративные насосные станции.–Львов: Вища школа, 1987. – 168 с.
28. Поляков В. В., Скворцов Л. С. Насосы и вентиляторы.–М.: Стройиздат, 1990.–336 с.
29. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Под ред. Куколевского И. И. и Подвидза Л. Г. –М.: Машиностроение, 1981.–464 с.
30. Соломахова Т. С., Чебышева К. В. Центробежные вентиляторы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
31. Сорванне Х., Сааринен Р., Умов В. А. Насосы "Сарлин" для надежной и эффективной перекачки сточной воды. – М.: Водоснабжение и санитарная техника, 1995, N3. – с.13...15.
32. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под ред. Некрасова Б. Б. – Минск: Высшая школа, 1985. – 382 с.
33. Степанов А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздушодувки и вентиляторы. – М.: Машгиз, 1960. – 347 с.
34. Техничко–економический обзор насосного оборудования.– М.: Госкомитет по материально–техническому обеспечению, 1991.–335 с.
35. Тугай А. М., Прокопчук И. Т. Водоснабжение из подземных источников. Справочник. – К.: Урожай, 1990. – 264 с.
36. Хоружий П. Д., Ткачук О. А. Водопровідні системи і споруди. – К.: Вища школа, 1993. – 230 с.
37. Чебаевский В. С. Насосы и насосные станции. – М.: Агропромиздат, 1989. – 416 с.

38. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984.– 416 с.
39. Шлимченко З. С. Насосы, компрессоры и вентиляторы. – К.: Техніка, 1986. – 368 с.
40. Belau T. Nowoczesne pompy i systemy do odwadniania i usuwania ścieków. Informacja INSTAL, 5/1996.–s.53–55 (Poland).
41. Jankowski F. Pompy i wentylatory w inżynierii sanitarnej.– Warszawa: Azkady, 1975. – 400 s.

Каталоги, стандарти, керівні матеріали

1. Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды ЭЦВ. АП "Южгидромаш". – Бердянск, 1994.
2. ГОСТ 5976–90. Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия.
3. ГОСТ 9366–80. Насосы осевые. Общие технические условия.
4. ГОСТ 10272–87. С изменениями 1992 г. Насосы центробежные двустороннего входа. Технические условия.
5. ГОСТ 10392–89Е. Насосы вихревые и центробежно–вихревые. Типы и основные параметры.
6. ГОСТ 10407–88. Насосы центробежные многоступенчатые секционные. Типы и основные параметры.
7. ГОСТ 10428–89Е. С изменениями 1992 и 1995 г. Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды. Общие технические условия.
8. ГОСТ 10616–90. Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры.
9. ГОСТ 11442–90. Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия.
10. ГОСТ 20273–89Е. С изменениями 1992 г. Электронасосы центробежные погружные для загрязненных вод. Основные параметры.
11. ГОСТ 22247–96. Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры.
12. ГОСТ 22465–88. Насосы центробежные сетевые. Основные параметры.
13. ГОСТ 27854–88. Насосы динамические. Ряды основных параметров.
14. ДСТУ 3063–95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
15. ДСТУ 3503–97. Насоси. Основні технічні показники та характе-

ристики рідинних насосів. Терміни, визначення та позначення.

16. ДСТУ 3809–98. Компресори. Терміни та визначення.

17. Машины и аппараты для химической, газовой и нефтяной промышленности. Каталог Сумского машиностроительного НПО. – Сумы, 1995.

18. Программа насосов Сумского завода "Насосэнергомаш". – Сумы, 1995.

19. Руководство по подбору вентиляторов для вентиляционных систем взрывоопасных производств. – М.: Сантехниипроект, 1989.

20. Руководство по подбору пылевых вентиляторов. – М.: Сантехниипроект, 1990.

21. Руководство по подбору радиальных вентиляторов типа ВЦ4–75. – М.: Сантехниипроект, 1989.

22. Строительный каталог СК–8. Раздел 80. Отопительно–вентиляционное оборудование. – М.: Сантехниипроект, 1991.

23. ТУ У00218012.002–94. Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды типа ЭЦВ.

24. ТУ 26–06–1490–87. Агрегаты электронасосные типа СМ.

25. Турбокомпрессоры завода "Узбекхиммаш". – М.: ЦИНТИ Химнефтемаш, 1989.

26. Центробежные компрессорные машины. Отраслевой каталог. – М.: НИИЭнформэнергомаш, 1987.

27. Центробежные консольные насосы общего назначения для воды. – М.: ЦИНТИ Химнефтемаш, 1989.

28. Электронасосные агрегаты типа СМ. – Рыбницкий машиностроительный завод, 1993.

29. CALPEDA pompe. Cataloge 1995, Italia.

30. GRUNDFOS GmbH. Catalog 1995, Deutschland.

31. GRUNDFOS pompy. Elektoniczny katalog pomp GRIPS, 1995, Poland.

32. LFP Leszno. Katalog pomp, 1994, Poland.

33. Pompy pumps pumpen. Katalog firmy HYDRO-VAKUUM, 1995, Poland.

34. SARLING pumps. Catalog 1995, Finland.

35. SLOWPUMP. Cataloge 1995, Slovakia.

36. WILO GmbH. Насосы и установки для водоснабжения и повышения давления. Каталог. 1998/99.

37. WILO. Каталог насосного оборудования. 2002/2003.

38. Zestawy do podnoszenia cislania. LFP Leszno, 1995, Poland.

39. Zestawy hydroforowe. INSTALcompakt. Katalog 95/96, Poland.

ПРЕДМЕТНИЙ

А Аеродинамічна схема
вентилятора 219
 — характеристика
вентилятора 62
 — — — безрозмірна 63
Автоматизовані насосні
агрегати 208

Б Байпас 109

В Вакуум-насос 289, 308
Вентилятори 12, 214
 — боковоканальні 235
 — вибуховозахищені 228
 — дахові 158, 225, 234
 — дискові 234
 — діаметральні 234
 — корозійно-стійкі 228
 — ліві 218
 — малогабаритні 230
 — осьові 230
 — — типу В 0,6-300 233
 — пилові типу ВЦП 6-45
227
 — праві 218
 — радіальні 214
 — — типу ВЦ 4-70 219
 — — — ВЦ 5-40 225
 — — — ВЦ 14-46 222
 — смерчові 234
 — тягодуттьові 229
 — шахтні 229
Вентиляційна установка 92

ПОКАЖЧИК

Вибір нагнітачів 235
 — — за програмою GRIPS
236
Випробування вентиляторів
241
 — насосів 240
Висота всмоктування 88,
139
 — — вакуумметрична 145
 — геодезична 88
 — геометрична 88
 — нагнітання 88
Відвід насоса 163
Вплив параметрів
середовища на роботу
установки 98
 — в'язкості 98
 — густини 100
 — механічних домішок 104
 — температури 100
 — тиску 100
Всмоктування поршневого
насоса 250
Втрати напору 317, 319
 — потужності 20
В'язкість рідин та газів 318

Г Газодуви 12, 310
Гідравлічна п'ята 167
Гідравлічний таран 17, 286
Гідроелеватори 16, 270
Гідроударна установка 17,
286
Густина рідин та газів 318

Д	Двигуни	21	----- гідромуфтою	115
	Дроселювання	107	----- електромагнітною муфтою	115
Е	Ежектор	16, 272, 279	----- пасовою передачею	114
	Елеватор у водяному опаленні	272, 278	-- ширини робочого колеса	120
	Електронна система автоматичного керування насосним агрегатом	212	І Індикаторна діаграма	304
	Ерліфт	17, 281	Інжектор	271
	Ерозія	141	К Кавітація	139
З	Закручування потоку перед робочим колесом	117	Кавітаційний запас	141
	Зведений графік полів насосів	67	Класифікації нагнітачів	12
	-- характеристик вентиляторів	67	Коефіцієнт Дарсі	317, 319
	З'єднання двигунів з вентиляторами		-- закручування	30
	радіальними	217	-- запасу потужності двигуна	21
	----- осьовими	232	-- кількості лопатей	33
	-- нагнітачів комбіноване	132	-- корисної дії вентилятора	62
	-- паралельне	128	----- компресора	294
	-- послідовне	126	----- нагнітача	20
	-- трубопроводів паралельне	76	----- гідравлічний	20
	-- послідовне	75	----- механічний	20
	-- розгалужене	77	----- об'ємний	20
	Зміна частоти обертання електродвигунів	113	-- нерівномірності подачі	248
	-- перетворювачами частоти електричного струму	114	-- обмеження потоку	28
	----- числом пар полюсів	114	-- подачі вентилятора	62
	-- нагнітача	110	-- потужності вентилятора	62
			-- реактивності	37
			-- стиснення газу в компресорі	290
			-- тиску вентилятора	37
			-- швидкохідності	54

Коефіцієнти місцевих	---	С-5/140, С-5/140М
гідравлічних опорів	313	
317, 319	---	ЦВ 207
Компресори 12, 289	---	відцентрові 14
-- відцентрові 298	---	серії CR 176
-- лопатеві 298	---	типу Вц 173
-- осьові 299	---	Д 170
-- поршневі 301	---	К, КМ 169
-- ротаційні 308	---	НК 313
Корпуси вентиляторів 216	---	ХГВ 313
-- насосів 162	---	ЦНС, ЦНСГ 175
	---	вільновихорні 14
	---	для стічних вод 191
	---	серії AP 193
	---	типу ГНОМ 194
	---	СМ 191
	---	теплопостачання 196
	---	серії S, DOS 200
	---	типу СЭ 196
	---	ЦВЦ 196
	---	напівосьові 14
	---	об'ємні 15, 246
	---	осьові 14, 45, 179
	---	типу ОВ, ОПВ 179
	---	поршневі 15, 246
	---	ротаційні 16, 255
	---	аксіально-поршневі
	256	
	---	гвинтові 259
	---	радіально-поршневі
	255	
	---	шестеренні 258
	---	шиберні 257
	---	свердловинні 181
	---	артезіанські 181
	---	серії SP 185
	---	типу ЭЦВ 184
	---	струминні 16, 271
М Моделювання 47		
Н Нагнітальна установка 88		
Нагнітачі -- апарати 12, 270		
-- гідроударні 17, 286		
-- ерліфти 16, 281		
-- пневматичні 16		
-- струминні 16, 271		
-- для зріджених газів 313		
-- машини 12		
-- динамічні 12		
-- об'ємні 15		
-- осциляційні 15		
-- ротаційні 15		
Напір 17		
-- динамічний 36		
-- дійсний 32		
-- потрібний 74		
-- статичний 36		
-- теоретичний 32		
Напрямний апарат 118		
Насоси боковоканалъні		
14, 202		
-- серії SK 208		
-- типу BK 206		

- Насосна установка 88
Номер вентилятора 216
- О** Обслуговування
нагнітальних установок 242
Обточка робочого колеса
64, 116
Охолодження компресорів
295
- П** Парабола обточок 65
Парабола подібних режимів
111
Параметри нагнітачів 17
Перепуск 109
Питома швидкохідність 54
Підвід насоса 163
Підшипники 162
Плани швидкостей 28
Пнеumoустановки 17
Повітряні ковпаки 249
Поворот лопатей 120
Подача компресора
поршневого 305
– нагнітача 17
– насоса відцентрового 27
– – поршневого 248
Подібність нагнітачів 47
Поле насоса 66
Помпаж 136
Потужність двигуна 21
– компресора 239
– нагнітача 19
– – гідравлічна 19
Програма "Параметри
насоса" 321
Процеси стиснення газу
292
- Р** Регулювання подачі 106
Рівняння Бернуллі 57, 74,
90
– Ейлера 32
– Менделєєва–Клапейрона
290
Робоча точка 91
– частина характеристики
нагнітача 43
Робочі колеса вентиляторів
215
– – насосів 158
- С** Сальники 161
Сили у відцентрових
насосах 164
Спільна робота нагнітачів
121
Стійкість роботи нагнітача
134
- Т** Теорія подібності 47
Тиск 18
– вентилятора дійсний 33
– – теоретичний 32
– насиченої пари 140
Трубопровід 73
Трубопровідна мережа 73,
77
- У** Ущільнення 160
- Ф** Форми лопатей 30
Формула Альтшуля 317
Формула Борда 319
– Вайсбаха 319
– Дарсі–Вайсбаха 317

- Ідельчика 320
- Руднєва 142
- Стодоли–Майзеля 29
- Формули Ломакіна 20
- подібності 50, 51
- – – насоса з мережею 91
- трубопроводу 74
- трубопровідної мережі 78

Х Характеристика нагнітача
38

- – в квадрантах 121
- – робоча 43
- – теоретична 38
- – універсальна 60
- насоса кавітаційна 141
- спільної роботи
вентилятора з мережею
92

Ч Число Рейнольдса 317

- Ш** Швидкість абсолютна 27
- відносна 27
 - закручування потоку 30
 - колова 27
 - радіальна 27
- Швидкохідність 54
- Шорсткість труб 317
- Шуми нагнітальних
установок 244

Навчальне видання

Валерій Іванович МАНДРУС

**ГІДРАВЛІЧНІ ТА
АЕРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ
(НАСОСИ, ВЕНТИЛЯТОРИ, ГАЗОДУВИ, КОМПРЕСОРИ)**

Підручник

Формат 60х84/16. Папір офсетний. Друк трафаретний. Гарнітура “Таймс”.
Умов. друк. арк. 19,56

ТзОВ НВФ “Магнолія плюс”

а/с 2623, м. Львів-60, 79060, Україна, тел./факс 63-89-39

Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи до Державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції;
серія ДК № 1767 від 26.04.2004 року, видане Державним комітетом
телебачення і радіомовлення України

СПД ФО В. М. Піча

Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи до Державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції;
серія ДК № 1766 від 26.04.2004 року, видане Державним комітетом
телебачення і радіомовлення України

Віддруковано у поліграфічному центрі ТзОВ НВФ “Магнолія плюс”