Підручники
та навчальні посібники
для студентів вищих
навчальних закладів

Дідур В. А.
Савченко О. Д.
Журавель Д. П.
Мовчан С. І.

ГІДРАВЛІКА ТА ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

**За редакцією академіка АН ВШУ,
доктора технічних наук,
професора В. А. Дідура**

Рекомендовано Міністерством аграрної політики України як підручник для студентів вищих навчальних закладів

**КИЇВ
«АГРАРНА ОСВІТА»
2008**

УДК 631.3;632.22(075.8)
Д44

Рекомендовано Міністерством аграрної політики України
як підручник для студентів вищих навчальних закладів
(Лист Міністерства аграрної політики України № 18 – 128 - 13/264)

Рецензенти:

С. М. Еноян – д.т.н., проф. зав. кафедри водопостачання, каналізації і гідравліки(Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури);

В. М. Бо ярчук - к.т.н. в.о. професора, проректор з наукової роботи, зав. кафедри енергетики (Львівський державний аграрний університет)

В. Т. Надикто - д.т.н., проф., зав. кафедри машиновикористання в землеробстві (Таврійський державний агротехнологічний університет)

Д44 Дідур В. А., Савченко О. Д., Журавель Д. П., Мовчан С. І. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі. –, 2008. – 497 с.; іл.

ISBN 966-685-147-4

На підставі багаторічного досвіду педагогічної та наукової роботи у сфері механіки рідини авторами підручника викладені основи загальної гідравліки та її інженерні додатки, призначені для студентів інженерних спеціальностей агротехнічних вузів. Викладені загальні питання теорії рівноваги і руху рідини, а також методи гідравлічного розрахунку напірних і безнапірних трубопроводів. Розглянуті прилади, принцип дії лопатевих насосів, осьових і відцентрових вентиляторів, об'ємних гідромашин. Подані методи розрахунку гідравлічних і пневматичних приводів і способи вибору приладів, що входять до них.

Підручник може бути використаний фахівцями проектних організацій при розробці гідротехнічних споруд, систем сільськогосподарського водопостачання та меліорації, а також при проектуванні та використанні гідропневмоприводів.

ISBN 966-685-147-4

© Дідур В. А., Савченко О. Д.,
Журавель Д. П., Мовчан С. І., 2008
© Видавництво _____ 2008

ПЕРЕДМОВА

Підручник призначається для студентів спеціальностей 8.091902 – “Механізація сільського господарства”, 8.091901 – “Енергетика сільськогосподарського виробництва”, 6.090200 – “Обладнання переробних і харчових виробництв”, 6.070800 – “Екологія та охорона навколишнього середовища” та 6.130100 – “Агрономія”.

Метою вивчення дисциплін, висвітлених у підручнику, є надання майбутнім фахівцям відповідних спеціальностей знань законів гідравліки, які забезпечать у майбутньому кваліфіковану експлуатацію гідравлічних систем і машин, що застосовуються для гідромеханізації в сільській, комунальній і виробничій сферах.

Задачею вивчення названих дисциплін є забезпечення всіма методами вищої школи вміння та знань студентами питань гідравлічних розрахунків, проектування гідравлічних систем та їх кваліфікованої експлуатації.

Необхідність видання підручника обґрунтовується повною або частковою відсутністю у відповідних навчальних закладах підручників з державною мовою викладення матеріалу, які відповідали б програмам дисциплін для вищеназваних спеціальностей.

Посібник містить розділи: “Гідравліка”, “Динамічні насоси і вентилятори”, “Гідравлічні і пневматичні приводи”, “Гідро- і вітроенергетичні установки”, “Водне господарство, сільськогосподарське водопостачання і гідромеліорація”, “ Приклади задач і методи їх розрахунку ”. Кожен з названих розділів присвячений, по суті, окремій галузі науки, які в спеціальних навчальних закладах вивчаються як окремі дисципліни. Безумовно, такий підхід викликав певні труднощі щодо написання саме такого посібника, але і дозволив сподіватися, що, окрім названих, підручник буде корисним і для студентів інших спеціальностей, у тому числі машинобудівних, а також для фахівців з проектування гідроспоруд, систем зрошення, гідропневмоприводів, їх елементів та для фахівців з використання гідрофікованої техніки.

Перший, другий і четвертий розділи підручника написані сумісно В. А. Дідуром та О. Д. Савченком; третій розділ написаний В. А. Дідуром, шостий розділ написаний сумісно В. А. Дідуром, Д. П. Журавлем і С. І .Мовчаном, а підрозділи 3.7 і 3.8 – сумісно В. А. Дідуром і Д. П. Журавлем; підрозділи 5.1 і 5.2 написані С. І. Мовчаном; підрозділ 5.3 – О. Д. Савченком.

Авторські права на матеріал, який міститься в окремих розділах, здійснюються кожним автором самостійно.

Автори висловлюють щиру подяку ректорату Таврійського державного агротехнологічного університету, колективу кафедри “Гідравліка та теплотехніка” Таврійського державного агротехнологічного університету за науково-методичну допомогу в підборі необхідного матеріалу і докторам технічних наук, професорам Епояну Г. С., Боярчуку В. М. і Надикто В. Т. за подані корисні поради при рецензуванні цього підручника.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА....3
1. ГІДРАВЛІКА....8
1.1. Вступні відомості....8
1.1.1.Короткийісторичний огляд розвитку гідравліки як науки....8
1.1.2. Основні фізичні властивості рідин....9
1.1.3. Сили, які діють на рідину....14
1.2. Гідростатика....14
1.2.1. Предмет вивчення гідростатики. Гідростатичний тиск, його види і властивості....14
1.2.2. Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)....18
1.2.3. Основне рівняння гідростатики....19
1.2.4. Гідростатичний напір, п'єзометрична та вакуумметрична висота....21
1.2.5. Відносна рівновага рідин....23
1.2.6. Поверхні однакового тиску....25
1.2.7. Прилади для вимірювання тиску....26
1.2.8. Епюри гідростатичного тиску....28
1.2.9. Сила гідростатичного тиску....30
1.2.10. Рівновага рідин у сполучених посудинах....34
1.2.11. Закон Паскаля....35
1.2.12. Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл....35
1.3. Гідродинаміка....37
1.3.1. Загальні положення....37
1.3.2. Потік рідини та його елементи....39
1.3.3. Рівняння нерозривності потоку рідини....41
1.3.4. Основне рівняння гідродинаміки (рівняння Д. Бернуллі)....43
1.3.5. Геометричне зображення (інтерпретація) рівняння Бернуллі....46
1.3.6. Фізична суть рівняння Бернуллі....47
1.3.7. Умови та приклади застосування рівняння Бернуллі....48
1.3.8. Основне рівняння рівномірного руху рідин....49
1.3.9. Режими руху рідин....50
1.3.10. Гідромеханічна подібність....56
1.3.10.1. Моделювання гідравлічних явищ....56
1.3.10.2. Критерії подібності....57
1.3.10.3. π-теорема і її застосування....58
1.3.11. Гідравлічні опори....59
1.3.11.1. Види гідравлічних опорів і їх вплив на напір рідини....59
1.3.11.2. Втрати напору в місцевих опорах....60
1.3.11.3. Втрати напору в опорах по довжині....61
1.3.11.4. Коефіцієнт гідравлічного тертя. Коефіцієнт опору системи....66
1.3.12. Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів....71
1.3.12.1. Задачі розрахунку, класифікація трубопроводів і основні загальні розрахункові залежності....71
1.3.12.2. Гідравлічно короткі трубопроводи....73
1.3.12.3. Гідравлічно довгі трубопроводи....74

1.3.12.4. Гідравлічний удар у трубопроводах 80
1.3.13. Витікання рідини через отвори й насадки 83
1.3.13.1. Явище витікання, класифікація отворів і насадок та задачі, які при цьому виникають 83
1.3.13.2. Методика гідравлічних розрахунків при різних видах витікання рідин ...83
1.3.14. Гідравлічні струмини 90
1.3.15. Рух рідин у каналах та інших відкритих руслах.....94
1.3.16. Водозливи 98
1.3.17. Фільтрація рідин. Закон Дарсі 101
2. ДИНАМІЧНІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ.....107
2.1. Динамічні насоси 107
2.1.1. Призначення, класифікація, технічні характеристики і порядок підбору динамічних насосів 107
2.1.2. Відцентрові насоси 111
2.1.2.1. Види, конструкції і принцип дії відцентрових насосів.....111
2.1.2.2. Основне рівняння лопатевих (відцентрових) насосів 116
2.1.2.3. Подібність відцентрових (лопатевих) насосів 120
2.1.2.4. Робочі характеристики відцентрових насосів.....122
2.1.2.5. Робота насоса з трубопроводом 123
2.1.2.6. Регулювання подачі відцентрових насосів 124
2.1.2.7. Сумісна (паралельна і послідовна) робота насосів 125
2.1.2.8. Висота усмоктування, кавітація відцентрових насосів 128
2.1.3. Осьові насоси 129
2.1.4. Вихрові насоси 132
2.1.5. Струминні насоси 134
2.1.6. Повітряні водопідйомники (ерліфти) 135
2.2. Вентилятори 135
2.2.1. Призначення, класифікація вентиляторів. Технічні показники і порядок їх підбору 135
2.2.2. Конструкції вентиляторів 138
2.3. Експлуатація насосних і вентиляційних установок 141
3. ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ 143
3.1. Загальні відомості про гідропневмоприводи 143
3.2. Об’ємний гідропривод 144
3.2.1. Загальні визначення й основні параметри 144
3.2.2. Принцип дії об’ємного гідропривода 146
3.3. Об’ємні гідравлічні машини.....151
3.3.1. Основні поняття і технічні характеристики гідравлічних машин 151
3.3.2. Поршневі гідромашини.....155
3.3.3. Поворотні гідромашини (гідродвигуни) 161
3.3.4. Роторні гідромашини.....164
3.3.5. Пластинчасті гідромашини.....170
3.3.6. Роторно-обертальні гідромашини.....175
3.4. Гідравлічні агрегати і пристрої 189
3.4.1. Загальні визначення.....189
3.4.2. Гідророзподільники.....189
3.4.3. Гідроклапани тиску 194

3.4.4. Дроселі і синхронізатори 198
3.4.5. Гідроакумулятори 200
3.4.6. Кондиціонери робочої рідини і гідроємкості 202
3.4.7. Гідравлічні магістралі й ущільнення з'єднань 207
3.4.8. Робочі рідини.....209
3.5. Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки 214
3.5.1. Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів 214
3.5.2. Регулювання об'ємного гідропривода.....218
3.5.3. Основи розрахунку об'ємного гідропривода.....226
3.5.4. Застосування об'ємного гідроприводу в сільськогосподарській техніці 235
3.6. Гідродинамічні і гідромеханічні передачі.....243
3.6.1. Принцип дії гідродинамічної передачі 243
3.6.2. Гідромуфти 244
3.6.3. Гідротрансформатори.....249
3.6.4. Приведені характеристики гідродинамічної передачі 256
3.6.5. Застосування гідродинамічних передач на мобільній сільськогосподарській техніці.....259
3.7. Пневмоприводи.....262
3.7.1. Загальні визначення і принцип дії пневмоприводів.....262
3.7.2. Властивості газу й рівняння, що описують ці властивості 263
3.7.3. Енергетична оцінка руху газу в елементах пневмоприводів 267
3.7.4. Пневматичні виконавчі механізми.....270
3.7.5. Пневматичні агрегати і пристрої.....275
3.7.6. Регулювання швидкості пневмодвигунів і схеми управління 283
3.8. Гідропневмотранспорт 284
3.8.1. Основні відомості і класифікація 284
3.8.2. Основні фізико-механічні властивості і реологічні параметри гідросумішей 286
3.8.3. Транспортуюча спроможність потоку.....290
3.8.4 Напірний і безнапірний гідропневмотранспорт. 291
3.8.5. Основні методи розрахунку гідротропневмотранспорта 292
4. ГІДРО- І ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ.....296
4.1. Гідроенергетичні установки 296
4.1.1. Енергія води та її природа. Потужність потоку води 296
4.1.2. Способи створення напору 298
4.1.3. Греблеві гідровузли 300
4.1.4. Гідроелектростанції.....304
4.1.5. Гідротурбіни. Класифікація, конструкція і принцип дії.....306
4.1.6. Експлуатація гідроенергетичних установок 309
4.2. Вітроенергетичні установки 310
4.2.1. Вітер як джерело енергії 310
4.2.2. Конструкція і принцип дії вітроенергетичних установок (вітродвигунів)...313
4.2.3. Класифікація, технічні показники й елементи правил експлуатації вітродвигунів.....315
5. ВОДНЕ ГОСПОДАРСТВО, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ І ГІДРОМЕЛІОРАЦІЯ.....320
5.1. Водні ресурси та їх використання.....320

5.1.1. Водні ресурси. Класифікація та характеристика.....320
5.1.2. Водне господарство. Використання та охорона водних ресурсів 326
5.2. Сільськогосподарське водопостачання 328
5.2.1. Задачі, класифікація й особливості систем сільськогосподарського водопостачання 328
5.2.2. Вимоги до якості води та її поліпшення 329
5.2.3. Норми, режими водоспоживання та визначення розрахункових витрат води 331
5.2.4. Схеми систем водопостачання 333
5.2.5. Елементи систем водопостачання.....335
5.2.5.1. Водозабірні вузли 335
5.2.5.2. Водопровідні насосні станції.....341
5.2.5.3. Напірно-регулюючі споруди 344
5.2.5.4. Вуличні водопровідні мережі.....346
5.2.5.5. Каналізація сільських населених пунктів 352
5.3. Гідромеліорація.....354
5.3.1. Зрошувальні меліорації.....355
5.3.1.1. Загальні відомості.....355
5.3.1.2. Зрошувальна система та її елементи.....357
5.3.1.3. Механізація зрошення (поливів) 367
5.3.2. Осушувальні меліорації 384
Запитання для самоконтролю.....388
6 ПРИКЛАДИ ЗАДАЧ І АЛГОРИТМ ЇХ РОЗРАХУНКУ 389
6. 1 Гідравлічний розрахунок коротких трубопроводів 389
6. 2 Розрахунок складної (довгої) водопровідної мережі сільськогосподарського об’єкта.....393
6. 3 Гідравлічний розрахунок насосної установки.....397
6. 4 Приклад розрахунку об’ємного гідроприводу.....403
ЛІТЕРАТУРА 407
ДОДАТКИ 410

1. ГІДРАВЛІКА

1.1. Вступні відомості

Гідравліка – наука, в якій вивчаються закони рівноваги та руху рідин і методи застосування цих законів в інженерній практиці.

Термін "гідравліка" походить від сполучення двох грецьких слів: "hydōr" – вода і "aulos" – труба, що в минулому відображало рух води в трубах. З розвитком науки гідравліка почала вивчати, крім руху води, рівновагу та рух інших рідин не тільки в трубах, а й у інших посудинах та відкритих руслах – каналах і річках.

У гідравліці вивчаються краплинні рідини, тобто рідини, які здатні утворювати краплини (на відміну від газів, які на це не здатні). Краплинні рідини є нестискальні.

Краплинні рідини мають вільну поверхню, тобто поверхню розділу рідини з газами (повітрям) (рис. 1.1).

Гідравліка складається з двох частин – гідростатики, в якій вивчається рівновага рідин, та гідродинаміки, в якій вивчається рух рідин. Базовими науками для гідравліки є вища математика, фізика, теоретична механіка та опір матеріалів.

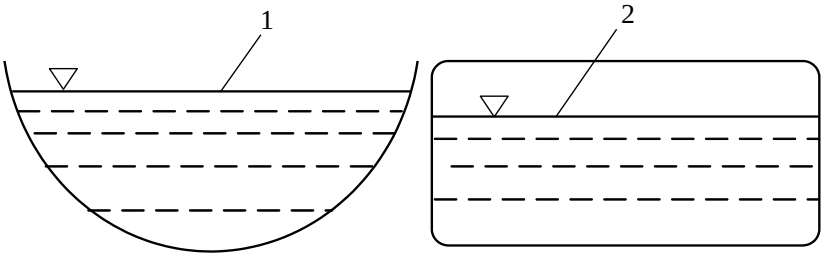


Рис. 1.1. Вільна поверхня рідини:

1 – у відкритій посудині (руслі);
2 – у закритій посудині; ∇ – рівень рідини

У свою чергу гідравліка є базовою для наук гідротехнічного спрямування, а також наук з проектування, виготовлення чи будівництва та експлуатації насосів, гідродинамічних передач, гідроприводів, гідротурбін, систем сільськогосподарського водопостачання та гідромеліоративних систем.

1.1.1.Короткийісторичний огляд розвитку гідравліки як науки

Гідравліка – одна з найдавніших наук, розвиток якої можна умовно поділити на кілька етапів.

На першому етапі становлення гідравліки – від найдавніших часів до 250 р. до н. е. – людство накопичувало знання про практичне використання води як найпоширенішої рідини в природі. За 7 тис. років до н. е. вже існували пристрої для піднімання води, зрошувальні системи. Стародавні греки й римляни мали добрі судна, системи водопостачання для своїх міст тощо. За 4 тис. років до н. е. у Стародавньому Єгипті й за 1 тис. років до н. е. в Сірії і Китаї будувалися греблі й млини на ріках, зрошувальні системи.

Другий етап пов'язаний з іменем Архімеда, який написав трактат "Про плаваючі тіла" (250 р. до н. е.). У XV ст. з'являються нові праці з гідравліки, що належали Леонардо да Вінчі, але, побачивши світ лише через 400 років, вони не були своєчасно використані. У 1585 р. голландський учений Сімон Стевін опублікував трактат "Начала гідростатики", а Галілео Галілей у 1612 р. – трактат "Про тіла, що знаходяться у воді, і про ті, що в ній рухаються". Значний внесок у розвиток гідра-

вліки зробили й учні Галілео Галілея. Так, Торрічеллі відкрив закон витікання рідини з отворів (1643 р.), Блез Паскаль – закон передавання тиску в рідині (1650 р.). Властивості рідин вивчали Ісаак Ньютон, А. Сен-Венан і ряд інших учених. У 1738 р. Д. Бернуллі вивів своє відоме рівняння, яке є застосуванням закону збереження енергії до рухомої рідини, відкритого М. В. Ломоносовим.

Леонард Ейлер розробив теоретичні основи гідромеханіки, запропонував її головні рівняння. Його наукові розвідки поклали початок третьому етапу розвитку гідравліки.

Розвиток наближених методів розв'язання практичних задач інженерної гідравліки можна умовно віднести до четвертого етапу. Провідна роль тут належить французьким інженерам А. Шезі, А. Дарсі, А. Базену, а з російських учених – П. Петрову, Г. Шухову.

П'ятий етап – поглиблене вивчення фізичних властивостей рідин ученими Ж. Пуазейлем, Г. Хагеном, Д. І. Менделєєвим, О. Рейнольдсом, розроблення основ теорії подібності – започаткував розвиток прикладної гідромеханіки. Так, у 1823 р. А. Нав'є, а в 1845 р. Г. Стокс склали рівняння руху в'язкої рідини. Г. Гельмгольц у 1858 р. встановив основні властивості вихрового руху рідин.

На початку XX ст. виникла гідроаеродинаміка, яка базувалася на працях професора М. Є. Жуковського, академіка С. О. Чаплигіна, Людвіга Прандтля, Теодора Кармана, Отто Тіт'єнса. Гідроаеродинаміка, що визначала бурхливий розвиток авіації, значно вплинула й на розвиток гідравліки. На шостому етапі були розроблені теорія гідравлічного удару, теорія гребного гвинта суден, заснована російська школа теорії фільтрації, з'явилися гідродинамічна теорія мащення, теорія нерівномірного руху рідин у відкритих руслах (Б. О. Бахметєв, М. М. Павловський).

Засновником сучасного, сьомого, етапу розвитку гідравліки вважається академік М. М. Павловський, який розвинув теорію фільтрації, дав метод електрогідродинамічних аналогій (ЕГДА), розв'язав ряд інших питань гідравліки. Значний вклад у розвиток гідравліки в цей період внесли вчені Й. І. Агроскін, О. Н. Ахутін, М. Т. Башта, М. А. Веліканов, М. М. Гришін, Ю. М. Даденков, Є. О. Замарін, І. О. Кібель, М. Є. Кочин, М. В. Кірпічов, Л. С. Лейбензон, А. І. Некрасов, Г. А. Нікітін, П. Я. Полубарінова-Кочина, Г. Ф. Проскура, Г. Й. Сухомел, А. О. Угінчус, С. О. Христіанович, М. Д. Чертоусов, Р. Р. Чугаєв та багато інших учених.

Значний внесок у розвиток гідравліки зроблений вченими та інженерами України. Так, ще в 1111 р. на р. Дніпро був побудований наплавний міст, який став безпосередньою реалізацією законів гідравліки на практиці.

Яскравим прикладом практичної реалізації законів гідравліки є Дніпровський гідроенергетичний комплекс, який складається з 5 великих та понад 150 малих гідроелектростанцій, побудованих в Україні.

Безумовно, теоретичною базою для названих гідротехнічних споруд були закони гідравліки, застосування яких тепер здійснюється українськими вченими та інженерами-гідротехніками в процесі їх експлуатації.

1.1.2. Основні фізичні властивості рідин

Рідини – це речовини, що знаходяться в конденсованому агрегатному стані, проміжному між твердим і газоподібним. Це визначення в більш вузькому ро-

зумінні стосується краплинних рідин. Такі рідини не мають своєї форми, а набирають форми об'єму тієї посудини, в яку вони налиті.

Основними фізичними властивостями краплинних рідин є густина, питома вага, стисливість, об'ємне розширення і в'язкість. Крім того, рідини характеризуються великою рухливістю частинок внаслідок незначних сил міжмолекулярного зчеплення, великим опором стисненню й незначним опором розриванню.

Густина ρ**, кг/м³,** – це маса рідини в одиниці її об'єму. Густина рідин визначається за формулою

$$\rho = M / W, \tag{1.1}$$

де M – маса рідини, кг; W – об'єм рідини, м³.

Наприклад, при температурі 4 °С густина води ρ = 1000 кг/м³.

Питома вага γ**, Н/м³,** – це вага рідини в одиниці її об'єму. Питома вага рідини визначається за формулою

$$\gamma = G / W, \tag{1.2}$$

де G – вага рідини, Н.

Наприклад, при температурі 4 °С питома вага води γ = = 9810 Н/м³. Враховуючи, що згідно з другим законом Ньютона G = = Mg і підставивши значення G в рівняння (1.2), одержимо: $\gamma = \frac{M}{W} \cdot g$, а оскільки відношення $\frac{M}{W}$ є густиною рідини, то між питомою вагою і густиною рідини існує зв'язок, який описується формулою

$$\gamma = \rho \cdot g, \tag{1.3}$$

де g – прискорення вільного падіння, м²/с. У розрахунках приймається g = 9,81 м/с².

Стисливість – властивість рідин змінювати об'єм при зміні тиску. Стисливість рідин характеризується ***коефіцієнтом об'ємного стиснення*** β_w, 1/Па, значення якого описується формулою

$$\beta_w = -\frac{\Delta W}{W_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \tag{1.4}$$

де ΔW – зміна об'єму рідини, м³; W_0 – початковий об'єм рідини, м³; Δp – зміна тиску, Па (Н/м²).

Знак мінус у рівнянні (1.4) показує, що збільшенню тиску відповідає зменшення об'єму рідини.

Величина, зворотна коефіцієнту об'ємного стиснення, називається ***модулем об'ємної пружності*** рідини E, Па, тобто $E = 1/\beta_w$.

Наприклад, для води при температурі 4 °С $\beta_w = (2 \cdot 10^9)^{-1}$ Па$^{-1}$, а $E = 2 \cdot 10^9$ Па. Таким чином, це дає можливість воду, як і інші краплинні рідини, у більшості випадків вважати нестисливою.

Температурне розширення – властивість рідин змінювати свій об'єм при зміні температури. Температурне розширення рідини характеризується ***коефіцієнтом температурного розширення*** β_t, значення якого описується формулою

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W_o} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \qquad (1.5)$$

де Δt – зміна температури, °С. Наприклад, для води при температурі 20 °С і тиску 10^5 Па β_t = 0,00015 °C^{-1}, що свідчить про незначимість зміни об'єму як води, так і інших рідин при реальних незначних коливаннях температури і тиску.

В'язкість – здатність рідини чинити опір відносному зсуву своїх частинок під дією зовнішніх сил.

На основі експериментів встановлено, що при русі рідини швидкість її в різних точках потоку різна. Так, якщо розглядати рух рідини між двома паралельними пластинами нескінченної довжини (рис. 1.2), одна з яких нерухома, а інша рухається зі швидкістю ***u***, то виявиться, що швидкість руху кожної точки (кожного шару) рідини пропорційна відстані точки (шару) рідини ***y*** від нерухомої пластини. Внаслідок цього між шарами виникають відносні зсуви зі швидкістю $\Delta \boldsymbol{u}$, що приводить до виникнення сил внутрішнього тертя.

Вперше наявність внутрішнього тертя в рідині була відзначена І. Ньютоном ще у 1687 р. в гіпотезі про те, що сила внутрішнього тертя між шарами рідини залежить від властивостей рідини, пропорційна площі поверхні дотику шарів (площі тертя), відносній швидкості руху й не залежить від зовнішнього тиску. Достовірність гіпотези доказана І. Ньютоном у його праці "Тертя в машині і вплив змащувальної рідини". Ним же була запропонована й залежність для сили внутрішнього тертя:

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y} = \mu S \frac{du}{dy}, \qquad (1.6)$$

де μ – коефіцієнт в'язкості (динамічна в'язкість); S – площа поверхні контактуючих шарів рідини; $\Delta u/\Delta y$ – градієнт швидкості по нормалі до напрямку руху; Δu – швидкість зсуву одного шару відносно другого; Δy – відстань між осями двох суміжних шарів.

З рівняння (1.6) випливає, що сила внутрішнього тертя $T = 0$ при $\Delta u = du = 0$. Таким чином, можна зробити висновок, що в'язкість виявляється лише під час руху рідини. Розділивши рівняння (1.6) на площу S, дістанемо напруження тертя τ:

$$\tau = T / S = \pm \mu \Delta u / \Delta y = \pm \mu du / dy. \qquad (1.7)$$

З останньої формули $\mu = \tau dy / du$, звідки випливає, що розмірність μ в системі *CI* є (Па·с). Десяту частку цієї одиниці (0,1 Па·с) називають ***пуазом*** (П) на честь професора Ж. Пуазейля. Для більшості рідин динамічна в'язкість μ практично не залежить від тиску і градієнта швидкості, але на неї помітно впливає температура.

У додатках наведені значення одиниць, які відрізняються від одиниць у системі *CI* і тих, які прийняті в цьому підручнику.

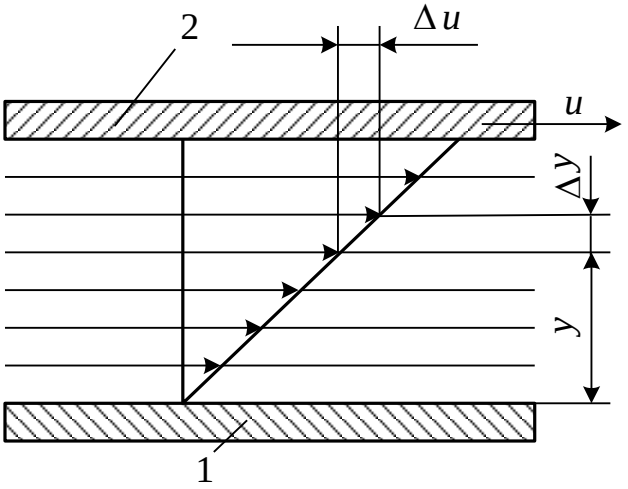


Рис. 1.2. Епюра швидкостей у рідині між нерухомою 1 і рухомою 2 пластинами

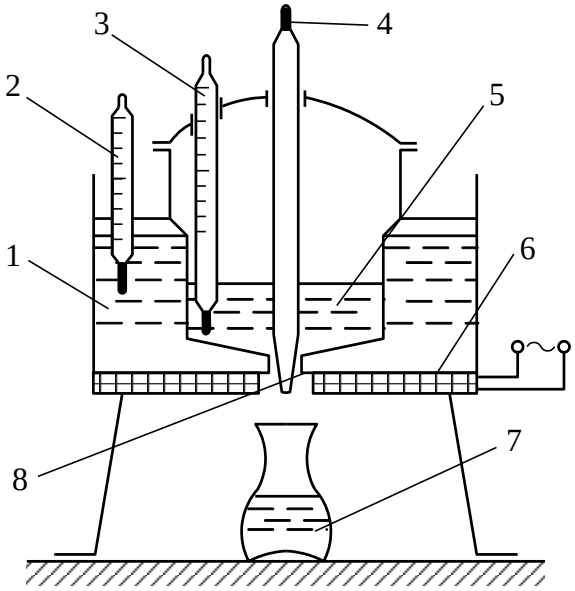


Рис. 1.3. Віскозиметр Енглера для визначення в'язкості рідин

Розділимо динамічну в'язкість на густину рідини й одержимо ***кінематичну в'язкість***:

$$\nu = \mu / \rho. \tag{1.8}$$

Розмірність кінематичної в'язкості – м^2/с.

Величину $1 \cdot 10^{-4}$ м^2/с називають ***стоксом*** (1 Ст = 1 см^2/с) на честь англійського вченого Г. Стокса.

Кінематична в'язкість води (см^2/с) при атмосферному тиску може бути знайдена за формулою Ж. Пуазейля:

$$\nu = \frac{0{,}0178}{1 + 0{,}337t + 0{,}00022t^2}, \tag{1.9}$$

де t – температура, °С.

Як видно з цієї формули, зі зростанням температури в'язкість води зменшується.

Вимірюють в'язкість рідини віскозиметрами (рис. 1.3). Працюють вони за таким принципом: у посудину 5 заливають 200 мл досліджуваної рідини, а потім за допомогою електропідігрівання підвищують її температуру до 20 °С. Термометри 2 і 3 призначені для контролю за температурою водяної бані 1 і досліджуваної рідини. Піднявши запірну голку 4, вимірюють час витікання рідини через калібрований отвір 8 у посудину 7. Частка від ділення часу витікання досліджуваної рідини $T_р$ на час витікання такої ж кількості дистильованої води $T_в$ температурою 20 °С характеризує її в'язкість у градусах Енглера:

$$^\circ E = T_р / T_в. \tag{1.10}$$

Перерахунок в'язкості, вираженої в градусах Енглера, у кінематичну здійснюється за формулою

$$\nu = (0{,}0731^{\circ}E - 0{,}0631/^{\circ}E)10^{-4} \quad \text{м}^2/\text{с}. \tag{1.11}$$

У табл. 1.1 наведена кінематична в'язкість деяких рідин, які широко застосовуються [47].

Таблиця 1.1. Кінематична в'язкість (ν) рідин

Рідина	t, °С	ν, Ст	Рідина	t, °С	ν, Ст
Гліцерин безводний	20	11,89	Бензин	15	0,006
Вода	15	0,0152	Газ	18	0,025
Мазут	18	20,0	Нафта	18	0,25…1,4
Масло АМГ-10	50	0,10	Патока	15	420
Ртуть	15	0,0011	Спирт етиловий	18	0,00155

Капілярність – здатність рідин підніматися або опускатися в трубках малого діаметра (капілярах).

Обумовлене це явище силою поверхневого натягу рідини, внаслідок чого в капілярах поверхня рідини набирає викривленої форми (меніск). Рідина, яка змочує стінки капіляра (наприклад вода зі склом), має увігнутий меніск, і вода по такому капіляру піднімається (внаслідок того, що сила взаємодії між частками рідини й стінками капіляра більша, ніж між частками всередині рідини). Рідина, яка не змочує стінки капіляра (наприклад ртуть зі склом) має випуклий меніск, і ртуть по такому капіляру не піднімається (внаслідок того, що сила взаємодії між частками й стінками капіляра менша, ніж між частками всередині рідини). Висота підняття чи опускання рідини в капілярах визначається за формулою

$$h_{\text{кап}} = \frac{4\sigma \cdot \cos\theta}{\rho g d}, \tag{1.12}$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу (при t = 20 °С і контакті з повітрям дорівнює: для води – 0,081; для бензину – 0,021; для ртуті – 0,541; для мастил – 0,035…0,038); θ – кут між дотичною до вільної поверхні (поверхні меніска) у точці перетину меніска зі стінкою й самою стінкою капіляра (для води й скла θ = 0°, для ртуті й скла θ = 50°); d – діаметр капіляра, м. При температурі 20 °С у трубці діаметром d висота капілярного підняття води складає $h_{\text{кап}} \approx 30/d$ мм; спирту – $h_{\text{кап}} \approx 11{,}5/d$ мм, а ртуті – $h_{\text{кап}} \approx 10{,}15/d$ мм.

За законами капілярності рухаються ґрунтові води, міжпластові води у водоносних пластах.

Слід відзначити, що інколи для розв'язування практичних задач необхідно відмовитися від деяких фізичних властивостей рідини. Тільки в такому випадку стає можливим (або більш простим) математичне описання того чи іншого явища. Для цього використовують модель ***ідеальної*** рідини. Ідеальна рідина – це рідина, що вважається нестисливою й не може розширюватися, у ній абсолютно відсутня в'язкість.

1.1.3. Сили, які діють на рідину

На рідину, що знаходиться в стані рівноваги чи руху, діють внутрішні й зовнішні сили. Внутрішні (міжмолекулярні) – це сили, що діють між частками рідини всередині її, і в гідравліці вони не враховуються. Зовнішні – це сили, які обумовлені зовнішніми факторами. Зовнішні сили, що діють на рідину, поділяються на масові й поверхневі.

Масові сили – це сили, які діють на кожну частку рідини, тобто сили, розосереджені по всій масі рідини. Їх ще називають об'ємними силами. До масових сил належать сила тяжіння (ваги) та сила інерції.

Поверхневі сили – це сили, прикладені до поверхні, яка обмежує рідину, або до поверхні, проведеної довільно всередині рідини. До поверхневих сил належать нормальна до поверхні рідини сила тиску *P*, наприклад сила атмосферного тиску та сила тиску суміжних шарів рідини (по відношенню до шару або об'єму рідини, що розглядаються), а також дотична до поверхні сила тертя.

У стані рівноваги на рідину діють: із масових сил – сила тяжіння (ваги) та сила інерції, із поверхневих сил – нормальна сила тиску та сила тиску суміжних шарів. У стані руху рідини на неї діє, крім вищеперерахованих сил, дотична до поверхні сила тертя.

1.2. Гідростатика

1.2.1. Предмет вивчення гідростатики. Гідростатичний тиск, його види і властивості

Гідростатика – це розділ гідравліки, в якому вивчається рівновага (спокій) рідин і розглядаються методи застосування законів, що описують рівновагу рідин, в інженерній практиці.

В інженерній практиці розглядають два види рівноваги рідин – абсолютну й відносну.

При абсолютній рівновазі рідина і посудина, в якій вона знаходиться, нерухомі відносно Землі. Прикладами абсолютної рівноваги рідини є цистерни, що встановлюються на базах і складах паливно-мастильних матеріалів, різні баки для зберігання рідин, які встановлюють на нерухомих опорах.

При відносній рівновазі рідина нерухома відносно посудини, в якій вона знаходиться, а сама посудина здійснює якийсь вид руху – прямолінійний чи обертовий. Прикладами відносної рівноваги рідини є залізничні цистерни, в яких перевозяться рідини, автобензовози, автомолоковози і т. ін.

Таким чином, об'єктом чи предметом вивчення в гідростатиці є рідина чи її певний об'єм, які знаходяться в стані рівноваги.

Основним параметром, який характеризує стан рівноваги рідини, є гідростатичний тиск.

Гідростатичний тиск p, **Па,** – це стискуюче напруження, що виникає всередині рідини, яка знаходиться в стані рівноваги. У рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, можливий лише один вид напруження – напруження стиснення, і виникає воно під дією сил, про які зазначалося раніше. Гідростатичний тиск – це диференціююча характеристика, тобто він діє в будь-якій точці рідини.

Для ілюстрації і теоретичного обґрунтування явища гідроста-тичного тиску розглянемо деякий об'єм рідини, яка знаходиться в стані рівноваги (рис. 1.4).

Розсічемо уявно цей об'єм рідини площиною А-В на дві частини – нижню I і верхню II, а площу перерізу позначимо через ω.

Уявно відкинемо верхню частину II, а її дію, для збереження рівноваги частини I, замінимо силою P, еквівалентною дії відкинутої частини II на нижню частину I. Відношення сили до площі перерізу буде середнім гідростатичним тиском на площі ω, який описується формулою

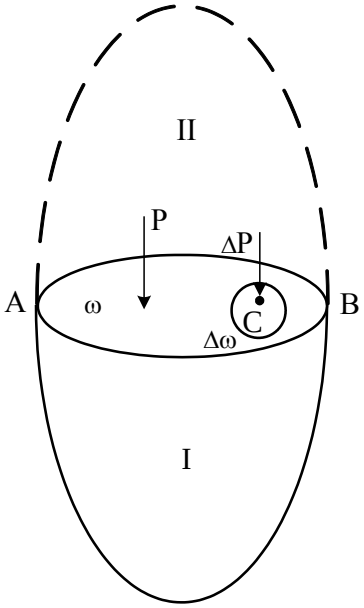


Рис. 1.4. Схема до обґрунтування понять нього гідростатичного тиску й гідростатичного тиску в точці

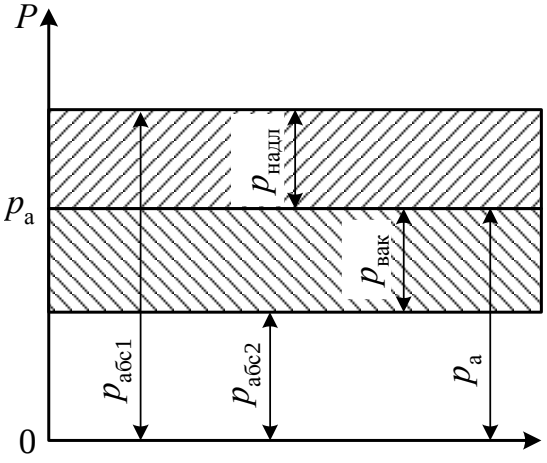


Рис. 1.5. Схема до обґрунтування серед- видів тиску

$$p_{ср} = P/\omega. \qquad (1.13)$$

Виділимо на площі перерізу ω елементарну площадку площею $\Delta\omega$, на яку буде діяти частка ΔP сили P. Границя відношення елементарної сили ΔP до площі $\Delta\omega$, при наближенні останньої до нуля, називається ***гідростатичним тиском у точці*** (за рис. 1.4 – у точці С), що описується формулою

$$p = \lim_{\Delta\omega \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}. \qquad (1.14)$$

Крім названої раніше одиниці вимірювання тиску Па (1 Па = Н/м^2), у техніці часто застосовуються й такі несистемні одиниці тиску: 1 технічна атмосфера = 1 кгс/см^2 = 10^4 кгс/м^2 = 10^5 Н/м^2 ≈ ≈ 10^5 Па ≈ 1 бар = 735 мм рт. ст. = 10000 мм вод. ст. = 10 м вод. ст.

Гідростатичний тиск поділяється на абсолютний, надлишковий (манометричний) і вакуумметричний.

Абсолютний тиск $p_{абс}$ – це тиск, який відраховується від нульового значення тиску.

Надлишковий (манометричний) тиск p – це тиск, на величину якого абсолютний тиск у точці перевищує атмосферний тиск (рис. 1.5). Його можна визначити за формулою

$$p = p_{абс1} - p_а, \qquad (1.15)$$

де $p_а$ – атмосферний тиск.

Манометричним він називається тому, що вимірюється манометрами. Оскільки в інженерній практиці переважає саме надлишковий тиск, то при його позначенні літера p не супроводжується символом “н”.

Вакуумметричний тиск $p_{вак}$ – це тиск, на величину якого абсолютний тиск у будь-якій точці буде меншим за атмосферний тиск (рис. 1.5); його можна визначити за формулою

$$p_{вак} = p_а - p_{абс2} \ . \qquad (1.16)$$

Максимальний вакуум (при $p_{абс2} = 0$) не може бути більшим, ніж атмосферний тиск $p_а$.

Вакуумметричний тиск має місце в усмоктувальних трубах насосних установок. Слід підкреслити, що ***вакуум*** (лат. vacuum – розрідження) – це зовсім не порожнина, це тільки недостача абсолютного тиску до атмосферного, і він може мати місце як у газовому середовищі, так і всередині рідини. Слід враховувати й ту обставину, що при малих тисках, наприклад, вода може перетворитися на пару, а тому в трубопроводах (зокрема, в усмоктувальних трубопроводах насосів) не допускається перевищення вакууму більше ніж на 7 м вод. ст.

Гідростатичний тиск характеризується трьома основними властивостями.

Гідростатичний тиск завжди напрямлений по внутрішній нормалі до поверхні, на яку він діє.

Доводиться ця властивість методом від протилежного. Припустимо, що, як і в попередньому випадку, після відкинення частини II від основного об’єму рідини (рис. 1.6) її дія буде замінена силою P, яка напрямлена не по внутрішній нормалі до площини перерізу A-B, а під деяким кутом.

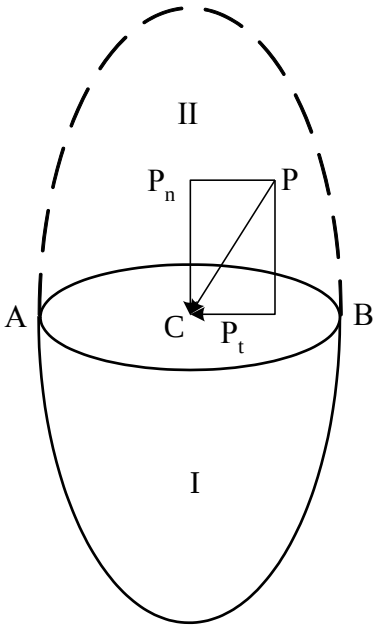


Рис. 1.6. Схема до обґрунтування першої властивості гідростатичного тиску

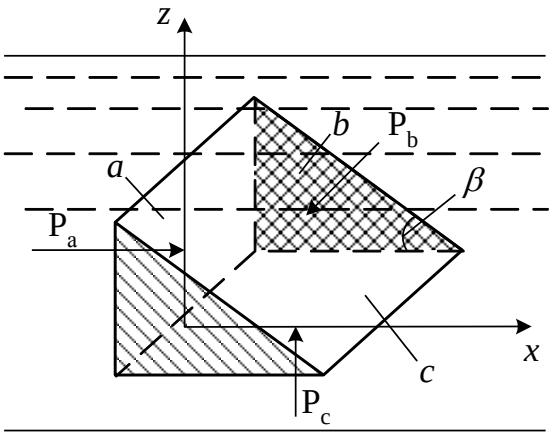


Рис. 1.7. Схема до обґрунтування другої властивості гідростатичного тиску

Тоді силу P можна розкласти на дві складові: нормальну (перпендикулярну до площини А-В) P_n і дотичну P_τ. Оскільки дотичне напруження має місце тільки в рухомій рідині, то в цьому випадку $P_\tau = 0$. Тому зроблене нами припущення про напрямлення сили P не по внутрішній нормалі неправильне. Таким чином, сила P (рис. 1.6) діє тільки в напрямку складової P_n, тобто нормально до поверхні А-В. Щодо напрямку її дії, то у випадку зовнішньої нормалі в рідині виникли б розтягуючі зусилля, що викликало б рух усередині рідини, а це суперечить умові рівноваги. Таким чином, сила гідростатичного тиску завжди діє стискуюче, тобто напрямлена по внутрішній нормалі.

Гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини діє однаково по всіх напрямках.

Для обґрунтування цієї властивості виділимо в рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, тригранну призму зовсім малих розмірів (рис. 1.7). Припустимо, що на її грані діє різний гідростатичний тиск. Позначимо незаштриховані грані призми: вертикальну – ***a***, горизонтальну – ***c*** і нахилену – ***b***. Умовою рівноваги призми є рівність нулю всіх діючих на неї сил: сил гідростатичного тиску і ваги рідини в об'ємі призми. Вагою рідини при доведенні можна знехтувати, зважаючи на малість об'єму призми. Сили гідростатичного тиску, які діють на заштриховані торцеві грані, рівні за величиною і протилежні за напрямком, а тому й ними нехтуємо. Таким чином, умовою рівноваги призми може бути рівність нулю суми проекцій на осі x і z сил гідростатичного тиску, які діють на грані – вертикальну ***a***, горизонтальну ***c*** й нахилену ***b***.

Сума проекцій на вісь x буде

$$p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_b \sin\beta = 0, \qquad (1.17)$$

де p_a і p_b – гідростатичний тиск, який діє відповідно на грані a і b; ΔS_a і ΔS_b – площа граней, відповідно a і b.

Сума проекцій на вісь z буде

$$p_b \Delta S_b \cos\beta - p_c \Delta S_c = 0, \qquad (1.18)$$

де p_c, ΔS_c – відповідно гідростатичний тиск, який діє на грань c, і площа грані c.

Оскільки $\Delta S_b \sin\beta = \Delta S_a$ і $\Delta S_b \cos\beta = \Delta S_c$, то умову рівноваги можна переписати у вигляді $p_a\Delta S_a - p_b\Delta S_b = 0$ і $p_b\Delta S_b - p_c\Delta S_c = 0$ або $(p_a - p_b)\Delta S_a = 0$ і $(p_b - p_c)\Delta S_c = 0$, що можливо при $p_a = p_c$ і $p_b = p_c$. Тоді $p_a = p_b = p_c$. Таким чином, величина гідростатичного тиску не залежить від положення площадки, на яку він діє. Доведення цього положення ґрунтується на малості призми, що розглядається. Оскільки призма нескінченно мала, тобто "стягнута" в точку, то результати доведення можна повністю віднести до властивості гідростатичного тиску в точці.

Гідростатичний тиск у точці залежить від координат (положення) точки в рідині й від густини рідини, тобто

$$p = f(x, y, z, \rho), \qquad (1.19)$$

де x, y, z – координати положення точки в рідині; ρ – густина рідини.

Наприклад, гідростатичний тиск у будь-якій точці води, зануреній на таку ж глибину, як і в ртуті (при температурі обох рідин 0 °С), буде в 13,6 разів менше, ніж в останній ($\rho_{води}$ = 999,9 кг/м^3; $\rho_{рт}$ = = 13596 кг/м^3).

1.2.2. Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)

Диференціальні рівняння рівноваги рідини є математичним обґрунтуванням розподілу тиску всередині рідини, яка знаходиться в стані рівноваги. Рівняння виведені у 1755 р. дійсним членом Російської академії наук (м. С.-Петербург) Л. Ейлером.

При виведенні рівнянь у об'ємі рідини, яка знаходиться в стані рівноваги, виділяється нескінченно малий об'єм рідини у формі паралелепіпеда з ребрами *dx*, *dy*, *dz*, поміщений в систему прямокутних координат (рис. 1.8). Умовно відкинемо оточуючу паралелепіпед рідину, а її дію замінимо відповідними силами. Приймемо, що в центрі грані BCDE, у точці A, діє тиск *p*. Оскільки тиск є безпосередньою функцією координат, то, розклавши цю функцію в ряд Тейлора по прирощенню ∂p і обмежуючись при цьому двома першими членами, отримаємо вираз для тиску в центрі бокової грані GLNK:

$$p + \frac{\partial p}{\partial x} dx. \tag{1.20}$$

На грань BCDE діє сила тиску $P = pdydz$, а на грань GLNK –

$$P_1 = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz.$$

Крім сил тиску, на паралелепіпед діють масові сили *F*, проекція яких на вісь *x* буде F_x.

Проецюючи на вісь *x* усі зовнішні сили, які діють на паралелепіпед, отримаємо:

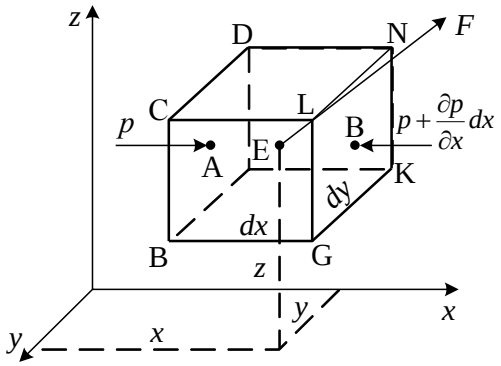


Рис. 1.8. Схема до виведення рівнянь рівноваги рідини

$$pdydz - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx)dydz + \\ + \rho dxdydz F_x = 0. \tag{1.21}$$

Після спрощення маємо:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} dxdydz + \rho dxdydz F_x = 0. \tag{1.22}$$

Остаточно для осі *x* отримаємо (у тому числі аналогічно й у напрямку осей y, *z*):

$$-\frac{\partial p}{\partial x}+\rho F_x=0;\quad -\frac{\partial p}{\partial y}+\rho F_y=0;\quad -\frac{\partial p}{\partial z}+\rho F_z=0. \qquad (1.23)$$

Отримані рівняння і є диференціальними рівняннями рівноваги рідини, або рівняннями Ейлера. Кожне з них характеризує зміну тиску в напрямку відповідної осі координат.

Якщо кожне з рівнянь (1.23) помножити відповідно на ρdx, ρdy, ρdz і скласти почленно, отримаємо:

$$\frac{\partial p}{\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{\partial p}{\partial z}dz=\rho\left(F_x dx+F_y dy+F_z dz\right). \qquad (1.24)$$

Ліва частина цього рівняння є повним диференціалом тиску dp, тобто

$$dp=\frac{\partial p}{\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{\partial p}{\partial z}dz. \qquad (1.25)$$

Як наслідок,

$$dp=\rho\left(F_x dx+F_y dy+F_z dz\right). \qquad (1.26)$$

Оскільки густина однорідної рідини ρ = const, то рівняння (1.26) має сенс тільки тоді, коли його права частина є також повним диференціалом якоїсь функції u (x, y, z), частинні похідні якої по x, y, z були б

$$F_x=\frac{\partial u}{\partial x};\ F_y=\frac{\partial u}{\partial y};\ F_z=\frac{\partial u}{\partial z}. \qquad (1.27)$$

Отримані функції називаються потенціальними. Тоді рівняння (1.26) набере вигляду

$$dp=\rho du,\ \text{ або }\ dp=-\rho d\Pi, \qquad (1.28)$$

де $d\Pi = du$.

Функція Π (x, y, z) виражає потенціальну енергію поля масових сил.

Проінтегрувавши останнє рівняння (1.28), отримаємо:

$$p=-\rho\Pi+c,\quad \text{або}\quad p+\rho\Pi=c, \qquad (1.29)$$

де c – довільна постійна інтегрування.

Для двох точок одного й того ж об’єму однорідної нестискуваної рідини рівняння (1.29) буде мати вигляд

$$p_0+\rho\Pi_0=p_1+\rho\Pi_1. \qquad (1.30)$$

За допомогою рівняння (1.30) можна знайти гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини, якщо відомі значення функцій Π_1, p_0 і Π_0.

1.2.3. Основне рівняння гідростатики

Основне рівняння гідростатики встановлює зв’язок між гідростатичним тиском у точці рідини, її місцем знаходження (координатами) в рідині та густиною

останньої. Воно є рівнянням прикладного характеру, за його допомогою в інженерній практиці знаходиться гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини.

Для обґрунтування основного рівняння гідростатики розглянемо випадок, коли рідина в стані рівноваги знаходиться в посудині й на неї діє тільки сила ваги. У цьому випадку проекції масових сил на осі координат (рис. 1.8), віднесені до одиниці ваги, будуть відповідно рівнятися:

$$x = 0,\ y = 0,\ F_z = -g. \tag{1.31}$$

Підставимо значення проекцій у рівняння (1.26), отримаємо залежність

$$dp = -\rho g dz. \tag{1.32}$$

Проінтегрувавши це рівняння з умовою, що ρ = const і що в межах об'єму рідини, який розглядається, можна знехтувати зміною прискорення вільного падіння, тобто g = const, отримаємо:

$$p = -\rho g z + c, \tag{1.33}$$

де c – довільна постійна.

Розділивши рівняння (1.33) на ρg, отримаємо:

$$z + p/(\rho g) = \text{const}. \tag{1.34}$$

Розділивши рівняння (1.33) на ρ, отримаємо:

$$gz + p/\rho = \text{const}. \tag{1.35}$$

Відзначимо, що члени рівняння (1.34) віднесені до одиниці ваги, а (1.35) – до одиниці маси. Граничні умови на поверхні рідини відомі: $z = z_0$ і $p = p_0$, тоді

$$c = z_0 + p_0/(\rho g). \tag{1.36}$$

Підставивши цей вираз для постійної інтегрування у формулу (1.33), отримаємо:

$$z_0 + p_0/(\rho g) = z + p/(\rho g). \tag{1.37}$$

Рівняння (1.37) називають основним рівнянням гідростатики.

З рівняння (1.37) витікає:

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z), \tag{1.38}$$

тобто що тиск у точці А (рис. 1.9) в рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, більше тиску на поверхні на величину, яка дорівнює вазі стовпа рідини над цією точкою. Оскільки $z_0 - z = h$, формула (1.38) набере вигляду

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho g h, \tag{1.39}$$

де $p_{\text{абс}}$ – абсолютний тиск у точці; p_0 – тиск на вільній поверхні; h – глибина занурення точки в рідині.

Рівняння (1.39) називається о***сновним рівнянням гідростатики для абсолютного тиску.***

Таким чином, згідно з рівнянням (1.39), тиск у точці рідини, яка знаходиться в стані рівноваги на глибині h під вільною поверхнею, дорівнює сумі тиску на

вільній поверхні p_0 (у відкритих посудинах він дорівнює атмосферному p_a) і тиску, обумовленому вагою стовпа рідини, розташованої вище точки, тобто ρgh.

У відкритих посудинах (з атмосферним тиском на вільній поверхні) звичайно враховується тільки тиск ρgh, а атмосферний тиск взаємно врівноважується, і рівняння (1.39) набере вигляду

$$p = \rho gh. \qquad (1.40)$$

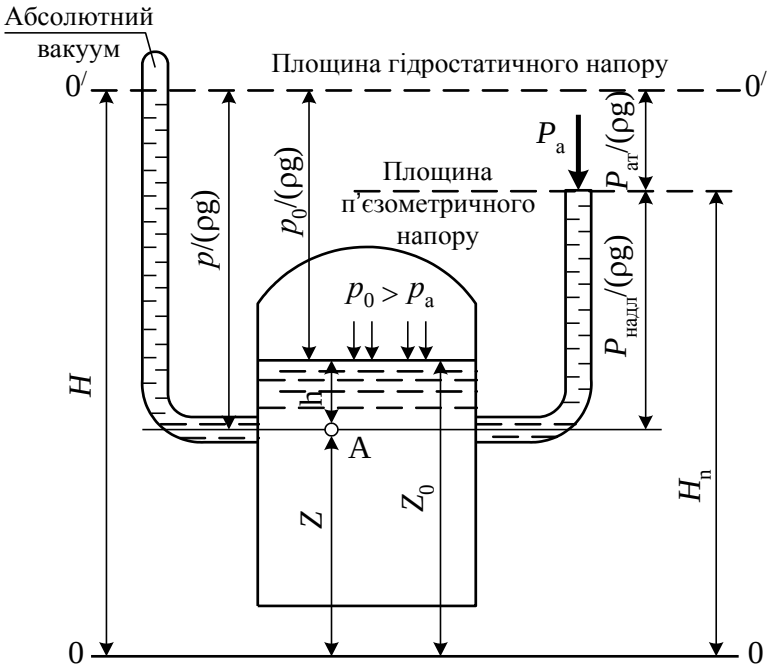


Рис. 1.9. Схема геометричного зображення (інтерпретація) основного рівняння гідростатики

Рівняння (1.40) є ***основним рівнянням гідростатики для надлишкового тиску***. Таким чином, надлишковий тиск у будь-якій точці всередині рідини виникає тільки від ваги її стовпа, розташованого над точкою.

Враховуючи, що $p_{абс} = p_a + p$, звідки $p = p_{абс} - p_a$ (1.15), і враховуючи рівняння (1.39), отримаємо:

$$p = p_0 + \rho gh - p_a = (p_0 - p_a) + \rho gh = \Delta p + \rho gh, \qquad (1.41)$$

де $\Delta p = p_0 - p_a$.

Таким чином, у цьому випадку надлишковий тиск у будь-якій точці рідини створюється як вагою стовпа рідини, так і надлишковим (а може, і вакуумметричним) тиском на вільній поверхні, значення якого Δp.

1.2.4. Гідростатичний напір, п'єзометрична та вакуумметрична висота

Це питання є своєрідною інтерпретацією основного рівняння гідростатики.

Геометричне зображення елементів основного рівняння гідростатики показане на рис. 1.9. Розглянемо основне рівняння гідростатики стосовно точки А.

Відлік значень усіх елементів будемо вести відносно горизонтальної площини 0-0, яка приймається в якості координатної.

У гідравліці ця площина називається ***площиною порівняння***. Основною умовою щодо місця її розташування є горизонтальність, тобто вона обов'язково повинна бути горизонтальна, у висотному відношенні вона може розташовуватися як завгодно (високо чи низько), але з урахуванням умов задачі, яка розв'язується.

Ординати, які відміряються від неї, називаються ***висотою положення точки, або геометричним напором*** у цій точці.

Згідно з рис. 1.9, ордината положення точки А відносно площини порівняння буде Z, вона має лінійну розмірність. Величина $p/(\rho g)$ є геометричною висо-

тою, на яку рідина піднімається під дією тиску. Її можна виміряти за допомогою, наприклад, скляної трубки (п'єзометра) із закритим верхнім кінцем, з якої видалене повітря, приєднаної до посудини на рівні точки А, тобто точки, в якій вимірюється тиск. Розмірність величини $p/(\rho g)$ лінійна – $L^{-1}MT^{-2}/(L^{-3}MLT^{-2}) = L$ – і показує геометричну висоту, на яку піднімається рідина під дією тиску p в закритому п'єзометрі.

Гідростатичним напором H у точці А називається сума ординат положення її відносно площини порівняння Z і висоти стовпа рідини, що відповідає тиску p (рис. 1.9, зліва), тобто

$$H = Z + p/(\rho g). \quad (1.42)$$

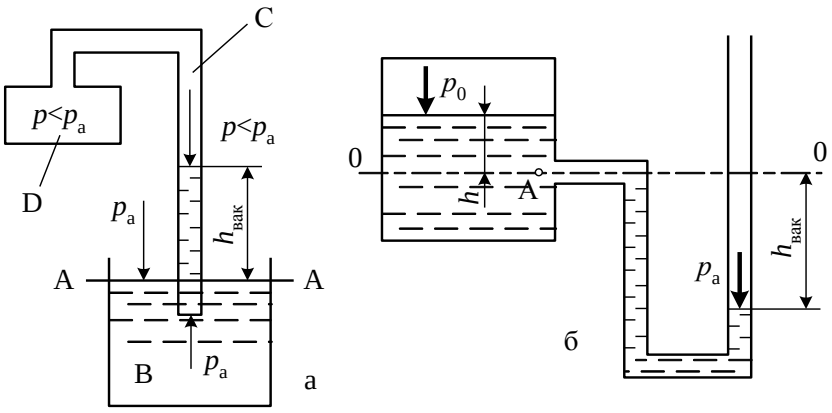


Рис. 1.10. Схеми до обґрунтування вакуумметричної висоти:
а – вакуумметрична висота підняття стовпа рідини;
б – вакуумметрична висота зниження стовпа рідини

З енергетичної точки зору гідростатичний напір – це міра енергії, яка належить одиниці ваги рідини, тобто питома енергія.

Якщо трубка (п'єзометр) відкрита (рис. 1.9, справа) і тиск на вільній поверхні дорівнює атмосферному, то рідина в трубці підніметься на висоту $p_{надл}/(\rho g)$, яка відповідає надлишковому тиску. Висота підняття рідини у відкритому п'єзометрі $h_п$ під дією надлишкового тиску називається ***п'єзометричною висотою***:

$$h_п = p_{надл}/(\rho g). \quad (1.43)$$

Сума п'єзометричної висоти та ординати Z висотного положення точки приєднання відкритого п'єзометра є ***п'єзометричним напором***, тобто

$$H_п = Z + h_п = Z + p_{надл}/(\rho g). \quad (1.44)$$

П'єзометричний напір $H_п$ менше гідростатичного напору H на висоту (величину), яка відповідає атмосферному тиску, тобто $\Delta h = p_а/(\rho g)$.

Площина, проведена на рівні рідини в закритому п'єзометрі, тобто через кінець відрізка $z + p/(\rho g)$, називається ***площиною гідростатичного напору***, а площина, проведена на рівні рідини у відкритому п'єзометрі, тобто через кінець відрізка $z + p_{надл}/(\rho g)$, – ***площиною п'єзометричного напору***.

Вакуумметричною висотою $\mathbf{h_{вак}}$ називається висота підняття (або зниження) рідини, що відповідає вакуумметричному тиску в рідині.

Візьмемо посудину D (рис. 1.10, а), в якій тиск менше атмосферного (тобто вакуумметричний), і з'єднаємо її зігнутою трубкою з рідиною, яка знаходиться в посудині В. Оскільки в посудині D тиск менше атмосферного, то рідина під дією атмосферного тиску $p_а$, який діє на її поверхні в посудині В, підніметься на висоту $h_{вак}$, яка і є вакуумметричною. Оскільки рідина знаходиться в стані рівноваги, то

на лінії А-А (на вільній поверхні рідини) тиск буде врівноважений знизу і зверху, що за допомогою рівняння (1.39) можна описати так: $p_a = \rho g h_{вак} + p$, де $p < p_a$, звідки вакуумметрична висота

$$h_{вак} = \frac{p_a - p}{\rho g} = \frac{p_{вак}}{\rho g}, \qquad (1.45)$$

а вакуумметричний тиск

$$p_{вак} = \rho g\, h_{вак}. \qquad (1.46)$$

Таким чином, вакуумметричний тиск дорівнює добутку ρg на вакуумметричну висоту.

На рис. 1.10, б вакуумметрична висота проілюстрована за допомогою зворотного п'єзометра (вакуумметра), виконаного у вигляді зігнутої у формі літери U трубки. Очевидно, рівень рідини в правій частині трубки (рис. 1.10, б) опуститься нижче точки А (точки приєднання вакуумметра) на величину вакуумметричної висоти. Відносно площини порівняння 0-0 тиск у точці А з боку рідини в посудині визначиться з виразу

$$p = p_0 + \rho g\, h\ , \qquad (1.47)$$

а з боку рідини у вакуумметрі –

$$p = p_a - \rho g\, h_{вак}. \qquad (1.48)$$

З рівняння (1.48) отримаємо:

$$h_{вак} = \frac{p_a - p}{\rho g} = \frac{p_{вак}}{\rho g}. \qquad (1.49)$$

1.2.5. Відносна рівновага рідин

Як уже визначалося (див. п. 1.2.1), при відносній рівновазі рідина нерухома відносно посудини, в якій вона знаходиться, але посудина здійснює якийсь вид руху.

У цьому випадку на рідину, крім сили тяжіння (ваги), діє і сила інерції. Практичний (інженерний) інтерес у цьому випадку полягає в установленні закону розподілу тиску в рідині, а також форми вільної поверхні. Оскільки в інженерній практиці найбільш розповсюджені два види руху посудин з рідиною, то їх і розглянемо:

1. Посудина з рідиною рухається горизонтально з постійним прискоренням (наприклад залізнична цистерна) (рис. 1.11, а).

Згідно з осями координат (рис. 1.11, а), на рідину діє сила ваги, віднесена до одиниці

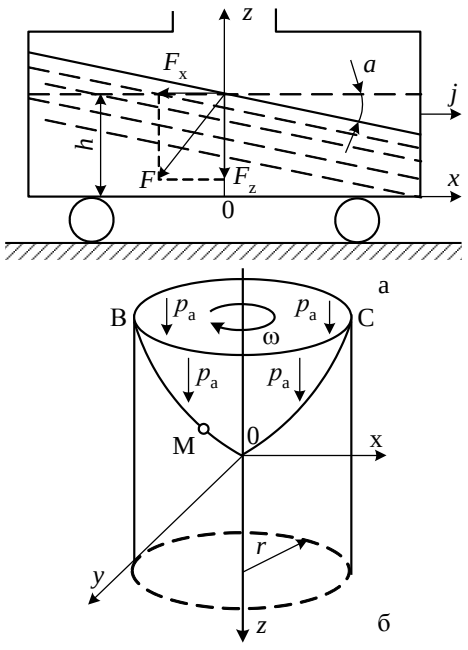


Рис. 1.11. Схеми до відносної рівноваги рідини:
а – посудина рухається горизонтально;
б – посудина обертається відносно своєї осі

маси $F_z = -g$ і сила інерції $F_x = -j$, тоді, скориставшись рівнянням (1.26), отримаємо:

$$dp = -\rho(jdx + gdz). \qquad (1.50)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$p = -\rho(jx + gz) + c. \qquad (1.51)$$

Постійну інтегрування знайдемо з граничних умов $x = 0$, $z = 0$, $p = p_0$, отже, $c = p_0$. Тоді, переставивши місцями члени рівняння (1.51), отримаємо:

$$p = p_0 - \rho(jx + gz). \qquad (1.52)$$

Отримане рівняння описує тиск у будь-якій точці рідини, яка знаходиться під дією сили тяжіння g і горизонтального прискорення j. При $x = 0$ і $z = 0$ постійна інтегрування $c = \rho gh$. Підставивши її значення в рівняння (1.51), отримаємо:

$$p = \rho[g(h - z) - jx]. \qquad (1.53)$$

З рівняння (1.53) видно, що найбільшим тиск буде в лівій, на рівні дна, точці.

2. Посудина з рідиною обертається навколо своєї осі з постійною кутовою швидкістю ω (наприклад рідинний тахометр) (рис. 1.11, б).

На рідину в цьому випадку буде діяти сила ваги і відцентрова сила, нормальна до осі обертання, яка дорівнює

$$C = Mu^2 / r = M\omega^2 / r \ , \qquad (1.54)$$

де M – маса рідини; u – окружна швидкість руху; r – радіус тіла обертання.

Проекції відцентрової сили, віднесені до одиниці маси на осі x, y, z, будуть відповідно дорівнювати

$$F_x = \omega^2 x; \quad F_y = \omega^2 y; \quad F_z = 0. \qquad (1.55)$$

Проекції сили тяжіння відповідно будуть

$$F_x = 0; \quad F_y = 0; \quad F_z = g. \qquad (1.56)$$

Для з’ясування закону розподілу тиску скористуємося рівнянням (1.26) і, підставивши в нього значення проекцій сил, згідно з рівняннями (1.55) і (1.56) отримаємо:

$$dp = \rho(\omega^2 xdx + \omega^2 ydy + gdz). \qquad (1.57)$$

Після інтегрування будемо мати:

$$p = \frac{\rho\omega^2}{2}(x^2 + y^2) + \rho gz + c. \qquad (1.58)$$

Оскільки початок координат знаходиться на поверхні, де діє атмосферний тиск p_a, то постійна інтегрування при $x = y = z = 0$ буде дорівнювати $c = p_a$. Тоді рівняння (1.58) набере вигляду

$$p = p_a + \rho gz + \frac{\rho g\omega^2}{2g}(x^2 + y^2). \qquad (1.59)$$

Оскільки $x^2 + y^2 = r^2$, то

$$p = p_a + \rho g z + \rho g \omega^2 r^2 / (2g). \qquad (1.60)$$

За рівнянням (1.60) можна знайти гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини, посудина з якою обертається навколо вертикальної осі.

1.2.6. Поверхні однакового тиску

Поверхні всередині об'єму рідини, у всіх точках яких тиск має постійну величину, називаються ***поверхнями однакового тиску.*** До них у першу чергу належить вільна поверхня рідини, оскільки тиск, що діє на неї, постійний, тобто $p = p_0 = \text{const}$. У випадку відкритої посудини на вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск, тобто $p_0 = p_a$. Рівняння поверхні рівного тиску можна отримати з формули (1.26), в якій приймемо $dp = 0$, за умови визначення рівного тиску при $\rho \neq 0$ у вигляді

$$Fxdx + Fydy + Fzdz = 0. \qquad (1.61)$$

Рівняння (1.61) є диференціальним рівнянням поверхонь однакового тиску. Застосуємо його для трьох можливих в інженерній практиці випадків:

1. Рідина знаходиться в стані абсолютної рівноваги.

У цьому випадку проекції масових сил будуть (див. п. 1.2.2) $F_x = 0$; $F_y = 0$; $F_z = -g$ (оскільки на рідину з масових сил діє тільки сила тяжіння). Тоді рівняння (1.61) набере вигляду

$$-gdz = 0. \qquad (1.62)$$

Після інтегрування отримаємо $z = \text{const}$, тобто в цьому випадку поверхня однакового тиску є ***горизонтальною площиною.***

2. Посудина з рідиною рухається горизонтально з постійним прискоренням (відносна рівновага) (рис. 1.11, а).

У цьому випадку на рідину діють сила тяжіння g і сила інерції j, тоді їхні проекції будуть $F_x = -j$; $F_y = 0$; $F_z = -g$, а рівняння (1.61) набере вигляду

$$-jdx - gdz = 0. \qquad (1.63)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$-jx - gz = C. \qquad (1.64)$$

Звідки при $x = 0$, $z = h$ постійна інтегрування $c = -gh$. Підставивши її значення в рівняння (1.64), отримаємо:

$$Z = h - jx / g. \qquad (1.65)$$

Отже, вільна поверхня рідини в цьому випадку (рис. 1.11, а) являє собою ***нахилену площину*** з кутом нахилу

$$\alpha = arctg(-j / g). \qquad (1.66)$$

Поверхні однакового тиску будуть паралельні їй і також нахилені під кутом α до горизонту.

3. Посудина з рідиною обертається навколо своєї осі (рис. 1.11, б) з постійною кутовою швидкістю ω.

Для знаходження поверхні однакового тиску скористуємося рівнянням (1.59). Оскільки на поверхні рідини тиск дорівнює атмосферному, то рівняння (1.59) набере вигляду

$$Z + \frac{\omega^2}{2g}\left(x^2 + y^2\right) = 0. \qquad (1.67)$$

Формула (1.67) є рівнянням параболоїда обертання. Таким чином, вільна поверхня рідини в цьому випадку є ***параболоїдом обертання***, поверхні однакового тиску будуть також параболоїдами обертання, отримуваними на необхідній глибині.

Поверхні однакового тиску ніколи не перетинаються одна з одною і завжди перпендикулярні (нормальні) вектору прискорення масових сил.

1.2.7. Прилади для вимірювання тиску

Нагадаємо, що *метрологія* (від грец. metron – міра і logos – наука) – наука про вимірювання. Однією з основних проблем метрології є розробка засобів вимірювань. Тиск вимірюється спеціальними пристроями. За допомогою їх встановлюються якісні та кількісні показники (значення) тиску. Прилади для вимірювання тиску є найбільш розповсюдженими і складають близько 25% від усіх існуючих вимірювальних приладів.

Прилади для вимірювання тиску певним чином класифікуються.

За видом вимірюваного тиску:

барометри – для вимірювання атмосферного тиску;

манометри – для вимірювання надлишкового тиску;

вакуумметри – для вимірювання вакуумметричного тиску;

мановакуумметри – для вимірювання манометричного і вакуумметричного тиску.

За принципом дії:

1. Рідинні – п'єзометри, рідинні барометри та манометри, мікроманометри. Вказівним елементом, який сприймає тиск, у них є рідина, а мірою тиску – її стовп, що врівноважується вимірюваним тиском.

2. Механічні – вантажопоршневі, пружинні, мембранні, сильфонні манометри та механічні барометри. Елементами, які сприймають тиск у цих приладах, є відповідно вантажопоршнева колонка, трубчаста пружина, мембрана і сильфон.

3. Електричні – принцип дії яких базується на залежності електричних параметрів манометричного перетворювача від вимірюваного тиску.

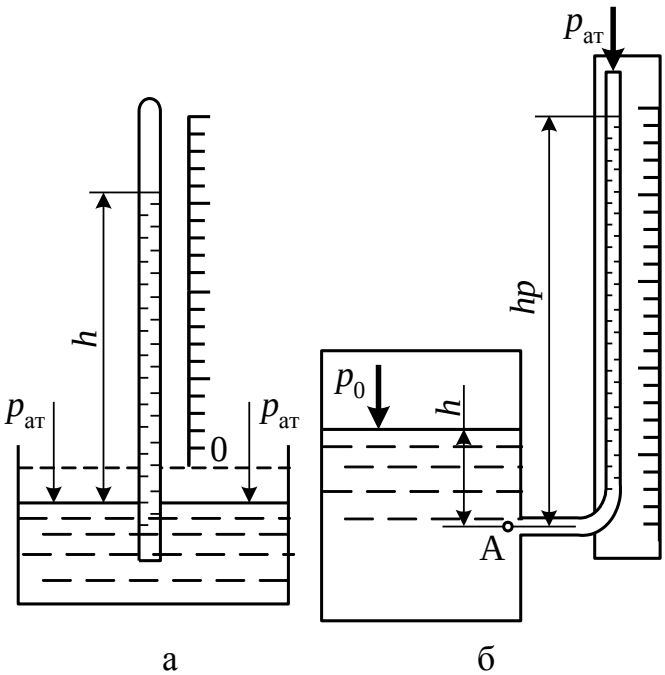


Рис. 1.12. Схеми:

а – рідинного барометра; б – п'єзометра

4. Комбіновані – у них поєднується принцип дії рідинних і механічних з електричними.

За класом точності прилади класифікуються: 0,005; 0,02; 0,05; 0,15; (0,16); (0,2); 0,25; 0,4; (0,5); 0,6; 1,0; 1,5; (1,6); 2,5; 4,0; (6). У дужках наведені класи точності, які зустрічаються рідше.

Клас точності – це максимальна допустима погрішність приладу, виражена в процентах від граничного тиску, вимірюваного приладом.

За призначенням прилади поділяються на три групи:

а) технічні (робочі), клас точності – 0,6; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0;

б) лабораторні (контрольні), клас точності – 0,5;

в) зразкові, якими перевіряються інші манометри, клас точності – 0,02; 0,05; 0,15; 0,25; 0,4.

Розглянемо конструкцію та принцип дії деяких приладів для вимірювання тиску.

Барометри – це прилади для вимірювання атмосферного тиску. Найпростіший рідинний барометр (рис. 1.12, а) складається зі скляної трубки, запаяної з одного кінця, з якої видалене повітря. Відкритим кінцем трубка опущена в посудину з рідиною (частіше ртуттю). Для фіксації показань до трубки додається шкала.

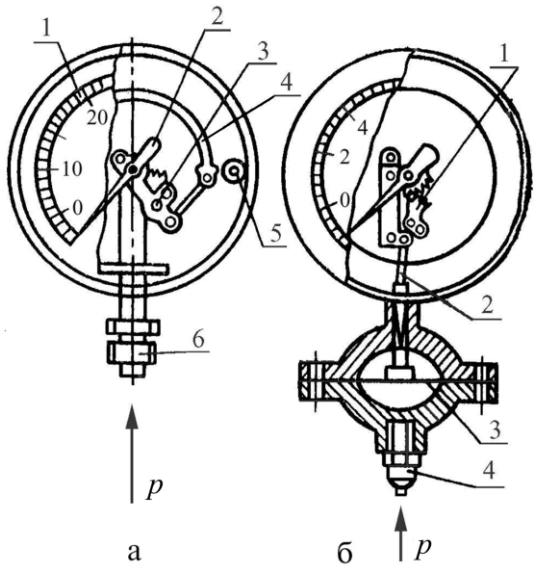


Рис. 1.14. Механічні манометри:
а – пружинний (трубчастий): 1 – шкала, 2 – стрілка, 3 – приводний механізм, 4 – трубка-пружина, 5 – корпус, 6 – штуцер; б – мембранний: 1 – приводний механізм, 2 – поводок, 3 – мембрана, 4 – штуцер

Оскільки на вільну поверхню рідини в посудині діє атмосферний тиск, то рідина піднімається в трубці на висоту h, яку можна знайти з формули $h = p_a/\gamma_{рід}$. За нормальних умов висота стовпа ртуті буде 0,735 м рт. ст., а води – 10 м вод. ст.

П'єзометри – це рідинні прилади, які складаються зі скляної відкритої трубки діаметром не менше 10 мм зі шкалою. Нижнім кінцем трубка приєднується до посудини, в якій вимірюється тиск (рис. 1.12, б). Вказівною рідиною в них є та ж рідина, в якій вимірюється тиск. За допомогою п'єзометра вимірюється порівняно невеликий надлишковий тиск – до 2…3 м вод. ст.

Мікроманометри – це також рідинні прилади, призначені для вимірювання малих тисків з високою точністю (рис. 1.13). Вони складаються з резервуара 1, заповненого рідиною (найчастіше спиртом), і приєднаної до резервуара нахиленої трубки 2 зі шкалою. Тиск, який показує мікроманометр, знаходиться за залежністю $p = \rho g L \cdot \sin\alpha$, де L – довжина заповнення трубки вказівною рідиною; α – кут нахилу трубки.

Механічні манометри – це прилади, в яких тиск сприймається трубчастою пружиною (рис. 1.14, а) або мембраною (рис. 1.14, б). Ці прилади штуцером приєднуються до області вимірюваного тиску. Під дією тиску рідина в пружинному манометрі надходить до трубчастої пружини 4 (рис. 1.14, а), яка під впливом тиску розпрямляється, і кінець її за допомогою приводного механізму 3 приводить у рух стрілку 2, яка на шкалі манометра 1 показує значення тиску.

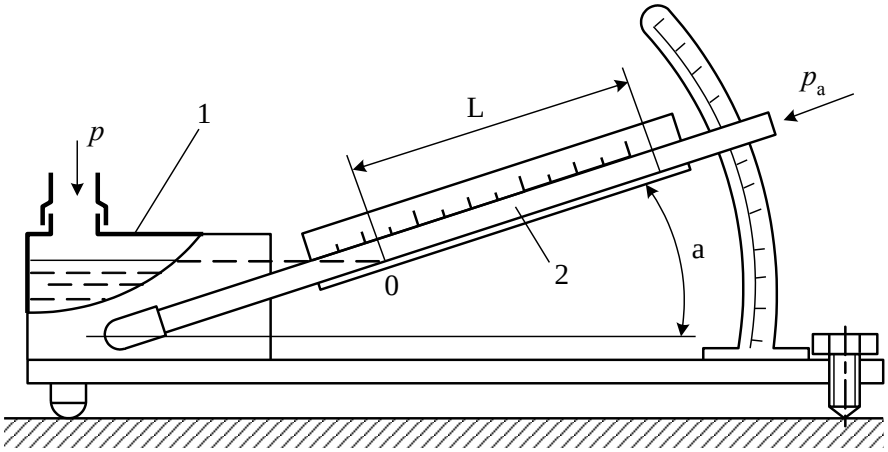


Рис. 1.13. Схема мікроманометра:
1 – резервуар; 2 – нахилена трубка

У мембранних манометрах тиск рідини сприймається мембраною 3 (металевою гофрованою пластиною), внаслідок чого мембрана вигинається, а її вигинання поводком 2 передається на зубчастий механізм 1, який приводить у рух стрілку, що показує на шкалі значення тиску.

Механічними манометрами вимірюється тиск до 2,5 МПа. Поряд з переконливими перевагами основним недоліком механічних манометрів є залишкова деформація пружних елементів, а тому їх необхідно періодично перевіряти.

Вакуумметри. Вони призначені для вимірювання вакуумметричного тиску і можуть бути як рідинними (рис. 1.10), так і механічними (аналогічними пружинним манометрам) (рис. 1.14, а). Принцип дії рідинного вакуумметра висвітлений раніше (див. п. 1.2.4). У пружинному вакуумметрі, під дією вакуумметричного тиску, пружина стискується і змушує стрілку рухатися у зворотному (у порівнянні з манометрами) напрямку (проти годинникової стрілки).

1.2.8. Епюри гідростатичного тиску

Епюри гідростатичного тиску – це графічне зображення розподілу гідростатичного тиску по довжині контуру тіла, на яке він діє. При їх побудові вектори тиску в кожній точці відкладаються нормально до поверхні, на яку діє тиск, і за величиною дорівнюють йому в цій точці.

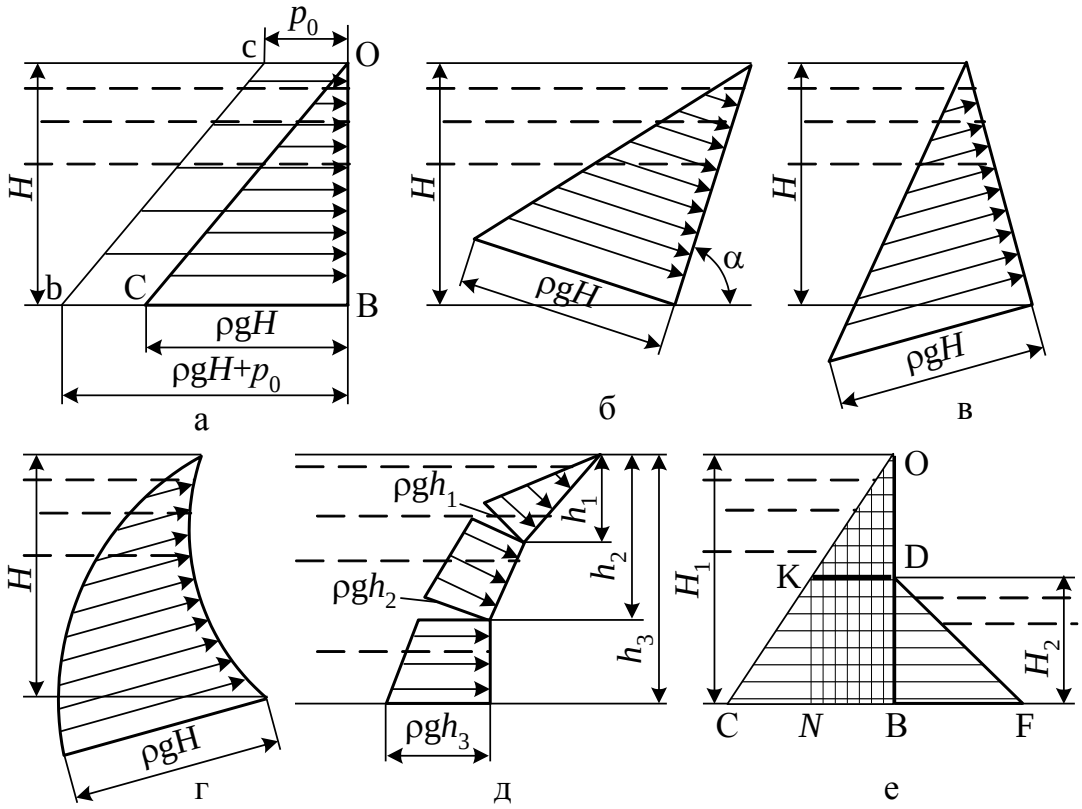


Рис. 1.15. Епюри гідростатичного тиску:

а – на вертикальну плоску стінку (абсолютного OBbc і надлишкового OBC);
б, в – на нахилену плоску стінку; г – на криволінійну стінку;
д – на ламану стінку; е – на вертикальну плоску стінку при дії тиску з двох сторін

Тиск у будь-якій точці рідини визначається за основним рівнянням гідростатики, а вони є рівняннями прямої: для абсолютного тиску (1.39) з вільним членом у вигляді $y = kx + b$, де кутовому коефіцієнту k відповідає вираз ρg, а вільному члену b – тиск на вільній поверхні p_0, тобто рівнянням прямої, яка не проходить через початок координат; для надлишкового тиску (1.40) – рівнянням прямої, яка проходить через початок координат ($b = \rho_0 = 0$). Таким чином, зміна гідростатичного тиску за глибиною описується лінійним законом, і для побудови епюри необхідно мати дві точки.

Розглянемо вертикальну плоску стінку, яка підпирає рідину з глибиною H (рис.1.15, а). Приймаємо за початок координат точку 0, яка співпадає з лінією урізу (лінія торкання поверхні води зі стінкою). Для побудови епюри абсолютного тиску ($p_{абс} = p_0 + \rho gh$) візьмемо першу точку на поверхні рідини, тобто $h = 0$, тоді $p_{абс} = p_0$, а другу на дні, тобто $h = H$, де $p_{абс} = p_0 + \rho gH$. З'єднавши ці дві точки прямою лінією, отримаємо епюру абсолютного гідростатичного тиску у вигляді трапеції OBbc (рис. 1.15, а).

Аналогічно будується й епюра надлишкового тиску ($p = \rho gh$), при цьому якщо $h = 0$, то $p = 0$, якщо $h = H$, то $p = \rho gH$, а епюра має форму трикутника OBC (рис. 1.15, а). Епюри надлишкового тиску на нахилену, криволінійну та ламану стінку будуються за тим же принципом, що й на вертикальну плоску стінку (рис. 1.15, б, в, г, д). При дії тиску на вертикальну стінку OB з двох сторін результуючою розрахунковою буде трапецієподібна епюра OBNK (рис. 1.15, е).

Епюри гідростатичного тиску показують навантаження на стінки (поверхні) і використовуються при статичних (міцнісних) розрахунках різних гідротехнічних конструкцій.

1.2.9. Сила гідростатичного тиску

Сила гідростатичного тиску P, **Н,** – це інтегруюча величина, тобто тиск підсумовується за площею поверхні, на яку він діє. Інакше кажучи, це рівнодіюча гідростатичного тиску. Ця величина, або характеристика гідростатичного тиску, використовується при міцнісних і статичних розрахунках конструкцій та гідроспоруд. Крім значення сили тиску, важливим є й визначення місця її прикладення до конструкції чи гідроспоруди, що й буде розглянуте нижче.

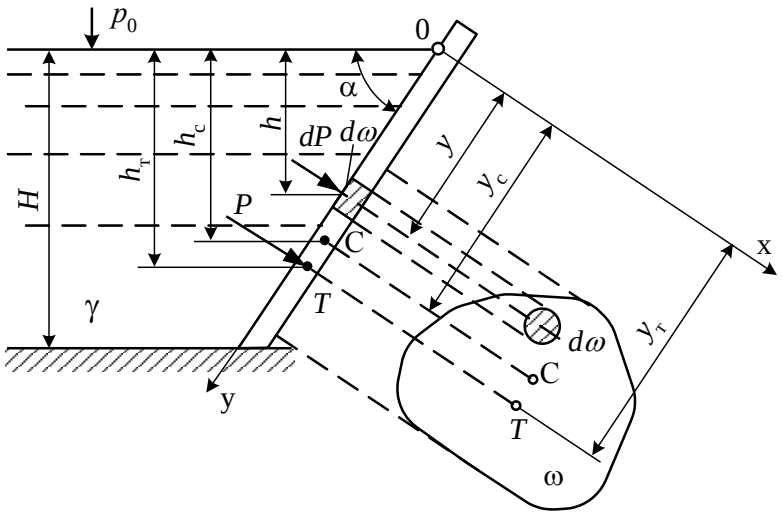


Рис. 1.16. Схема до визначення сили тиску на плоску поверхню та положення точки її прикладення (центра тиску)

Оскільки в інженерній практиці зустрічаються два види поверхонь, а саме: плоскі й криволінійні, то й розглянемо порядок визначення сили гідростатичного тиску на них та порядок знаходження точки її прикладення.

Сила гідростатичного тиску при його дії на плоскі поверхні. Прикладами таких поверхонь є стінки посудин, призначених для зберігання рідини, плоскі щити підпірних та перегороджуючих гідроспоруд і т. ін.

Розглянемо нахилену під кутом α плоску стінку площею ω (рис. 1.16), яка утримує рідину при глибині H.

Силу тиску P та місце її прикладання спочатку знайдемо ***аналітичним методом***.

За початок координат 0 приймемо точку урізу, вісь y приймемо співпадаючою зі стінкою, а вісь x – перпендикулярно до неї. На вільній поверхні рідини діє тиск p_0, і вона має питому вагу γ.

Користуючись методом безкінечно малих величин, візьмемо на стінці елементарну площадку площею $d\omega$, центр ваги якої занурений на глибину h.

Розглянемо спочатку елементарну силу dP, що виникне внаслідок дії абсолютного тиску на площадку $d\omega$, тобто $dP_{абс}$:

$$dP_{абс} = pd\omega = (p_0 + \gamma h)d\omega. \qquad (1.68)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.68) по всій площі ω, отримаємо повну силу гідростатичного тиску:

$$P_{\substack{абс \\ пов}} = \int_{\omega} dP_{абс} = p_0 \int_{\omega} d\omega + \gamma \int_{\omega} h d\omega = p_0\omega + \gamma \sin\alpha \int_{\omega} y d\omega, \qquad (1.69)$$

де y – ордината площадки $d\omega$.

Інтеграл $\int_{\omega} y d\omega$ є статичним моментом змоченої поверхні фігури відносно осі OX і дорівнює добутку площі цієї фігури на ординату центра тяжіння y_c, тобто $\int_{\omega} y d\omega = y_c \omega$. Підставивши отримане значення в рівняння (1.69), отримаємо:

$$P_{\substack{\text{абс} \\ \text{пов}}} = p_0 \omega + \gamma \sin\alpha y_c \omega = p_0 \omega + \gamma h_c \omega, \qquad (1.70)$$

де $h_c = y_c \sin\alpha$ – глибина занурення центра тяжіння площадки ω в рідині.

Якщо посудина відкрита і на вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск, то на плоску стінку діятиме сила надлишкового тиску, яка визначається залежністю

$$P = \gamma h_c \omega. \qquad (1.71)$$

Таким чином, сила надлишкового тиску рідини на плоску довільно орієнтовану в просторі стінку дорівнює тиску в центрі ваги цієї стінки γh_c, помноженому на її площу ω.

Сила тиску на горизонтальне дно посудини з рідиною визначається за залежністю

$$P = \gamma H \omega, \qquad (1.72)$$

де H – глибина рідини в посудині; ω – площа дна посудини.

Сила гідростатичного тиску напрямлена з боку рідини нормально до поверхні, на яку діє тиск. Точка прикладення сили тиску P називається ***центром тиску*** T (рис. 1.16). Для знаходження ординати $y_т$ положення центра тиску скористуємося теоремою Варіньйона, згідно з якою момент рівнодіючої, у нашому випадку сили P, дорівнює сумі моментів складових, тобто

$$P y_т = \int_{\omega} y dP.$$

Звідси

$$y_т = \left(\int_{\omega} y dP \right) \Big/ P. \qquad (1.73)$$

З урахуванням, що $dP = \gamma h \cdot d\omega = \gamma y \cdot \sin\alpha \cdot d\omega$ і $P = \gamma h_c \cdot \omega = = \gamma y_c \cdot \sin\alpha \cdot \omega$, отримаємо:

$$y_т = \frac{\int_{\omega} y^2 d\omega}{y_c \omega} = \frac{J_x}{y_c \omega}, \qquad (1.74)$$

де $J_x = \int_{\omega} y^2 d\omega$ – осьовий момент інерції площі відносно осі OX.

У розрахунках зручніше використовувати момент інерції змоченої частини

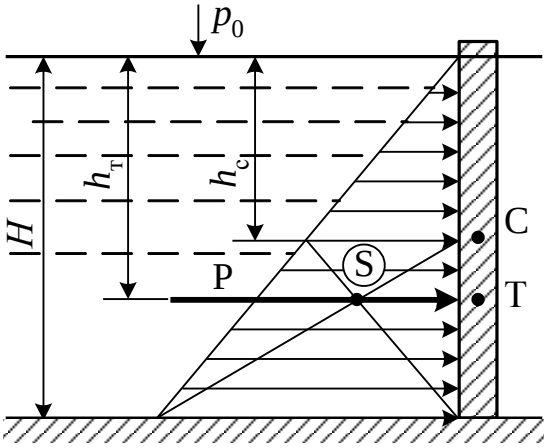


Рис. 1.17. Схема до графоаналітичного методу знаходження сили гідростатичного тиску

плоскої стінки відносно осі, що проходить через центр ваги паралельно осі OX, тобто центральний момент інерції J_0. Зв'язок між J_0 і J_x, за теоремою Штейнера, описується формулою

$$J_x = J_0 + y_c^2 \omega. \tag{1.75}$$

Підставивши значення у формулу (1.74), одержимо:

$$y_т = \frac{J_0 + y_c^2 \omega}{y_c \omega} = y_c + \frac{J_0}{y_c \omega}. \tag{1.76}$$

У випадку вертикальної стінки

$$h_т = h_c + \frac{J_0}{h_c \omega}. \tag{1.77}$$

Формули для визначення центрального моменту інерції для плоских поверхонь різної форми наводяться в довідковій літературі. Наприклад, для прямокутника, для квадрата, для трикутника і т. д.

Графоаналітичним методом сила тиску *P* та положення центра тиску знаходяться за допомогою епюр гідростатичного тиску (див. п. 1.2.8). Розглянемо окремий випадок визначення сили тиску цим методом при дії його на плоску вертикальну стінку завширшки *b* (рис. 1.17). Побудуємо епюру гідростатичного тиску.

Сила гідростатичного тиску за цією методикою визначиться залежністю

$$P = S \cdot b, \tag{1.78}$$

де *S* – площа епюри,

$$S = \frac{pgH^2}{2}; \tag{1.79}$$

b – ширина стінки (перпендикулярна площі рисунка).

Сила *P* пройде перпендикулярно площині стінки через центр ваги його епюри, який у цьому випадку буде знаходитися на перетині медіан трикутника, форму якого має епюра.

Сила гідростатичного тиску при його дії на криволінійні поверхні. Прикладами криволінійних поверхонь, застосування яких пов'язане з тиском рідин, є секторні, сегментні та вальцьові гідротехнічні затвори, сферичні кришки резервуарів, стінки баків, цистерн і т. ін.

При визначенні сили тиску на криволінійні поверхні застосовується метод знаходження її складових, а вже за ними – результуючої сили гідростатичного тиску. Обумовлено це тим, що в кожній точці криволінійної поверхні вектор тиску має свій на-

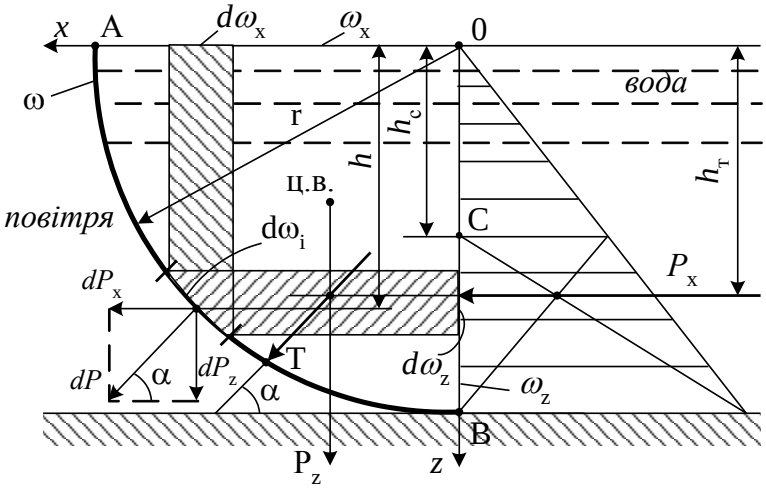


Рис. 1.18. Схема до визнання сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню

прямок, на відміну від попереднього випадку (плоских поверхонь), де вектори тиску паралельні між собою, а знаходження сили тиску зводиться до підсумовування паралельних елементарних сил.

Для визначення сили тиску розглянемо криволінійну поверхню циліндричної форми площею ω і радіусом r, на яку рідина тисне з увігнутого боку (рис. 1.18). Візьмемо координатні осі: вісь *ox* суміщається з вільною поверхнею рідини, а вісь *oz* опустимо вниз. Виділимо на криволінійній поверхні елементарну смугу площею $d\omega_{\text{і}}$, занурену в рідину на глибину *h*.

На неї діє елементарна сила *dP*, напрямлена перпендикулярно до елементарної смуги і під кутом α до горизонтальної площини, яка дорівнює

$$dP = \gamma h d\omega_{\text{і}}. \tag{1.80}$$

Розкладемо її на складові: горизонтальну dP_x і вертикальну dP_z, і знайдемо їх:

$$dP_x = dP\cos\alpha = \gamma\cos\alpha h d\omega_i = \gamma h d\omega_z, \tag{1.81}$$

де $\cos\alpha \cdot d\omega_{\text{і}} = d\omega_z$ – проекція смуги $d\omega_{\text{і}}$ на вертикальну площину.

Проінтегрувавши рівняння (1.81) по всій площі ω, одержимо горизонтальну складову повної сили гідростатичного тиску:

$$P_x = \gamma\int_{\omega} h d\omega_z = \gamma h_{\text{c}}\omega_z, \tag{1.82}$$

де $\int_{\omega} h d\omega_z = h_{\text{c}}\omega_z$ – статичний момент усієї проекції відносно вільної поверхні рідини; h_{c} – глибина занурення центра ваги проекції ω_z в рідині; ω_z – проекція криволінійної поверхні на вертикальну площину. У випадку, який розглядається, це буде прямокутник.

Вертикальна складова

$$dP_z = dP\sin\alpha = \gamma\sin\alpha h d\omega_{\text{і}} = \gamma h d\omega_x, \tag{1.83}$$

де $\sin\alpha d\omega_{\text{і}} = d\omega_x$ – проекція смуги $d\omega_{\text{і}}$ на горизонтальну площину.

Оскільки $h \cdot d\omega_x = dW,$ тобто є об'ємом елементарної вертикальної призми (заштрихованої), то

$$dP_z = \gamma dW. \tag{1.84}$$

Таким чином, вертикальна складова буде

$$P_z = \gamma\int_{w} dW = \gamma W, \tag{1.85}$$

де *W* – об'єм тіла тиску.

Тіло тиску є об'ємом, обмеженим вільною поверхнею рідини, криволінійною поверхнею та умовними вертикальними гранями з її торців (рис. 1.18).

Таким чином, вертикальна складова сили тиску на криволінійну поверхню P_{z} дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску і напрямлена в цьому випадку вниз. Якби рідина діяла на криволінійну поверхню з випуклого боку, то тіло тиску було б заповнене повітрям і P_z була б напрямлена вгору. Взагалі, тіло тиску, заповнене

рідиною, називається дійсним, а заповнене повітрям – фіктивним, або тілом "випору".

Повна сила тиску P знаходиться як рівнодіюча горизонтальної і вертикальної складових:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}\,, \tag{1.86}$$

де P_x і P_z – відповідно горизонтальна і вертикальна складові сили P.

Положення центру тиску (точки Т) знаходиться, як показано на рис. 1.18. Сила P пройде через точку перетину векторів складових P_x і P_z під кутом α до горизонтальної площини, тобто $\alpha = arctg(P_z / P_x)$.

У свою чергу вектор горизонтальної складової пройде горизонтально через центр ваги епюри гідростатичного тиску на проекцію ω_z (рис. 1.18) (точка перетину медіан), а вертикальна складова пройде вертикально через центр ваги тіла тиску.

1.2.10. Рівновага рідин у сполучених посудинах

Сполученими називаються посудини, які з'єднані між собою гідролініями або елементами конструкцій. Прикладами їх є декілька водонапірних башт в одній системі водопостачання та інші гідросистеми.

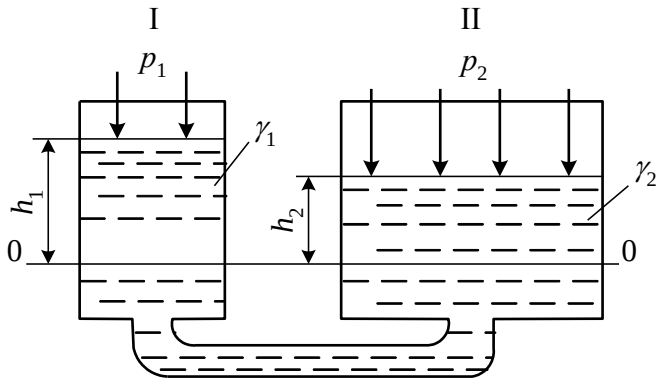


Рис. 1.19. Схема двох сполучених посудин

Розглянемо систему, яка складається з двох сполучених посудин, заповнених двома різними рідинами, які не змішуються, а на вільній поверхні рідини в них діють тиски p_1 і p_2, які неоднакові між собою (рис. 1.19).

Питома вага рідин також різна – у першій посудині γ_1, а в другій γ_2.

Приймемо площину порівняння 0-0 на рівні поверхонь розділу рідин, тоді положення вільних поверхонь рідини в посудинах відносно неї будуть h_1 і h_2.

Згідно з основним рівнянням гідростатики, тиск у будь-якій точці рідини на рівні площини порівняння в першій посудині буде $p = p_1 + \gamma_1 h_1$, а в другій – $p = p_2 + \gamma_2 h_2$. Оскільки система (рідина) знаходиться в рівновазі, то ці тиски будуть однаковими, тобто

$$p_1 + \gamma_1 h_1 = p_2 + \gamma_2 h_2\,. \tag{1.87}$$

Якщо посудини відкриті, то тиск на вільній поверхні рідин в обох посудинах буде однаковим і дорівнюватиме атмосферному. Тоді з рівняння (1.87) отримаємо:

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{h_2}{h_1}\,. \tag{1.88}$$

Таким чином, у двох сполучених посудинах з однаковим тиском на вільній поверхні рівні рідини відносно площини порівняння будуть зворотно пропорційними питомим вагам цих рідин.

Якщо $p_1 \neq p_2$, а $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ з рівняння (1.87), одержимо: $p_1 - p_2 = = \gamma(h_2 - h_1)$, тобто різниця тисків на вільній поверхні рідини в сполучених посудинах визначається вагою стовпа рідини, висота якого дорівнює різниці висот стовпів рідини в кожній посудині відносно площини порівняння.

При $p_1 = p_2$ і $\gamma_1 = \gamma_2$, згідно з рівнянням (1.87), отримаємо $h_1 = h_2$, тобто однорідна рідина в сполучених посудинах при однаковому тискові на вільних поверхнях її встановлюється на одному рівні.

1.2.11. Закон Паскаля

Закон Паскаля формулюється так: тиск на поверхню рідини, який здійснюється зовнішніми силами, передається рідиною однаково в усіх напрямках.

Для обґрунтування цього розглянемо посудину, наповнену рідиною (рис. 1.20). На вільній поверхні рідини за допомогою поршня 2, який знаходиться в положенні I-I, створено тиск p_0. У відповідності з цим абсолютний тиск у точці А буде $p_A = p_0 + \rho gh$.

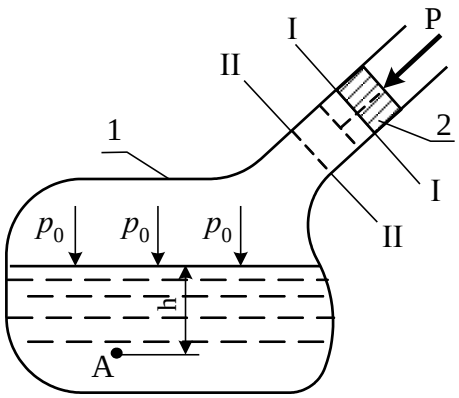


Рис. 1.20. Схема до обґрунтування закону Паскаля:
1 – посудина з рідиною;
2 – поршень; I-I і II-II – початкове і кінцеве положення поршня

Перемістимо поршень з положення I-I в положення II-II. Тиск на вільній поверхні рідини в посудині збільшиться на величину Δp і буде дорівнювати $\Delta p = P_{II}/\omega_п$, де P_{II} – додаткова сила, прикладена до поршня при його переміщенні з положення I-I в положення II-II; $\omega_п$ – площа поршня.

Загальне значення тиску на вільній поверхні буде $p_0 + \Delta p$, а абсолютний тиск у точці А буде $p_{AII} = p_0 + \Delta p + \rho gh$. Враховуючи, що зовнішній тиск Δp значно більший за ваговий ρgh, останнім можна знехтувати, що суттєво не вплине на точність значень величин і тиск $p_{AII} = p_0 + \Delta p$, тобто він не буде залежати від місця розташування точки в рідині.

У цьому й полягає сутність закону Паскаля, який широко застосовується при конструюванні й розрахунках різних гідростатичних механізмів, про що йтиметься нижче.

1.2.12. Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл

Закон Архімеда формулюється так: на занурене в рідину тіло діє виштовхуюча сила $P_в$, напрямлена знизу вгору, яка дорівнює вазі рідини, витисненої тілом.

Для обґрунтування сказаного розглянемо занурене в рідину у відкритій посудині циліндричної форми тіло, яке знаходиться в стані рівноваги (рис. 1.21). Висота тіла H, а площа нижньої та верхньої основ циліндра ω. Діючі на бокову поверхню сили гідростатичного тиску взаємно врівно-

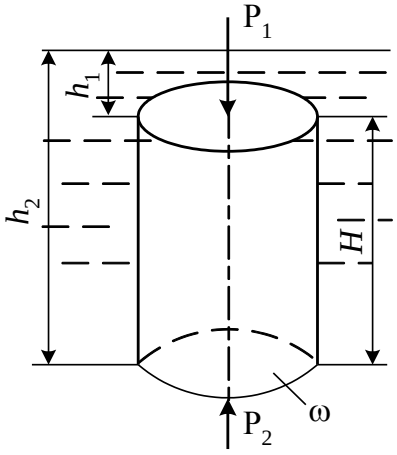


Рис. 1.21. Схема до обґрунтування закону Архімеда

важуються і в розрахунках не враховуються. Таким чином, до уваги беруться тільки сила ваги тіла і сили, які діють на верхню й нижню основи.

Отже, зверху на тіло діє занурююча (напрямлена зверху вниз) сила $P_1 = \omega\rho g h_1$, а знизу – виштовхуюча (напрямлена знизу вгору) сила $P_2 = \omega\rho g h_2$. Різниця цих сил буде виштовхуючою (підтримуючою) силою $P_в = P_2 - P_1$. Підставивши значення сил P_1 і P_2, отримаємо:

$$P_в = \omega\rho g h_2 - \omega\rho g h_1 = \omega\rho g\left(h_2 - h_1\right) = \rho g \omega H = \rho g W . \qquad (1.89)$$

Тобто виштовхуюча сила дорівнює вазі рідини, виштовхуваної цим тілом:

$$P_в = \gamma W , \qquad (1.90)$$

де γ – питома вага рідини; W – об'єм тіла.

Вона напрямлена по вертикалі вгору і прикладена до тіла в точці, що відповідає центру тиску, яка називається центром водотоннажності (рис. 1.22, точка *B*). Вага рідини в об'ємі, що виштовхнуло занурене в неї тіло (рис. 1.22, а, б), або частини його (рис. 1.22, в) називається водотоннажністю плаваючого тіла.

Крім виштовхуючої (підтримуючої) сили $P_в$, на тіло, як зазначалося вище, діє сила його ваги *G*, яка завжди прикладена в центрі тяжіння тіла (точка *C*) і напрямлена вертикально вниз (рис. 1.22).

Співвідношення виштовхуючої сили й сили ваги складає основу теорії плавання тіл.

Зазначимо, що плавання тіл характеризується їхньою ***плавучістю***, тобто здатністю тіл зберігати положення рівноваги по відношенню до вільної поверхні рідини.

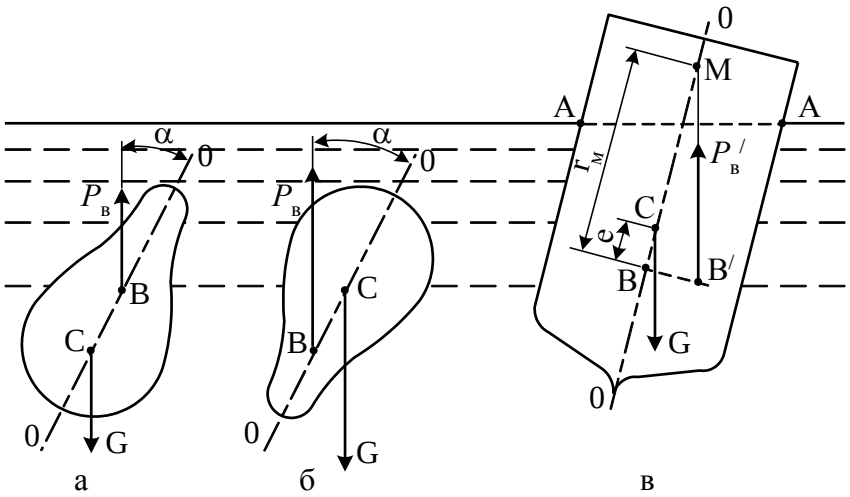


Рис. 1.22. Схеми до обґрунтування рівноваги плаваючих тіл

Якщо вага тіла $G > P_в$, то тіло тоне; при $G = P_в$ тіло буде знаходитися в стані спокою на будь-якій глибині його занурення – підводне плавання (рис. 1.22, а); при $G < P_в$ тіло сплива до тих пір, доки частина його почне підніматися над поверхнею рідини, і виштовхуюча сила зменшиться до значення $P_в = G$ – надводне плавання тіла (рис. 1.22, в).

На рис. 1.22, крім вищеназваних величин, зазначені й такі: А-А – лінія перетину вільної поверхні рідини з боковою поверхнею плаваючого тіла, вона ще називається ***ватерлінією***, а площина всередині тіла, обмежена ватерлінією, назива-

ється площиною плавання; 0-0 – вісь плавання, вона проходить через центр тяжіння тіла C. Для забезпечення рівноваги плаваючого тіла необхідно, щоб вісь плавання 0-0 була перпендикулярною до поверхні рідини, а центр водотоннажності B повинен розташовуватися на осі плавання вище центра тяжіння C (рис. 1.22, а, б).

При плаванні на тіло можуть діяти сторонні явища – нерівномірність навантаження і т. ін., внаслідок чого тіло може відхилятися від положення рівноваги. У зв'язку з цим виникає поняття ***остійності*** плаваючого тіла, тобто здатності його відновлювати положення рівноваги після припинення дії сил, які вивели його зі стану рівноваги. На рис. 1.22, а показана остійна рівновага при підводному плаванні тіла, оскільки під дією моменту сил G і $P_в$ тіло, яке нахилене під кутом α, повернеться проти годинникової стрілки, і вісь плавання 0-0 займе вертикальне положення ($\alpha = 0$). На рис. 1.22, б показана неостійна рівновага при підводному плаванні тіла, оскільки під дією моменту сил G і $P_в$ тіло, нахилене під кутом α, буде продовжувати поворот за годинниковою стрілкою, і кут α буде збільшуватися.

Розглянемо умови остійності судна (рис. 1.22, в). При відхиленні (крені) судна центр його тяжіння C не змінює місця положення, а центр водотоннажності B переміститься в положення B'. Точка M перетину лінії дії сили $P_в$ з віссю плавання називається ***метацентром***. При положенні метацентра M вище центра тяжіння C ($r > e$, де r – метацентричний радіус; e – ексцентриситет) плавання буде остійним (рис. 1.22, в), оскільки при крені судна момент сил G і $P'_в$ прагнутиме відновити первісне положення судна. При положенні метацентра нижче центра тяжіння плавання буде неостійним, оскільки момент сил G і $P_в$ сприятиме збільшенню крену судна.

1.3. Гідродинаміка

1.3.1. Загальні положення

Гідродинаміка – розділ гідравліки, в якому вивчаються закони руху рідин і методи використання цих законів при розв'язанні інженерних задач.

Об'єктом вивчення в гідродинаміці є потік рідини. Рідини рухаються під впливом зовнішніх сил, таких як сила тяжіння, зовнішній тиск і т. д. Рух рідин характеризується швидкістю і гідродинамічним тиском. Враховуючи, що реальні рідини володіють низкою властивостей, у тому числі і в'язкістю, які важко врахувати при вивченні руху рідин, вивчення руху рідини починається з нев'язкої (ідеальної) рідини, тобто без урахування сил тертя, а потім в отримані теоретичні залежності вносяться уточнення. Існують два методи вивчення руху рідин: метод Ж. Лагранжа і метод Л. Ейлера.

Метод Лагранжа полягає в розгляді руху кожної частинки рідини, тобто траєкторії її руху. Через значну трудоємність цей метод не набув широкого розповсюдження.

Метод Ейлера полягає в розгляді загального руху рідини в різних точках рідинного середовища в певний момент часу. Цей метод дозволяє визначити швидкість руху рідини в будь-якій її точці в будь-який момент часу, тобто характеризується побудовою поля швидкостей, а тому широко застосовується при вивченні руху рідин.

За характером зміни поля швидкостей за часом рух рідин поділяється на сталий і несталий.

Сталий рух – це такий рух рідини, при якому в будь-якій точці потоку швидкість і тиск з плином часу не змінюються, тобто:

$$u = f_1(x, y, z),$$
$$p = f_2(x, y, z). \qquad (1.91)$$

Прикладами сталого руху є рух води в каналі з постійними площею поперечного перерізу і глибиною.

Несталий рух – це такий рух рідини, при якому в будь-якій точці потоку швидкість і тиск з плином часу змінюються:

$$u = f_1(x, y, z, t),$$
$$p = f_2(x, y, z, t). \qquad (1.92)$$

Прикладом несталого руху є витікання рідини з бака при його спорожненні.

В інженерній практиці розповсюджений переважно сталий рух, який поділяється на рівномірний і нерівномірний. При рівномірному русі живий переріз потоку й середня швидкість не змінюються вздовж течії, а при нерівномірному ці параметри непостійні.

Потоки рідини поділяються на напірні, безнапірні й гідравлічні струмини. Напірні потоки не мають вільної поверхні рідини, тобто потік торкається твердих стінок з усіх боків. Прикладом напірного є рух води у водопровідних трубопроводах (під напором). Безнапірні потоки мають вільну поверхню, тобто вони торкаються твердих стінок лише на частині периметра. Прикладом такого руху є рух води в каналах. Він здійснюється завдяки похилу дна каналу, дії сили тяжіння та текучості рідин. У гідравлічних струминах потік з усіх боків оточений вільною поверхнею. Прикладами гідравлічних струмин є струмини дощувальної техніки, пожежних брандспойтів. Рух рідини в цьому випадку здійснюється за рахунок напору на вихідній насадці.

При вивченні руху рідин найбільшого поширення здобула ***струминкова модель*** їхнього руху, яка базується на методі Ейлера. Згідно з цим шлях руху окремої частинки рідини за певний проміжок часу називається ***траєкторією руху*** цієї частинки (рис. 1.23, а).

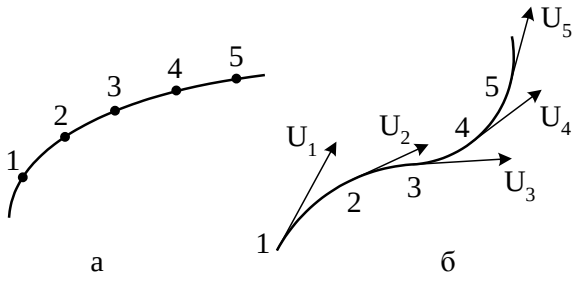


Рис. 1.23. Схема руху частинок рідини:
а – траєкторія частинок рідини (1, 2, 3 і т. д. – положення частинки у певні моменти часу); б – лінія течії (1, 2, 3 – точки в рідині; u_1, u_2, u_3… – вектори швидкості в точках)

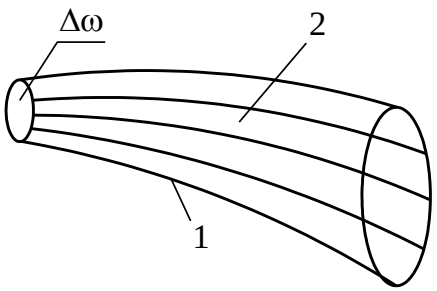


Рис. 1.24. Схема струминкової моделі руху рідини:
1 – трубка течії; 2 – елементарна струминка рідини

Якщо в рухомій рідині провести лінію через ряд точок таким чином, що в кожній з них вектор швидкості в конкретний момент часу буде дотичним до цієї лінії, то отримаємо ***лінію течії*** (рис. 1.23, б).

Підкреслимо, що різниця між траєкторією руху частинки й лінією течії полягає в тому, що траєкторія руху зображує шлях, пройдений частинкою рідини за певний проміжок часу, а лінія течії — це миттєва характеристика потоку, яка зв'язує різні частинки рідини, що лежать на лінії течії в цей момент, і показує напрямок вектора швидкості руху частинки в цей момент. При сталому русі рідини траєкторія руху частинки рідини співпадає з лінією течії.

Якщо в рухомій рідині провести замкнутий контур, що обмежує елементарну площу $\Delta\omega$, і через усі точки цього контуру провести лінії течії, то утвориться ***трубка течії*** (рис. 1.24). Рідина, яка знаходиться всередині трубки течії у вигляді пучка ліній течії, називається ***елементарною струминкою рідини***.

1.3.2. Потік рідини та його елементи

Потік рідини характеризується рядом геометричних та гідравлічних його параметрів, якими користуються при конструюванні русел і гідравлічному розрахунку потоків. Основними елементами потоків рідини є русло, живий переріз, змочений периметр, гідравлічний радіус, витрата рідини, середня швидкість руху рідини.

Русло потоку – це тверда поверхня, яка обмежує потік рідини знизу (дно, схили).

Живий переріз ω, м^2, – це площа перерізу потоку, перпендикулярна до загальної поздовжньої його течії (рис. 1.25).

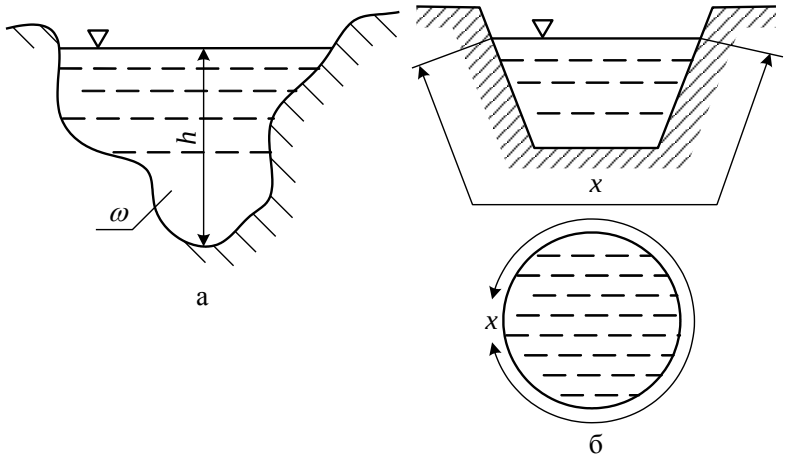


Рис. 1.25. Схеми:
а – живого перерізу потоку;
б – змоченого периметра трапецеїдальної і круглої форм перерізу потоку

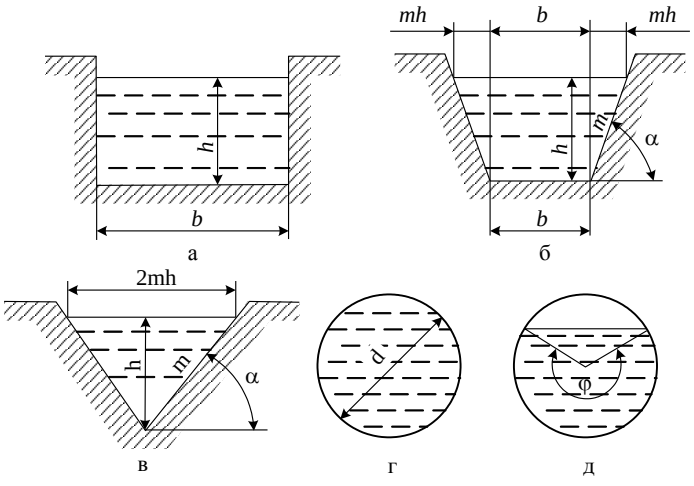


Рис. 1.26. Схеми до визначення гідравлічних характеристик потоків з поперечним перерізом:
а – прямокутним; б – трапецеїдальним; в – трикутним; г – круглим; д – сегментним

Площа живого перерізу найбільш розповсюджених його форм (рис. 1.26) визначається за формулами, що наводяться в табл. 1.2.

***Змочений периметр χ,* м,** – це та частина периметра живого перерізу потоку, на якій рідина торкається твердих стінок (тобто це довжина лінії перерізу поверхні русла) (рис. 1.25, б). Чим більше змочений периметр потоку, тим більші гідравлічні опори при його русі, а значить, більші втрати енергії. Довжина змоченого периметра найбільш розповсюджених форм поперечного перерізу (рис. 1.26) визначається за формулами, що наводяться в табл. 1.2.

***Гідравлічний радіус R,* м,** – це відношення площі живого перерізу ω до змоченого периметра χ:

$$R = \omega / \chi . \qquad (1.93)$$

Формули для визначення гідравлічного радіусу найбільш розповсюджених форм поперечного перерізу (рис. 1.26) наводяться в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Формули для визначення гідравлічних елементів потоку рідини (ω, χ, R)* [1]

Форма поперечного перерізу	Схема, рис. 1.26	Площа поперечного перерізу ω, м^2	Довжина змоченого периметра χ, м	Гідравлічний радіус R, м
Прямокутна	а	$b \cdot h$	$2h + b$	$\frac{bh}{2h+b}$
Трапецеїдальна	б	$(b + mh)h$	$b + 2h\sqrt{1+m^2}$	$h(mh + b)$
Трикутна	в	mh^2	$2h\sqrt{1+m^2}$	$\frac{mh}{2\sqrt{1+m^2}}$
Кругла	г	πr^2, або $\frac{\pi d^2}{4}$	$2\pi r$	$\frac{r}{2}$
Неповна кругла (сегментна)	д	$\frac{d^2}{8}\left(\frac{\varphi\pi}{180} - \sin\varphi\right)$	$\frac{\varphi\pi d}{360}$	$\frac{d}{4}\left(1 - \frac{180\sin\varphi}{\varphi\pi}\right)$

* Примітка: у формулах наведено: h – глибина рідини; b – ширина дна; $m = \mathrm{ctg}\alpha$ – коефіцієнт закладання схилу; φ – центральний кут; d – внутрішній діаметр труби; r – внутрішній радіус труби.

Витрата рідини Q, **м³/с,** – це об'єм рідини, яка протікає через живий переріз потоку за одиницю часу.

Теоретично сказане обґрунтовується, якщо прийняти, що витрата рідини в елементарній струминці $dQ = \frac{dW}{t}$, тоді загальна витрата $Q = \int_{\omega} \frac{dW}{t}$, що в кінцевому результаті дає формулу

$$Q = \frac{W}{t}, \qquad (1.94)$$

де W – об'єм рідини; t – час.

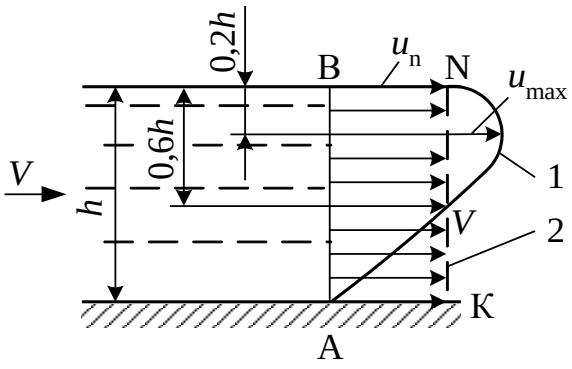


Рис. 1.27. Схема епюр швидкості руху рідини у відкритому руслі (наприклад у річці):

1 – дійсної швидкості;
2 – середньої швидкості

Середня швидкість руху рідини V, **м/с,** – це фіктивна швидкість, з якою всі частинки рідини рухаються так, що кількість рідини, яка протікає через живий переріз, що розглядається, дорівнює дійсній кількості рідини, яка протікає через той же переріз при дійсних швидкостях руху. Дійсна швидкість руху рідини, наприклад у живому перерізі каналу, змінюється від поверхневої швидкості до максимальної на деякій глибині й далі до нуля біля дна каналу. На рис. 1.27 показана епюра дійсних швидкостей (суцільна крива) і епюра середньої швидкості течії (пунктирна вертикальна лінія). Середня швидкість, згідно з її визначенням, буде

$$V = \frac{\int_{\omega} u d\omega}{\omega} = \frac{Q}{\omega}, \qquad (1.95)$$

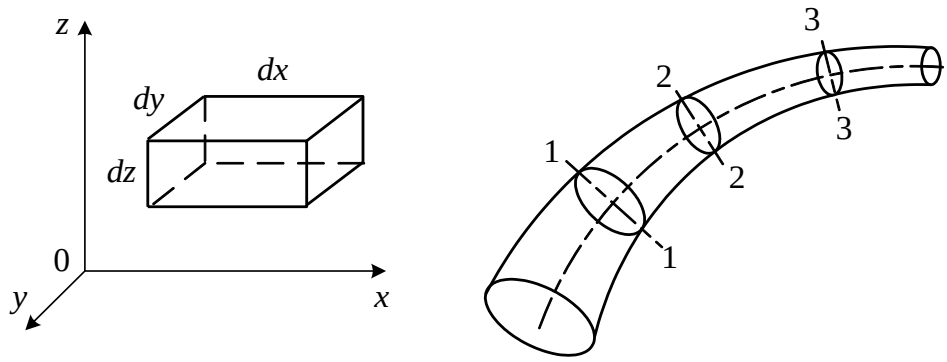
де Q – витрата рідини; ω – площа живого перерізу.

1.3.3. Рівняння нерозривності потоку рідини

Для обґрунтування рівняння нерозривності потоку рідини скористуємося такими міркуваннями. Будемо вважати, що розглядається потік нестискуючої рідини, суцільний за структурою, а значить, з плином часу зміни (збільшення або зменшення) маси рідини в об'ємі, який розглядається, не буде мати місця. Прослідкуємо за масою рідини, яка протікає через грані елементарного паралелепіпеда, виділеного всередині рухомої рідини (рис. 1.28, а).

Розпочнемо розгляд питання з напрямку, який співпадає з напрямком осі 0*x*.

Припустимо зворотне, тобто що при протіканні рідини крізь грані паралелепіпеда кількість маси рідини зміниться. Тоді через ліву грань паралелепіпеда рідина втікає в нього зі швидкістю u_x, а через праву грань витікає зі швидкістю $u_x + \partial u_x dx / \partial x$.



а б

Рис. 1.28. Схеми до обґрунтування нерозривності потоку рідини:

а – схема до виведення рівняння нерозривності потоку рідини;
б – схема, яка ілюструє нерозривність потоку рідини

Величина зміни кількості маси за одиницю часу в паралелепіпеді в напрямку, який співпадає з віссю 0*x*, складе:

$$dM_x = \rho u_x dydz - \rho(u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx)dydz = -\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dxdydz. \qquad (1.96)$$

Аналогічно цьому зміна кількості маси за одиницю часу по інших напрямках складе:

$$dM_y = -\rho \frac{\partial u_y}{\partial y} dxdydz; \quad dM_z = -\rho \frac{\partial u_z}{\partial z} dxdydz. \qquad (1.97)$$

Але за умови нерозривності $dM = dM_x + dM_y + dM_z = 0$

$$dM = -\rho dxdydz(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z}) = 0. \qquad (1.98)$$

Величини ρ, *dx*, *dy*, *dz* не дорівнюють нулю. Отже,

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \qquad (1.99)$$

Рівняння (1.99) називається рівнянням ***нерозривності в диференціальному вигляді*** (рівняння Л. Ейлера) для довільного руху нестискуючої рідини.

Для потенціального руху нестискуючої рідини існує функція $\varphi(x, y, z)$, яка називається ***потенціалом швидкості***, частинні похідні якої по координатних осях дорівнюють відповідним проекціям швидкості:

$$u_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}, \quad u_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}, \quad u_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z}. \qquad (1.100)$$

З урахуванням цього рівняння нерозривності (1.99) можна записати так:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0. \qquad (1.101)$$

Рівняння (1.101) називається ***рівнянням Лапласа.***

Якщо в потоці рідини взяти перерізи 1-1, 2-2 і 3-3 (рис. 1.28, б), то для кожного з них буде справедливим рівняння (1.95), розв’язане відносно витрати рідини $Q = \omega V$, тобто:

$$Q_1 = \omega_1 V_1; \quad Q_2 = \omega_2 V_2; \quad Q_3 = \omega_3 V_3. \tag{1.102}$$

Оскільки для всіх живих перерізів потоку, який розглядається, величина Q постійна, то $Q_1 = Q_2 = Q_3$, а

$$\omega_1 V_1 = \omega_2 V_2 = \omega_3 V_3, \tag{1.103}$$

що справедливо при нерозривності потоку нестискуючої рідини.

Таким чином, у будь-якому перерізі потоку рідини її витрата Q визначається залежністю

$$Q = \omega V, \tag{1.104}$$

де ω – площа живого перерізу; V – середня швидкість руху рідини.

1.3.4. Основне рівняння гідродинаміки (рівняння Д. Бернуллі)

Рівняння, про яке йтиметься нижче, є теоретичним обґрунтуванням руху рідин, а тому і вважається основним рівнянням гідродинаміки. Воно встановлює зв'язок між висотним положенням потоку рідини відносно площини порівняння, тиском і швидкістю руху рідини в будь-якому перерізі потоку. Рівняння називається ім'ям Д. Бернуллі (швейцарця за походженням), оскільки ним було вперше встановлено зв'язок між тиском і швидкістю рідини в потоці. Вперше було опубліковане в 1738 р.

У тому вигляді, в якому ми будемо його розглядати, рівняння було сформоване пізніше, але Д. Бернуллі було віддано належне, і рівняння на його честь назване його ім'ям.

За вже усталеною методикою, спочатку розглянемо рівняння стосовно елементарної струминки ідеальної (нев'язкої), а потім реальної (в'язкої) рідини.

Для цього виділимо в рухомій рідині нескінченно малих розмірів паралелепіпед (рис. 1.29). Складемо рівняння руху паралелепіпеда вздовж осі *0x*, скориставшись при цьому методом Ейлера (див. п. 1.2.2). Згідно з рис. 1.8, на паралелепіпед зліва діє сила $pdydz$, а справа – $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dydz$ і масова сила $\rho dxdydzX$. Якщо до названих сил додати силу інерції зі зворотним знаком, то, згідно з принципом Даламбера, можна вважати, що паралелепіпед знаходиться в стані рівноваги.

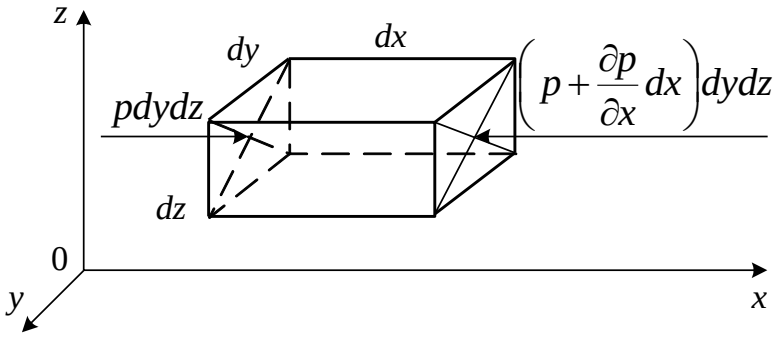


Рис. 1.29. Схема до виведення рівняння Д. Бернуллі

Складові сил інерції по координатних осях описуються так:

$$\rho dxdydz \frac{du_x}{dt}; \quad \rho dxdydz \frac{du_y}{dt}; \quad \rho dxdydz \frac{du_z}{dt}. \tag{1.105}$$

Якщо рівняння (1.105) віднести до одиниці маси, розділивши їх на $\rho dxdydz$, то отримаємо:

$$-1\frac{du_x}{dt};\quad -1\frac{du_y}{dt};\quad -1\frac{du_z}{dt}. \tag{1.106}$$

Додавши до рівнянь рівноваги рідини (1.23) сили інерції, замінивши $F_x = X$, $F_y = Y$, $F_z = Z$, одержимо диференціальні рівняння руху нев'язкої рідини (рівняння Ейлера):

$$X-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}=\frac{\partial u_x}{dt};\quad Y-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial y}=\frac{\partial u_y}{dt};\quad Z-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}=\frac{\partial u_z}{dt}. \tag{1.107}$$

Помножимо складові рівнянь (1.107) відповідно на dx, dy, dz і складемо їх:

$$(Xdx+Ydy+Zdz)-\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial p}{-\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{dp}{\partial z}dz\right)=\frac{du_x}{dt}dx+\frac{du_y}{dt}dy+\frac{du_z}{dt}dz. \tag{1.108}$$

Спростимо отримане рівняння (1.108) таким чином:

1. Вираз ($Xdx + Ydy + Zdz$) будемо вважати повним диференціалом якоїсь функції $П$, тобто

$$dП = Xdx + Ydy + Zdz. \tag{1.109}$$

2. Вважаючи рух сталим, тобто $p = f(x, y, z)$, можна записати:

$$dp=\frac{\partial p}{\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{\partial p}{\partial z}dz. \tag{1.110}$$

3. Оскільки $u_x=\dfrac{dx}{dt}$, то

$$\frac{du}{dt}dx=\frac{du_x}{dt}u_x dt=u_x du_x=d\left(\frac{u_x^2}{2}\right).$$

Аналогічно можна записати і для осей Y і Z:

$$\frac{du_y}{dt}dy=d\left(\frac{u_y^2}{2}\right)\quad \text{і} \quad \frac{du_z}{dt}dz=d\left(\frac{u_z^2}{2}\right). \tag{1.111}$$

Підставивши отримані вирази в рівняння (1.108), одержимо:

$$dП-\frac{1}{\rho}dp=\frac{1}{2}d(u^2),\ \text{або}\ \frac{1}{\rho}dp+\frac{1}{2}d(u^2)-dП=0. \tag{1.112}$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\frac{p}{\rho}+\frac{u^2}{2}-П=\text{const}. \tag{1.113}$$

Якщо рідина рухається тільки під дією зовнішньої сили тяжіння, то $dП = Zdz = -gdz$. Звідси $П = -gZ$. Підставивши цей вираз в рівняння (1.113), отримаємо:

$$\frac{p}{\rho}+\frac{u^2}{2}+gz=\text{const}. \tag{1.114}$$

Розділимо рівняння (1.114) на g, віднісши його до одиниці ваги рідини, отримаємо:

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} = H_г, \qquad (1.115)$$

де $H_г$ – гідродинамічний напір, м.

Для нев'язкої рідини рівняння (1.115) для двох перерізів 1-1 і 2-2 можна записати у вигляді рівності гідродинамічних напорів у цих перерізах $H_{г1} = H_{г2}$, або

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u^2_1}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}. \qquad (1.116)$$

Отримане рівняння є рівнянням Бернуллі для елементарної струминки нев'язкої рідини.

Для в'язкої (реальної) рідини напір у будь-якому вищерозташованому перерізі завжди буде більше напору в нижчерозташованому за течією перерізі, оскільки частина енергії витрачається на подолання сил опору, і рівняння (1.116) набере вигляду

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u^2_1}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_в, \qquad (1.117)$$

де $h_в$ – втрати напору на подолання всіх опорів (сил в'язкості і сил тертя рідини об поверхню русла), $h_в = H_{г1} - H_{г2}$.

Для потоку в'язкої (реальної) рідини рівняння (1.117) можна застосувати за умови, якщо рух рідини буде сталим і плавнозмінним, тобто таким, при якому кут розходження між сусідніми елементарними струминками буде настільки малим, що складовими швидкості в поперечному напрямку можна знехтувати. Тоді буде справедливим основний закон гідростатики, тобто величина $Z = p/\gamma$, однакова в усіх точках перерізу.

При русі рідини вздовж твердої стінки її швидкість досягає максимального значення в центральній частині потоку і зменшується до нуля біля дна русла. Нерівномірний розподіл швидкостей означає неоднакове сковзання одних елементарних струминок по інших. Враховуючи все це, у рівняння Бернуллі вводиться середня швидкість руху рідини V. Для приведення результатів розрахунків по середній швидкості у відповідність з дійсними швидкостями вводиться коефіцієнт α, який характеризує нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу потоку і є відношенням кінетичної енергії, вирахуваної за дійсними швидкостями руху, до енергії, вирахуваної за середньою швидкістю руху рідини в тому ж перерізі, тобто

$$\alpha = \frac{\int_\omega u^2 dM}{MV^2}, \qquad (1.118)$$

де M – маса рідини; u і V – відповідно дійсна й середня швидкості руху рідини.

Таким чином, для двох перерізів у потоці в'язкої (реальної) рідини, з урахуванням вищенаведених положень, рівняння Бернуллі буде мати такий вигляд:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_в, \qquad (1.119)$$

де Z_1, Z_2 – висотне положення перерізів відносно площини порівняння; p_1, p_2 – гідростатичний тиск відповідно у першому і другому перерізах; γ – питома вага рідини ($\gamma = \rho g$); α – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу потоку (α = 1,05…1,1); V_1, V_2 – середня швидкість руху рідини відповідно у першому і другому перерізах; g – прискорення вільного падіння; $h_в$ – втрати напору при русі рідини від першого до другого перерізу.

Кожна з величин, які входять до рівняння Бернуллі (1.119), може змінюватися, але їхня сума в кожному перерізу є постійною, тобто

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g} = \text{const}. \qquad (1.120)$$

1.3.5. Геометричне зображення (інтерпретація) рівняння Бернуллі

Геометричне зображення рівняння Бернуллі полягає в тому, що величини, які відповідають значенням його членів, зображуються відрізками ліній, оскільки всі члени рівняння мають лінійну розмірність. У потоці рідини, на відстані l один від одного намітимо два перерізи: 1-1 (вище за течією) і 2-2 (нижче за течією) (рис. 1.30).

У відповідності з цим величини в першому перерізі позначимо індексами 1, а в другому – 2. Якщо за площину порівняння взяти довільну площину 0-0, то відстань від неї до центра тяжіння живих перерізів відповідно буде Z_1 і Z_2, тобто буде зображувати перший член рівняння Бернуллі.

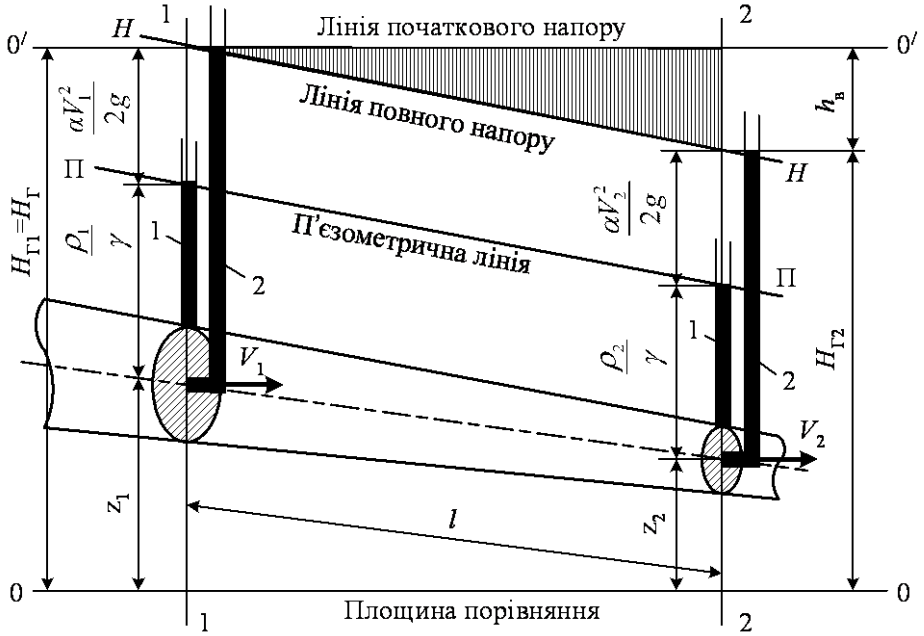


Рис. 1.30. Графічне зображення рівняння Д. Бернуллі:
1 – п'єзометри; 2 – трубки Піто

Встановимо в перерізах п'єзометри, рідина в них підніметься відповідно на висоту p_1/γ і p_2/γ, що у свою чергу є п'єзометричною висотою в цих перерізах, яка відповідає гідростатичному тиску в них. Таким чином геометрично зображається другий член рівняння Бернуллі. Встановимо в перерізах швидкісні трубки (трубки Піто) із загнутими під прямим кутом нижніми відкритими кінцями, напрямленими проти течії. Рідина в них підніметься вище, ніж у п'єзометрах, на висоту, яка від-

повідатиме третьому члену рівняння Бернуллі, а саме: $V_1^2/2g$ і $V_2^2/2g$. Різниця рівнів рідини в трубках Піто в першому і другому перерізах дорівнює втратам повного напору $h_в$. З урахуванням цього рівняння Бернуллі (1.119) можна записати в такому вигляді:

$$H_{г1} = H_{г2} + h_в = H_г, \tag{1.121}$$

тобто для будь-якого потоку величина $H_г$ залишається постійною.

Лінія, проведена через рівні рідини в першому і другому п'єзометрах, називається ***п'єзометричною лінією*** П-П. Падіння (зниження) п'єзометричної лінії на одиницю довжини потоку називається п'єзометричним похилом, який описується таким рівнянням:

$$I_р = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l} = \frac{h_{вр}}{l}, \tag{1.122}$$

де l – відстані між першим і другим перерізами (довжина потоку); $h_{вр}$ – втрати п'єзометричного напору.

П'єзометричний похил може бути як позитивним, так і негативним. Сума $\left(Z + \frac{p}{\gamma}\right)$ називається ***п'єзометричним (потенціальним) напором***.

Лінія, проведена через рівні рідини в першій і другій трубках Піто, називається ***лінією повного, або гідродинамічного, напору*** *Н-Н*. Її падіння на одиницю довжини потоку називається ***гідравлічним похилом*** і виражається рівнянням

$$I = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_г^2}{2g}\right)}{l}, \tag{1.123}$$

або скорочено можна записати

$$I = \frac{H_{г1} - H_{г2}}{l} = \frac{h_в}{l}, \tag{1.124}$$

де $h_в$ – втрати повного напору при русі рідини від першого до другого перерізу.

Лінія повного напору *Н-Н* може тільки знижуватися, оскільки повна енергія при русі потоку рідини постійно витрачається.

При рівномірному русі рідини лінія повного напору *Н-Н* буде паралельною п'єзометричній лінії *П-П* і гідравлічний похил буде дорівнювати п'єзометричному: $I = I_р$. Для нев'язкої (ідеальної) рідини лінія повного напору *Н-Н* буде паралельною площині порівняння і співпадатиме з лінією початкового напору (рис. 1.30), тобто $h_в = 0$.

1.3.6. Фізична суть рівняння Бернуллі

Фізична суть рівняння Бернуллі полягає в тому, що воно описує той чи інший вид питомої енергії у поперечному перерізі рухомої рідини, тобто енергії, яка припадає на одиницю ваги рідини, що нами було обґрунтовано при виведенні рів-

няння (1.115). З рівняння Бернуллі (1.119) видно, що повна питома енергія потоку рідини складається з питомої енергії положення Z, питомої енергії тиску p/γ і питомої кінетичної енергії $\alpha V^2/(2g)$, а також що повна енергія зменшується по довжині потоку в напрямку руху рідини через подолання сил тертя.

Два перші члени рівняння Бернуллі $Z + p/\gamma = H_p$ зображають потенціальну питому енергію E_p, третій член $V^2/(2g)$ – кінетичну питому енергію $E_к$, що не складає труднощів обґрунтувати це.

Візьмемо масу рідини M, яка рухається зі швидкістю V. Вага її буде $G = Mg$.

Кінетична енергія, як відомо, описується рівнянням $E_к = MV^2/2$. Оскільки нашою метою є довести, що енергія $E_к$ є питомою, тобто $E_{к\ пит}$, то віднесемо її до ваги, тобто

$$E_{к\ пит} = \frac{E_к}{G} = \frac{MV^2/2}{Mg} = \frac{V^2}{2g}. \qquad (1.125)$$

Таким чином, $V^2/(2g)$ є питома кінематична енергія.

Повний напір H являє собою суму потенціального і швидкісного напорів, або повну питому енергію рухомої рідини, тобто

$$H = E_{пит\ полож} + E_{пит\ тиску} + E_{пит\ кін} = E_{пит\ пов}. \qquad (1.126)$$

Таким чином, у відповідності з рівнянням Бернуллі повна питома енергія, яку несе потік рідини, у сумі з енергією, яка втрачається при її русі, є постійною. Окремі види енергії вздовж потоку можуть змінюватися, але їхня сума залишається незмінною в будь-якому його перерізі. Це дає змогу зробити висновок, що рівняння Бернуллі виражає відомий закон збереження енергії стосовно руху рідини.

1.3.7. Умови та приклади застосування рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі широко застосовується при дослідженні гідравлічних явищ, наприклад таких, як витікання рідини через отвори й насадки і т. ін., та при розв’язанні багатьох інженерних задач.

Перша умова щодо застосування рівняння Бернуллі витікає з допущень, які робилися при його виведенні. Рівняння застосовується для сталого плавнозмінного руху рідини, тобто руху, при якому швидкість і напір (тиск) залежать лише від координат точки в рідині й незмінні з течією часу, а швидкість частинок рідини постійна вздовж їхніх траєкторій при незначній крутизні ліній течії. Цим вимогам відповідають потоки рідин у трубопроводах, каналах і в інших гідравлічних системах.

Другою умовою можна вважати те, що рівняння Бернуллі застосовується до поперечного перерізу потоку рідини в цілому, а не до окремих його точок. Це правило обґрунтовується гідростатичним законом розподілу тиску в будь-якому перерізі рухомої рідини, тобто $Z + p/\gamma =$ const.

Третьою умовою слід вважати деякі обмеження (поради) щодо вибору поперечних перерізів. Саме в обраних перерізах повинна витримуватися вимога щодо плавнозмінності руху рідини, а між ними рух може бути й різкозмінним. Поперечні перерізи та площину порівняння слід призначати в тих місцях, де найбільша

кількість величин були б відомими, їхні значення дорівнювали б нулю або були б пошуковими.

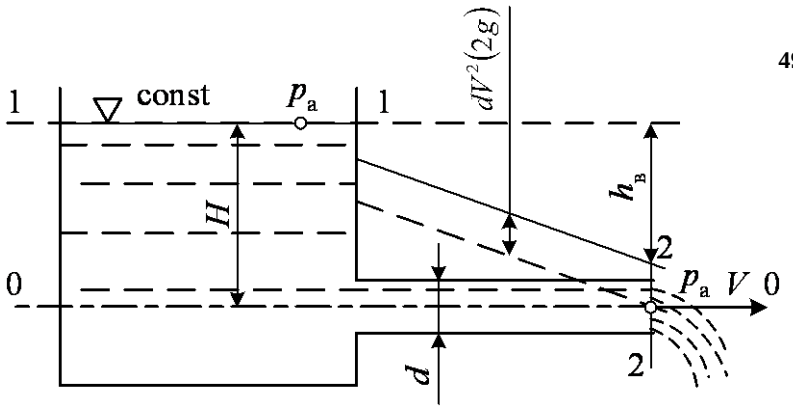


Рис. 1.31. Схема до прикладу застосування рівняння Бернуллі

Як приклад розглянемо випадок, коли рідина з відкритого резервуара з постійним її рівнем у ньому витікає через горизонтальну трубу d = 100 мм (рис. 1.31). Напір над віссю труби H = 4 м, витрата рідини Q = 25 л/с. Необхідно знайти втрати напору $h_в$.

Розв'яжемо задачу із застосуванням рівняння Бернуллі в такій послідовності. Виберемо площину порівняння й два перерізи з урахуванням вищенаведених рекомендацій. У нашому випадку площину порівняння 0-0 доцільно прийняти по осі труби, а перший переріз доцільно прийняти на вільній поверхні рідини. Тоді $Z_1 = H$, $p_1 = p_a$, $V_1 \approx 0$ (тому що в порівнянні зі швидкістю рідини в трубі швидкість у резервуарі буде незначною). Другий переріз приймемо на виході з труби. Тоді $Z_2 = 0$, $p_2 = p_a$, $V_2 = V$. Підставивши значення величин у рівняння Бернуллі, одержимо:

$$h_в = H - \frac{\alpha V^2}{2g} = H - \frac{\alpha Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d^4} = H - \frac{8\alpha Q^2}{g\pi^2 d^4} = 4 - \frac{8 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}025^2}{9{,}81 \cdot 3{,}14^2 \cdot 0{,}14} = 3{,}432 \text{ м}.$$

1.3.8. Основне рівняння рівномірного руху рідин

Як зазначалося в п. 1.3.1, при рівномірному русі незмінними є живий переріз ω, середня швидкість V та глибина потоку h.

Метою розгляду цього рівняння є встановлення залежності між силами опору і втратами напору по довжині потоку.

Виділимо в потоці рідини, яка рухається рівномірно, деякий об'єм у формі циліндра довжиною l (рис. 1.32).

Рівняння рівноваги циліндра буде мати вигляд

$$P_1 - P_2 - T + G \cdot \sin\alpha = 0 \qquad (1.127)$$

$$\text{або } (p_1 - p_2)\omega - \tau\chi l + \rho g l \omega \sin\alpha = 0, \qquad (1.128)$$

де p_1, p_2 – середній тиск в перерізах 1 і 2, Па; ω – площа перерізу, м^2; τ – середнє дотичне напруження, Па; χ – змочений периметр, м; α – кут нахилу осі циліндра до горизонтальної поверхні.

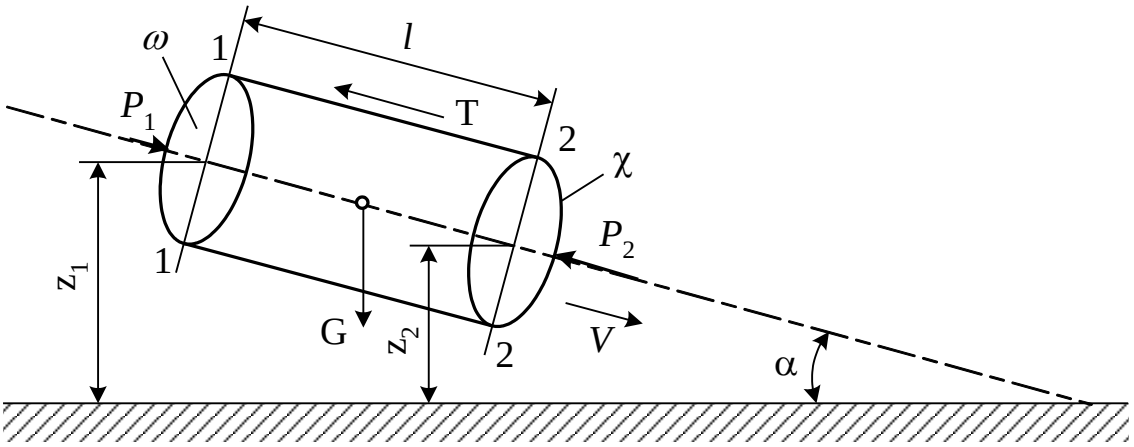


Рис. 1.32. Схема до виведення основного рівняння рівномірного руху рідини

Розділивши рівняння (1.128) на $\rho g \omega l$ та підставивши значення sin $\alpha = (Z_1 - Z_2)/l$, отримаємо:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g l} - \tau \frac{\chi}{\rho g \omega} + \frac{Z_1 - Z_2}{l} = 0, \qquad (1.129)$$

звідки

$$\tau \frac{x}{\rho g \omega} = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\rho g} + Z_1 - Z_2}{l}. \qquad (1.130)$$

Права частина рівняння (1.130) є гідравлічним похилом I, а відношення $\frac{\chi}{\omega} = \frac{1}{R}$, тоді

$$\tau = \rho g R I. \qquad (1.131)$$

Рівняння (1.131) є ***основним рівнянням рівномірного руху***. Воно показує, що робота зовнішніх сил, прикладених до деякого об'єму рідини, завжди дорівнює роботі сил тертя.

1.3.9. Режими руху рідин

В інженерній практиці зустрічаються два режими руху рідин: ***ламінарний*** (від лат. lamina – шар) – рідина рухається окремими шарами (струминками) без перемішування, і ***турбулентний*** (від лат. turbulentus – безладний) – рідина рухається з перемішуванням частинок рідини, струминність потоку порушується.

Прикладами ламінарного руху рідин є рух рідин з великою в'язкістю, а саме: нафти, мазуту, рух підземних вод у порах водоносних пластів і т. ін. Турбулентний режим руху рідин має місце при русі, наприклад, води в каналах, трубопроводах.

Це явище було проілюстроване в 1883 р. англійським фізиком О. Рейнольдсом на спеціальній установці (рис. 1.33).

При малому відкритті крана 3 потік у трубці 2 буде рухатися з малою швидкістю, і якщо в нього по трубці 5 пустити барвник, то він утворить прямолінійну струминку, яка не буде змішуватися з оточуючою рідиною. Такий рух називається ***ламінарним*** (рис. 1.33, а). При подальшому відкритті крана струмина барвника стане хвилеподібною (рис. 1.33, б), при ще більшому відкритті крана швидкість

збільшиться, і в струминці з'являться розриви (рис. 1.33, в), а потім настане і повне руйнування струминки барвника, тобто барвник повністю змішається з рідиною в трубці 2 (рис. 1.33, г). Такий рух називається ***турбулентним.***

Швидкість, при якій змінюється режим руху, називається ***критичною***.

Шляхом досліджень встановлено, що режим руху рідин характеризується числовим значенням безрозмірного параметра, який називається ***числом Рейнольдса*** R_e.

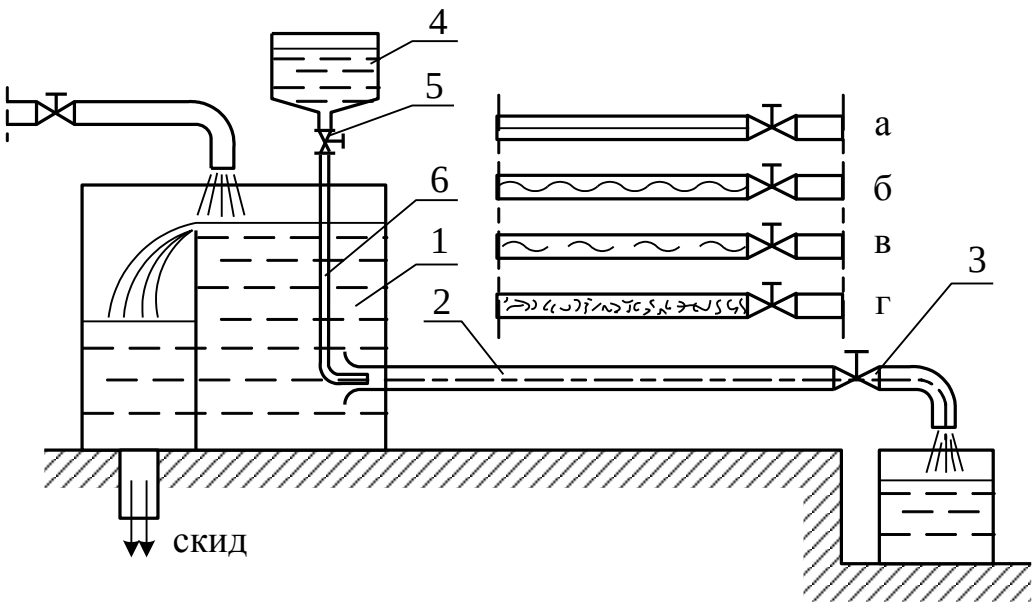


Рис. 1.33. Схема установки для дослідження режимів руху рідини:
1 – бак з рідиною; 2 – скляна трубка; 3 – кран; 4 – посудина з барвником;
5 – кран; 6 – трубка для барвника; а – ламінарний рух; б, в, г – турбулентний рух

Для круглих перерізів воно визначається рівнянням

$$R_e = \frac{Vd}{\nu}, \qquad (1.132)$$

де V – середня швидкість руху рідини; d – діаметр трубопроводу; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Режим руху рідини встановлюється за критичним числом Рейнольдса, яке для круглих трубопроводів становить $R_{e\,кр} = 2320$.

У каналах і руслах некруглого поперечного перерізу

$$R_{e\,кр} = \frac{4VR}{\nu}, \qquad (1.133)$$

де R – гідравлічний радіус, $R = d/4$.

Критичне число Рейнольдса для некруглих перерізів $R_{e\,кр\,нкр} = = 300…500$.

Отже, для встановлення режиму руху рідини необхідно співставити фактичне число Рейнольдса, яке визначається за формулами (1.132) або (1.133), з критичним: якщо фактичне $R_e < R_{e\,кр}$, то рух ламінарний, якщо ж $R_e > R_{e\,кр}$ – рух рідини турбулентний.

Розглянемо механізм явищ, які відбуваються в потоці рідини при різних режимах її руху. Русло, по якому рухається рідина (труба чи відкритий потік), завжди має певну шорсткість.

Розглянемо ламінарний рівномірний рух рідини в горизонтальному циліндричному трубопроводі радіусом r_0 і встановимо характер розподілу швидкостей і дотичних напружень у потоці при цьому.

При ***ламінарному*** режимі рідина рухається окремими шарами. Виступи шорсткості завжди втоплені в ламінарному пристінному шарі, тобто основний потік не торкається виступів шорсткості, а тому рух при цьому буде завжди ***гідравлічно гладким***.

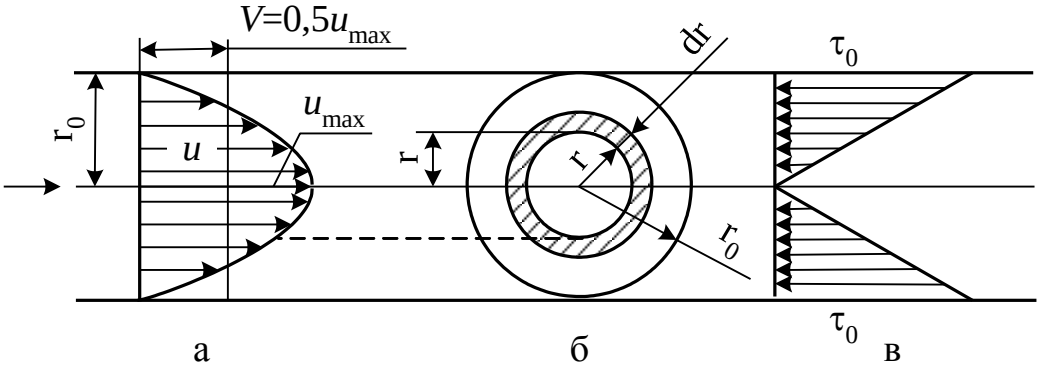


Рис. 1.34. Схема до розгляду ламінарного руху рідини:
а – епюра швидкостей (дійсної і середньої); б – концентричний відносно осі труби, безкінечно тонкий шар; в – епюра дотичних напружень

Рух рідини в цьому випадку можна уявити як сукупність безкінечно тонких кільцевих, концентричних відносно осі потоку, шарів, які переміщуються один відносно одного (сковзаються) (рис. 1.34, а, б).

Дотичні напруження, які виникають між шарами, $\tau = -\mu du / dr$. З іншого боку, згідно з основним рівнянням рівномірного руху, $\tau = \rho g R I$. Замінивши $R = r/2$, отримаємо $\tau = \rho g I (r/2)$. Прирівняємо обидва рівняння:

$$\rho g \frac{r}{2} I = -\mu \frac{du}{dr}, \qquad (1.134)$$

звідки

$$du = -\frac{\rho g I}{2\mu} r dr = -\frac{gI}{2\nu} r dr, \qquad (1.135)$$

де $\nu = \mu / \rho$.

Після інтегрування отримаємо:

$$u = -\frac{gI}{4\nu} r^2 + c. \qquad (1.136)$$

Постійну інтегрування c знайдемо за умови, що $r = r_0$, а дійсна швидкість $u = 0$. Тоді $c = gIr_0^2/(4\nu)$. Звідки

$$u = \frac{gI}{4\nu}(r_0^2 + r^2). \qquad (1.137)$$

Отримане рівняння є рівнянням параболи. Таким чином, при ламінарному русі епюри дійсних швидкостей у трубопроводі мають вигляд параболи (рис. 1.34, а).

Замінимо в рівнянні (1.137) $\nu = \mu/\rho$, тоді для центральної струмини при $r = 0$ отримаємо:

$$u_{\max} = \gamma \frac{I}{4\mu} r_0^2. \tag{1.138}$$

Витрату рідини через трубопровід знайдемо з формули

$$Q = \int_0^{r_0} 2\pi r dr u = \int_0^{r_0} 2\pi r dr \frac{I}{4\mu}(r_0^2 - r^2)\gamma =$$

$$= \gamma \frac{\pi}{2} \cdot \frac{I}{\mu}\left(\frac{r_0^4}{2} - \frac{r_0^4}{4}\right) = \frac{\pi}{8}\gamma \frac{I}{\mu} r_0^4. \tag{1.139}$$

Середня швидкість буде

$$V = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \gamma \frac{I}{8\mu} r_0^2. \tag{1.140}$$

Із співвідношення максимальної (1.138) і середньої (1.140) швидкостей маємо:

$$V = \frac{u_{\max}}{2}. \tag{1.141}$$

Закон розподілу дотичних напружень (епюру) встановимо за допомогою основного рівняння рівномірного руху $\tau = \gamma RI$. Для круглого перерізу $R = d/4 = r/2$, тоді рівняння набере вигляду $\tau = \gamma Ir/2$, тобто рівняння прямої, а для її побудови необхідні дві точки. При $r = 0$, тобто на осі трубопроводу, $\tau = 0$, при $r = r_0$ (біля стінок трубопроводу) $\tau = \max$ (рис. 1.34, в).

Епюри швидкостей та дотичних напружень у відкритому безнапірному ***плоскому*** ламінарному потоці показано на рис. 1.35. Зауважимо, що плоским (двомірним) рухом вважається такий рух, при якому кінематичні характеристики залежать тільки від двох координат і не залежать від третьої.

При доведенні рівняння епюри швидкостей розглядається рух виділеного на рис. 1.35 відсіку *ABCD*, на підставі чого відшукуване рівняння має такий вигляд:

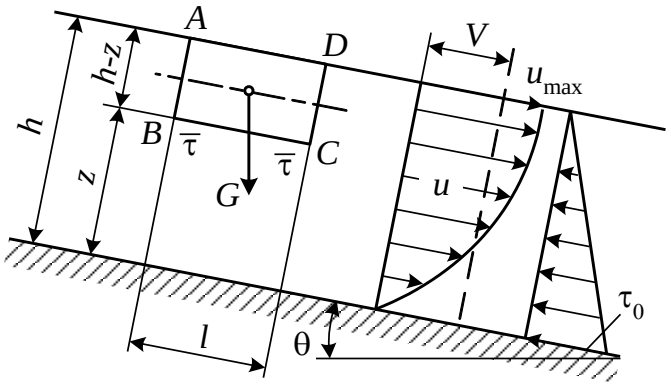


Рис. 1.35. Схема до обґрунтування ламінарного руху рідини у відкритому потоці:
θ – кут нахилу дна; *h* – глибина потоку;
ABCD – відсік, що розглядається;
l – довжина відсіку; *h-z* – висота відсіку

$$u = \frac{gi}{2\nu} z(2h - z), \tag{1.142}$$

де i – похил дна.

Таким чином, у відкритому потоці дійсні швидкості розподіляються за глибиною потоку по параболі, максимальна швидкість буде мати місце на поверхні:

$$u_{\max} = \frac{gi}{2\nu} h^2 . \qquad (1.143)$$

Середня швидкість визначиться залежністю

$$V = \frac{2}{3} u_{\max} . \qquad (1.144)$$

Дотичні напруження змінюються за лінійним законом від нуля на поверхні потоку до $\tau_0 = \rho g h i$ біля дна.

При ***турбулентному*** режимі руху рідини структура потоку більш складна. Біля стінок спочатку зберігається деякий шар рідини, яка рухається з малими швидкостями. Цей шар називається ***ламінарною плівкою***. Товщина її справляє суттєвий вплив на розподіл швидкостей у потоці, і відбувається це в поєднанні з шорсткістю стінок русла (рис. 1.36). Можливі три види цього співвідношення.

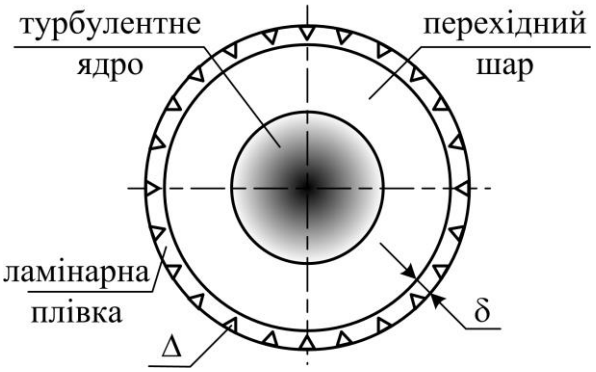


Рис. 1.36. Схема поперечного перерізу трубопроводу з турбулентним рухом рідини:
Δ – виступи шорсткості;
δ – товщина ламінарної плівки

Перший випадок: $\delta_{л\ п} > \Delta$, тобто виступи шорсткості втоплені в ламінарній плівці.

Завдяки цьому основна маса рідини не торкається виступів шорсткості, а рухається, ковзаючись по пристінній ламінарній плівці, і рух називається ***гідравлічно гладким*** (не дивлячись, що розглядається турбулентний режим).

Другий випадок: $\delta_{л\ п} = \Delta$, тобто товщина ламінарної плівки дорівнює висоті виступів шорсткості. Такий рух називається ***перехідною зоною***. Зрозуміло, що в цьому випадку можливе торкання основного потоку з виступами шорсткості

Третій випадок: $\delta_{л\ п} < \Delta$, тобто ламінарна плівка зникає, і основний турбулентний потік рухається, безпосередньо торкаючись виступів шорсткості. Рух рідини називається ***гідравлічно шорстким***, або це називається квадратичною зоною гідравлічних опорів.

Слід відзначити, що абсолютна шорсткість труб не залишається постійною в процесі експлуатації трубопроводів. Спочатку нові труби мають певну шорсткість, яка внаслідок відшліфування рухомим потоком, з включеннями в ньому, зменшується, а потім, внаслідок явищ кристалізації, шорсткість труб збільшується впритул до повного “заростання” трубопроводу.

Що стосується структури потоку при турбулентному режимі руху рідини в круглому трубопроводі, то швидкості в ньому розподіляються більш рівномірно, будучи за абсолютним значенням більшими, ніж при ламінарному режимі руху (рис. 1.37).

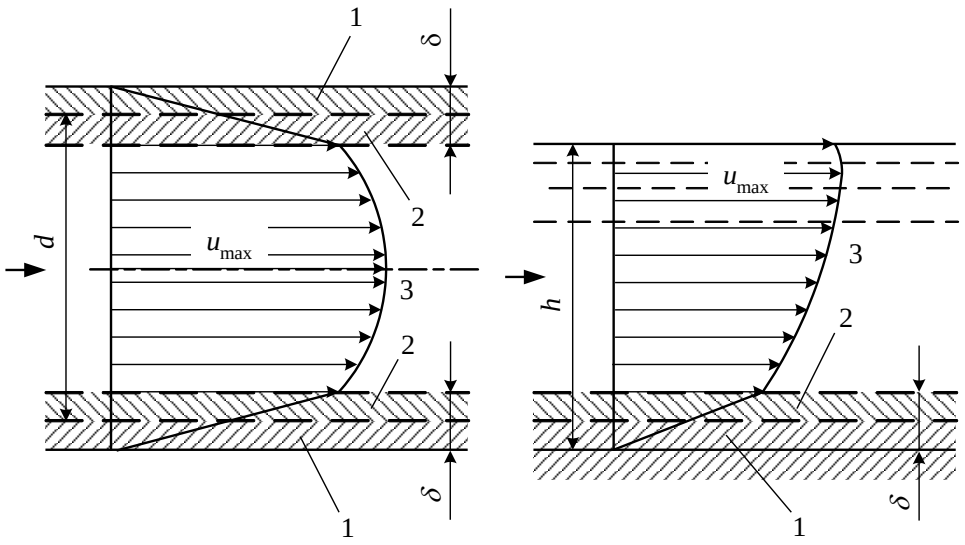


Рис. 1.37. Схема розподілу швидкостей при турбулентному режимі руху рідини:

а – у трубопроводі;
б – у відкритому каналі;
1 – ламінарна плівка;
2 – перехідний шар;
3 – ядро турбулентної течії

Фігура розподілу швидкостей у перерізі трубопроводу наближається до криволінійної трапеції (рис. 1.37, а), а в центрі трубопроводу швидкості взагалі близькі між собою, і середня швидкість $V = (0{,}75\ldots0{,}9)\ u_{max}$. Дотичні напруження розподіляються за більш складним законом, ніж при ламінарному режимі.

Загальні дотичні напруження $\tau_{турб}$ складаються з двох складових:

$$\tau_{турб} = \tau_1 + \tau_2, \qquad (1.145)$$

де τ_1 – дотичні напруження, обумовлені в'язкістю рідини, визначаються залежністю (1.7); τ_2 – дотичні напруження, обумовлені тертям внаслідок інтенсивного перемішування рідини. За теорією Прандтля – Кармана,

$$\tau_2 = \rho l^2 (du/dh)^2, \qquad (1.146)$$

де ρ – густина рідини; l – довжина шляху перемішуваня; du/dh – градієнт швидкості.

Оскільки побудова епюри дотичних напружень ускладнена, то тут, як і в більшості літературних джерел з гідравліки, вона не наводиться.

Епюра розподілу швидкостей при турбулентному режимі руху рідини у відкритому руслі показана на рис. 1.37, б.

Характер розподілу швидкостей при цьому описується порівняно складним рівнянням:

$$u_x = V \frac{\ln(1+\beta/\alpha)}{\ln\frac{1}{\alpha} - 1}, \qquad (1.147)$$

де u_x – місцева середня швидкість у довільній точці; β – відносна глибина, $\beta = y/h$, де y – відстань від вільної поверхні до точки, яка розглядається, h – глибина потоку; α – відносна шорсткість, $\alpha = \Delta/h$, де Δ – висота виступів шорсткості.

1.3.10. Гідромеханічна подібність

1.3.10.1. Моделювання гідравлічних явищ

При вивченні гідравлічних явищ, пов'язаних з рухом рідин, застосовуються аналітичні (теоретичні) дослідження та розрахунки, а також експериментальні дослідження. Сполучення цих двох видів досліджень забезпечує високу надійність отримуваних результатів.

У цьому розділі розглядаються методичні підходи до проведення експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження гідравлічних явищ можна виконати в природних (натуральних) умовах і на моделях, у лабораторних умовах. Проведення натуральних досліджень явищ на об'єктах, які проектуються, взагалі неможливе, оскільки об'єкт відсутній у природі. Проведення досліджень на об'єктах-аналогах у більшості випадків неможливе, оскільки важко їх підібрати, реальні об'єкти великі за розмірами і т. ін. Тому при дослідженні гідравлічних явищ здебільшого єдиним методом досліджень є моделювання цих явищ.

Моделювання в гідродинаміці – це дослідження гідродинамічних явищ чи процесів шляхом побудови і вивчення їхньої моделі. Слід відзначити, що моделювання є однією з основних категорій теорії пізнання. Основною умовою моделювання гідравлічних процесів є дотримання подібності відповідних параметрів моделі й натури явища.

Сучасна теорія моделювання гідравлічних явищ базується на ***законі гідромеханічної подібності***, встановленому І. Ньютоном в 1686 р., у відповідності до якого вважається, що в механічно подібних потоках рідини (у натурі й на моделі) геометричні розміри, швидкості та діючі сили в схожих точках повинні знаходитися в однакових співвідношеннях.

Таким чином, складовими частинами гідромеханічної подібності є ***геометрична, кінематична і динамічна подібність***.

Геометрична подібність потоків – це подібність лінійних розмірів $l_н$ і $l_м$, площ $\omega_н$ і $\omega_м$ та об'ємів $W_н$ і $W_м$ у таких співвідношеннях:

$$\frac{l_н}{l_м} = M_l; \qquad \frac{\omega_н}{\omega_м} = M_\omega = M_l^2; \qquad \frac{W_н}{W_м} = M_W = M_l^3, \tag{1.148}$$

де M_l – лінійний масштаб моделювання, індекси "н" і "м" позначають величини натури й моделі

Кінематична подібність потоків – це геометрична подібність переміщень частинок рідини, і вона описується такими співвідношеннями:

$$\frac{t_н}{t_м} = M_t; \qquad \frac{V_н}{V_м} = M_v; \qquad \frac{a_н}{a_м} = M_a, \tag{1.149}$$

де M_t, M_v, M_a – масштаби моделювання відповідно часу, швидкостей і прискорень.

Динамічна подібність потоків – це подібність у натурі й на моделі сил, що описується таким співвідношенням:

$$\frac{F_н}{F_м} = \frac{P_н}{P_м} = \frac{T_н}{T_м} = M_F = \text{idem}, \tag{1.150}$$

де F, P, T – відповідно сили інерції, тяжіння і в'язкості.

1.3.10.2. Критерії подібності

Критерій Ньютона $\mathbf{N_e}$ є основним критерієм (основним законом) гідромеханічної подібності потоків, згідно з ним всі сили (тяжіння, тиску, інерції, тертя і поверхневого натягу), під дією яких відбувається те чи інше гідравлічне явище, повинні бути в такому співвідношенні:

$$\frac{F_н}{F_м} = \frac{m_н a_н}{m_м a_м} = \frac{\rho_н l_н^2 V_н^2}{\rho_м l_м^2 V_м^2} \qquad \text{або} \qquad \frac{F_н}{\rho_н l_н^2 V_н^2} = \frac{F_м}{\rho_м l_м^2 V_м^2} = N_e, \qquad (1.151)$$

де $F_н$ і $F_м$, $\rho_н$ і $\rho_м$, $l_н$ і $l_м$, $V_н$ і $V_м$ – відповідно сили, густини, довжини і швидкості в натурі й на моделі; N_e – критерій Ньютона.

Таким чином, у динамічно подібних потоках між діючими силами повинно бути постійне співвідношення, яке називається ***критерієм Ньютона***.

Оскільки вплив вищеназваних сил, через різну їхню фізичну природу, може проявлятися неоднаково, встановлюються частинні критерії подібності для випадків, коли в якості переважаючої приймається якась одна з діючих сил.

Критерій Фруда $\mathbf{F_r}$ – це один з окремих випадків критеріїв подібності, і застосовується він, коли переважаючими є сили тяжіння. Наприклад, при моделюванні явищ витікання рідин з отворів і насадок, переливу їх через водозливи, де переважаючими і є сили тяжіння, а сили поверхневого натягу і в'язкості є зневажливо малими, тоді й застосовується критерій Фруда, який виражається таким чином:

$$\frac{Сили\ інерції}{Сили\ тяжіння} = \frac{\rho l^2 V^2}{\nu l^3} = \frac{V^2}{gl} = F_r = \text{idem}. \qquad (1.152)$$

Отже, при перевазі сил тяжіння потоки будуть подібними, якщо будуть однаковими числа Фруда для натури і для моделі, тобто $\mathrm{F_{r_н}} = \mathrm{F_{r_м}}$. Оскільки, звичайно, у подібних потоках прискорення сили тяжіння $g_н = g_м$, критерій Фруда дещо спрощується:

$$\frac{V_н^2}{l_н} = \frac{V_м^2}{l_м} = F_r. \qquad (1.153)$$

Перехід від моделі до натури в цьому випадку може бути виконаний за такими залежностями:

для швидкості:

$$\frac{V_н^2}{V_м^2} = \frac{l_н}{l_м} = M_l \quad \text{або} \quad V_н = V_м\sqrt{M_l}; \qquad (1.154)$$

для витрати:

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{\omega_н V_н}{\omega_м V_м} = M_l^2\sqrt{M_l} \quad \text{або} \quad Q_н = Q_м M_l^2\sqrt{M_l}; \qquad (1.155)$$

для часу, оскільки

$$V_{н}=\frac{l_{н}}{t_{н}},\quad V_{м}=\frac{l_{м}}{t_{n}}\quad \text{і}\quad \frac{V_{н}}{V_{м}}=\frac{l_{н}l_{м}}{t_{н}t_{м}},\quad \frac{t_{н}l_{м}}{t_{м}l_{н}}=\frac{V_{м}}{V_{н}},$$

то

$$\frac{t_{н}}{t_{м}}=\frac{V_{м}l_{н}}{V_{н}l_{м}},\qquad t_{н}=t_{м}\sqrt{M_{l}}. \tag{1.156}$$

Критерій Рейнольдса $\boldsymbol{R_e}$ застосовується при моделюванні руху рідин у трубопроводах, каналах і річках, де переважають сили тертя (в'язкості), а тому закон гідромеханічної подібності описується такою залежністю:

$$\frac{Сили\ інерції}{Сили\ тертя}=\frac{\rho l^2V^2}{\mu lV}=\frac{Vl}{\nu}=R_{e}=\text{idem}. \tag{1.157}$$

Тут сили тертя знайдені за залежністю (1.6).

Таким чином, при перевазі сили тертя потоки будуть схожими, якщо критерій Рейнольдса для обох потоків однаковий, тобто

$$R_{e_н}=R_{e_м}\quad \text{або}\quad \frac{V_{н}l_{н}}{\nu_{н}}=\frac{V_{м}l_{м}}{\nu_{м}}. \tag{1.158}$$

Перехід від моделі до натури в цьому випадку може бути виконаний за такими формулами при $\nu_н = \nu_м$:

$$V_{н}=\frac{V_{м}}{M_{l}};\quad Q_{н}=Q_{м}M_{l};\quad t_{н}=t_{м}M^{2}{}_{l}, \tag{1.159}$$

де $V_н$, $Q_н$, $t_н$ – відповідно швидкість, витрата та час у натурі.

1.3.10.3. *π*-теорема і її застосування

У тих випадках, коли неможливо отримати теоретичні залежності для опису гідравлічних явищ, удаються до методу аналізу розмірностей (π-теорема), який дозволяє встановити структуру формули, яка пов'язує фізичні фактори гідравлічного явища, що досліджується [14].

Припустимо, необхідно знайти параметри критеріального рівняння для експериментального визначення будь-якої фізичної величини $F(\pi_1, \pi_2) = 0$, наприклад, критерії F_r і R_e, якщо рух рідини описується рівнянням, яке визначається п'ятьма параметрами $f(l, t, p, g, \nu) = = 0$.

Розглянемо розмірності величин, вибравши за основні довжину, час і масу:

$$l[L],\quad t[T],\quad \rho\left[\frac{M}{L^3}\right],\quad g\left[\frac{L}{T^2}\right],\quad \nu\left[\frac{L^2}{T}\right]. \tag{1.160}$$

У відповідності до π-теореми, функціональну залежність можна виразити безрозмірними комплексами в кількості (К-3), де К – кількість параметрів рівняння, 3 – кількість параметрів, які мають основну розмірність. Для випадку, який розглядається, (К – 3) = (5 – 3) = 2, тобто два π (або два критерії):

$$\Pi_1 = l^{x1} t^{y1} \rho^{z1} g;\ \Pi_2 = l^{x2} t^{y2} \rho^{z2} \nu. \qquad (1.161)$$

З урахуванням розмірностей для кожного π можна записати:

$$\Pi_1 = [L]^{x1} [T]^{y1} \left[\frac{M}{L^3}\right]^{z1} \left[\frac{L}{T^2}\right]; \quad \Pi_2 = [L]^{x2} [T]^{y2} \left[\frac{M}{L^3}\right]^{z2} \left[\frac{L^2}{T}\right]. \qquad (1.162)$$

Рівняння наберуть такого вигляду:

$$\pi_1 = L^{x1-3z1+1} T^{y1-2} M^{z1}; \quad \pi_2 = L^{x2-3z2+2} T^{y1-2} M^{z2}, \qquad (1.163)$$

звідки, прирівнюючи показники степеня при *L*, *T*, *M* до нуля, для кожного з двох π отримаємо систему рівнянь:

$$\left.\begin{array}{c} x_1 - 3z_1 + 1 = 0 \\ y_1 - 2 = 0 \\ z_1 = 0 \end{array}\right\} \left.\begin{array}{c} x_2 - 3z_2 + 2 = 0 \\ y_2 - 1 = 0 \\ z_2 = 0 \end{array}\right\}. \qquad (1.164)$$

Розв'язуючи кожну з двох систем, знайдемо:

$$\begin{array}{l} \text{для } \pi_1:\ x_1 = -1; y_1 = 2; z_1 = 0; \\ \text{для } \pi_2:\ x_2 = -2; y_2 = 1; z_2 = 0. \end{array} \qquad (1.165)$$

Далі знайдемо безрозмірні параметри:

$$\left.\begin{array}{l} \pi_1 = \dfrac{g t_1^2}{l} = \dfrac{gl}{V^2} = \dfrac{1}{F_r} \\ \pi_2 = \dfrac{t\nu}{l^2} = \dfrac{\nu}{Vl} = \dfrac{1}{R_e} \end{array}\right\} \qquad (1.166)$$

і запишемо в загальному вигляді критеріальне рівняння руху в'язкої рідини:

$$F(F_r, R_e) = 0. \qquad (1.167)$$

1.3.11. Гідравлічні опори

1.3.11.1. Види гідравлічних опорів і їх вплив на напір рідини

Гідравлічні опори – це будь-які перешкоди на шляху руху рідин, що викликають деформацію потоку у вигляді зміни швидкості руху за величиною чи напрямком або за величиною і напрямком одночасно.

Гідравлічні опори поділяються на опори по довжині й місцеві опори.

Опори по довжині обумовлені шорсткістю стінок русла і в'язкістю рідини. Вони рівномірно розподілені по всій довжині потоку, а тому й мають відповідну назву.

Місцеві опори обумовлені місцевою деформацією потоку, яка викликається зміною напрямку чи розмірів русла (трубопроводу чи відкритого русла), пристроями запірно-регулюючої арматури (крани, вентилі, засувки), фасонними частинами (муфти, трійники, хрестовини тощо) та іншими пристроями.

На подолання гідравлічних опорів потоком витрачається напір (енергія).

Загальні втрати напору, згідно з рівнянням Бернуллі для потоку реальної рідини $h_в$ (1.119), складаються з втрат напору по довжині $h_{дов}$ та в місцевих опорах $h_м$, тобто

$$h_в = h_{дов} + h_м. \qquad (1.168)$$

1.3.11.2. Втрати напору в місцевих опорах

Втрати напору в місцевих опорах при турбулентному режимі руху рідин визначаються за формулою

$$h_м = \zeta \frac{V^2}{2g}, \qquad (1.169)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору; V – середня швидкість руху рідини в перерізі за місцевим опором.

Для переважної більшості місцевих опорів коефіцієнт місцевого опору визначається дослідним шляхом (табл. 1.3), і тільки для деяких з них він може бути визначений теоретично.

Раптове розширення трубопроводу. Це широко розповсюджений тип місцевого опору, коли трубопровід з меншим діаметром переходить у трубопровід з більшим діаметром (рис. 1.38, а).

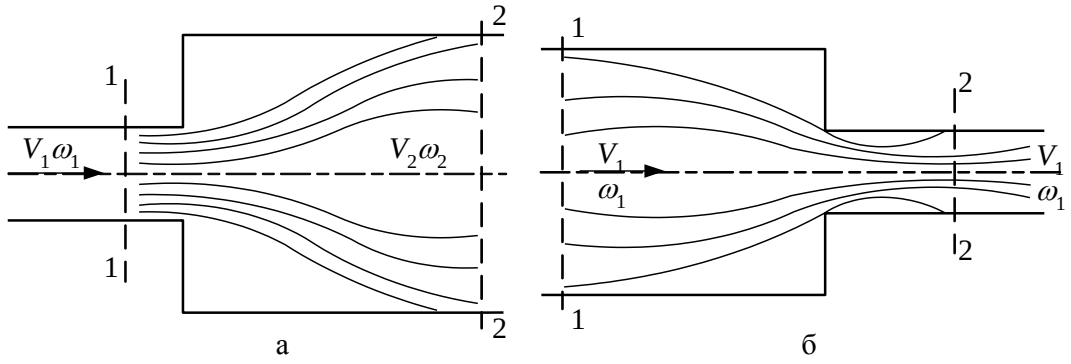


Рис. 1.38. Схема місцевих гідравлічних опорів:
а – раптове розширення; б – раптове звуження

Втрати напору при раптовому розширенні трубопроводу визначаються за формулою Борда:

$$h_{рр} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \qquad (1.170)$$

де V_1 і V_2 – середні швидкості руху рідини в перерізах відповідно 1-1 і 2-2.

Знайдемо коефіцієнт місцевого опору через середні швидкості V_1 або V_2.

З урахуванням рівняння нерозривності потоку $V_1\omega_1 = V_2\omega_2$ втрати напору в залежності від швидкостей V_1 і V_2 дорівнюють:

$$h_{рр1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}; \quad h_{рр2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 \frac{V_2^2}{2g}. \qquad (1.171)$$

Звідки коефіцієнти місцевого опору дорівнюють:

$$\zeta_{\text{р р1}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2; \quad \zeta_{\text{р р2}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2. \tag{1.172}$$

Раптове звуження трубопроводу. Це також широко розповсюджений тип місцевого опору (рис. 1.38, б), при цьому трубопровід з більшим діаметром переходить у трубопровід з меншим діаметром.

Коефіцієнт місцевого опору $\zeta_{\text{р з}}$ при $d_2 < 0{,}5d_1$ знаходиться за формулою

$$\zeta_{\text{р з}} = 0{,}5\left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right). \tag{1.173}$$

Вхід з резервуара в трубу. Цей випадок схожий з раптовим звуженням, а тому тут можна застосувати формулу (1.173) і при $d_2 << d_1$, тобто $d_2 \approx 0$, $\zeta_{\text{вх}} = 0{,}5$.

Що ж до інших типів місцевих опорів, то тут обмежимося даними, наведеними в табл. 1.3.

1.3.11.3. Втрати напору в опорах по довжині

Втрати напору в круглих трубопроводах. Формулу для визначення втрат напору по довжині потоку виведемо, скориставшись основним рівнянням рівномірного руху рідини (1.131), з якого витікає, що $\tau = \gamma RI$.

Замінимо $I = h_{\text{дов}}/l$, де $h_{\text{дов}}$ – втрати напору по довжині. Розв'яжемо рівняння відносно $h_{\text{дов}}$:

$$h_{\text{дов}} = \frac{\tau}{\gamma}\frac{l}{R}. \tag{1.174}$$

Експериментально обґрунтовано, що

$$\tau = \rho f \frac{V^2}{2} = \gamma \cdot f \frac{V^2}{2g}, \tag{1.175}$$

де f – коефіцієнт тертя рідини об стінки русла. Підставимо вираз (1.175) у (1.174), отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = f \frac{V^2}{2g}\frac{l}{R}. \tag{1.176}$$

Помножимо й розділимо останній вираз на 4:

$$h_{\text{дов}} = 4f \frac{V^2}{2g}\frac{l}{4R}. \tag{1.177}$$

Позначимо $4f = \lambda$, отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{4R}\frac{V^2}{2g}. \tag{1.178}$$

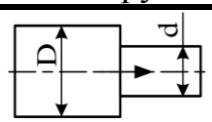
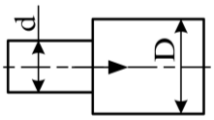
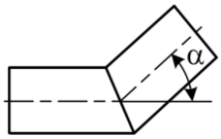
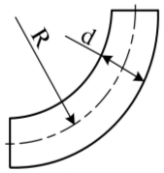
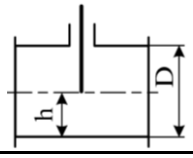
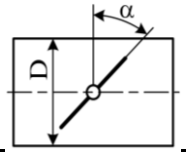
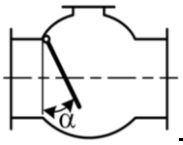
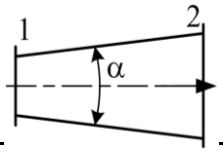
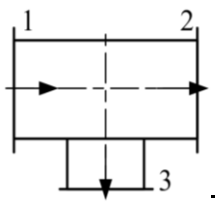
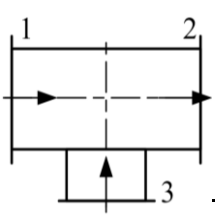
Для круглих трубопроводів $4R = d$.

Підставивши це значення в рівняння (1.178), остаточно отримаємо рівняння для визначення втрат напору по довжині в круглих трубопроводах, яке носить назву Вейсбаха – Дарсі:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{d}\frac{V^2}{2g}, \tag{1.179}$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина трубопроводу; d – діаметр трубопроводу; V – середня швидкість руху рідини.

Таблиця 1.3. Коефіцієнти ζ для деяких місцевих опорів [29]

Назва опору	Схема вузла опору	Значення коефіцієнта ζ							
Раптове розширення		$(D/d)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,01
		ζ	0	0,04	0,16	0,36	0,64	0,81	0,98
Раптове звуження		$(d/D)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,01	
		ζ	0	0,15	0,25	0,34	0,45	0,5	
Різкий поворот труби		α^0	20	40	60	80	90	120	140
		ζ	0,05	0,14	0,37	0,74	0,99	1,86	2,43
Плавний поворот трубопроводу при $\alpha = 90^0$		d/R	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
		ζ	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98
Засувка		h/D	1,0	7/8	6/8	5/8	1/2	3/8	2/8	1/8
		ζ	0	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8
Дросельний клапан		α^0	20	30	40	50	60	70	80	90
		ζ	142,2	55,21	20,23	7,85	2,88	1,11	0,41	0,11
Зворотний клапан		α^0	70	65	55	45	35	25	15	
		ζ	1,7	2,3	4,6	9,5	20	42	90	
Дифузор		$\varsigma = k\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2$, де				α^0	5	10	15	25
						k	0,14	0,16	0,3	0,62
Трійники: розділення потоків		Q_3/Q_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0		
		ζ_{1-3}	0,95	0,88	0,89	0,95	1,1	1,28		
		ζ_{1-2}	0,04	0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35		
Трійники: з'єднання потоків		Q_3/Q_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0		
		ζ_{3-2}	1,2	0,4	0,08	0,47	0,72	0,01		
		ζ_{1-2}	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60		

Для русел з ***некруглою формою поперечного перерізу*** рівняння (1.179) набирає вигляду:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{V^2}{2g}, \qquad (1.180)$$

де R – гідравлічний радіус ($R = \omega/\chi$).

Формули (1.179) і (1.180) справедливі для будь-якого режиму руху рідини. Замінивши в цих рівняннях $\lambda l/4R = \lambda l/d = \zeta_{\text{дов}}$, їх можна привести до виду формули Вейсбаха:

$$h_{\text{дов}} = \zeta_{\text{дов}} \frac{V^2}{2g}, \qquad (1.181)$$

де $\zeta_{\text{дов}}$ – коефіцієнт втрат напору по довжині.

Очевидно, що коефіцієнт гідравлічного тертя залежить від шорсткості стінок русла. Розрізняють відносну й еквівалентну шорсткості.

Відносна шорсткість – це відношення розрахункової висоти виступів шорсткості Δ до одного з лінійних параметрів русла: радіуса труби, діаметра труби чи гідравлічного радіуса, тобто Δ/r, Δ/d, Δ/R.

Еквівалентна шорсткість Δ_e – це така рівномірно розміщена по поверхні й рівнозерниста шорсткість, втрати напору при якій дорівнюють втратам напору при дійсній шорсткості – нерівномірній і не-рівномірно-зернистій. Значення еквівалентної шорсткості для труб з різних матеріалів наведені у табл. 1.4.

У розглянутій методиці втрати напору по довжині знаходяться через середню швидкість руху рідини V. У певних випадках застосування цієї методики цілком обґрунтоване й необхідне (при розрахунку коротких трубопроводів).

Враховуючи складність цієї методики, пов’язану зі встановленням режиму руху та знаходженням коефіцієнта λ, у гідравлічних розрахунках використовуються й інші методи знаходження втрат напору по довжині $h_{\text{дов}}$, а саме: через витрату рідини та гідравлічний похил. Розглянемо ці методи.

Замінимо у формулі (1.179) $V = Q/\omega$, враховуючи, що для круглих перерізів $\omega = \pi d^2/4$, отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{2g(\pi d^2/4)^2} = 0{,}083 \frac{\lambda}{d^5} Q^2 l. \qquad (1.182)$$

Таблиця 1.4. Рекомендовані значення еквівалентної шорсткості Δ_e для труб з різних матеріалів [1; 48]

Тип труб	Стан труб	Δ_e, мм
Цільнотягнуті сталь-ні	Нові	0,02…0,1
	Бітумізовані	до 0,04
	Водопровідні, уживані в експлуатації	1,2…1,5
	Очищені після багатьох років експлуатації	до 0,04
Цільнозварні сталь-ні	Нові або вживані, але в хорошому стані (зварні або з клепаним з'єднанням)	0,04…0,1
	Нові, бітумізовані	0,05
	Вживані, з рівномірною корозією	0,15
	Покриті лаком, але не позбавлені окислення (забруднені в процесі експлуатації у воді, але без слідів корозії)	0,95…1
Чавунні	Нові	0,25…1
	Асфальтовані	0,12…0,3
	Водопровідні, вживані в експлуатації	1,4
	Очищені після багаторічної експлуатації	0,3…1,5
Бетонні й залізобетонні	При середніх умовах експлуатації	2,5
Азбестоце-ментні	Нові	0,05…0,1
	При середніх умовах експлуатації	0,6
Керамічні	Глазуровані	1,4
Скляні і з кольоро-вих металів	Нові, технічно гладкі	0,001…0,002

Назвемо вираз $0{,}083\lambda / d^5$ питомим опором і позначимо його літерою A, тобто

$$A = 0{,}083\lambda / d^5. \qquad (1.183)$$

Підставивши значення A у формулу (1.182) та доповнивши її коефіцієнтом β, остаточно отримаємо:

$$h_{\text{дов}} = AlQ^2\beta, \qquad (1.184)$$

де A – питомий опір, с^2/м^6, він є функцією діаметра та матеріалу трубопроводу (табл. 1.5); l – довжина трубопроводу, м; Q – витрати рідини, м^3/с; β – поправочний коефіцієнт на швидкість. Застосовується у зв'язку з тим, що питомий опір A в довідковій літературі дається для квадратичної зони турбулентного режиму, а фактичні швидкості можуть бути різними. Він дається в довідковій літературі з гідравліки поряд з питомим опором A (табл. 1.6).

Таблиця 1.5. Модулі витрат K, м^3/с, і питомі опори A, с^2/м^6, для найбільш вживаних діаметрів труб з різних матеріалів у квадратичній області опору* [48]

Умовний прохід D_y, мм	Матеріал труб				
	Ненові стальні	Ненові чавунні	Азбесто-цементні, тип 1, ВТ9	Пластмасові (ПВП, тип СЛ)	Керамічні
50	0,0095 11080	—	—	0,0176 3228,3	0,012 6950
100	0,076 173,1	0,0566 312,1	0,0729 188,16	0,076 173,1	0,035 816,3
125	0,114 76,94	0,102 96,11	—	0,143 48,9	—
150	0,18 30,86	0,164 37,18	0,178 31,56	0,202 24,5	0,214 21,8
200	0,379 6,96	0,351 8,11	0,356 7,89	0,493 4,11	0,456 4,81
250	0,676 2,188	0,629 2,52	0,67 2,22	0,874 1,309	0,82 1,49
300	1,085 0,849	1,026 0,95	1,048 0,91	1,188 0,708	1,32 0,57
350	1,637 0,373	1,539 0,422	1,525 0,43	1,624 0,379	—
400	2,319 0,186	2,174 0,211	2,147 0,217	2,219 0,203	—
500	4,117 0,059	3,898 0,0658	3,753 0,071	3,978 0,0632	—

* У чисельнику наведені значення модулів витрати K.

За формулою (1.184) втрати напору по довжині визначаються через витрату рідини (на відміну від формули (1.179), де це робилося через швидкість її руху).

Позначимо повний опір цього трубопроводу через S, тобто $S = Al$, тоді одержимо другу розрахункову формулу:

$$h_{\text{дов}} = SQ^2\beta, \qquad (1.185)$$

де S – опір трубопроводу (повний).

Використовуючи поняття гідравлічного похилу $I = h_{\text{дов}}/l$ та збільшивши його в 1000 разів (оскільки I величина дуже мала), одержимо третю розрахункову формулу:

$$h_{\text{дов}} = 1000\,Il, \qquad (1.186)$$

де $1000I$ наводиться в довідковій літературі з гідравліки й означає втрати напору в метрах на кілометр довжини трубопроводу, м/км; l – довжина трубопроводу, км.

Таблиця 1.6. Значення поправочних коефіцієнтів β в залежності від середньої швидкості руху V, м/с, для труб різного діаметра і з різних матеріалів [48]

V, м/с	Матеріал труб					
	Нові стальні	Нові чавунні	Ненові стальні й чавунні	Азбестоцементні й залізобетонні	Пластмасові та скляні	Керамічні
0,2	1,244	1,462	1,41	1,308	1,439	1,55
0,4	1,113	1,226	1,20	1,158	1,230	1,20
0,6	1,057	1,115	1,115	1,082	1,123	1,09
0,8	1,021	1,047	1,06	1,034	1,052	1,034
1,0	1,000	1,000	1,03	1,000	1,000	1,000
1,2	0,986	0,965	1,0	0,974	0,960	0,977
1,4	0,972	0,938	1,0	0,953	0,926	0,961
1,8	0,958	0,899	1,0	0,922	0,876	0,94
2,2	0,946	0,871	1,0	0,900	0,837	0,926
2,6	0,937	0,851	1,0	0,883	0,806	0,916
3,0	0,932	0,836	1,0	0,870	0,780	0,910

Розв'яжемо рівняння (1.184) відносно витрати Q, виключивши коефіцієнт β, враховуючи, що $h_{дов}/l = I$ та прийнявши $K = \sqrt{1/A}$, отримаємо рівняння $Q = K\sqrt{I}$, а змінивши в цьому рівнянні гідравлічний похил $I = h_{дов}/l$ і розв'язавши його відносно втрат напору по довжині, отримаємо четверту розрахункову формулу:

$$h_{дов} = \frac{lQ^2}{K^2}, \qquad (1.187)$$

де l – довжина трубопроводу, м; Q – витрата рідини, м^3/с; K – модуль витрати, або пропускна здатність трубопроводу, м^3/с, наводиться в табл. 1.5.

1.3.11.4. Коефіцієнт гідравлічного тертя. Коефіцієнт опору системи

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ (1.179) визначається за певним порядком, який залежить від режиму руху рідини. Цьому питанню присвячені праці багатьох вчених, і зокрема І. Нікурадзе, виконані в 20-х рр. XX ст. в Німеччині. За результатами цих дослідів були побудовані графіки залежності коефіцієнта λ від числа R_e в координатах $lg100\lambda$-lgR_e при значеннях відносної шорсткості труб $\Delta_e \cdot 10^3/D$ від 0,98 до 33,33 (рис. 1.39).

З графіка видно, що при напірному русі рідини в круглих трубопроводах існують п'ять різних областей опорів: перша область при $R_e < 2320 (lgR_e < 3{,}36)$ характеризує ламінарний режим руху рідини; друга область при $2320 < R_e < 4000$ ($3{,}36 < lgR_e < 3{,}6$) характеризує стрибкоподібний перехід від ламінарного режиму до турбулентного; третя область характеризує турбулентний режим руху рідини по гідравлічно гладких трубах (у цьому випадку $lg\lambda$ змінюється по пологій прямій II); четверта область являє собою перехід від області руху по гідравлічно гладких трубах до

квадратичної області (область між лініями II і III); п'ята область характеризує турбулентний режим у квадратичній області опорів (область правіше лінії III).

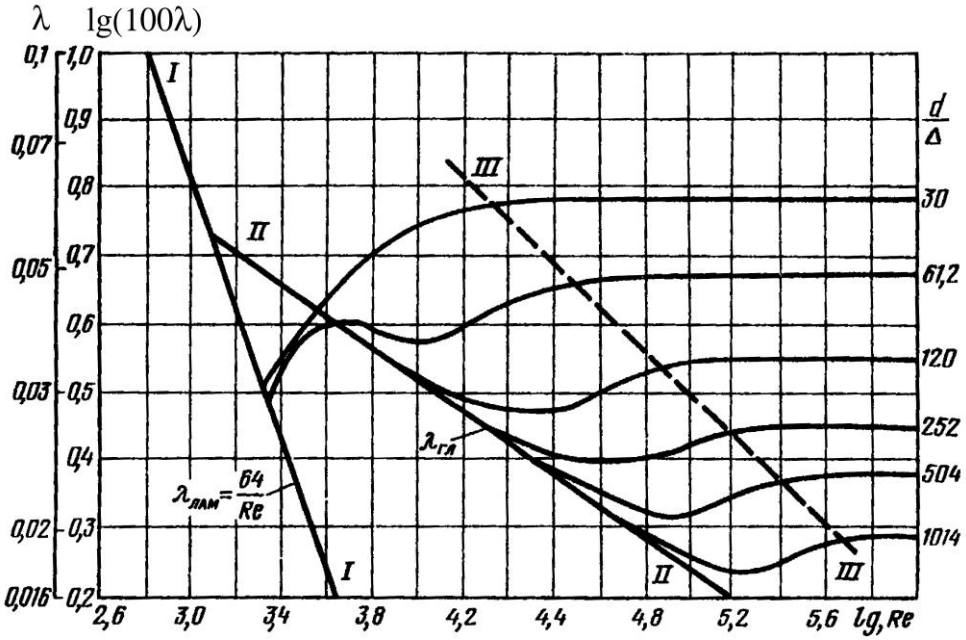


Рис. 1.39. Графіки залежності $\lambda = f(R_e)$

Отже, ***при ламінарному русі рідини***, який буде мати місце при $R_e < R_{екр} = 2320$, коефіцієнт $\lambda_{лам}$ визначається за формулою

$$\lambda_{лам} = \frac{64}{R_e}, \tag{1.188}$$

де R_e – фактично вирахуване число Рейнольдса.

При ***турбулентному режимі руху рідини*** при знаходженні значення коефіцієнта λ мають місце три зони опорів.

1. Зона гідравлічно гладкого руху. Ця зона буде мати місце при $\delta_{л\ п} > \Delta_e$ (див. п. 1.3.9), тобто коли виступи шорсткості Δ_e втоплені в ламінарній плівці товщиною $\delta_{л\ п}$. Це буде мати місце при $R_{екр} < R_e < 20\dfrac{d}{\Delta_e}$, де d – діаметр трубопроводу; Δ_e – еквівалентна шорсткість трубопроводу. Коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{R_e}}. \tag{1.189}$$

2. Перехідна зона. У цій зоні $\delta_{л\ п} = \Delta_e$, вона буде мати місце при $20\dfrac{d}{\Delta_e} < R_e < 500\dfrac{d}{\Delta_e}$, а коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{R_e}}. \tag{1.190}$$

3. Квадратична зона. Це зона повністю шорсткого руху, $\Delta_e > \delta_{л\ п}$. Вона буде мати місце при $R_e > 500\dfrac{d}{\Delta_e}$, тоді коефіцієнт λ визначається за формулою

$$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{\frac{\Delta_e}{d}}. \qquad (1.191)$$

Дріб $68/R_e$ в останній формулі відсутній тому, що у квадратичній зоні число R_e досягає настільки великих значень, що добутком з вищеназваного дробу можна знехтувати.

Для встановлення характеру впливу швидкості руху рідини на значення втрат напору підставимо у формулу (1.179) значення коефіцієнта $\lambda = 64/R_e$, тоді отримаємо:

$$h_{\text{дов лам}} = \frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{l}{d}\frac{V^2}{2g}, \qquad (1.192)$$

а також значення числа $R_e = Vd/\nu$:

$$h_{\text{дов лам}} = \frac{32 \cdot l \cdot \nu \cdot V}{gd^2}. \qquad (1.193)$$

Величини в рівнянні (1.193), крім швидкості, замінимо коефіцієнтом $K_{\text{лам}} = \dfrac{32l\nu}{gd^2}$, отримаємо:

$$h_{\text{дов лам}} = K_{\text{лам}} V, \qquad (1.194)$$

тобто при ламінарному режимі втрати напору прямо пропорційні середній швидкості руху рідини (залежність лінійна).

За аналогією, без доказу, для гідравлічно гладких труб (турбулентний режим)

$$h_{\text{дов г гл}} = K_{\text{г гл}} \cdot V^{1,75}, \qquad (1.195)$$

для перехідної зони

$$h_{\text{дов пер}} = K_{\text{пер}} \cdot V^{1,75\ldots2}, \qquad (1.196)$$

для квадратичної зони

$$h_{\text{дов кв}} = K_{\text{кв}} \cdot V^2. \qquad (1.197)$$

Внесемо усі залежності, за якими визначається коефіцієнт λ, та формули, що характеризують вплив швидкості руху рідини на величину втрат напору, у табл. 1.7.

Таблиця 1.7. Структура залежностей для визначення коефіцієнта λ та характер впливу швидкості V на втрати напору по довжині [30]

$\lambda = \frac{64}{R_e}$ $h_{дов} \equiv V$	$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{R_e}}\ h_{дов} \equiv V^{1{,}75}$	$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{R_e}}$ $h_{дов} \equiv V^{1{,}75..2}$	$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{\frac{\Delta_e}{d}}$ $h_{дов} \equiv V^{2}$
	Гідравлічно гладкі труби	Перехідна зона	Квадратична зона
Ламінарний режим	Турбулентний режим		
$R_e < R_{e\,кр} = 2320$	$R_{e\,кр} < R_e < 20\frac{d}{\Delta_e}$	$20\frac{d}{\Delta_e} < R_e < 500\frac{d}{\Delta_e}$	$R_e > 500\frac{d}{\Delta_e}$

Аналіз наведених у табл. 1.7 даних показує, що вплив числа R_e на значення коефіцієнта λ найбільший при ламінарному режимі, потім цей вплив зменшується, а у квадратичній зоні число R_e зовсім не впливає на значення коефіцієнта λ.

Втрати напору прямо пропорційні швидкості руху V при ламінарному режимі, а потім вплив швидкості на їхнє значення поступово збільшується до V^2, чому відповідна зона й називається квадратичною.

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ можна знайти й за допомогою графіків $\lambda = fR_e$ (рис. 1.40). На графіках розмежовані області гідрав-лічно гладких труб (область ламінарного руху та гідравлічно гладких труб), перехідна і квадратична області. В області гідравлічно гладких труб коефіцієнт λ залежить тільки від R_e і відносної шорсткості d/Δ_e, у квадратичній зоні – тільки від d/Δ_e.

Коефіцієнт опору системи. У гідравлічних розрахунках втрати напору обчислюються за формулою (1.168) з використанням принципу додавання втрат напору. Він полягає в тому, що загальна втрата напору в гідравлічній системі дорівнює арифметичній сумі втрат напору, обумовлених різними місцевими опорами й опорами по довжині. При цьому необхідною є умова, щоб кожний місцевий опір проявив себе повною мірою. Ця умова виключає взаємний вплив місцевих опорів. Слід відзначити, що втрати напору в кожному місцевому опорі залежать від виду місцевого опору й мають місце не лише в місці розміщення цього опору, а й на ділянках русла, що прилягають безпосередньо до нього. Однак прийнято вважати, що місцева втрата напору відбувається лише там, де знаходиться місцевий опір. Якщо місцеві опори занадто близькі між собою, то вони впливають один на одного, і загальна дійсна втрата напору по довжині русла в

цьому випадку буде меншою від обчислюваної за формулами. Необхідна відстань між місцевими опорами, для виключення їх взаємного впливу, коливається в межах (10…50)*d*, де *d* – діаметр трубопроводу між опорами.

Розглянемо гідравлічну систему, в якій мають місце *n* місцевих опорів і

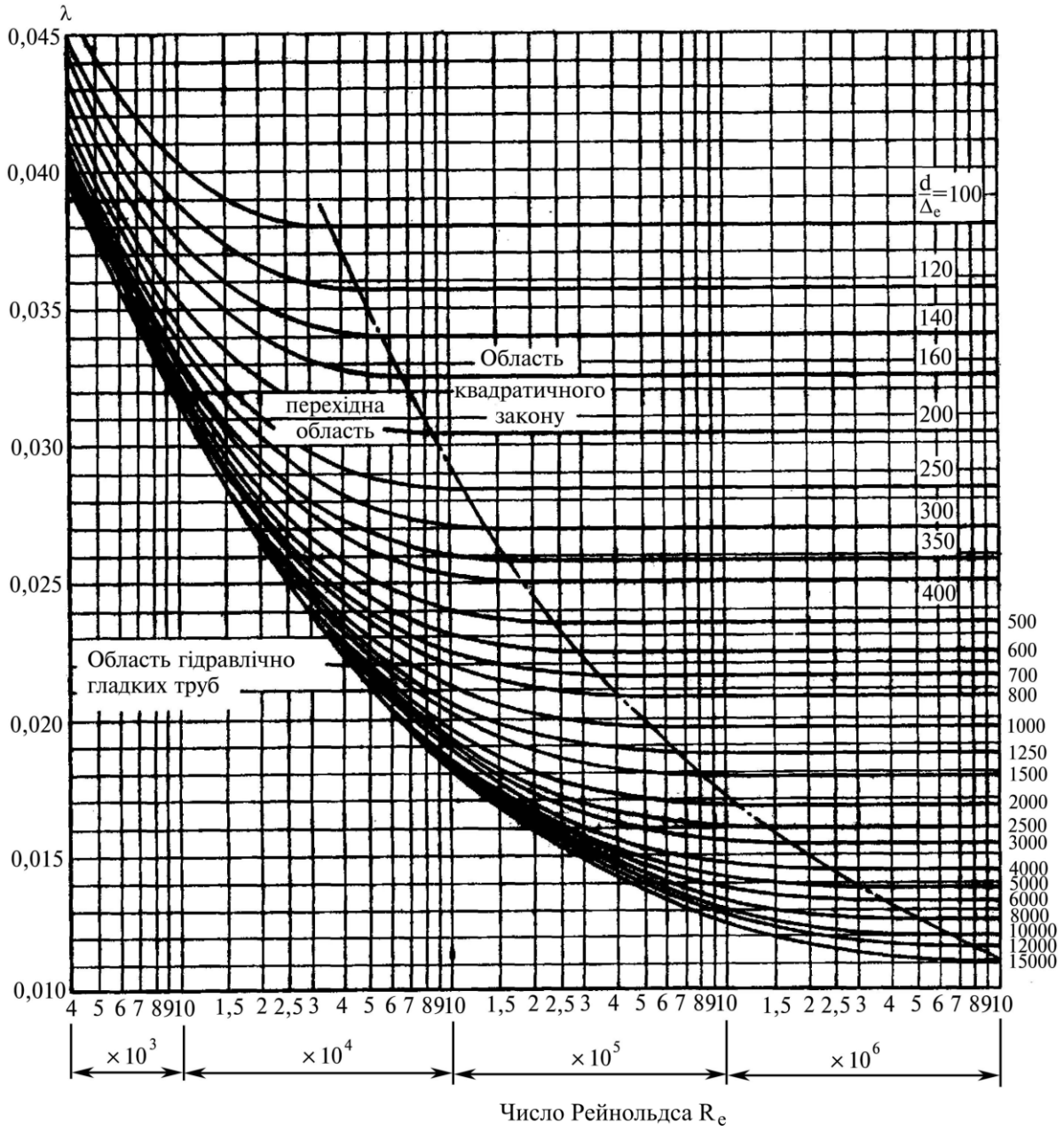


Рис. 1.40. Графіки залежності коефіцієнта λ від числа Рейнольдса та відносної шорсткості трубопроводів d/Δ_e

опори по довжині. Втрати напору в кожному місцевому опорі окремо, як відомо, визначаються за формулою $h_м = \zeta V^2/(2g)$, а в опорах по довжині – $h_{дов} = \lambda l V^2/(2gd)$.

Місцеві опори характеризуються відповідними коефіцієнтами ζ_1, ζ_2, ζ_3, …, ζ_n, а тому суму втрат напору в місцевих опорах можна виразити формулою

$$\sum h_м = (\zeta_1 + \zeta_2 + ... + \zeta_n)\frac{V^2}{2g}. \qquad (1.198)$$

З урахуванням втрат напору по довжині у цьому ж трубопроводі, загальні втрати напору визначаться формулою

$$\sum h_{\text{в}} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \ldots + \zeta_{\text{n}} + \lambda \frac{l}{d}) \frac{V^2}{2g}. \qquad (1.199)$$

Вираз у дужках –

$$\zeta_1 + \zeta_2 + \ldots + \zeta_{\text{n}} + \lambda \frac{l}{d} = \zeta_{\text{сист}} - \qquad (1.200)$$

називається ***коефіцієнтом опору системи***. З урахуванням цього, загальні втрати напору в гідравлічній системі можна виразити формулою

$$\sum h_{\text{в}} = \zeta_{\text{сист}} \frac{V^2}{2g}. \qquad (1.201)$$

1.3.12. Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів

1.3.12.1. Задачі розрахунку, класифікація трубопроводів і основні загальні розрахункові залежності

Транспортування рідин за допомогою трубопроводів широко застосовується в інженерній практиці (наприклад водопроводи, нафтопроводи і т. ін.). Підкреслимо, що тут розглядаються круглі напірні трубопроводи, тобто трубопроводи, в яких рідиною заповнений весь поперечний переріз.

Метою гідравлічного розрахунку трубопроводів є знаходження їхніх гідравлічних параметрів – витрати рідини, діаметра трубопроводу, втрат напору та напору, необхідного на початку трубопроводу, щоб подати рідину споживачам.

У відповідності до цього, при гідравлічному розрахунку трубопроводів переважно розв’язуються три задачі.

Знаходження ***втрат напору*** в трубопроводі при відомих діаметрі, матеріалі, шорсткості внутрішньої поверхні, довжині та профілі, при відомій витраті рідини.

Знаходження ***витрати рідини*** при транспортуванні її по трубопроводу з відомими діаметром, матеріалом, шорсткістю, довжиною і профілем з допустимими втратами напору.

Знаходження ***діаметра трубопроводу*** для транспортування по ньому рідини з відомою витратою при заданих втратах напору та інших його характеристиках.

За конструкцією (профілем) та гідравлічними показниками трубопроводи певним чином класифікуються: гідравлічно короткі та довгі трубопроводи; послідовно і паралельно з’єднані трубопроводи; трубопроводи з рівномірною шляховою витратою; розімкнуті (тупикові) та кільцеві трубопроводи.

При гідравлічному розрахунку окремих типів трубопроводів мають місце свої особливості, які розглядаються в цьому посібнику.

Загальним для всіх типів трубопроводів є порядок знаходження діаметра, витрати рідини, втрат напору та необхідного напору на початку трубопроводу.

Діаметр трубопроводу при відомій витраті рідини знаходиться за допомогою рівняння нерозривності потоку (1.104) $Q = \omega V$, якщо в нього підставити значення площі поперечного перерізу $\omega = \pi d^2 / 4$, то отримаємо:

$$d = 0{,}13\sqrt{\frac{Q_{\text{р}}}{V_{\text{е}}}}, \qquad (1.202)$$

де $Q_{\text{р}}$ – розрахункова витрата рідини на цій ділянці трубопроводу; $V_{\text{е}}$ – економічно доцільна швидкість руху рідини.

З великими швидкостями руху транспортувати рідини еконо-мічно недоцільно, оскільки будуть великі втрати напору. Наприклад, у водопостачанні $V_{\text{е}}$ = 0,7…1,5 м/с.

Витрата рідини при відомому діаметрі трубопроводу також знаходиться за допомогою рівняння нерозривності потоку (1.104):

$$Q = \omega V = \frac{\pi d^2}{4} V_{\text{е}}, \qquad (1.203)$$

де d – діаметр трубопроводу.

Витрату рідини Q за відомими діаметром трубопроводу d та швидкістю V можна брати за даними табл. 1.8.

Що стосується втрат напору в трубопроводі, то методика їхнього знаходження наведена в пп. 1.3.11.2 та 1.3.11.3.

Необхідний напір на початку трубопроводу $H_{\text{п т}}$, при якому забезпечуватиметься подача рідини споживачам, знаходиться за залежністю

$$H_{\text{п т}} = H_{\text{г}} + h_{\text{в}}, \qquad (1.204)$$

де $H_{\text{г}}$ – геометрична висота підняття рідини; $h_{\text{в}}$ – втрати напору в трубопроводі.

Згідно з наведеною вище класифікацією трубопроводів, розглянемо порядок гідравлічного розрахунку трубопроводів, які найчастіше зустрічаються в інженерній практиці.

Таблиця 1.8. Граничні значення швидкостей $V_{гр}$ і витрат $Q_{гр}$ у залежності від діаметра труб [32]

d, мм	$V_{гр}$, м/с	$Q_{гр}$, л/с	d, мм	$V_{гр}$, м/с	$Q_{гр}$, л/с
50	0,75	1,5	400	1,15	145
75	0,75	3,3	450	1,20	190
100	0,76	6	500	1,25	245
125	0,82	10	600	1,3	365
150	0,85	15	700	1,35	520
200	0,95	30	800	1,4	705
250	1,02	50	900	1,45	920
300	1,05	74	1000	1,53	1200
350	1,10	106	1100	1,55	1475

1.3.12.2. Гідравлічно короткі трубопроводи

Це трубопроводи, в яких місцеві втрати напору приблизно однакові з втратами напору по довжині. До них належать усмоктувальні трубопроводи насосних станцій, сифони і т. ін.

Особливістю цих трубопроводів є те, що при їхньому гідравлічному розрахунку окремо вираховуються втрати напору в місцевих опорах і в опорах по довжині. Загальні втрати напору визначаються як сума перших і других. Їх розрахунок ведеться з використанням рівняння Бернуллі.

Отже, втрати напору в місцевих опорах вираховуються за формулою (1.169) $h_м = \zeta V^2/(2g)$, а в опорах по довжині – за формулою (1.179) $h_{дов} = \lambda l V^2/(2gd)$. Загальні втрати напору вираховуються за формулою (1.168) $h_в = h_{дов} + h_м$. Найпростіший приклад розрахунку такого трубопроводу наведено в п. 1.3.7 (рис. 1.31).

Крім нього, розглянемо приклад гідравлічного розрахунку ***усмоктувальної лінії насосної установки*** (рис. 1.41).

Метою прикладу, що розглядається, є знаходження висоти установлення насоса над рівнем води в її джерелі, тобто висоти ус-моктування.

Скористуємося рівнянням Бернуллі (1.119), для чого перший переріз 1-1 призначимо на вільній поверхні води в її джерелі, а другий – 2-2 – перед входом у насос. Площину порівняння 0-0 візьмемо співпадаючою з першим перерізом 1-1, тобто також на рівні вільної поверхні води.

Оскільки перший переріз 1-1 співпадає з площиною порівняння 0-0, то $Z = 0$. Оскільки джерело води відкрите, то на вільній поверхні діє атмосферний тиск p_a, тобто $p_1 = p_a$, а оскільки рух води в джерелі у вертикальному напрямку при роботі насосної установки буде несуттєвим, бо поперечний переріз усмоктувального трубопроводу набагато менший від площі вільної поверхні, то $V_1 = 0$. Що стосується другого перерізу, $Z_2 = h_{ус}$, тиск p_2 буде мати місце, $V_2 = Q/\omega = V$. Втрати напору $h_в$ складаються з втрат напору по довжині $h_{дов} = \lambda \frac{l}{d}\frac{V^2}{2g}$ і місцевих

$h = \sum\zeta \frac{V^2}{2g}$. Підставимо в рівняння Бернуллі значення величин з урахуванням вищенаведених умов:

$$\frac{p_a}{\gamma} = h_{ус} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \lambda\frac{l}{d}\frac{V^2}{2g} + \sum\zeta\frac{V^2}{2g}.$$

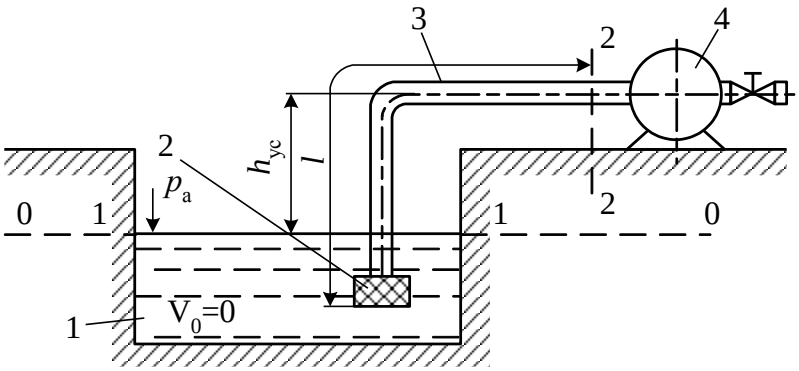


Рис. 1.41. Схема до гідравлічного розрахунку висоти усмоктування насосної установки:
1 – джерело води;
2 – приймальний пристрій (місцевий опір);
3 – усмоктувальний трубопровід;
4 – насос

Оскільки $p_a - p_2 = p_{вак}$, а $p_{вак}/\gamma = h_{вак}$, отримаємо:

$$h_{ус} = h_{вак} - (1 + \lambda\frac{l}{d} + \sum\zeta)\frac{V^2}{2g}.$$

Для надійної роботи насосів приймається $h_{вак} < 7...8$ м.

1.3.12.3. Гідравлічно довгі трубопроводи

Це трубопроводи, в яких переважають втрати напору по довжині, а місцеві втрати складають 5…10% від загальних втрат напору. Прикладами їх є водопровідні мережі, трубопроводи закритих зрошувальних систем. Вони бувають простими і складними. Прості трубопроводи не мають відгалужень, складні мають відгалуження, змінний діаметр, паралельне або послідовне з'єднання й ін.

При гідравлічному розрахунку таких трубопроводів втрати напору в місцевих опорах вираховуються не окремо, а шляхом умовного подовження трубопроводу на 5…10%, і втрати напору вираховуються за залежностями (1.184) та (1.186), в яких дійсну довжину трубопроводу l замінюємо на умовну (розрахункову) $l_р$.

Таким чином, формули для вирахування втрат напору будуть мати такий вигляд:

$$h_в = Al_р Q^2\beta, \qquad (1.205)$$

$$h_в = 1000\,Il_р, \qquad (1.206)$$

де $l_р$ – розрахункова довжина трубопроводу, $l_р = (1{,}05…1{,}1)l$.

Трубопроводи з рівномірною шляховою витратою. Це трубопроводи, в яких рідина відбирається з рівномірною витратою за шляхом її руху.

До таких трубопроводів належать вуличні водопровідні мережі з водорозбірними колонками чи врізками в кожне подвір'я і т. п.

Розглянемо випадок, коли по цьому трубопроводу, крім шляхової витрати $Q_ш$, проходить рідина, яка споживається за межами ділянки зі шляховою витратою, тобто ***транзитна витрата*** $Q_т$ (рис. 1.42).

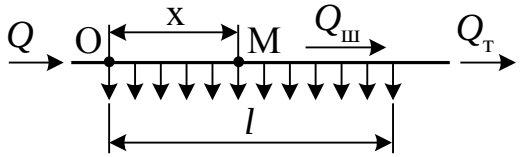


Рис. 1.42. Схема трубопроводу з рівномірною шляховою витратою

Отже, з трубопроводу рівномірно відбирається рідина за шляхом її руху. На одиниці довжини трубопроводу витрата складає $q = Q_ш/l$, яка називається ***питомою витратою***, тобто це є відношення шляхової витрати до довжини трубопроводу. Витрата рідини, яка проходить через точку М (рис. 1.42), складає:

$$Q_M = Q_т + \frac{Q_ш}{l}(l - X) = Q_т + Q_ш - \frac{Q_ш X}{l}. \qquad (1.207)$$

Згідно з формулою (1.205), втрати напору вздовж нескінченно малої ділянки шляху будуть дорівнювати

$$dh_в = AQ_x^2 dX = A\left(Q_т + Q_ш - \frac{Q_ш X}{l}\right)^2 dX. \qquad (1.208)$$

Повні втрати на всій ділянці l –

$$h_в = \int_0^l AQ_x^2 dX = \int_0^l A[Q_т + q(l - X)]^2 dX. \qquad (1.209)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.209) у межах від 0 до l, отримаємо розрахункове рівняння для знаходження втрат напору на всій ділянці довжиною l:

$$h_в = Al(Q_т^2 + 2Q_т Q_ш + Q_ш^2 - Q_т Q_ш - Q_ш^2 + \frac{1}{3}Q_ш^2), \qquad (1.210)$$

а після перетворень –

$$h_в = Al(Q_т^2 + Q_т Q_ш + \frac{1}{3}Q_ш^2), \qquad (1.211)$$

при $Q_т = 0$ отримаємо:

$$h_в = \frac{1}{3}AQ_ш^2 l. \qquad (1.212)$$

Вираз у дужках (1.211) і є розрахунковою витратою рідини на ділянці зі шляховою її витратою.

Оскільки рівнянням (1.211) при практичних розрахунках користуватися незручно, прийнято шляхову витрату враховувати деякою її часткою, приймаючи розрахункову витрату $Q_р$ як суму транзитної і певної частки шляхової витрати:

$$Q_р = Q_т + \alpha Q_ш, \qquad (1.213)$$

де $Q_т$ – транзитна витрата; α – коефіцієнт еквівалентності, 0,5…0,65; $Q_ш$ – шляхова витрата;

$$Q_ш = q \cdot l, \qquad (1.214)$$

де q – питома витрата рідини; l – довжина ділянки з питомою витратою рідини.

Враховуючи рівняння (1.213), повні втрати напору на ділянці зі шляховою витратою будуть

$$h_{в} = Al(Q_{т} + \alpha Q_{ш})^2. \qquad (1.215)$$

Послідовно з'єднані трубопроводи. Це трубопроводи, в яких до кінця попередньої ділянки приєднується початок наступної ділянки. Окремі ділянки мають різні діаметри d_1, d_2, ..., d_n та довжину l_1, l_2, …, l_n, а витрата рідини Q постійна по всій його довжині (рис. 1.43).

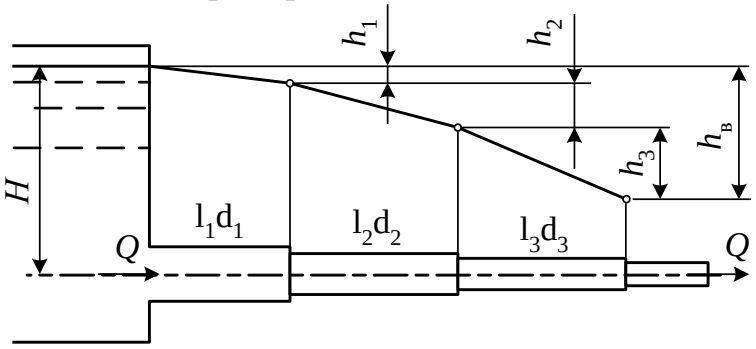


Рис. 1.43. Схема послідовно з'єднаного трубопроводу

Особливістю при гідравлічному розрахунку цих трубопроводів є те, що загальні втрати напору дорівнюють сумі його втрат на окремих ділянках, тобто

$$h_{в} = h_{в1} + h_{в2} + ... + h_{вn}, \qquad (1.216)$$

де $h_{в1}, h_{в2}, ..., h_{вn}$ – втрати напору на окремих ділянках.

Витрата рідини однакова на всіх ділянках, тобто

$$Q_1 = Q_2 = ... Q_n = Q. \qquad (1.217)$$

Таким чином, з урахуванням рівняння (1.185) загальні втрати напору можна виразити формулою

$$h_{в} = (S_1 + S_2 + ... + S_n)Q^2 = \sum S_i Q^2, \qquad (1.218)$$

де S_i – опір окремих ділянок трубопроводу.

Паралельно з'єднані трубопроводи – це трубопроводи, які в певній точці розгалужуються на дві або більше гілок, а в наступній точці об'єднуються в один трубопровід (рис. 1.44).

Особливістю цих трубопроводів є те, що втрати напору $h_{вi}$ в усіх його гілках однакові, тобто

$$h_{вi} = h_{в2} = ... = h_{вn} = h_{в}, \qquad (1.219)$$

а загальна витрата рідини Q дорівнює сумі витрат її в окремих гілках, тобто

$$Q = Q_1 + Q_2 + ... + Q_n. \qquad (1.220)$$

Загальні втрати напору, згідно зі схемою (рис.1.44), $h_{в} = H_{А} - H_{Б}$.

Показаний на рис. 1.44 трубопровід складається з трьох гілок. Типовою задачею у цьому випадку є знаходження витрати рідини в окремих гілках трубопроводу та загальної витрати.

Першою умовою, згідно з рівнянням (1.220), є баланс витрат рідини в гілках і загального її значення, другою – рівність втрат напору в гілках.

Отже, згідно з рівнянням (1.187), з урахуванням втрат напору в місцевих опорах втрати напору в окремих гілках визначаються за залежностями

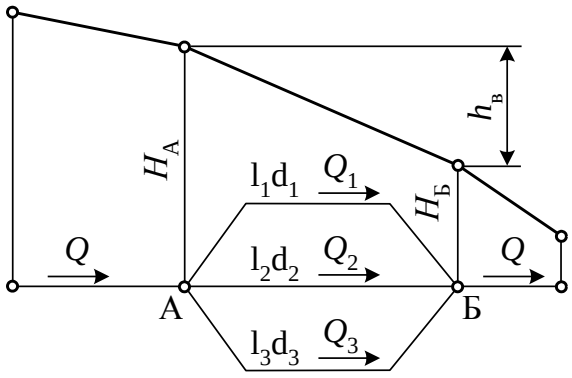


Рис. 1.44. Схема паралельно з'єднаних трубопроводів

$$h_{в1} = \frac{l_{р1} Q_1^2}{K_1^2}; \quad h_{в2} = \frac{l_{р2} Q_2^2}{K_2^2}; \quad h_{в3} = \frac{l_{р3} Q_3^2}{K_3^2}, \qquad (1.221)$$

звідки

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h_{в1} K_1^2}{l_{р1}}}; \quad Q_2 = \sqrt{\frac{h_{в2} K_2^2}{l_{р2}}}; \quad Q_3 = \sqrt{\frac{h_{в3} K_3^2}{l_{р3}}}. \qquad (1.222)$$

Рівняння загальної витрати рідини буде мати такий вигляд:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = K_1 \sqrt{\frac{h_{в1}}{l_{р1}}} + K_2 \sqrt{\frac{h_{в2}}{l_{р2}}} + K_3 \sqrt{\frac{h_{в3}}{l_{р3}}}. \qquad (1.223)$$

Користуючись рівняннями (1.221), (1.222) та (1.223), можна розв'язувати конкретні задачі щодо знаходження невідомих гідравлічних характеристик гідросистеми.

Розімкнуті (тупикові) трубопроводи – це трубопроводи, в яких рідина в кожну точку подається з одного напрямку. Прикладами їх є трубопроводи зрошувальних і водопровідних систем. Як правило, при гідравлічному розрахунку цих трубопроводів знаходиться діаметр трубопроводу та висота водонапірної башти або необхідний напір на початку трубопроводу.

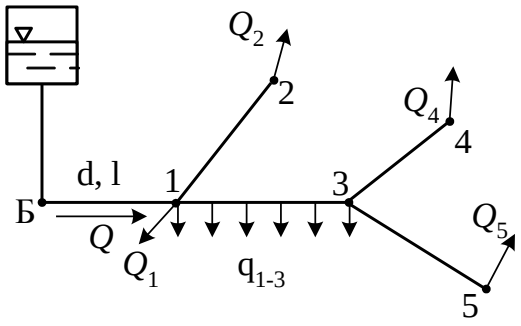


Рис. 1.45. Схема розімкнутого (тупикового) трубопроводу

Розглянемо приклад такого трубопроводу (рис. 1.45), який складається з ділянок, по яких транспортуються тільки вузлові (транзитні) витрати рідини (Q_1, Q_2, Q_4, Q_5), та ділянки 1-3, з якої відбирається рідина за шляхом її руху. Тупикові трубопроводи складаються з основної (головної) магістралі та відгалужень.

Основна магістраль – це лінія, яка з'єднує початкову точку мережі з тією точкою, в яку найважче подати рідину, тобто з ***диктуючою*** точкою. Точки, в яких відгалужуються окремі ділянки або в які подаються зосереджені (вузлові) витрати рідини, називаються ***вузловими*** (точки 1, 2, 3, 4, 5), а відповідні їм витрати (Q_1, Q_2, Q_4, Q_5) – ***вузловими витратами***.

Основним питанням при розрахунку цих трубопроводів є встановлення розрахункових витрат рідини на окремих ділянках трубопроводу. У випадках, коли по трубопроводу транспортується тільки транзитна витрата (ділянки Б-1, 1-2, 3-4 і 3-5), вона буде й розрахунковою. На ділянці зі шляховою витратою рідини розрахункову витрату слід визначати за залежністю (1.213). Отже, розрахунковими витратами рідини будуть:

$$Q_{\text{рБ}-1} = Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{ш}1-3},$$

де $Q_{\text{ш}1\text{-}3}$ – шляхова витрата, визначається за формулою (1.214).

$$Q_{\text{р}1-2} = Q_2; \quad Q_{\text{р}1-3} = Q_4 + Q_5 + 0{,}5Q_{\text{ш}1-3}; \quad Q_{\text{р}3-4} = Q_4; \quad Q_{\text{р}3-5} = Q_5. \qquad (1.224)$$

Гідравлічний розрахунок цих трубопроводів ведеться із застосуванням табл. 1.9, якою регламентується порядок розрахунку, і в неї ж вносяться його результати.

Таблиця 1.9. Гідравлічний розрахунок тупикової водопровідної мережі

Ділянка	l, м	Витрата, л/с			$d_{\text{окр}}$, мм	V, м/с	A, с^2/м^6	β	$h_{\text{в}}$, м	$\sum_{\text{Б}}^{\text{і}} h_{\text{в}}$, м	$H_{\text{Бі}}$, м	При $H_{\text{Б буд}}$ =			
												$H_{\text{п}_\text{і}}$, м		$H_{\text{вілі}}$, м	
		$Q_{\text{ш}}$	$Q_{\text{тр}}$	$Q_{\text{р}}$								Поч. діл.	Кін. діл.	Поч. діл.	Кін. діл.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Б-1		-													
1-2		-													
1-3															
3-4		-													
3-5		-													

Назва ділянок трубопроводу та їхньої довжини (колонки 1, 2 табл. 1.9) беруться з гідравлічної схеми трубопроводу. Витрати рідини $Q_{\text{ш}}$, $Q_{\text{тр}}$, $Q_{\text{р}}$ (колонки 3, 4, 5) визначаються за методикою, згідно з формулами (1.224). Діаметр трубопроводу d на окремих ділянках (колонка 6) визначається за формулою (1.202) і округлюється до ближчого більшого стандартного. Середня швидкість V (колонка 7) визначається за формулою $V = 4Q_{\text{р}}/(\pi d^2)$. Втрати напору $h_{\text{в}}$ вираховуються за формулою (1.205), для чого питомий опір A (колонка 8) береться з табл. 1.5, а поправочний коефіцієнт β (колонка 9) – з табл. 1.6. Вирахувавши втрати напору $h_{\text{в}}$ (колонка 10), знаходимо їх суму від башти до кожної вузлової (i-тої) точки $\sum_{\text{Б}}^{\text{і}} h_{\text{в}}$ (колонка 11).

Висота водонапірної башти (колонка 12) знаходиться для кожної вузлової точки за формулою

$$H_{\text{Б}} = H_{\text{віл}} + \sum_{\text{Б}}^{\text{і}} h_{\text{в}} + (Z_{\text{і}} - Z_{\text{б}}), \qquad (1.225)$$

де $H_{\text{віл}}$ – вільний напір рідини, який заданий (вимагається) в i-тій точці, тобто напір, під яким рідина витікає з пристрою, за допомогою якого вона відбирається з трубопроводу; $\sum_{\text{Б}}^{\text{i}} h_{\text{в}}$ – сума втрат напору від башти до i-тої точки; Z_{i}, $Z_{\text{б}}$ – геодезичні відмітки поверхні землі відповідно в i-тій точці й у місці установки башти.

Серед знайдених висот башти для всіх вузлових точок у якості будівельної приймається найбільша, округлена до ближчої більшої стандартної висоти. У колонки 13, 14 вносяться значення п'єзометричної висоти (напору), вирахувані на початку й у кінці ділянки за формулою

$$H_{\text{п}} = Z_{\text{б}} + H_{\text{Ббуд}} - \sum_{\text{Б}}^{\text{i}} h_{\text{в}} . \qquad (1.226)$$

Останнім у гідравлічному розрахунку розгалужених трубопроводів є перевірочний розрахунок забезпечення необхідного вільного напору в кожній вузловій точці за формулою

$$H_{\text{віл}} = H_{\text{п}} - Z , \qquad (1.227)$$

де $H_{\text{п}}$ – п'єзометричний напір у точці; Z – геодезична відмітка поверхні землі в точці.

Кільцеві трубопроводи – це трубопроводи, в яких рідина в кожну точку подається з декількох напрямків, що забезпечує підвищену надійність їхньої роботи в порівнянні з тупиковими. Прикладом їх є сільські кільцеві водопровідні мережі.

Ці трубопроводи складаються з певної кількості замкнутих кілець, а тому називаються ***замкнутими*** (рис. 1.46).

Гідравлічний розрахунок цих трубопроводів ведеться в такій послідовності:

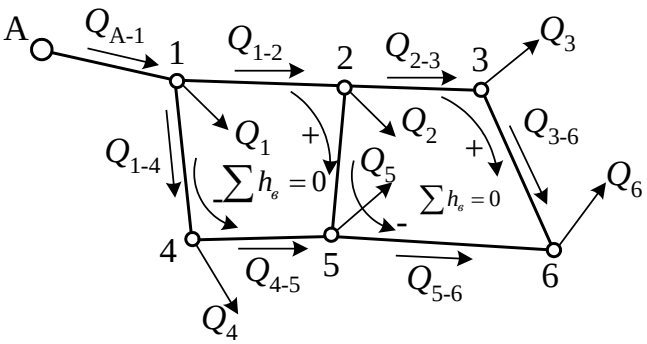


Рис. 1.46. Кільцева водопровідна мережа

1. Обчислюються розрахункові вузлові витрати рідини Q_{i}, які складаються із зосередженої вузлової витрати (якщо вона є) і з півсуми шляхових витрат на лініях, що сходяться у вузлі, тобто

$$Q_{\text{i}} = Q_{\text{з}} + 0{,}5\sum_{\text{i=1}}^{\text{n}} Q_{\text{ш}_\text{i}} , \qquad (1.228)$$

де $Q_{\text{з}}$ – зосереджена вузлова витрата; $Q_{\text{ш}_\text{i}}$ – шляхові витрати на лініях, що сходяться у вузлі.

2. Призначаються лінійні (розрахункові) витрати рідини в першому приближенні та їхній напрям (рис. 1.46, закруглені стрілочки). При цьому сума витрат рідини, які надходять до вузла, повинна дорівнювати сумі витрат, які виходять з вузла.

3. Визначаються діаметри труб на ділянках за формулою (1.202), які потім округлюються до більшого стандартного діаметра.

4. За формулою (1.205) обчислюються втрати напору на кожній ділянці кільцевої мережі, а потім виконується ув'язка кілець. Суть її полягає в тому, що алгебраїчна сума втрат напору в гілках кільця має бути близькою до нуля. Для цього

в гілці з рухом рідини за годинниковою стрілкою втрати напору умовно приймають зі знаком плюс, а в протилежному напрямку – зі знаком мінус (рис. 1.46), наприклад, у першому кільці схеми мережі

$$h_{в1-2} + h_{в2-5} - h_{в4-5} - h_{в1-4} \approx 0. \qquad (1.229)$$

Якщо умова (1.229) не виконується, то необхідно або перерозподілити розрахункові витрати в гілках кільця, або змінити діаметр труб і повторити розрахунки. Досягти повного виконання умови (1.229) практично неможливо, а тому допускається неув'язка в кільці $\Delta h_в = 0{,}3…0{,}5$ м, а в усій мережі – $\Delta h_в = 1…1{,}5$ м.

1.3.12.4. Гідравлічний удар у трубопроводах

Гідравлічний удар може мати місце тільки в напірних трубопроводах і є прикладом несталого руху рідини в них.

Гідравлічний удар – це різке збільшення або зменшення тиску в напірних трубопроводах внаслідок різкого перекриття або відкриття їх, що викликає різке збільшення або зменшення швидкості руху рідини в трубопроводі.

Явище гідравлічного удару для трубопроводів негативне, оскільки значне підвищення тиску може викликати розрив трубопроводу.

Вперше це явище було досліджене російським ученим М. Є. Жуковським, і результати досліджень були опубліковані в 1898 р.

При гідравлічному ударі збільшення тиску, викликане ним, – Δp – підсумовується з тиском у трубопроводі до гідравлічного удару p_0, і загальний тиск p буде дорівнювати

$$p = p_0 + \Delta p. \qquad (1.230)$$

Розглянемо явище гідравлічного удару при миттєвому закритті засувки 2, розташованої в кінці горизонтального трубопроводу 1 (рис. 1.47).

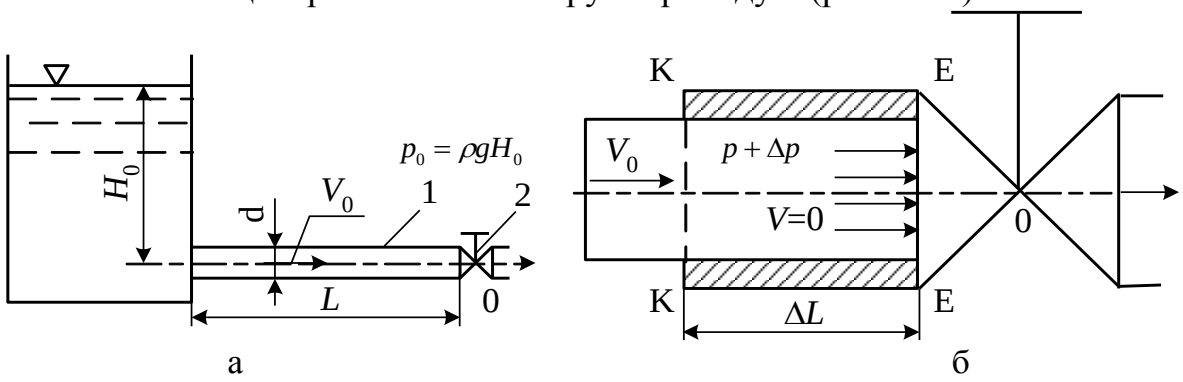


Рис. 1.47. Схеми до визначення тиску при гідравлічному ударі:
1 – трубопровід; 2 – засувка

За нескінченно малий проміжок часу після закриття засувки відсік ЕЕКК довжиною ΔL , який примикає до засувки, зупиниться (рис. 1.47, б). Рідина в трубопроводі продовжує рухатись зі швидкістю V_0, внаслідок чого тиск у відсіку збільшиться на величину Δp, яку можна визначити за допомогою теореми про зміну кількості руху, застосувавши її до маси рідини, що зупинилася.

Кількість руху в об'ємі відсіку ЕЕКК до закриття засувки –

$$KP = \rho \omega \Delta L V_0, \qquad (1.231)$$

де ω – площа перерізу труби; V_0 – швидкість руху рідини до закриття засувки.

Після закриття засувки рідина зупиниться, швидкість і кількість руху зменшаться до нуля, тобто зміна кількості руху буде дорівнювати самій кількості руху, яка мала місце до закриття засувки. Зміна кількості руху буде дорівнювати імпульсу сили:

$$IC = (p_0 + \Delta p)\omega\Delta t - p_0\omega\Delta t = \Delta p\omega\Delta t. \qquad (1.232)$$

Прирівняємо кількість руху й імпульс сили:

$$\rho\omega\Delta L V_0 = \Delta p\omega\Delta t. \qquad (1.233)$$

Позначимо $c = \Delta L/\Delta t$, отримаємо формулу підвищення тиску при гідравлічному ударі:

$$\Delta p = \rho V_0 c, \qquad (1.234)$$

де c – швидкість розповсюдження ударної хвилі.

Протягом наступного нескінченно малого проміжку часу зупиниться наступний, ближчий до першого, відсік рідини, і підвищення тиску, яке почалося біля засувки, розповсюдиться по трубопроводу проти течії у вигляді хвилі підвищення тиску. Після збігу часу L/c зупиниться останній відсік рідини в трубопроводі. Вся рідина буде стиснена, але цей стан нестійкий, оскільки рівень її в резервуарі не змінюється.

Приріст тиску Δp погаситься, і спад тиску почне розповсюджуватися зі швидкістю c у вигляді хвилі зниження тиску. Через час $t_ф = 2L/c$ у трубопроводі відновиться початковий тиск. Час $t_ф$ називається ***часом фази***, тобто це час проходження ударної хвилі до резервуара й назад. Таким чином, у момент часу тиск біля засувки знизиться на величину $\Delta p = \rho V_0 c$, тобто на таку, на яку він підвищувався. Зниження тиску буде розповсюджуватися у тому ж порядку, що і його підвищення, і в момент $t = 3L/c$ воно досягне резервуара. Відбившись від нього, хвиля тиску через $t = 4L/c$ повернеться до засувки, і рідина в трубопроводі прийме початковий стан.

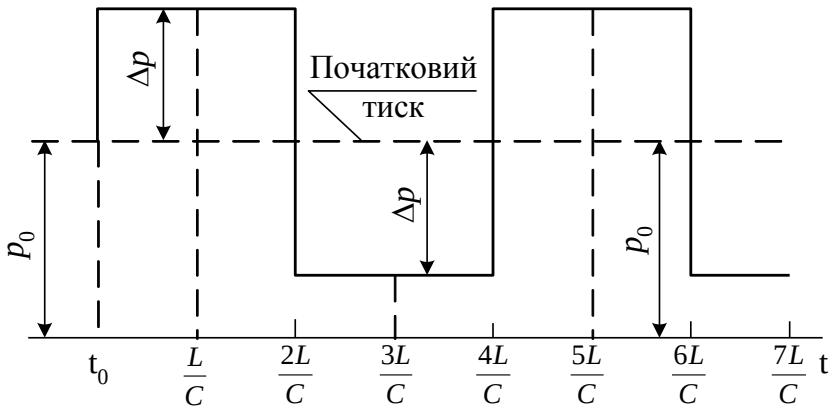


Рис. 1.48. Діаграма зміни тиску в трубопроводі при гідравлічному ударі

Проілюструємо зміну тиску в точці О діаграмою (рис. 1.48).

Діаграма (рис 1.48) складається з відрізків, паралельних осі часу t, які знаходяться від неї поперемінно то на відстані $p_0 + \Delta p$, то $p - \Delta p$ почергово через проміжок часу $t_ф = 2L/c$.

Швидкість розповсюдження ударної хвилі c в пружному круглому трубопроводі визначається за формулою

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta}\frac{E_р}{E_{тр}}}}, \qquad (1.235)$$

де d – діаметр трубопроводу; δ – товщина стінки трубопроводу; $E_р$ – модуль об'ємної пружності рідини; $E_{тр}$ – модуль об'ємної пружності трубопроводу (матеріалу).

У табл. 1.10 наводиться відношення $E_р/E_{тр}$ для води і для деяких матеріалів труб.

Таблиця 1.10. Відношення $E_р/E_{тр}$

Матеріал труб	$E_р/E_{тр}$	Матеріал труб	$E_р/E_{тр}$
Сталь	0,01	Азбестоцемент	0,11
Чавун	0,02	Вінілопласт	0,68…0,73
Залізобетон	0,065…0,09	Поліетилен	1,0…1,45
Бетон	0,1	Гума	120…350

Швидкість розповсюдження ударної хвилі води в металевих трубах складає близько 1000 м/с, а підвищення тиску (при швидкості $V \approx 1{,}0$ м/с) $\Delta p = 10^6$ Па = 1 МПа.

У залежності від співвідношення часу закриття засувки $T_з$ і фази гідравлічного удару $t_ф$ розрізняють прямий і непрямий гідравлічний удар.

Гідравлічний удар називається ***прямим***, якщо $T_з < t_ф$, підвищення тиску Δp при цьому визначається за формулою (1.234).

При $T_з > t_ф$ гідравлічний удар називається ***непрямим***, і підвищення тиску визначається залежністю

$$\Delta p = 2\rho L V_0 / T_з. \qquad (1.236)$$

Оскільки явище гідравлічного удару негативне, то для недопущення його застосовуються різні заходи і пристрої.

Основним з них там, де це можливо, є недопущення прямого гідравлічного удару, тобто забезпечення повільного перекриття трубопроводів, що й робиться, наприклад, у побутових водорозбірних кранах. Тоді раптове підвищення тиску Δp визначається за залежністю (1.236), згідно з якою воно менше, ніж при прямому ударі (1.234). У боротьбі з гідравлічним ударом застосовуються запобіжні клапани, водоповітряні резервуари та ін.

1.3.13. Витікання рідини через отвори й насадки

1.3.13.1. Явище витікання, класифікація отворів і насадок та задачі, які при цьому виникають

Явище витікання рідин через отвори й насадки полягає в тому, що рідина з резервуарів, баків чи інших посудин, а також з трубопроводів витікає через улаштовані в їхніх стінках вирізи різної форми, які називаються ***отворами***, або приєднані в місцях отворів короткі відрізки труб, які називаються ***насадками***. Отвори й насадки широко застосовуються в багатьох інженерних конструкціях, машинах і механізмах. Отвори певним чином класифікуються.

Отвір називається ***малим***, якщо його вертикальний розмір менше або дорівнює 0,1 напору на отворі H. ***Великим отвором*** називається отвір, вертикальний розмір якого більше 0,1 напору на отворі H.

Стінки, в яких влаштовуються отвори, поділяються на ***тонкі,*** товщина яких δ менше трьох вертикальних розмірів отвору A, тобто $\delta < 3A$, і ***товсті*** – $\delta > 3A$.

Рух рідини при її витіканні відбувається у вигляді струмин. У залежності від місця розташування отвору в стінці й умов витікання рідини розрізняють витікання з досконалим і недосконалим, з повним і неповним стисненням струмини, витікання із затопленого й незатопленого отворів, при постійному й змінному напорі на отворі.

Досконале стиснення струмини буде, коли бокові стінки і дно резервуара не впливають на витікання рідини, тобто отвір розташований від них на відстані l, більшій за потроєний вертикальний розмір отвору ($l > 3A$).

Стиснення буде ***недосконалим,*** коли одна або декілька бокових стінок резервуара будуть віддалені від отвору на відстань, меншу за потроєний вертикальний розмір отвору ($l < 3A$).

Стиснення струмини може бути ***повним*** (по всьому периметру) і ***неповним***, якщо отвір частиною периметра співпадає з боковими стінками або дном резервуара.

Отвір вважається ***незатопленим***, якщо витікання рідини відбувається в атмосферу.

Отвір вважається ***затопленим***, якщо витікання відбувається не в атмосферу, а під рівень рідини.

Основними показниками при витіканні рідини через отвори й насадки є швидкість витікання V і витрата рідини при цьому Q.

Таким чином, при гідравлічних розрахунках явища витікання рідини через отвори й насадки основана задача полягає в знаходженні швидкості руху та витрати рідини.

1.3.13.2. Методика гідравлічних розрахунків при різних видах витікання рідин

Розглянемо різні види витікання рідини через отвори й насадки.

Витікання рідини в атмосферу через малий отвір у тонкій стінці при постійному напорі (рис. 1.49, а, б, в). На позиціях **а** і **б** цієї схеми показані гострі крайки, а на позиції **в** показаний отвір з тупою крайкою, але її товщина не впливає на умови витікання, і стінка вважається тонкою.

Спочатку визначимо швидкість витікання рідини, для чого скористуємося рівнянням Бернуллі стосовно площини порівняння 0-0, яка проходить через центр тяжіння отвору. Перший переріз (1-1) візьмемо на вільній поверхні рідини в резервуарі, другий (2-2) – там, де рух потоку в струмині близький до плавнозмінного, тобто в перерізі з найбільшим стисненням струмини, тоді

$$H + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g} = Z_c + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_c^2}{2g} + h_в, \qquad (1.237)$$

де H – напір над отвором; p_0 – тиск в першому перерізі; V_0 – середня швидкість руху рідини в першому перерізі. Оскільки вона незначна в порівнянні зі швидкістю в трубопроводі, то $V_0 = 0$; Z_c – висота положення другого перерізу відносно площини порівняння 0-0 ($Z_c = 0$); p_c – тиск у другому перерізі, $p_c = p_a$; V_c – середня швидкість у другому перерізі; $h_в$ – втрати напору на ділянці між першим і другим перерізами:

$$h_в = \zeta_{от} \cdot V_c^2 /(2g), \qquad (1.238)$$

де $\zeta_{от}$ – коефіцієнт втрат напору на отворі.

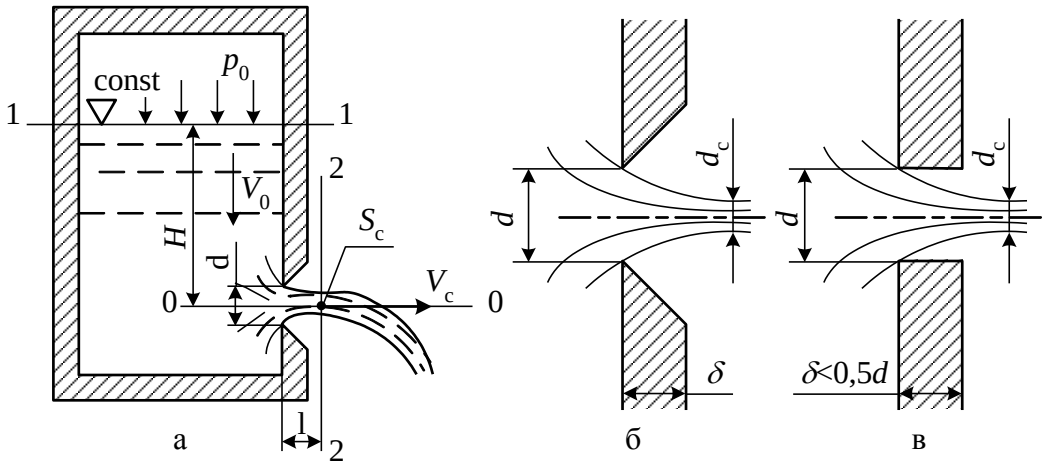


Рис. 1.49. Схема витікання рідини з отвору в тонкій стінці

Приведений напір

$$H' = H + p_0/(\rho g) \qquad (1.239)$$

і повний напір над центром тяжіння отвору

$$H_0 = H' + \alpha V_c^2/(2g). \qquad (1.240)$$

Прийнявши $\alpha = 1$ і з урахуванням прийнятих позначень H' і H_0, отримаємо:

$$H_0 = \frac{V_c^2}{2g}(1 + \zeta_{от}), \qquad (1.241)$$

звідси

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{от}}}\sqrt{2gH_0}\,. \qquad (1.242)$$

Прийнявши $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{от}}} = \varphi$, де φ – коефіцієнт швидкості ($\varphi = 0{,}97$), отримаємо:

$$V_c = \varphi\sqrt{2gH_0}\,. \qquad (1.243)$$

Витрата рідини при витіканні з отвору –

$$Q = \omega_c V_c . \quad (1.244)$$

Оскільки струмина в цьому перерізі стиснена, то приймемо

$$\omega_c = \varepsilon\omega , \quad (1.245)$$

де ε – коефіцієнт стиснення (ε = 0,61…0,64); ω – площа отвору.

Витрата через отвір з урахуванням (1.245) буде

$$Q = \varphi\varepsilon\omega\sqrt{2gH_0} \quad (1.246)$$

або

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH_0} , \quad (1.247)$$

де $\mu = \varepsilon\varphi$ – коефіцієнт витрати, μ = 0,64 · 0,97 = 0,62 [14].

Якщо швидкість підходу мала, то $H_0 = H$, і формула (1.247) набере такого вигляду:

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH} . \quad (1.248)$$

Якщо на поверхні закритого резервуара тиск $p_0 > p_a$, витрата рідини визначається за формулою

$$Q = \mu\omega\sqrt{2g(H + \frac{p_0}{\gamma})} . \quad (1.249)$$

Витікання через затоплений отвір у тонкій стінці (під рівень) (рис. 1.50). Рівні рідини в обох резервуарах залишаються постійними, а тиск на вільній поверхні атмосферний (однаковий).

Застосуємо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2, співпадаючих відповідно з вільними поверхнями до отвору і після нього, а площину порівняння 0-0 візьмемо по осі отвору. Знехтувавши швидкісними напорами в перерізах 1-1 і 2-2, отримаємо:

$$H_1 = H_2 + \sum h_в \quad (1.250)$$

або $Z = \sum h_в$,

де $Z = H_1 - H_2$ – різниця рівнів рідини до отвору і після нього; $\Sigma h_в$ – втрати напору при витіканні рідини через затоплений отвір; V_c – середня швидкість руху рідини в стисненому перерізі С-С.

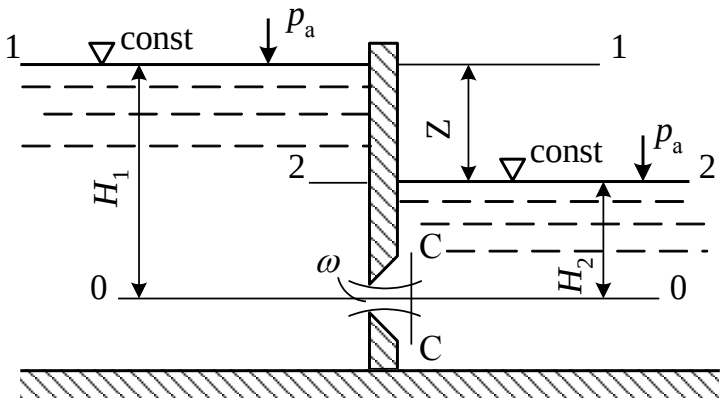


Рис. 1.50. Схема явища витікання рідини через затоплений отвір

Втрати напору $\Sigma h_в$ складаються з втрат між перерізами 1-1 і С-С, аналогічних втратам при витіканні в атмосферу через малий отвір $h_{отв} = \zeta_{отв} V_c^2/(2g)$, і втрат напору між перерізами С-С і 2-2, пов'язаних з раптовим розширенням струмини від стисненого перерізу до перерізу в резервуарі після отвору $h_{рр} = \alpha_c V_c^2/(2g)$.

З урахуванням сказаного,

$$\sum h_{в} = \frac{V_{с}^{2}}{2g}(\alpha_{с} + \zeta_{от}), \qquad (1.251)$$

звідси швидкість у стисненому перерізі –

$$V_{с} = \frac{1}{\sqrt{\alpha_{с} + \zeta_{от}}}\sqrt{2gz} \qquad (1.252)$$

або

$$V_{с} = \varphi\sqrt{2gz}, \qquad (1.253)$$

де $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_{с} + \zeta_{от}}}$ – коефіцієнт швидкості.

Оскільки площа струмини в стисненому перерізі $\omega_{с} = \varepsilon\omega$, то витрата рідини, яка протікає через затоплений отвір, буде рівнятися

$$Q = \varepsilon\varphi\omega\sqrt{2gz} \qquad (1.254)$$

або

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gz}. \qquad (1.255)$$

Коефіцієнт витрати $\mu = 0{,}62$ і швидкості $\varphi = 0{,}97$, тобто мають ті ж значення, що й при витіканні через незатоплений отвір.

Витікання рідини в атмосферу через малий отвір у товстій стінці й насадки при постійному напорі. Особливістю цього виду витікання рідини є те, що при ньому стиснення струмини відбувається в межах стінки, що, як буде показано, суттєво впливає на витрату рідини при її витіканні.

Розглянемо фізику явища, скориставшись схемою цього виду витікання (рис. 1.51).

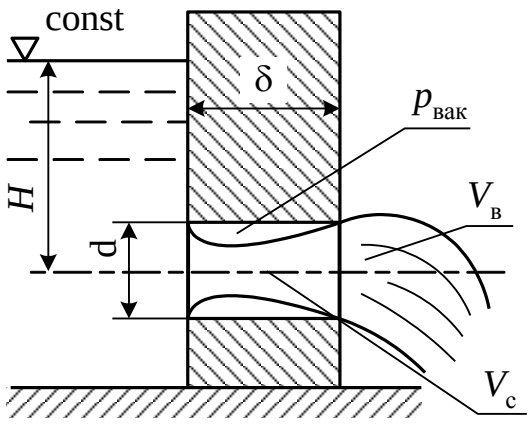


Рис. 1.51. Схема до обґрунтування витікання рідини через малий отвір у товстій стінці

Під дією сил інерції струмина, обтікаючи вхідні в отвір крайки, викривляється, а оскільки стінка товста, то звуження її відбувається в межах стінки (на відстані $d/2$ від входу). На виході з отвору переріз струмини дорівнює перерізу отвору, тобто витікання йде повним перерізом.

Згідно з рівнянням Бернуллі, у стисненому перерізі швидкість $V_{с}$ більша, ніж у вихідному $V_{в}$, а тиск $p_{с} < p_{в} = p_{а}$, де $p_{с}$, $p_{в}$, $p_{а}$ – тиск відповідно у стисненому перерізі, на виході і атмосферний. Відомо (1.16), що $p_{а} - p_{с} = p_{вак}$. Завдяки вакуумметричному тиску в порожнині між внутрішньою поверхнею отвору і стисненою струминою, тобто в зоні стиснення струмини, буде мати місце ефект “підсмоктування” рідини. Внаслідок цього витрата рідини збільшується, відповідно збільшується і коефіцієнт витрати $\mu = 0{,}82$ [30]. Витрата рідини визначається за формулою, аналогічною формулі (1.248):

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}\,, \qquad (1.256)$$

де μ – коефіцієнт витрати, μ = 0,82 [30].

Якщо метою застосування товстої стінки є отримання підвищеного коефіцієнту μ, то необов'язково застосовувати саме товсту стінку, цього ж ефекту можна досягти за допомогою рівнозначної за довжиною і діаметром насадки.

Коефіцієнт μ зі значенням 0,82 може досягати як для отвору в товстій стінці, так і для насадок, при дотриманні таких умов:

1. Товщина стінки або довжина насадки повинна дорівнювати (3…5)d отвору чи насадки.

2. Напір на отворі чи насадці H при витіканні води повинен бути не більше 8 м. Для інших рідин треба робити перерахунок.

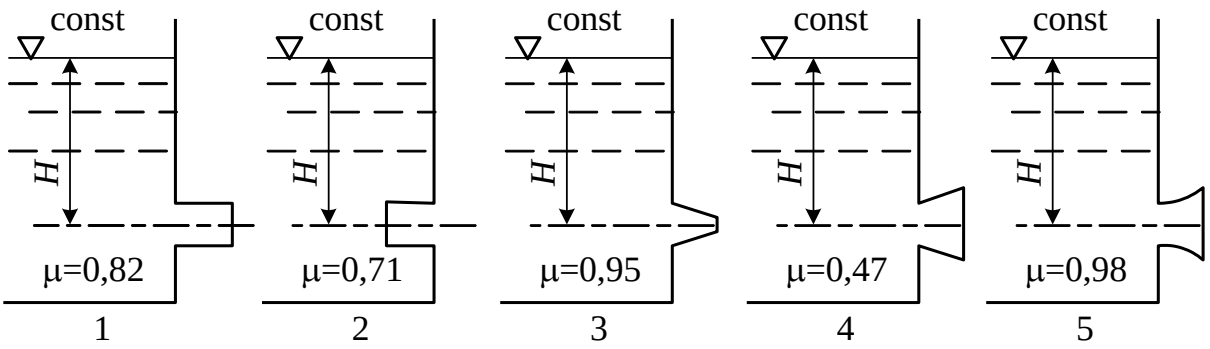


Рис. 1.52. Схеми насадок:
1 – зовнішня циліндрична, μ = 0,82; 2 – внутрішня циліндрична, μ = 0,71;
3 – конічно-збіжна (конфузорна), μ= 0,95; 4 – конічно-розбіжна (дифузорна), μ = 0,45…0,48;
5 – коноїдальна, μ =0,98 [1]

Обмеження в товщині стінки (довжині насадки) обумовлене тим, що у випадку їхнього меншого значення стиснення струмини буде поза межами стінки (насадки), і таким чином буде відсутня вакуумметрична зона.

Що стосується обмеження в напорі H = 8 м, то його слід дотримуватися, щоб струмина не викидалась в атмосферу без стиснення.

В інженерній практиці зустрічаються насадки різної конструкції (рис. 1.52).

У техніці насадки застосовуються для випуску рідин із резервуарів, на дощувальній техніці, фонтанах і т. ін.

Витікання рідини через отвори й насадки при змінному напорі. На відміну від попередніх, цей вид витікання належить до несталого руху рідини (рис. 1.53).

Будемо розглядати призматичний резервуар, тобто такий, в якого площа перерізу по висоті залишається постійною. Найпростішим прикладом такого витікання є витікання з бака циліндричної або прямокутної форми з постійною площею перерізу Ω.

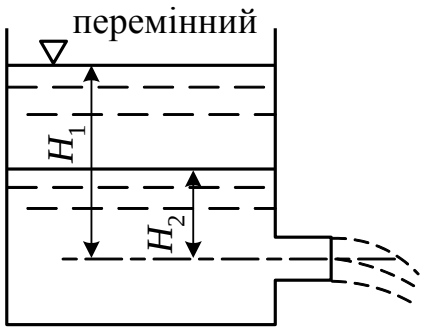


Рис 1.53. Схема до обґрунтування витікання рідини при змінному напорі

Основним показником цього виду витікання є час часткового або повного спорожнення бака. Хай на початку витікання напір на отворі становив H_1, а в кінці – H_2. Необхідно знайти час, за який напір від H_1 понизиться до H_2. Скористуємося рівнянням (1.248) $Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$. Оскільки це рівняння опи-

сує витрату рідини при сталому русі, то у випадку, який розглядається, воно буде давати помилку.

Отже, скористуємося методом нескінченно малих величин, при якому для нескінченно малих проміжків часу ця формула буде справедливою.

За час *dt* об'єм рідини, яка витече з бака, складе *dW*, причому

$$dW = Qdt = \mu\omega\sqrt{2gH}dt. \qquad (1.257)$$

Цей же об'єм можна охарактеризувати й зниженням рівня рідини в баці, тобто

$$dW = -\Omega dH. \qquad (1.258)$$

Знак мінус у цьому рівнянні означає зменшення об'єму рідини в баці.

Прирівняємо *dW,* визначений за формулами (1.257) і (1.258):

$$\mu\omega\sqrt{2gH}dt = -\Omega dH. \qquad (1.259)$$

Звідси

$$dt = -\frac{\Omega dH}{\mu\omega\sqrt{2qH}}. \qquad (1.260)$$

Час, протягом якого напір від H_1 знизиться до H_2, тобто час часткового спорожнення резервуара отримаємо, проінтегрувавши рівняння (1.260):

$$t_{\text{част}} = \int_{H_1}^{H_2} -\frac{\Omega dH}{\mu\omega\sqrt{2gH}}. \qquad (1.261)$$

Винесемо постійні за знак інтеграла, змінивши межі інтегрування, позбавимося від знака мінус, тоді отримаємо:

$$t_{\text{част}} = \frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH}}\int_{H_2}^{H_1}\frac{dH}{\sqrt{H}} = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH}}\sqrt{H}\Big|_{H_2}^{H_1}. \qquad (1.262)$$

Підставимо межі інтегрування, отримаємо:

$$t_{\text{част}} = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu\omega\sqrt{2g}}, \qquad (1.263)$$

де Ω – площа перерізу бака; H_1, H_2 – напір на отворі відповідно на початку й у кінці витікання; μ – коефіцієнт витрати; ω – площа отвору.

Час повного спорожнення бака (резервуара) $t_{\text{повн}}$ настане при $H_2 = 0$, тобто

$$t_{\text{повн}} = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}}. \qquad (1.264)$$

Вирівнювання рівнів рідини у двох суміжних резервуарах (рис. 1.54). Основним показником, який характеризує явище вирівнювання рівнів рідини у двох суміжних резервуарах, є час, протягом

якого відбувається вирівнювання рівнів.

Рідина через отвір у перегородці перетікає з резервуара 1 в резервуар 2.

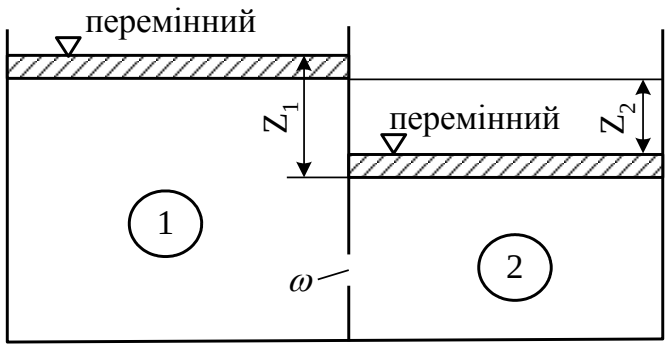


Рис. 1.54. Схема двох суміжних резервуарів: 1, 2 – відповідно перший і другий резервуари

Задача знаходження часу вирівнювання рівнів рідини у двох суміжних резервуарах розв'язується аналогічно попередній, за допомогою методу нескінченно малих величин. Отже, час, за який різниця рівнів у двох суміжних резервуарах від Z_1 стане Z_2, тобто час часткового вирівнювання рівнів $t_{\text{част}}$ визначається за формулою

$$t_{\text{част}} = \frac{2\Omega_1\Omega_2(\sqrt{Z_1} - \sqrt{Z_2})}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}, \qquad (1.265)$$

де Ω_1, Ω_2 – площа поперечного перерізу відповідно першого і другого резервуарів; Z_1, Z_2 – різниця рівнів рідини в резервуарах відповідно на початку й у кінці перетікання рідини з першого в другий резервуар; ω – площа отвору в перегородці.

Час повного вирівнювання $t_{\text{повн}}$ настане при $Z_2 = 0$ і визначається за формулою

$$t_{\text{повн}} = \frac{2\Omega_1\Omega_2\sqrt{Z_1}}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}. \qquad (1.266)$$

Витікання рідини через великі отвори. При витіканні рідини через великі отвори прямокутної форми (рис.1.55) напори у верхній і нижній точках їх будуть суттєво відрізнятися, відповідно до цього будуть відрізнятися і швидкості руху рідини.

З урахуванням цього витрата рідини визначається шляхом підсумовування елементарних витрат, які проходять через елементарні смуги висотою dh (рис. 1.55), на які розбивається площа отвору.

Отже, витрата рідини через частину отвору висотою dh і шириною b, яка розташована на глибині h і в якій швидкість можна вважати постійною, визначиться за залежністю

$$dQ = \mu b dh\sqrt{2gh}. \qquad (1.267)$$

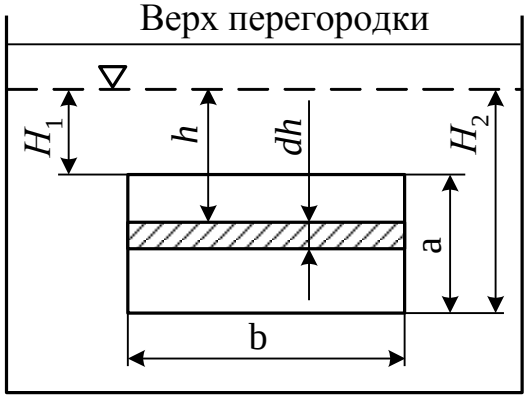


Рис. 1.55. Схема до витікання рідини через великий отвір

Витрата через великий отвір буде дорівнювати:

$$Q = \mu b\sqrt{2g}\int_{H_1}^{H_2} h^{1/2}dh \qquad \text{або} \qquad (1.268)$$

$$Q = \frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g}\,(H_2^{3/2} - H_1^{3/2}), \qquad (1.269)$$

де μ – коефіцієнт витрати, при досконалому стисненні 0,65, а при недосконалому – 0,7; b – ширина отвору; H_1, H_2 – глибина занурення відповідно верху й низу отвору.

1.3.14. Гідравлічні струмини

Гідравлічні струмини – це потоки рідини, не обмежені твердими стінками. Вони поділяються на затоплені й незатоплені струмини. За формою поперечного перерізу вони поділяються на осьосиметричні (круглого перерізу) і плоскі.

Затоплені струмини – це струмини, які рухаються в рідинному середовищі, однорідному з рідиною струмини. Прикладами є струмини, які утворюються при перетіканні рідини з одного в інший резервуар, струмини гідротехнічних споруд.

У затоплених струминах розрізняють ядро струмини, початкову й основну ділянки (рис. 1.56). ***Ядро струмини*** розпочинається з отвору (початкового перерізу) і звужується до нуля. Ділянка струмини, яка відповідає довжині ядра, називається ***початковою ділянкою***. Довжина початкової ділянки знаходиться за формулою

$$l_{\text{п}} = \frac{0{,}67}{\alpha} r_0, \qquad (1.270)$$

де r_0 – радіус отвору; α – коефіцієнт, який характеризує вплив турбулентності струмини на її розширення, α = 0,07...0,08.

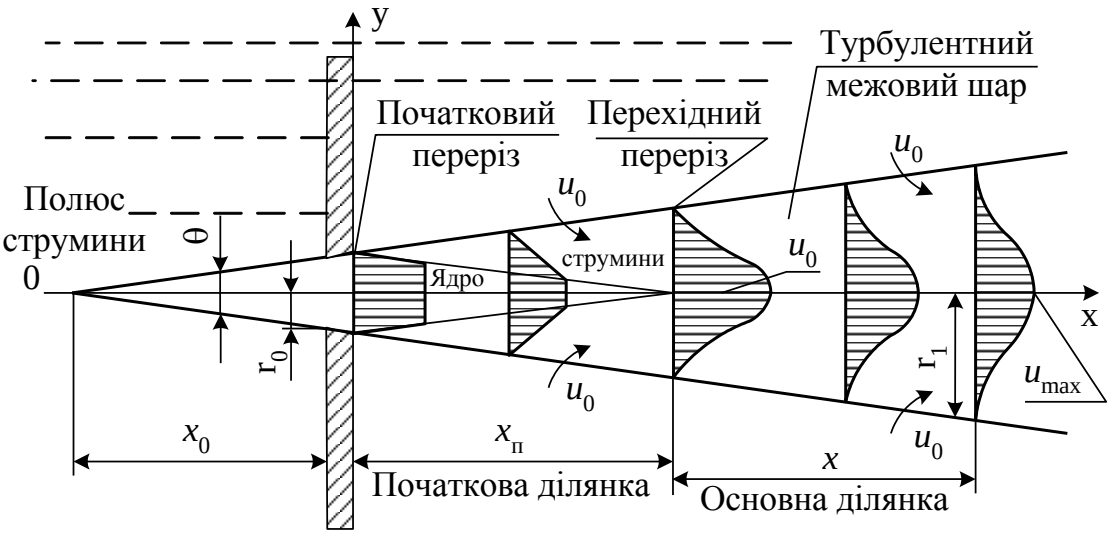


Рис. 1.56. Схема затопленої струмини

Між ядром і зовнішніми межами струмини утворюється турбулентний межовий шар, швидкості в якому зменшуються від осі до межі струмини. Кут розширення струмини θ = 13°20′…15°10′ [29]. Точка перетину зовнішніх меж струмини 0 називається ***полюсом струмини***, який від отвору (початкового перерізу) знаходиться на відстані

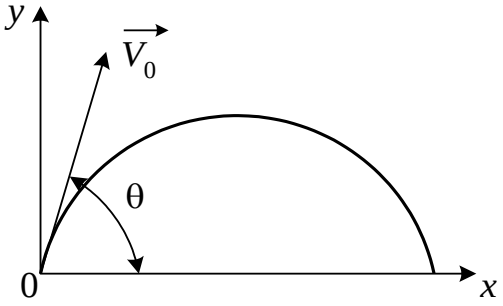


Рис. 1.57. Схема до рівняння руху незатопленої струмини

$$x_0 = \frac{0{,}29}{\alpha} r_0. \quad (1.271)$$

Після початкової ділянки йде основна ділянка, яка повністю складається з межового шару. Швидкість u_{max} в ньому зменшується з віддаленням від отвору (початкового перерізу) і визначається за формулою

$$u_{max} = \frac{0{,}96 r_0}{ax + 0{,}29 r_0} u_0. \quad (1.272)$$

Радіус струмини в перерізі, розташованому на відстані x від отвору, дорівнює

$$r = (3{,}4 \frac{ax}{r_0} + 1) r_0. \quad (1.273)$$

Незатоплені струмини – це струмини, які рухаються в повітряному (газовому) середовищі. Прикладом їх є струмини дощувальної техніки, фонтанів та інші струмини.

Рух незатопленої струмини, яка витікає з насадки зі швидкістю V під кутом θ до горизонтальної поверхні (рис. 1.57), описується такою формулою:

$$y = x tg\theta - \frac{g x^2}{2V^2 \cos\theta}, \quad (1.274)$$

де θ – кут між напрямком витікання і віссю абсцис (рис. 1.57); V – початкова швидкість витікання; y – висота падіння струмини; x – дальність польоту струмини.

При $\theta = 0$ отримаємо координати осьової лінії струмини рідини, яка витікає з малого вертикального отвору в тонкій стінці:

$$y = -\frac{g x^2}{2V^2}. \quad (1.275)$$

Незатоплена струмина рідини, яка витікає з нахиленої насадки, має таку структуру по довжині (рис. 1.58): l_1 – компактна, l_2 – роздрібнена і l_3 – розпилена частина струмини.

У компактній частині струмини рідина рухається суцільним потоком. Під дією сили тяжіння та опору повітря струмина спочатку розпадається на окремі великі частини (роздрібнена частина), а потім на дрібні краплі (розпилена частина). Дальність польоту дощувальної струмини L при нахилі її до горизонту під кутом $\theta = 32°$, найбільш характерним для дощувальної техніки, визначається за формулою

$$L = 0{,}42H + 1000d, \quad (1.276)$$

де H – напір на виході з насадки; d – діаметр насадки.

Формула (1.276) справедлива при $H/d \geq 1000$, де H і d – у метрах.

Висота вертикальної струмини визначається за формулою

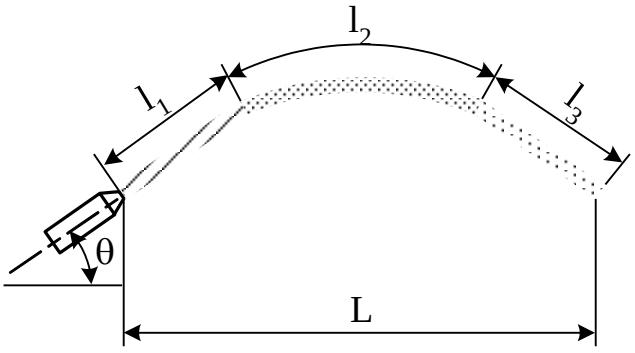


Рис. 1.58.
Схема структури незатопленої струмини

$$h_в = \frac{H}{1 + K_1 H}, \qquad (1.277)$$

де K_1 – коефіцієнт, який залежить від діаметра виходу з насадки, він має такі значення:

d, мм	10	15	20	125	30	40	50
K_1	0,023	0,014	0,009	0,006	0,0044	0,0024	0,0014

Взаємодія струмин з твердими тілами (перешкодами) здійснюється у вигляді активної або реактивної дії струмини.

Активна дія струмини полягає в тому, що струмина, натікаючи на перешкоду, діє на неї з силою P, яка дорівнює силі реакції перешкоди R (рис. 1.59), напрямленої протилежно силі P.

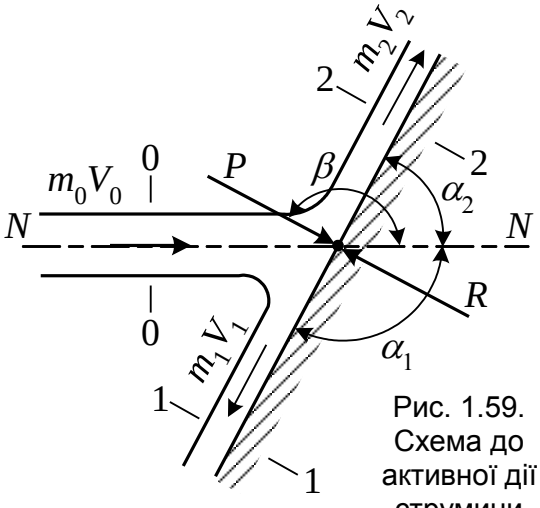


Рис. 1.59. Схема до активної дії струмини

Сила P буде відносно більшою (найбільшою), якщо перешкода розташована в межах компактної частини струмини.

Таким чином, плоска струмина шириною B натікає на нахилену перешкоду зі швидкістю V_0 (рис. 1.59). На перешкоді струмина поділяється на дві частини зі швидкостями V_1 і V_2 під кутами α_1 і α_2 до осі основної струмини NN.

Для знаходження залежності, за якою визначається сила P, скористуємося теоремою кількості руху для мас рідини у відсіках 0-0, 1-1, 2-2. Згідно з цією теоремою, зміна проекції кількості руху (KP) матеріальної точки за деякий проміжок часу dt дорівнює сумі проекцій імпульсів прикладених до неї зовнішніх сил за той же проміжок часу на ту ж вісь, тобто

$$KP = m \cdot V, \qquad (1.278)$$

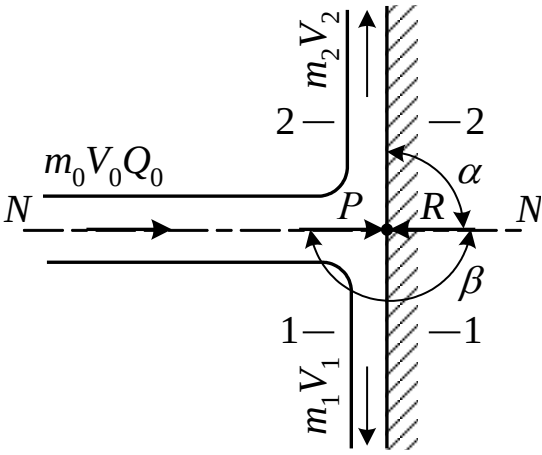


Рис. 1.60. Схема взаємодії струмини з перпендикулярною перешкодою

або $$P\cos\beta = m_0V_0 - m_1V_1\cos\alpha_1 - m_2V_2\cos\alpha_2, \qquad (1.279)$$

де $P\cos\beta$ – проекція імпульсу сили P.

У найпростішому випадку – перешкода перпендикулярна до напрямку струмини (рис. 1.60) ($\alpha_1 = \alpha_2 = = 90°$, $\cos 90° = 0$, $\cos \beta = -1$) – будемо мати:

$$P = m_0 V_0 = \rho Q_0 V_0 = \rho \omega_0 V_0^2, \quad (1.280)$$

де ω_0 – живий переріз струмини в перерізі 0-0 (оскільки $Q_0 = \omega_0 V_0$).

Фактична сила $P_ф = (0{,}92…0{,}95)\ P$, що пояснюється викривленням ліній течії при розтіканні струмини.

Якщо перешкода рухається в напрямку дії струмини зі швидкістю u, то

$$P = \rho \omega_0 V_0 (V_0 - u), \quad (1.281)$$

якщо ж назустріч струмині –

$$P = \rho \omega_0 V_0 (V_0 + u).$$

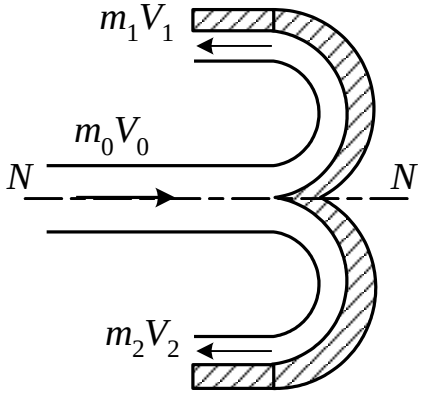


Рис. 1.61.
Схема взаємодії струмини з криволінійною поверхнею

Для криволінійної поверхні ($\alpha_1 = \alpha_2 = \pi$) (рис. 1.61) $\cos \alpha = -1$; $m_1V_1 = m_2V_2 = 0{,}5 m_0V_0$, тобто струмина поділяється навпіл:

$$P = m_0 V_0 - 2 m_1 V_1 \cos\alpha_1 = m_0 V_0 + \\ + 2 m_1 V_1 = 2 m_0 V_0 = 2 \rho \omega_0 V_0^2 = 2R. \quad (1.282)$$

Отже, сила тиску струмини P на криволінійну поверхню, зігнуту у зворотний бік, у два рази більша за силу тиску струмини на плоску поверхню, що використовується в активних ковшових гідротурбінах.

Реактивна дія струмини. Розглянемо цей вид взаємодії струмини з твердим тілом на прикладі витікання рідини з отвору в стінці резервуара. У цьому випадку сила реакції R діє на посудину в напрямку, протилежному швидкості витікання рідини V_2. Пояснимо причину виникнення її, користуючись рис. 1.62.

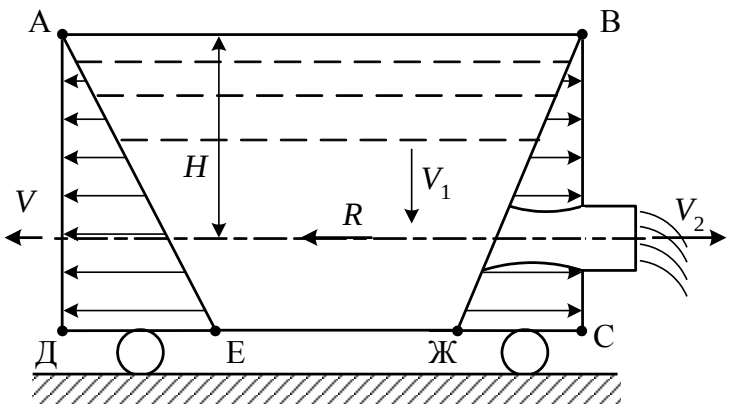


Рис. 1.62. Схема до реактивної дії струмини

Вздовж стінки $АД$, достатньо віддаленої від отвору, швидкість руху рідини V_1 зовсім мала, а тому тиск, який діє на неї, буде розподілятися за гідростатичним законом (епюра $АДЕ$). Точно такою була б і епюра тиску на стінку BC, якби поблизу отвору не проявлялася дія швидкості V_2 у вигляді струминок, які збираються до отвору. Внаслідок цього епюра на стінку BC має вигляд, показаний на рис. 1.62, тобто проти отвору тиск відсутній. Надлишок нормальної сили тиску на стінку $АД$ у порівнянні зі стінкою BC є силою реакції R. Значення її знайдемо також за допомогою теореми кількості руху, замінивши кількість руху імпульсом сили:

$$Rt = -M(V_2 - V_1), \quad (1.283)$$

де R – сила реакції; t – час; M – маса рідини, яка витікає за час t; V_1 – вертикальна швидкість руху рідини в посудині; V_2 – горизонтальна швидкість витікання рідини з отвору.

Масова витрата рідини становить

$$m = \rho Q = \rho\mu\omega\sqrt{2gH}\,. \qquad (1.284)$$

Швидкістю в посудині V_1 можна знехтувати, а швидкість V_2 буде

$$V_2 = \varphi\sqrt{2gH}\,. \qquad (1.285)$$

З урахуванням сказаного, з (1.283) отримаємо:

$$R = -mV_2 = -\rho QV_2 = -2\varphi\mu\omega\rho gH\,. \qquad (1.286)$$

Прийнявши для ідеальних умов $\mu = 1$ і $\varphi = 1$, отримаємо:

$$R = -2\omega\rho gH\,, \qquad (1.287)$$

де $\omega\rho gH$ – сила гідростатичного тиску P на плоску поверхню.

Таким чином, сила реакції при витіканні струмини з отвору дорівнює подвійній статичній силі тиску на площу, яка дорівнює площі отвору, тобто

$$R = -2P.$$

Якщо посудину, яка розглядається на рис. 1.62, встановити на колеса, то за певних умов вона буде рухатися зі швидкістю V у напрямку, протилежному витіканню рідини.

Розглянута дія струмини використовується в реактивних гідротурбінах.

1.3.15. Рух рідин у каналах та інших відкритих руслах

Канали – це штучні русла, які належать до відкритих русел, тобто на вільній поверхні в них діє атмосферний тиск, а тому рух рідини в каналах безнапірний. Прикладами є меліоративні та обводнювальні канали.

До інших відкритих русел належать струмки, річки, морські протоки.

У цьому розділі розглядаються канали з рівномірним рухом рідини, умовою якого є постійність витрати рідини (Q = const), живого перерізу (ω = const), гідравлічного похилу I, однакового з похилом дна каналу, і шорсткості русла (коефіцієнт шорсткості n = const) та відсутність місцевих опорів. Цих умов можна досягти тільки в штучних руслах.

При рівномірному русі гідравлічний I, п'єзометричний $I_п$ та похил дна каналу i рівні між собою:

$$I = I_п = i\,. \qquad (1.288)$$

П'єзометрична лінія потоку *П-П* співпадає з вільною поверхнею, глибина потоку називається ***нормальною глибиною***, а лінія вільної поверхні – ***лінією нормальних глибин***.

За формою поперечного перерізу канали бувають прямокутні, трикутні, трапецеїдальні, напівкруглі та параболічні (рис. 1.63).

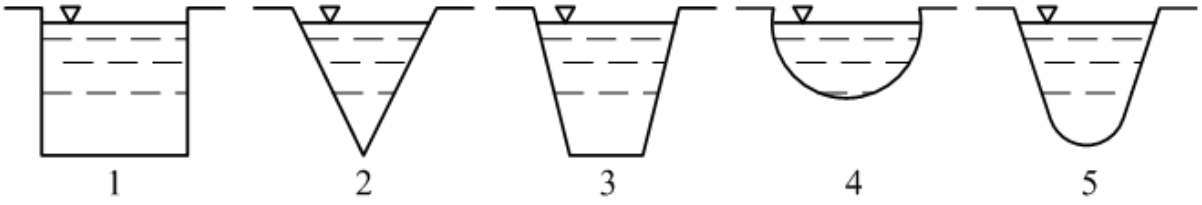


Рис. 1.63. Схеми поперечного перерізу каналів:

1 – прямокутного; 2 – трикутного; 3 – трапецеїдального; 4 – напівкруглого; 5 – параболічного

Поперечний переріз каналу, при якому (при $\omega = \text{const}$) змочений периметр χ буде найменшим, а гідравлічний радіус $R = \omega/\chi$ найбільшим, називається ***гідравлічно найвигіднішим***. Такий канал, за всіх рівних умов, у порівнянні з іншими каналами забезпечує найбільшу витрату рідини.

З різних форм поперечного перерізу найбільш вигідним є напівкруглий, але побудувати канал з таким перерізом складно.

Найбільш уживаними є канали з трапецеїдальною формою поперечного перерізу (рис. 1.64), які порівняно легко споруджувати, і вони, за певних умов, близькі до гідравлічно найвигідніших.

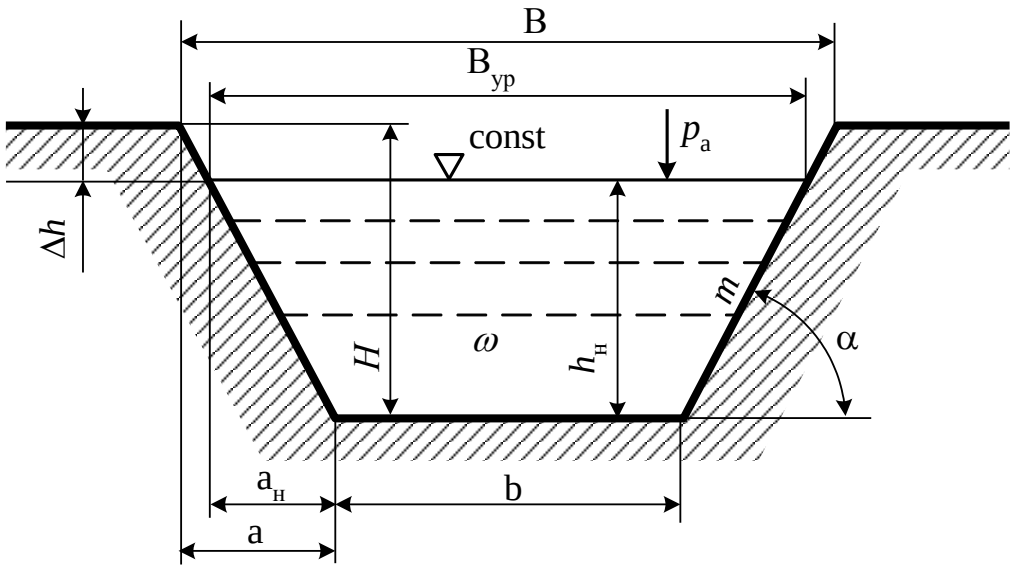


Рис. 1.64. Схема поперечного перерізу каналу трапецеїдальної форми:

B – ширина каналу зверху; $B_{ур}$ – ширина каналу по урізу рідини (води); H – глибина каналу; $h_н$ – глибина рідини в каналі (глибина наповнення); ω – площа поперечного перерізу; a – закладення схилу каналу; $a_н$ – закладення схилу каналу, яке відповідає глибині наповнення; m – коефіцієнт закладення схилу; α – кут нахилу схилу; Δh – запас каналу в дамбах

Значення окремих елементів поперечного перерізу каналу трапецеїдальної форми (рис. 1.64) визначаються за такими формулами.

Площа поперечного перерізу

$$\omega = (b + mh_н)h_н, \qquad (1.289)$$

де b – ширина каналу по дну; m – коефіцієнт закладення схилу ($m = \text{ctg}\ \alpha = a/H$); $h_н$ – глибина наповнення каналу.

Довжина змоченого периметра трапецеїдального каналу

$$\chi = b + 2h_н\sqrt{1 + m^2}\,. \qquad (1.290)$$

Гідравлічний радіус

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{h_н(b + mh_н)}{b + 2h_н\sqrt{1+m^2}}. \qquad (1.291)$$

Ширина каналу по урізу рідини (води)

$$B_{ур} = b + mh_н. \qquad (1.292)$$

На рис. 1.65 показаний поздовжній переріз каналу. Згідно з рисунком, похил дна каналу i –

$$i = \frac{z_1 - z_2}{l}, \qquad (1.293)$$

де z_1, z_2 – відмітки дна на початку і в кінці каналу, l – довжина каналу.

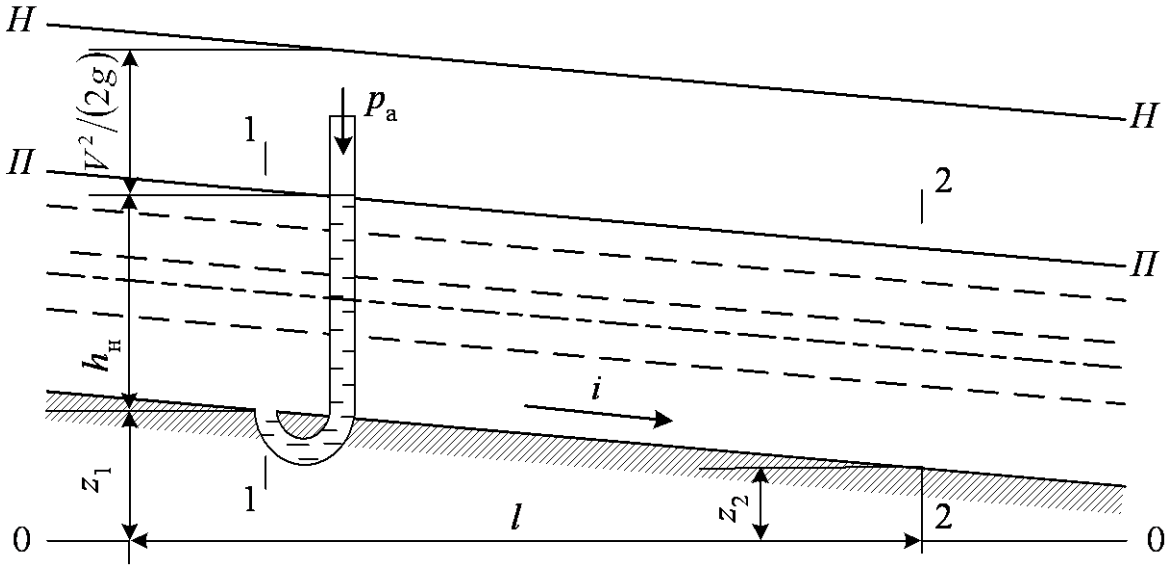


Рис. 1.65. Поздовжній переріз каналу з рівномірним рухом рідини (води)

При гідравлічному розрахунку каналів зустрічаються три основні задачі:

1. Знайти витрату Q, для чого спочатку знаходиться середня швидкість V при відомих похилі дна каналу i, ширині по дну b, глибині наповнення $h_н$, закладенні схилів m, шорсткості n. Задача розв'язується прямою підстановкою вирахуваних ω, R і C у формули:

$$V = C\sqrt{Ri}; \qquad Q = \omega C\sqrt{Ri}, \qquad (1.294)$$

де C – коефіцієнт Шезі, визначається за нижченаведеними формулами; R – гідравлічний радіус, $R = \omega/\chi$; χ – змочений периметр, для трапецеїдального перерізу $\chi = b + 2h_н\sqrt{1+m^2}$; i – похил дна каналу; ω – площа поперечного перерізу каналу, для трапецеїдального каналу $\omega = (b + mh_н)h_н$.

Що стосується коефіцієнта Шезі, то він визначається за формулами

$$C = \frac{1}{n}R^y \quad \text{або} \quad C = \frac{1}{n}R^{1/6}, \qquad (1.295)$$

де y – показник степеня: $y = 1{,}5\sqrt{n}$ при $R < 1$ м, $y = 1{,}3\sqrt{n}$ при $R > 1$ м; n – коефіцієнт шорсткості русла: для земляного русла $n = 0{,}02…0{,}03$, для облицьованого (бетонного та ін.) $n = 0{,}012…0{,}03$ [32].

2. Знайти похил дна каналу i при заданих витраті Q, ширині каналу по дну b, глибині наповнення $h_н$, закладенні схилів m і шорсткості n.

Ця задача розв'язується шляхом підставлення вирахуваних величин ω, R, C за формулою

$$i = \frac{Q^2}{\omega^2 R C^2}. \qquad (1.296)$$

При цьому необхідно виконати умову

$$i_{min} \le i \le i_{max}, \qquad (1.297)$$

де $$i_{min} = \frac{V^2_{нзм}}{C^2 R}; \qquad i_{max} = \frac{V_{нрз}}{C^2 R}, \qquad (1.298)$$

де $V_{нзм}$ – незамулююча швидкість, визначається за залежністю $V_{нзм} \ge aR^{0,5}$, де a – коефіцієнт, який залежить від виду наносів і змінюється від 0,3 до 0,7. Найменше значення $V_{нзм} = 0{,}3$ м/с. Взагалі ж незамулююча швидкість залежить від ***гідравлічної крупності*** наносів, тобто швидкості випадіння їх в осадок, а вона складає 0,4…8 мм/с; $V_{нрз}$ – нерозмиваюча швидкість, її значення наводиться в літературних джерелах залежно від виду русла і характеру потоку. Для найбільш розповсюджених каналів, облицьованих бетоном, $V_{нрз} = 10…20$ м/с [32].

3. Визначити розміри перерізу каналу (ширину по дну b і глибину h) при відомих: витраті Q, похилі дна i, шорсткості русла n і закладенні схилів m.

Це найбільш розповсюджена задача. Оскільки розрахункове рівняння одне – $Q = \omega C\sqrt{Ri}$, а невідомих величин дві – b і h, – то додатково використовується рівняння $\beta = b/h$. Значення величин b і h приймаються такими, щоб переріз каналу був гідравлічно найвигіднішим, що, наприклад, для трапецеїдального каналу складає

$$\beta_{г\,н} = 2(\sqrt{1 + m^2} - m). \qquad (1.299)$$

При цьому можливі два варіанти розв'язання задачі:

А. Задаємося значеннями b і знаходимо, відповідно до умов задачі, значення h.

Ця задача розв'язується методом підбору, тобто послідовно задаємося рядом значень глибин h і вираховуємо відповідну їм витрату Q до тих пір, доки не отримаємо потрібного значення. Відповідна цій витраті глибина h і буде пошуковою. Цю задачу можна розв'язати і графоаналітичним методом. Задаючись рядом значень глибини h, знаходимо відповідну їм витрату Q і будуємо графік $Q = f(h)$. Відклавши на осі необхідну витрату, знаходимо за графіком відшукувану глибину наповнення каналу h.

Б. Задаємося значеннями глибини h і знаходимо відповідне значення ширини каналу по дну b. Розрахунки можна вести, як і в попередньому випадку, аналітично і графоаналітично. При аналітичному методі назначається ряд значень b і розрахунок каналу повторюється до тих пір, доки розрахункова витрата Q не буде

дорівнювати потрібній. Ширина *b* буде відшукуваною, коли розрахункова витрата буде дорівнювати потрібній. При графоаналітичному методі будується графік залежності $Q = f(b)$, тобто за рядом значень *b* знаходяться відповідні їм значення витрати, за якими і будується вищеназваний графік. Відклавши потрібну витрату *Q* за графіком $Q = f(b)$, знаходимо відшукувану ширину каналу по дну *b*.

При розрахунку безнапірних водоводів будь-якого профілю розв'язуються ті ж задачі, що й для каналів, а саме: знаходження витрати *Q*, похилу дна *i*, розмірів поперечного перерізу.

1.3.16. Водозливи

Водозливами називаються споруди, які перегороджують потік рідини і через які відбувається її перелив. Прикладами таких споруд є греблі, шлюзи, гідрометричні водомірні водозливи. Частина потоку, яка знаходиться перед водозливом, називається верхнім б'єфом (ВБ) (від франц. bief – млиновий потік, шлюзовий жолоб), а частина потоку, яка знаходиться за течією нижче водозливу, – нижнім б'єфом (НБ) (рис. 1.66). Верхня частина водозливу, через яку переливається рідина, називається порогом водозливу. Висота рівня рідини верхнього б'єфа над порогом водозливу називається напором на водозливі і позначається *H*.

Водозливи класифікуються: за товщиною водозливної стінки й окресленням самого порога; розташуванням і формою водозливної стінки в плані; формою водозливного отвору; умовами підходу потоку до водозливу; характером протікання рідини через водозлив; умовами спряження б'єфів.

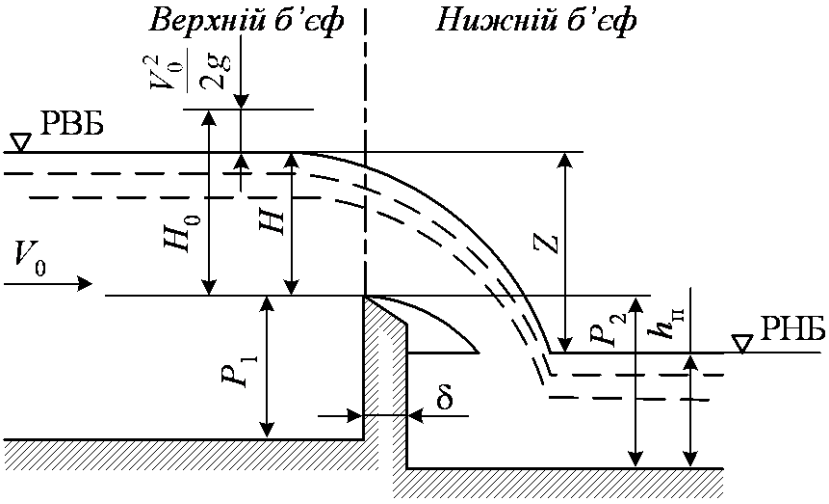


Рис. 1.66. Схема водозливу:

▽РВБ – відмітка горизонту (рівня) верхнього б'єфа; ▽РНБ – відмітка горизонту нижнього б'єфа; *H* – напір на водозливі (геометричний); V_0 – швидкість підходу рідини (середня швидкість потоку на відстані (3…4) *H* від гребня водозливу); H_0 – повний напір на водозливі; P_1 – висота порогу водозливу з боку верхнього б'єфа; P_2 – висота порогу водозливу з боку нижнього б'єфа; $h_п$ – глибина рідини в нижньому б'єфі (побутова); B – ширина водозливу; δ – товщина водозливу; Z – різниця відміток горизонтів (рівнів) води у верхньому й нижньому б'єфах (гідравлічний перепад)

Таким чином, водозливи класифікуються:

1. За шириною і формою порогу:

а) з тонкою стінкою $\delta < 0{,}5\,H$ (рис. 1.67, а);

б) практичного профілю $0{,}5\,H < \delta < 2H$ (рис. 1.67, б, в);

в) з широким порогом $2H < \delta < (8\ldots10)H$ (рис. 1.67, г).

2. За формою вирізу: прямокутні, трапецеїдальні, трикутні.

3. За умовами спряження б'єфів: непідтоплені (рис. 1.68, а), підтоплені (рис. 1.68, б).

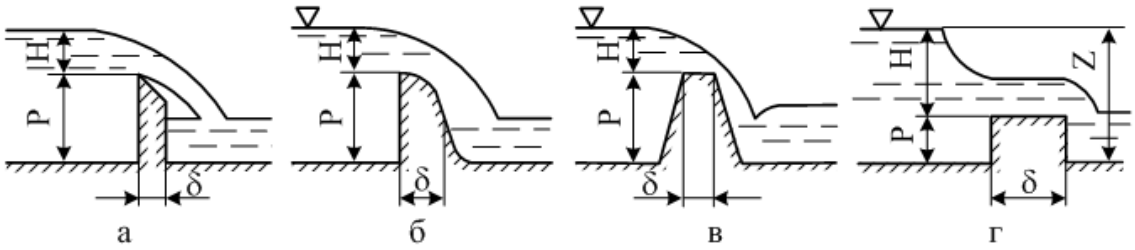


Рис. 1.67. Схеми водозливів:
а – з тонкою стінкою; б, в – практичного профілю; г – з широким порогом

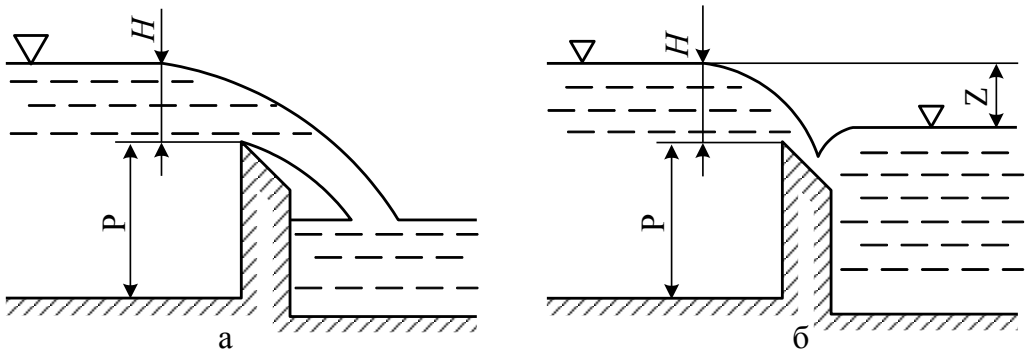


Рис. 1.68. Схеми непідтопленого і підтопленого водозливів:
а – непідтоплений; б – підтоплений

Непідтопленим називається водозлив, на якому рівень води (рідини) нижнього б'єфа не чинить впливу на горизонт води верхнього б'єфа. Якщо ж рівень нижнього б'єфа впливає на горизонт верхнього б'єфа, то водозлив називається підтопленим.

Основним гідравлічним показником водозливів є витрата рідини, яка для прямокутного водозливу визначається залежністю

$$Q = m_0 bH\sqrt{2gH}\,, \qquad (1.300)$$

де m_0 – коефіцієнт витрати водозливу, визначається за окремою формулою і залежно від типу водозливу становить 0,4...0,6; b – ширина порога водозливу; H – напір на водозливі.

Перетікання рідини через водозливи за певних умов супроводжується гідравлічним стрибком.

Гідравлічний стрибок – це явище різкого переходу потоку рідини від бурхливого до спокійного стану. Він має місце при переливі рідини через гідротехнічні споруди, зміни похилу дна русла (рис. 1.69).

Безстрибковий перехід потоку з бурхливого в спокійний стан неможливий. Гідравлічний стрибок складається з вальця і транзитної струмини. Він характеризується довжиною $l_{г\,с}$, за яку прийнято вважати довжину горизонтальної проекції

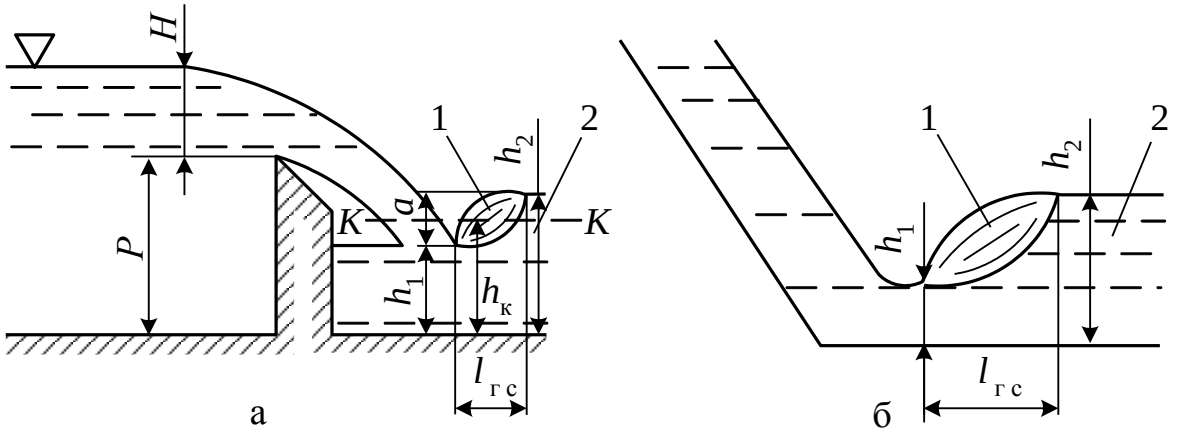


Рис. 1.69. Схема гідравлічного стрибка:
а – при переливі води через водозлив; б – при зменшенні нахилу дна русла; 1 – валець; 2 – транзитна струмина; h_1, h_2 – глибина води в стрибку відповідно на його початку й у кінці – взаємні, або спряжені, глибини; $h_к$ – критична глибина; $l_{г с}$ – довжина стрибка

поверхневого вальця і яка визначається залежністю

$$l_{г с} = 5(h_2 - h_1), \tag{1.301}$$

де h_1, h_2 – спряжені глибини води (рідини).

Висота гідравлічного стрибка визначається залежністю

$$a = h_2 - h_1, \tag{1.302}$$

де a – висота стрибка.

Гідравлічний стрибок буває різних видів:

1. Досконалий – це стрибок з явно вираженим поверхневим вальцем. При цьому виді стрибка $h_2/h_1 \geq 2$, або $a > h_1$ (рис. 1.69).

2. Хвилястий – це стрибок порівняно невеликої висоти без вальця, що набирає форми ряду поступово затухаючих хвиль (рис. 1.70, а). При цьому $h_2/h_1 < 2$, або $a < h_1$.

3. Підтоплений – це стрибок, який виникає перед перепоною, що не дозволяє переміщуватись гідравлічному стрибку проти течії, наприклад, при затопленому витіканні з-під щита (рис. 1.70, б).

4. Піднертий – це стрибок, який виникає перед перешкодою, відрізняється від досконалого стрибка меншою довжиною, викривленою транзитною струминою й наявністю під нею ще одного вальця (рис. 1.70, в).

5. Поверхневий – це стрибок з розширеним донним вальцем. Виникає на початку стрибка, як правило, за уступом (рис. 1.70, г).

Як бачимо, гідравлічний стрибок виникає при спряженні б'єфів, і його дія може викликати руйнування русла нижнього б'єфа. Тому на практиці досягається таке спряження б'єфів, при якому стрибок був би безпечним, а цій вимозі найкраще відповідає затоплений стрибок (рис. 1.71).

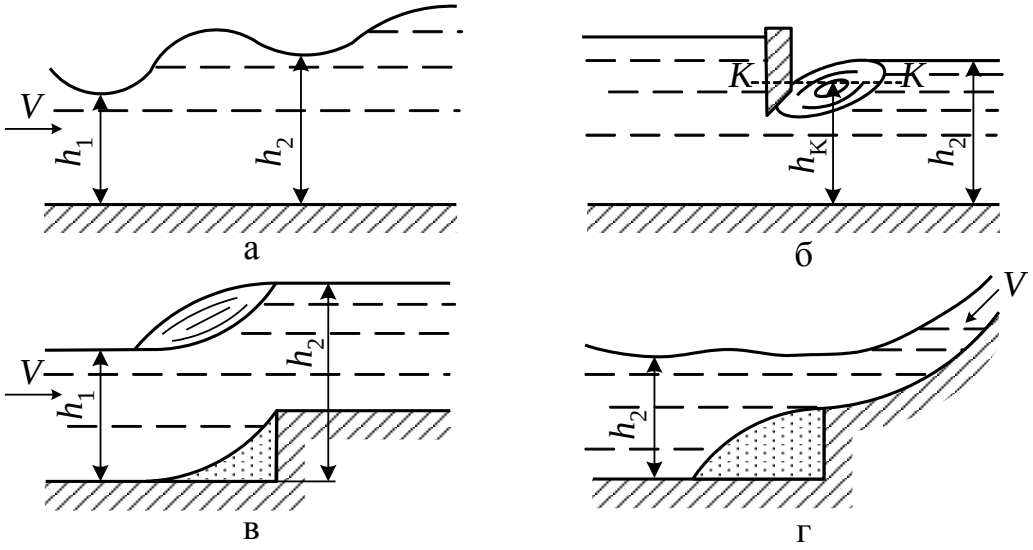


Рис. 1.70. Схеми гідравлічних стрибків різних видів:
а – хвилястого;
б – підтопленого;
в – підпертого;
г – поверхневого

1.3.17. Фільтрація рідин. Закон Дарсі

Фільтрація рідин – це рух рідин у пористих середовищах. Прикладами фільтрації є рух ґрунтових і міжпластових вод, рух води через фільтри при її очищенні на очисних спорудах, рух масел у фільтрах машин і механізмів.

Фільтраційний рух рідин може бути напірним і безнапірним.

Поверхня безнапірного фільтраційного потоку називається ***депресійною поверхнею***, а крива лінія її перерізу вертикальною площиною називається ***кривою депресії*** (рис. 1.72).

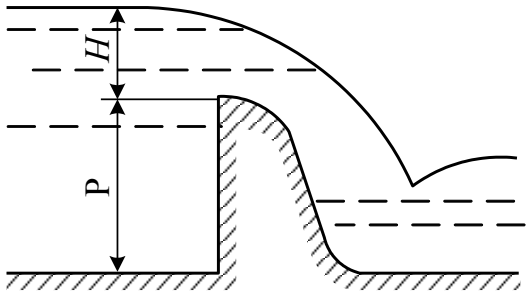


Рис. 1.71. Схема затопленого гідравлічного стрибка

При фільтрації рідини через пористе тіло власне рідина рухається через пори (порожнини), які мають місце між частками пористого середовища.

Пористе середовище характеризується коефіцієнтом пористості p, який визначається залежністю

$$p = \frac{W_{\text{пор}}}{W}, \qquad (1.303)$$

де $W_{\text{пор}}$ – об’єм пор; W – загальний об’єм пористого середовища.

Чим менші зерна пористого середовища, тим коефіцієнт пористості більше: так, для піску з частками діаметром біля 1 мм p = 0,3, а для глини (частки менші) p = 0,5 [32].

Швидкість руху рідини в порах фільтраційного середовища (наприклад ґрунту) визначається залежністю

$$V_{\text{п}} = \frac{Q}{\omega_{\text{п}}}, \qquad (1.304)$$

де Q – витрата фільтраційного потоку; $\omega_{\text{п}}$ – площа пор у перерізі фільтраційного потоку.

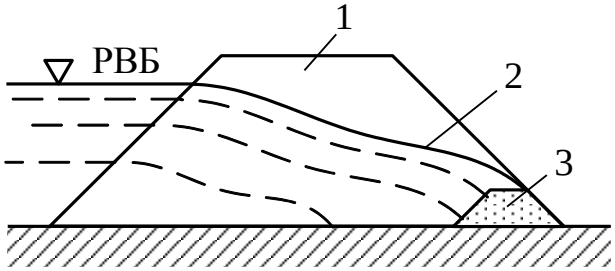


Рис. 1.72. Схема фільтрації води через тіло земляної греблі:
РВБ – рівень верхнього б’єфа;
1 – гребля;
2 – крива депресії;
3 – дренажна призма

У практичних розрахунках користуються умовною швидкістю $V_{ум}$, яка визначається залежністю

$$V_{ум} = \frac{Q}{\omega}, \tag{1.305}$$

де ω – загальна площа перерізу фільтраційного потоку.

Отже,

$$V = pV_{п}. \tag{1.306}$$

Оскільки $p < 1$, то швидкість фільтрації завжди менше швидкості руху рідини в порах ґрунту.

Досліди, які були проведені французьким ученим-гідравліком Дарсі (1856 р.) з піском і глиною, дозволили встановити, що швидкість фільтрації в умовах сталого руху описується залежністю, яка називається формулою Дарсі й має вигляд

$$V = K_{ф}I, \tag{1.307}$$

де $K_ф$ – коефіцієнт фільтрації, який залежить від виду середовища і температури рідини, наводиться в довідковій літературі [30]. Наприклад, $K_{ф\ піску}$ = 0,1…0,01 см/с; $K_{ф\ глини}$ = 0,00001 см/с; I – гідравлічний (п'єзометричний) похил, який показує втрати напору на шляху фільтрації рідини, тобто $I = h_в/l$, де $h_в$ – втрата напору, l – довжина (шлях), на якому відбувається фільтрація.

Витрата фільтраційного потоку визначається залежністю

$$Q = K_{ф}\omega I, \tag{1.308}$$

де ω – площа поперечного перерізу фільтраційного потоку.

При турбулентній фільтрації швидкість фільтраційного потоку визначається залежністю

$$V = K_{ф}I^{m}, \tag{1.309}$$

де m – показник степеня, m = 0,5...1.

Границі застосування формул Дарсі недостатньо вивчені. Але вважається, що при $R_e = Vd/\nu < 1…7$ фільтрація ламінарна, а при $R_e > 7$ – турбулентна. Тут d – середній діаметр часток ґрунту.

Коефіцієнт фільтрації $K_ф$ – це швидкість фільтрації рідини при похилі, який дорівнює одиниці, тобто $I = 1$, має розмірність швидкості і визначається дослідним шляхом на установці Дарсі (рис. 1.73).

Коефіцієнт фільтрації при цьому визначається за формулою

$$K_ф = \frac{Q}{\omega I}, \qquad (1.310)$$

де Q – витрата, $Q = W/t$, де W – об'єм рідини, яка надійшла в мірну посудину протягом часу t; ω – площа перерізу завантажувальної ємкості (для круглої ємкості $\omega = \pi d^2 / 4$); I – гідравлічний похил, $I = h_в/L$, де $h_в$ – втрати напору, L – відстань між точками приєднання п'єзометрів.

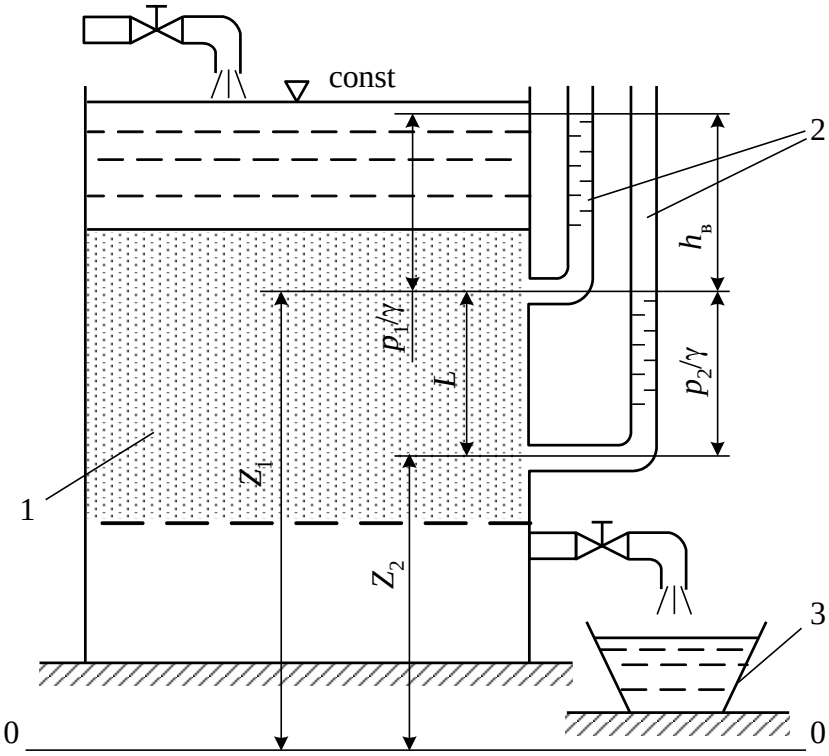


Рис. 1. 73. Схема установки Дарсі:
1 – завантажувальна ємкість; 2 – п'єзометри;
3 – вимірювальна посудина

За законами фільтрації надходять підземні води в шахтові колодязі та свердловини.

Вони бувають ***досконалими*** (рис. 1.74), якщо ними повністю пронизується (перетинається) водоносний пласт до водотривного пласта, і ***недосконалими***, які частково врізаються у водоносний пласт. Після буріння свердловини в ній встановлюється ***природний (статичний)*** горизонт, або рівень води.

При відкачуванні води з колодязя в ньому встановиться рівень її нижче статичного. Вода в зоні, яка прилягає до колодязя, буде рухатися до колодязя по радіальних напрямках. У колодязі після відкачування води встановиться рівень, який називається ***динамічним***. Різниця між статичним і динамічним рівнями води в колодязі називається ***глибиною відкачування S***. Перехід рівня води у водоносному пласті поблизу колодязя від статичного до динамічного відбувається по ***лінії депресії***.

Розглянемо роботу досконалого колодязя в безнапірному водоносному пласті. По мірі відкачування води з колодязя постійною витратою Q = const рівень води в ньому знизиться, але в

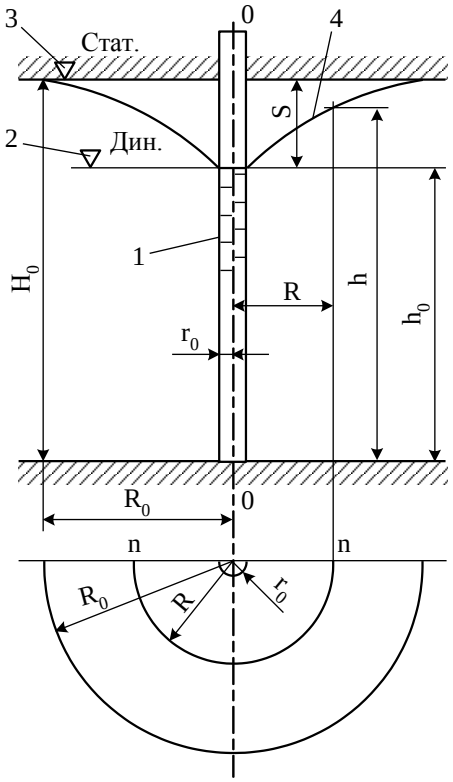


Рис. 1.74.
Схема досконалого колодязя:
1 – свердловина; 2, 3 – відповідно динамічний і статичний рівні води;
4 – лінія депресії; S – глибина відкачування

той же час витрата води, яка надходить у колодязь (приток води), буде збільшуватися. Врешті-решт настане такий момент, коли витрата відкачування й надходження води вирівняються, тобто $Q_{відк} = Q_{прит}$. При цьому одержимо сталий рух води при глибині h_0 (рис. 1.74). Взагалі це явище буде характеризуватися таким чином: потік води у водоносному пласті зверху (у площі рисунка) обмежений депресійною кривою, і якщо її обертати навколо осі свердловини 0-0, то отримаємо депресійну вирву; r_0 – радіус колодязя; h_0 – глибина води в колодязі; R_0 – радіус депресійної кривої, або радіус впливу колодязя. На відстані R_0 від осі колодязя 0-0 природний рівень води в пласті не знижуватиметься. Глибина води в цьому місці буде H_0, яка дорівнює товщині водоносного пласта.

Витрати води Q, яку віддає колодязь, називається його ***дебітом (дебіт колодязя)***. ***Знайдемо дебіт колодязя*** (фільтраційну витрату води), керуючись вищеописаною картиною явища [47].

Тут маємо не плоску, а осьосиметричну задачу руху підземних вод. Для розв'язання її візьмемо переріз n-n, якому відповідає радіус R і глибина h, тоді $Q = \omega V$, де $\omega = 2\pi rh$.

Середня швидкість фільтрації $V = K_ф I$, де $I = dh/dR$.

Підставимо значення I, будемо мати $V = K_ф \cdot dh/dR$, а витрата $Q = 2\pi rh \cdot K_ф \cdot dh/dR$.

Розділимо змінні й отримаємо:

$$h \cdot dh = \frac{Q}{K_ф} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{dR}{R}. \qquad (1.311)$$

Проінтегрувавши це диференціальне рівняння в межах від $r = r_0$ до $R = R_0$, одержимо:

$$\frac{Q}{K_ф} \frac{1}{2\pi} \int_R^{R_0} \frac{1}{R} dR = \int_{h_0}^{H_0} h \cdot dh$$

або

$$\frac{Q}{K_ф} \frac{1}{2\pi} \ln \frac{R_0}{r_0} = \frac{H_0^2 - h_0^2}{2}, \qquad (1.312)$$

звідки

$$Q = \pi \frac{H_0^2 - h_0^2}{\ln \frac{R_0}{r_0}} K_ф. \qquad (1.313)$$

Якщо перейти до десятинних логарифмів, то одержимо:

$$Q = 1{,}36 \frac{H_0^2 - h_0^2}{\lg \frac{R_0}{r_0}} K_ф. \qquad (1.314)$$

Останнє рівняння і є рівнянням дебіту колодязя.

Запитання для самоконтролю

1. *Які закони вивчаються в гідравліці?* ***2.*** *З яких двох частин складається гідравліка, і відповідно які закони в них вивчаються?* ***3.*** *Який вчений написав першу наукову працю в області гідравліки?* ***4.*** *Які вчені є основоположниками гідравліки як самостійної науки.* ***5.*** *В яких галузях техніки застосовуються закони гідравліки?* ***6.*** *Наведіть приклади реалізації на практиці законів гідравліки в гідравлічних та інших спорудах.* ***7.*** *Що таке рідина взагалі та реальна й ідеальна рідини зокрема?* ***8.*** *Які рідини вважаються краплинними?* ***9.*** *Які сили діють на рідини, що знаходяться в стані рівноваги та руху?* ***10.*** *Дайте визначення густини, питомої ваги (та співвідношення між ними), стисливості, температурного розширення, в'язкості та капілярності рідин.* ***11.*** *Що викликає в'язкість рідин при їх русі?* ***12.*** *Яким приладом вимірюється в'язкість рідин?* ***13.*** *Що вивчається в розділі гідравліки – гідростатиці?* ***14.*** *Які види рівноваги рідин існують в інженерній практиці?* ***15.*** *Що таке гідростатичний тиск, яка розмірність його? Назвіть види гідростатичного тиску.* ***16.*** *Якими властивостями характеризується гідростатичний тиск?* ***17.*** *Виведіть диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера).* ***18.*** *Що визначається за допомогою основного рівняння гідростатики? Розкрийте його сутність.* ***19.*** *Що таке гідростатичний напір, п'єзометрична та вакуумметрична висота (геометричне зображення основного рівняння гідростатики)? Обґрунтуйте ці показники теоретично.* ***20.*** *Розкрийте сутність і обґрунтуйте теоретично відносну рівновагу рідини.* ***21.*** *Що таке поверхні однакового тиску?* ***22.*** *Як метрологічно забезпечене вимірювання гідростатичного тиску? Як класифікуються прилади для його вимірювання?* ***23.*** *Що таке клас точності приладів для вимірювання гідростатичного тиску?* ***24.*** *Що таке епюри гідростатичного тиску та як вони будуються для різних поверхонь?* ***25.*** *Що таке сила гідростатичного тиску, як знаходиться її значення і положення точки прикладення при дії тиску на плоскі та криволінійні поверхні?* ***26.*** *Що таке сполучені посудини та як обґрунтовується рівновага рідин у них?* ***27.*** *Розкрийте сутність закону Паскаля.* ***28.*** *Розкрийте сутність закону Архімеда. Поясніть умови плавання тіл.* ***29.*** *Що вивчається в розділі гідравліки – гідродинаміці?* ***30.*** *Якими елементами характеризується потік рідини?* ***31.*** *Як формулюється й записується рівняння нерозривності потоку рідини?* ***32.*** *Напишіть і поясніть рівняння Бернуллі.* ***33.*** *Проілюструйте геометричне зображення рівняння Бернуллі.* ***34.*** *Поясніть фізичну сутність (зміст) рівняння Бернуллі.* ***35.*** *Поясніть правила застосування рівняння Бернуллі.* ***36.*** *Що таке гідравлічні опори, чим вони обумовлені, як класифікуються та що відбувається з напором у них?* ***37.*** *Що таке місцеві гідравлічні опори, і як визначаються втрати напору в них?* ***38.*** *Що таке гідравлічні опори по довжині, і як визначаються втрати напору в них через середню швидкість руху рідини?* ***39.*** *Що таке гідравлічні опори по довжині, і як визначаються втрати напору в них через витрату рідини?* ***40.*** *Що таке гідравлічні опори по довжині, і як визначаються втрати напору в них через гідравлічний похил?* ***41.*** *Які задачі розв'язуються при гідравлічному розрахунку трубопроводів, і за якими загальними залежностями це виконується?* ***42.*** *Що таке гідравлічно короткі трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?* ***43.*** *Що таке гідравлічно довгі трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?* ***44.*** *Що таке трубопроводи зі шляховою витратою рідин, і*

за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок? ***45.*** *Що таке послідовно з'єднані трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?* ***46.*** *Що таке паралельно з'єднані трубопроводи, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?* ***47.*** *Що таке розгалужені (тупикові) трубопроводи? Опишіть порядок їхнього гідравлічного розрахунку.* ***48.*** *Що таке кільцеві трубопроводи, і в чому полягає сутність (особливість) їхнього гідравлічного розрахунку?* ***49.*** *Що таке гідроудар у трубопроводах, і якими залежностями (формулами) описується це явище?* ***50.*** *Що таке гідравлічні отвори й насадки, як вони класифікуються?* ***51.*** *Поясніть явище витікання рідини в атмосферу через малий отвір у тонкій стінці при постійному напорі.* ***52.*** *Поясніть явище втікання рідини під рівень.* ***53.*** *Поясніть явище витікання рідини через малий отвір у товстій стінці при постійному напорі.* ***54.*** *Поясніть явище витікання рідини через насадки при постійному напорі. Зробіть їхню класифікацію.* ***55.*** *Поясніть явище витікання при змінному напорі (спорожнення резервуарів).* ***56.*** *Поясніть явище вирівнювання рівнів у двох суміжних резервуарах.* ***57.*** *Що таке гідравлічні струмини, як вони класифікуються, і як визначаються їхні гідравлічні елементи?* ***58.*** *Що таке активна і реактивна сила струмини, як визначається її значення?* ***59.*** *Поясніть рух рідин у каналах, і за якими залежностями виконується їхній гідравлічний розрахунок?* ***60.*** *Що таке водозливи, як вони класифікуються, у чому полягає їхній гідравлічний розрахунок?* ***61.*** *Що таке фільтрація рідин і якими формулами це явище описується?*

2. ДИНАМІЧНІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ

2.1. Динамічні насоси

2.1.1. Призначення, класифікація, технічні характеристики і порядок підбору динамічних насосів

Насоси – це гідравлічні машини, призначені для створення потоку рідинного середовища. Вони передають енергію рідині, яка протікає в їх середині. Таким чином, у насосах відбувається перетворення механічної енергії на енергію рідини (гідравлічну енергію).

Насоси є широко розповсюдженою гідравлічною машиною в агропромисловому виробництві. У сільськогосподарському водопостачанні та на меліоративних системах саме насосами забезпечується механізована подача води споживачам. Насоси використовуються в сільських опалювальних системах, на підприємствах з переробки сільськогосподарської продукції, при видаленні гною з тваринницьких приміщень за допомогою гідротранспорту.

Промисловістю випускається біля 3,5 тис. різних типів і марок насосів. Для полегшення використання такої порівняно великої кількості насосів існує Державний стандарт. Згідно з ним насоси певним чином класифікуються. За принципом роботи і конструкції насоси поділяються на динамічні й об’ємні [19; 23].

Динамічні насоси (рис. 2.1) – це насоси, в яких рідина переміщується під дією на неї сили в камері, яка постійно сполучається із входом і виходом насоса. До них належать лопатеві, що включають відцентрові, осьові, та насоси і пристрої тертя, до яких належать вихрові, шнекові, струминні, вібраційні і повітряні водопідйомники.

Об’ємні насоси – це насоси, в яких рідина переміщується завдяки періодичній зміні об’єму камери, яку займає рідина і яка поперемінно з’єднується з входом і виходом насоса. Оскільки об’ємні насоси широко застосовуються в гідроприводах, то вони розглядаються в третьому розділі посібника, тут же розглядаються тільки динамічні насоси.

Сам насос не може перекачувати рідину, для цього його необхідно забезпечити трубопроводами та різним обладнанням.

Комплект обладнання, що забезпечує роботу насоса, і сам насос складають ***насосну установку*** (рис. 2.2).

Найбільш важливі технічні характеристики насосів такі: подача, напір (тиск), потужність, коефіцієнт корисної дії (ККД) і частота обертання.

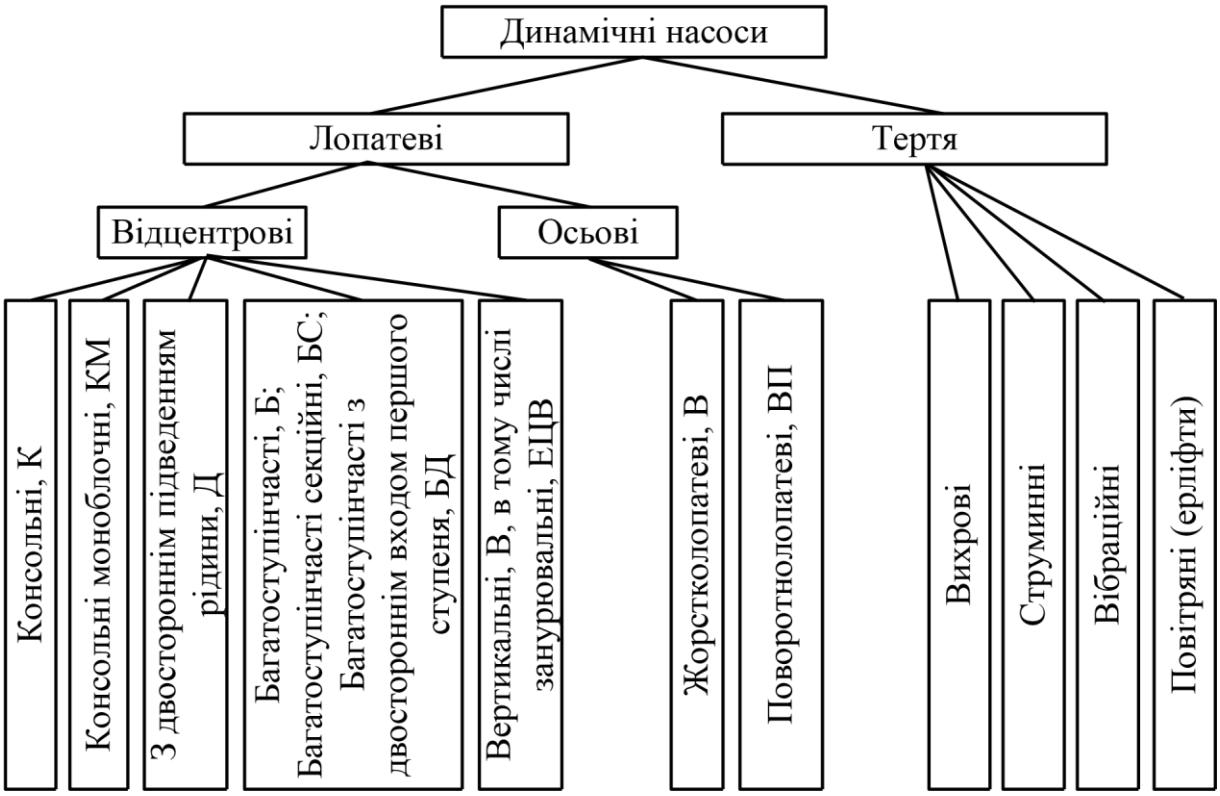


Рис. 2.1. Класифікація динамічних насосів

***Подача насоса Q*, м³/с,** – об'єм або маса рідини, яку насос подає за одиницю часу. Сказане можна виразити формулами $Q = W / T$ і $Q = M / T$, де W – об'єм; T – час; M – маса.

Крім розмірності витрати, м³/с, застосовуються й інші (у тому числі й несистемні) – л/с, м³/г та масові – кг/с, т/г.

***Напір насоса H*, м,** – це приріст енергії потоку, віднесеної до одиниці ваги рідини, яка проходить через робочий орган насоса. Напір насоса вимірюється в метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

В інженерній практиці розрізняють манометричний (експлуатаційний) і проектний (той, що вимагається) напори.

Манометричний напір встановлюється за показаннями приладів (вакуумметра та манометра) на діючій насосній установці. Для знаходження формули манометричного напору скористуємося рівнянням Бернуллі, згідно з яким повна питома енергія $E_{\text{пит пов}} = Z + P/\gamma + \alpha V^2/(2g) = H$. Оскільки з енергетичної точки зору напір насоса являє собою різницю повної питомої енергії на виході і вході насоса, можна записати:

$$H = E_{\text{вих}} - E_{\text{вх}} = H_{\text{вих}} - H_{\text{вх}}. \qquad (2.1)$$

Позначимо: $P_{\text{м}}$, $P_{\text{в}}$ – тиск, який показують відповідно манометр і вакуумметр, Па; $H_{\text{гу}}$, $H_{\text{гн}}$ – геометрична (геодезична) висота відповідно усмоктування й нагнітання, м; $H_{\text{г}} = H_{\text{гу}} + H_{\text{гн}}$ – повна геометрична висота підняття рідини, м; $Z_{\text{в}}$, $Z_{\text{м}}$ – перевищення відповідно вакуумметра й манометра над точкою їхнього підключення, м; $Z_{\text{Р}}$ – різниця рівнів перерізів 1-1 і 2-2 (рис. 2.2).

Прийнявши площину порівняння 0-0 на рівні осі насоса, напір у першому перерізі (на вході насоса) буде

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}, \qquad (2.2)$$

на виході з насоса –

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + Z_{\text{р}} + \frac{V_2^2}{2g}. \qquad (2.3)$$

Тоді, згідно з рівнянням (2.1),

$$H = H_2 - H_1 =$$

$$= \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + Z_{\text{р}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \qquad (2.4)$$

Оскільки $p_1 = p_{\text{а}} - p_{\text{в}} + \rho g Z_{\text{в}}$, а $p_2 = p_{\text{а}} + p_{\text{м}} + \rho g Z_{\text{м}}$, то напір насоса буде дорівнювати:

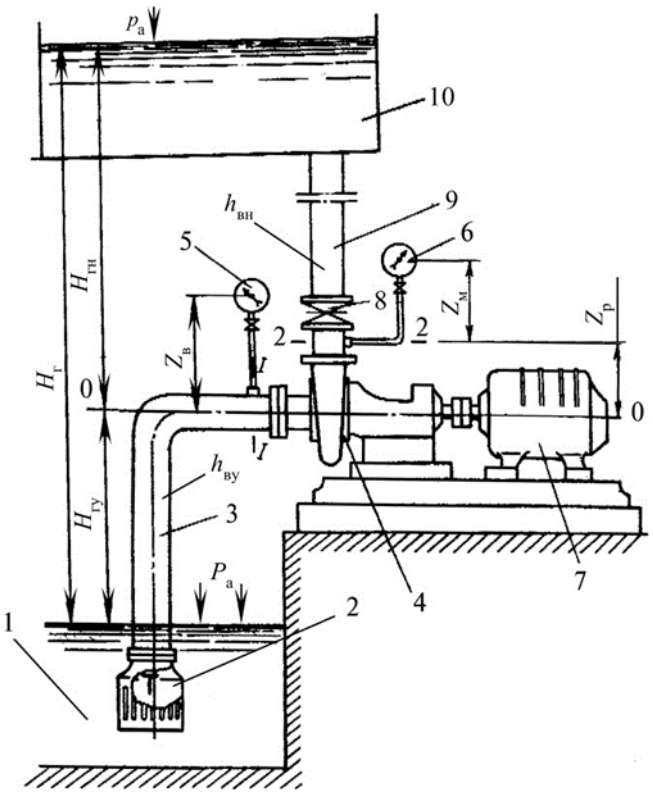


Рис. 2.2. Схема насосної установки з консольним відцентровим насосом:
1 – джерело; 2 – усмоктувальний пристрій (сміттєзатримуюча сітка й зворотний клапан); 3 – усмоктувальна труба; 4 – насос; 5 – вакуумметр; 6 – манометр; 7 – електродвигун; 8 – засувка; 9 – напірний трубопровід; 10 – напірний (приймальний) резервуар

$$H = \frac{p_{\text{м}} + p_{\text{в}}}{\rho g} + (Z_{\text{р}} + Z_{\text{м}} - Z_{\text{в}}) + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{ус}}^2}{2g}. \qquad (2.5)$$

Замінимо $(Z_{\text{р}} + Z_{\text{м}} - Z_{\text{в}}) = Z$, тоді отримаємо рівняння ***манометричного напору***:

$$H = Z + \frac{P_{\text{м}} + P_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{ус}}^2}{2g}, \qquad (2.6)$$

де Z – відстань по вертикалі між точками вимірювання тиску на виході і вході насоса; $V_{\text{н}}$ і $V_{\text{ус}}$ – середні швидкості руху рідини в нагнітальному й усмоктувальному патрубках, які можна знайти за формулою $V = 4Q/\pi d^2$, де d – діаметр відповідно усмоктувального або нагнітального трубопроводу. Для води рекомендуються такі швидкості: в усмоктувальному трубопроводі при діаметрі до 250 мм – 0,7…1,0 м/с, при діаметрі 250…800 мм – 1,0…1,5 м/с; у нагнітальному – при діаметрі до 250 мм – 1,0...1,5 м/с, при діаметрі 250…800 – 1,3…2,0 м/с [19].

Проектний напір встановлюється за проектною схемою насосної установки (рис. 2.2) за залежністю

$$H = H_{\text{г}} + \sum h_{\text{в}}, \qquad (2.7)$$

де $H_г$ – геометрична висота підняття рідини, $H_г = H_{гу} + H_{гн}$, де $H_{гу}$ – висота усмоктування, $H_{гн}$ – висота нагнітання; $\sum h_в$ – сума втрат напору в усмоктувальному трубопроводі $h_{ву}$ і нагнітальному $h_{вн}$.

Тиск насоса виражається залежністю

$$p = \rho g H , \tag{2.8}$$

де H – напір насоса.

Таким чином, напір насоса – це тиск, виражений у метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

***Потужність насоса N*, Вт.** Розрізняють корисну і споживану потужності.

Корисна потужність $N_{кор}$ – це робота, яку виконує насос за секунду при переміщенні одного кубічного метра рідини на шляху, що дорівнює висоті стовпа, на який піднімається рідина. Вона визначається за формулою

$$N_{кор} = \rho g Q H , \tag{2.9}$$

де Q – подача; H – напір насоса.

Споживана потужність $N_{спож}$ – це потужність, яку споживає насос. Вона визначається приладами (за силою струму) і вираховується за формулою

$$N_{спож} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi \cdot \eta_{дв} , \tag{2.10}$$

де U – лінійна напруга мережі, U = 380 В; I – сила струму, А; cos φ – коефіцієнт потужності (наприклад, φ = 0,89); $\eta_{дв}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) електродвигуна (наприклад, $\eta_{дв}$ = 0,86).

Коефіцієнт корисної дії насоса η – це величина співвідношення корисної і споживаної потужностей:

$$\eta = \frac{N_{кор}}{N_{спож}} . \tag{2.11}$$

***Частота обертання n*, $с^{-1}$,** – це кількість обертів, або ходів робочого органу насоса, за одиницю часу.

Підбір насосів. Насоси підбираються за двома основними технічними показниками (характеристиками) – напором H і подачею Q.

Підбираються насоси за зведеними таблицями або графіками полів відповідного типу насосів, наприклад насосів типу “К” (рис. 2.3) [43]. На графіках у координатах Q і H нанесені криволінійні клітини (поля), які обмежують область оптимального застосування за ККД того чи іншого насоса. Верхня лінія кожного з полів відповідає напірній характеристиці базового насоса (рис. 2.14), нижня – напірній характеристиці насоса з обточеним робочим колесом (див. п. 2.1.2.6), бокові лінії відповідають робочій зоні насоса, яка обмежується хвилястими лініями (рис. 2.14).

Марка насоса, який відшуковується (підбирається), визначається по клітині (полю), в якому перетнуться координати заданих Q і H, в якій би частині поля не опинилася точка їхнього перетину. Наприклад, при необхідних напорі H = 30 м і подачі Q = 30 $м^3$/год точка перетину координат опиниться в полі насоса К - 45/30,

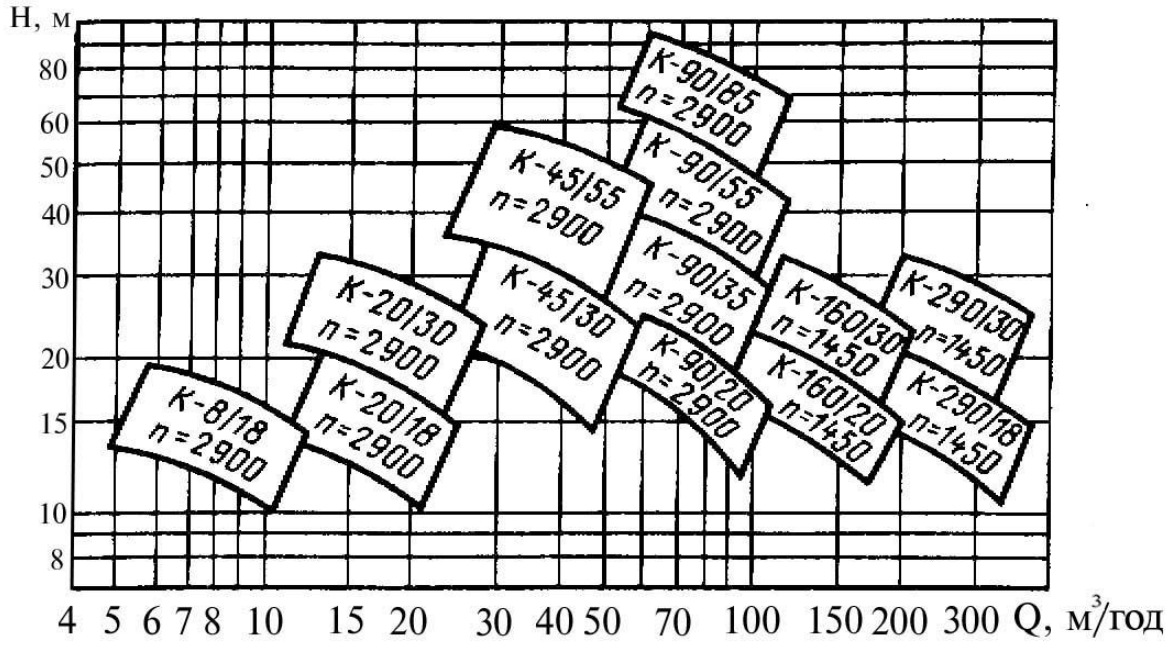


Рис. 2.3. Зведений графік полів насосів типу “К” (КМ)

n = 2900 (рис. 2.3), що означає – цей насос слід приймати для цих умов. Після того, як насос підібраний, робота ведеться з робочими характеристиками його, за допомогою чого встановлюються дійсні параметри роботи насоса в цих умовах (із заданими трубопроводами), про що йтиметься в п. 2.1.2.5.

2.1.2. Відцентрові насоси

2.1.2.1. Види, конструкції і принцип дії відцентрових насосів

Відцентрові насоси – це динамічні лопатеві насоси, які працюють на принципі використання відцентрової сили і в яких робочим органом є робоче колесо. Вони мають свою класифікацію (рис. 2.4).

Відцентрові насоси найбільше розповсюджені в сільськогосподарському виробництві та в комунальному секторі на селі. Вони призначені для перекачування рідин (переважно води) при температурі від +5 до +105 °С.

Відцентровий насос складається з двох основних конструкцій – ***корпуса,*** виготовленого у вигляді спіральної (равликоподібної) камери, і розташованого всередині його ***робочого колеса*** (рис. 2.5).

Робоче колесо – це два диски (передній і задній), з’єднані між собою лопатями; воно насаджене на вал, з яким і обертається. З торцевої сторони до ***корпуса*** приєднаний усмоктувальний патрубок, через який за допомогою усмоктувальної труби до насоса підводиться рідина, яку він перекачує. Напірний патрубок відлитий заодно з корпусом, до якого і приєднується напірний трубопровід.

Обов’язковою умовою роботи відцентрових насосів є те, що перед пуском усмоктувальна лінія й насос повинні бути заповнені рідиною, яку перекачують.

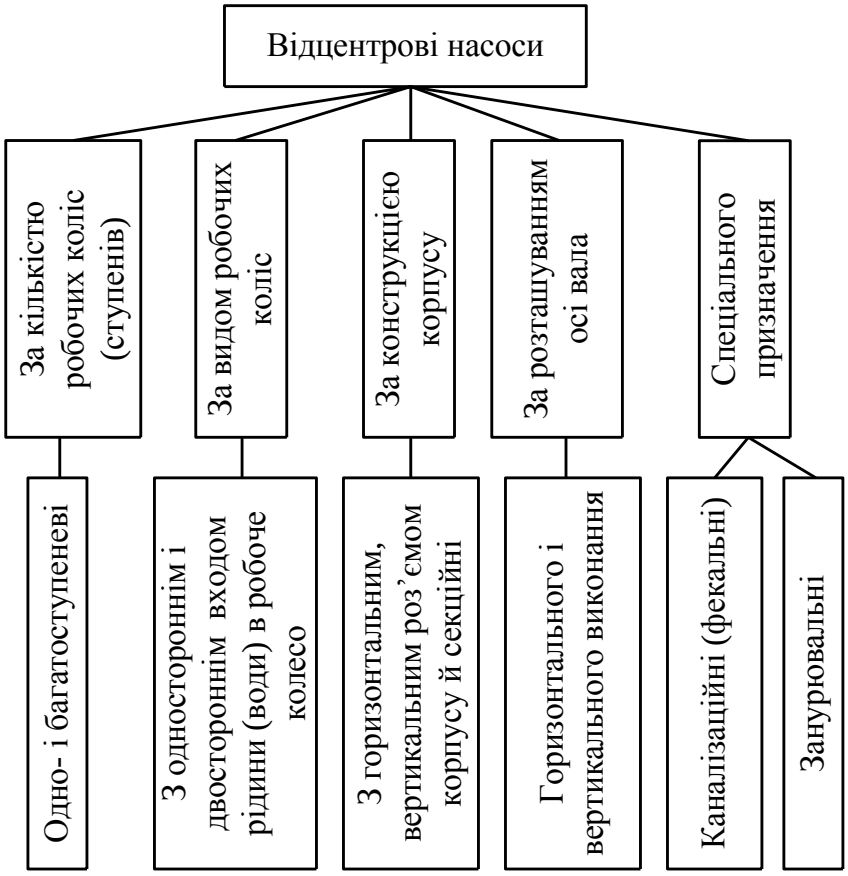


Рис. 2.4. Класифікація відцентрових насосів

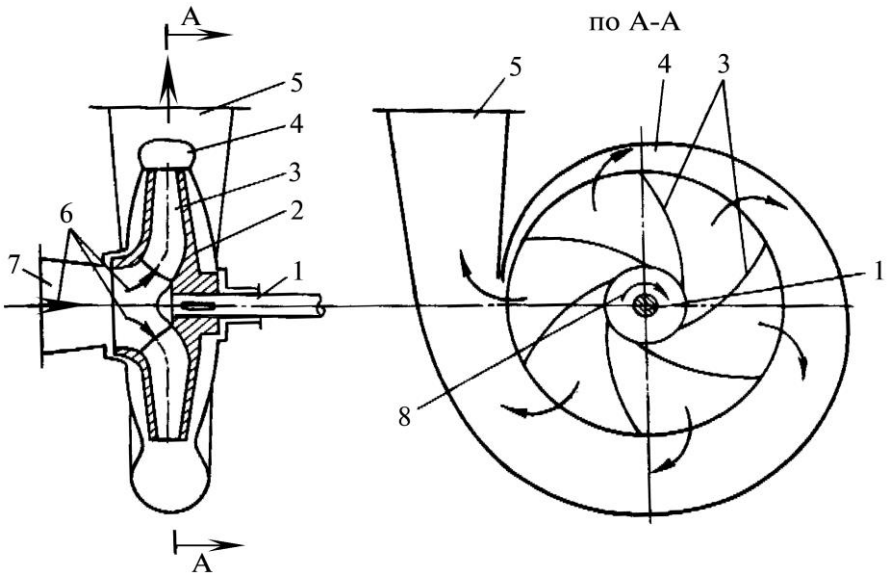


Рис. 2.5. Схема одноступінчастого (консольного) відцентрового насоса:
1 – вал;
2 – робоче колесо;
3 – лопаті робочого колеса;
4 – спіральна (равликоподібна) камера (корпус насоса);
5 – нагнітальний (дифузорний) патрубок;
6 – напрямок потоку рідини;
7 – усмоктувальний патрубок;
8 – напрямок обертання робочого колеса

Рідина відцентровими насосами подається за рахунок відцентрової сили, яка виникає при обертанні робочого колеса, тому вони й називаються ***відцентровими***.

Принцип дії відцентрових насосів полягає в тому, що при обертанні робочого колеса на кожен об'єм рідини, що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані r від осі вала і який має масу M, діє відцентрова сила $F=\omega^2 \cdot M \cdot r$, де ω – кутова швидкість обертання вала. Під дією відцентрової сили рідина викидається з робочого колеса до периферії, а на вході в нього створюється розрідження (вакуумметричний тиск). Під дією атмосферного тиску (у випадку відкритого джерела) рідина по усмоктувальному трубопроводу безперервно надходить до входу робочого колеса. Рідина, яка виходить з робочого колеса, потрапляє у відвідний спіра-

льний канал, який поступово розширюється, у ньому швидкість її зменшується, а напір (тиск, згідно з рівнянням Бернуллі) збільшується. З відвідного каналу рідина надходить у напірний патрубок, а потім у напірний трубопровід.

Таким чином, у відцентрових насосах рідина входить у насос в осьовому напрямку, а виходить у радіальному.

За конструкцією відцентрові насоси поділяються на горизонтальні, до яких належать консольні, консольно-моноблочні, з двостороннім входом рідини та багатоступінчасті, у тому числі й занурювальні, а також вертикальні.

Консольні насоси – ***К*** – це одноступінчасті горизонтальні насоси з односторонніим входом води на колесо з подачею від 4,5 до 300 м^3/год при напорах від 9 до 90 м. У них робоче колесо розташоване на кінці вала, тобто консольно, від чого і походить назва "консольні" (рис. 2.2 і рис. 2.5). Вони випускаються у двох модифікаціях – консольні ***К*** (рис. 2.6) і консольно-моноблочні ***КМ*** (рис. 2.7).

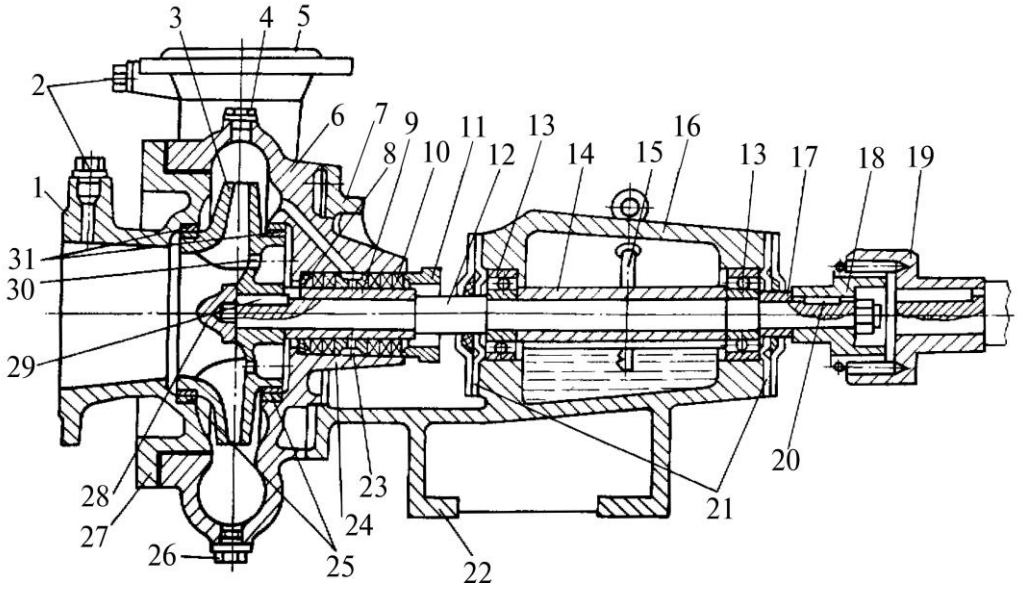


Рис. 2.6. Поздовжній розріз відцентрового горизонтального консольного насоса К:

1 – усмоктувальний патрубок; 2 – отвори (заглушені пробками) для приєднання вакуумметра й манометра; 3 – робоче колесо; 4 – отвір (заглушений пробкою) для підключення вакуум-насоса; 5 – напірний патрубок; 6 – корпус (спіральний відвід); 7 – свердління (канал) для підведення води до кільця гідроущільнення (23); 8 – грундбукса; 9 – захисна втулка; 10 – набивка сальника; 11 – кришка сальника; 12 – вал; 13 – шариковий підшипник; 14 – розпірна втулка; 15 – щуп; 16 – корпус масляної ванни з підшипниками; 17 – розпірна втулка; 18 і 19 – напівмуфти з'єднання насоса з двигуном; 20 – шпонка; 21 – кришка підшипника; 22 – станина; 23 – кільце гідроущільнення; 24 – корпус сальника; 25 – захисні кільця; 26 – отвір (заглушений пробкою) для спорожнення насоса від води; 27 – передня кришка; 28 і 29 – відповідно накидна гайка і шпонка кріплення робочого колеса на валу; 30 – розвантажувальні отвори; 31 – ущільнююче кільце

Консольно-моноблочні насоси – ***КМ*** – конструктивно відрізняються від консольних тим, що в них відсутня станина насоса, а корпус насоса безпосередньо кріпиться до фланцевого щита електродвигуна. Робоче колесо насоса кріпиться на подовженому валу електродвигуна. Така конструкція насоса значно зменшує габарити та вагу агрегату.

Для зменшення осьового тиску, який прагне зсунути робоче колесо з валом проти руху рідини в усмоктувальному патрубку, у втулці робочого колеса влаштовуються розвантажувальні отвори. Вони зменшують ККД насоса на 4…6%.

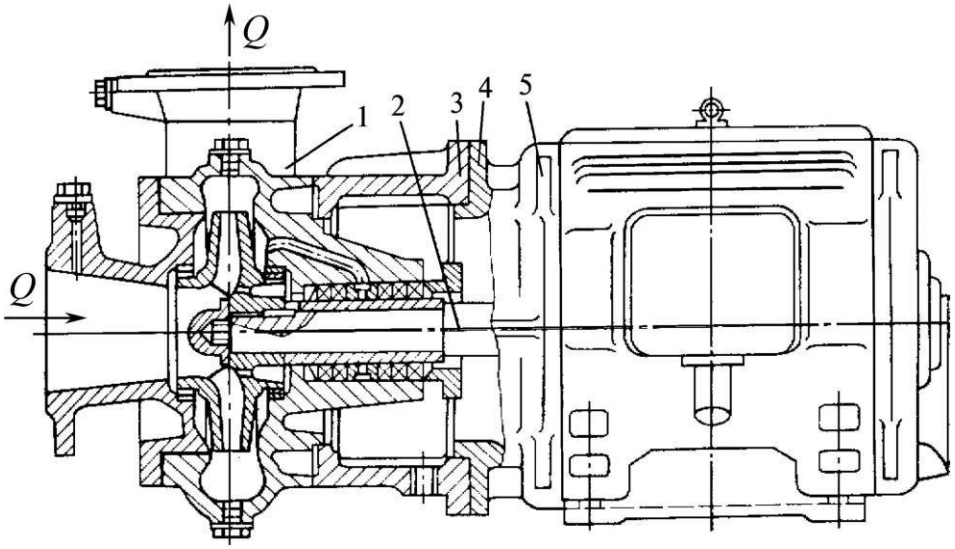


Рис. 2.7. Поздовжній розріз відцентрового горизонтального консольно-моноблочного насоса КМ:

1 – насос; 2 – подовжений вал електродвигуна; 3 – фонар кріплення насоса до фланцевого щита електродвигуна; 4 – фланцевий щит (фланець електродвигуна); 5 – електродвигун

Маркування насосів К і КМ має таку структуру: аК – $Q_г$/Н і аКМ – $Q_г$/Н, де а – діаметр усмоктувального патрубка, мм, зменшений у 25 разів (тобто в дюймах); К – консольний; $Q_г$ – годинна подача, м^3/год; Н – напір, м; КМ – консольний моноблочний. Наприклад, насос марки 2К-20/30 – консольний насос з діаметром усмоктувального патрубка 50 мм, подачею 20 м^3/год і напором 30 м [43].

Насоси з двостороннім входом рідини в робоче колесо – Д. Це одноступінчасті насоси з горизонтальним роз'ємом корпусу (рис. 2.8). У них рідина в робоче колесо надходить з двох сторін, внаслідок чого зменшується осьове зусилля на валу, мають місце й інші переваги цього типу насосів. Робоче колесо цих насосів складається з двох зовнішніх дисків і одного внутрішнього із втулкою для кріплення колеса на валу.

Маркування їхнє – Д$Q_г$–Н, де Д – двосторонній вхід; $Q_г$ – подача, м^3/год; Н – напір, м [44].

Багатоступінчасті насоси. У літературних джерелах ці насоси висвітлюються під російськомовною абревіатурою: М (багатоступінчасті); МС (багатоступінчасті секційні); МД (багатоступінчасті з двостороннім входом колеса першого ступеня).

Згідно з вищесказаним, в україномовній абревіатурі вони будуть Б (багатоступінчасті); БС (багатоступінчасті секційні); БД (багатоступінчасті з двостороннім входом колеса першого ступеня).

Ці насоси являють собою декілька насосів, об'єднаних в одну конструкцію (рис. 2.9). Мета цієї конструкції насосів – забезпечення високих напорів, які досягаються за рахунок послідовної роботи декількох робочих коліс.

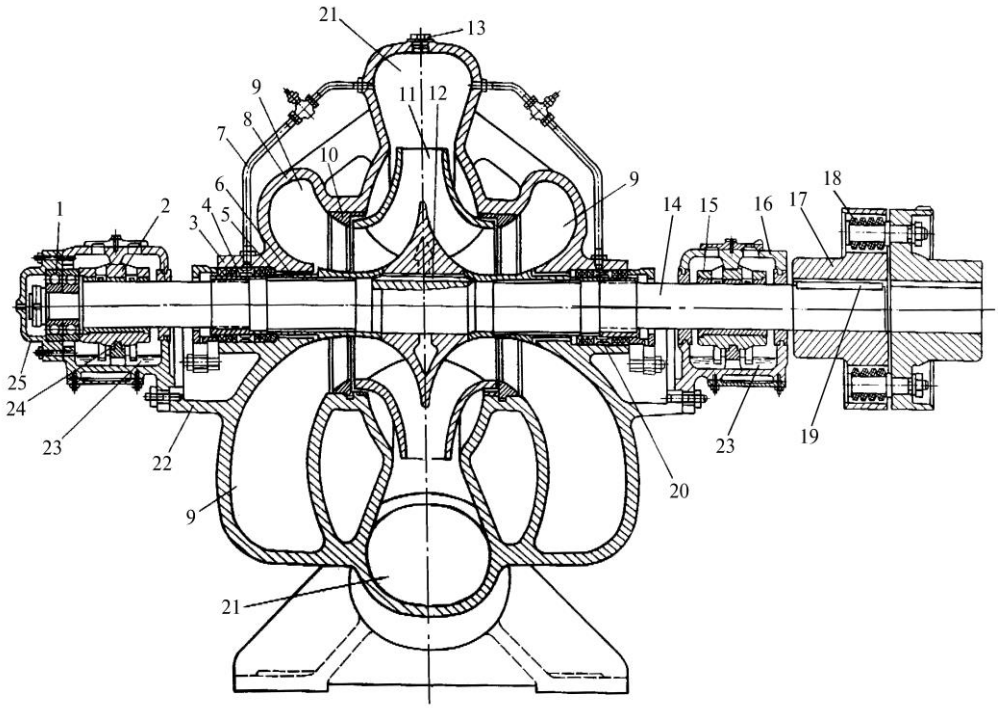


Рис. 2.8. Поздовжній розріз відцентрового горизонтального насоса з двостороннім входом рідини Д:

1 – радіально-упорний шариковий підшипник; 2 і 15 – радіальні підшипники ковзання; 3 – корпус сальника; 4 – гайка спеціальна; 5 – грундбукса; 6 – захисно-упорна втулка; 7 – трубка гідравлічного ущільнення; 8 – кришка корпуса насоса; 9 – напівспіральний підвід; 10 – захисно-ущільнююче кільце; 11 – робоче колесо; 12 – шпонка; 13 – отвір (заглушений пробкою) для приєднання вакуум-насоса; 14 – вал; 16 – корпус підшипника; 17 – напівмуфта; 18 – гумові втулки; 19 – шпонка; 20 – кільце гідроущільнення; 21 – спіральний відвід; 22 – кронштейн; 23 – масляна ванна; 24 – рухоме кільце; 25 – кришка підшипника

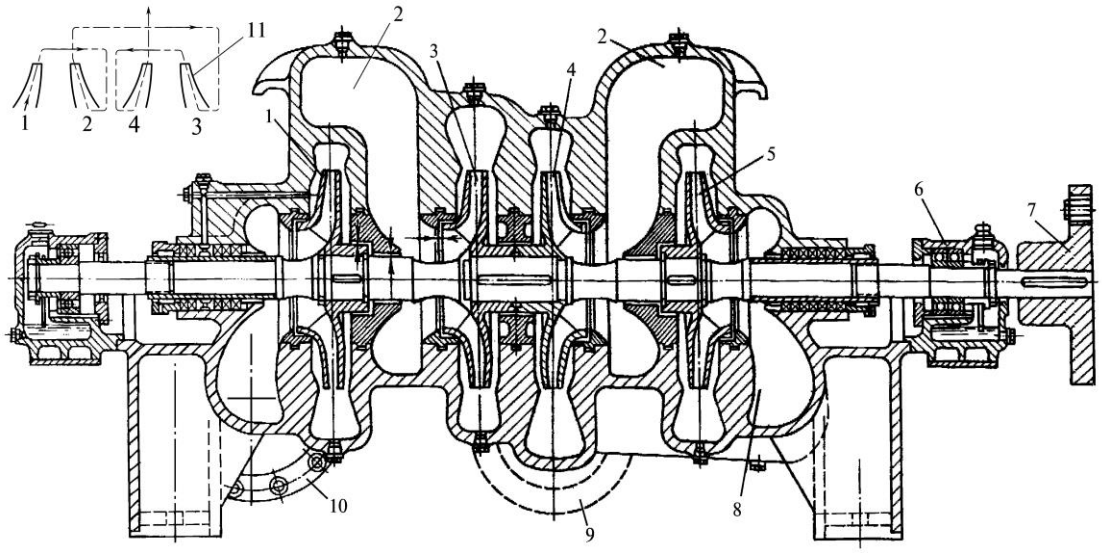


Рис. 2.9. Поздовжній розріз відцентрового горизонтального багатоступінчастого (чотириступінчастого) насоса БС:

1, 3, 4, 5 – робочі колеса; 2 – лівий і правий перепускні канали; 6 – підшипник; 7 – напівмуфта; 8 – канал; 9 – напірний патрубок; 10 – усмоктувальний патрубок; 11 – схема руху рідини в насосі

Оскільки конструкція окремих вузлів показаного на рис. 2.9 насоса аналогічна раніше розглянутим, то тут вони не наведені. Маркуються ці насоси так: тип

Б – аБ – $Q_г$/Н; тип БС – аБС – $Q_г$/Н; тип БД – аБД – $Q_г$/Н, де а – діаметр вхідного патрубка, мм, Б – багатоступінчастий; БС – багатоступінчастий секційний; БД – багатоступінчастий з двостороннім входом колеса першого ступеня; $Q_г$ – годинна подача, м^3/год; Н – напір, м.

Занурювальні насоси – це багатоступінчасті секційні вертикальні відцентрові насоси. Тепер вони випускаються під однією абревіатурою – ЕВВ: Е – електрифікований; В – відцентровий; В – водопідйомний. Вони призначаються для підняття підземних вод зі свердловин (рис. 2.10). Подача цих насосів – 0,63…1000 м^3/год при напорі 12…680 м. Марка цих насосів означає ЕВВ d_0 – $Q_г$/Н, де d_0 – внутрішній діаметр обсадної труби, мм, зменшений у 25 разів (у дюймах); $Q_г$ – годинна подача, м^3/год; Н – напір, м [45].

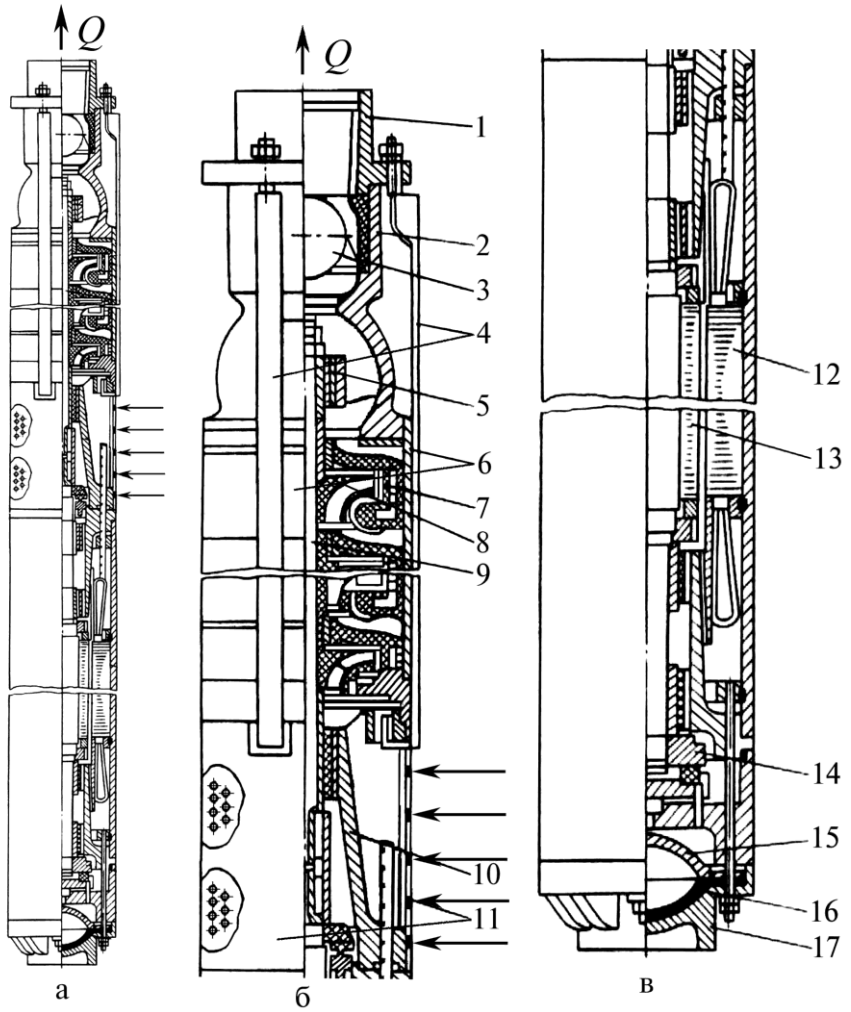


Рис. 2.10. Занурювальний відцентровий насос ЕВВ:

а – загальний вигляд;
б – насос;
в – електродвигун;
1 – напірний патрубок;
2 – корпус радіального підшипника;
3 – шаровий зворотний клапан;
4 – стяжка;
5 – радіальний підшипник;
6 – обойма лопатевого відводу (корпус секції);
7 – направляючий апарат;
8 – робоче колесо;
9 – вал;
10 – підвід (вхід) води;
11 – сітка;
12 – статор електродвигуна;
13 – ротор електродвигуна;
14 – радіально-упорний підшипник ковзання;
15 – обмежувач;
16 – діафрагма;
17 – днище

2.1.2.2. Основне рівняння лопатевих (відцентрових) насосів

Метою виведення основного рівняння лопатевих насосів є теоретичне обґрунтування перетворення в насосі кінетичної енергії на напір насоса, необхідний для подолання геометричної (геодезичної) висоти підняття рідини і гідравлічних опорів в усмоктувальному й нагнітальному трубопроводах.

Рівнянням користуються при розробці нових конструкцій лопатевих (відцентрових і осьових) насосів.

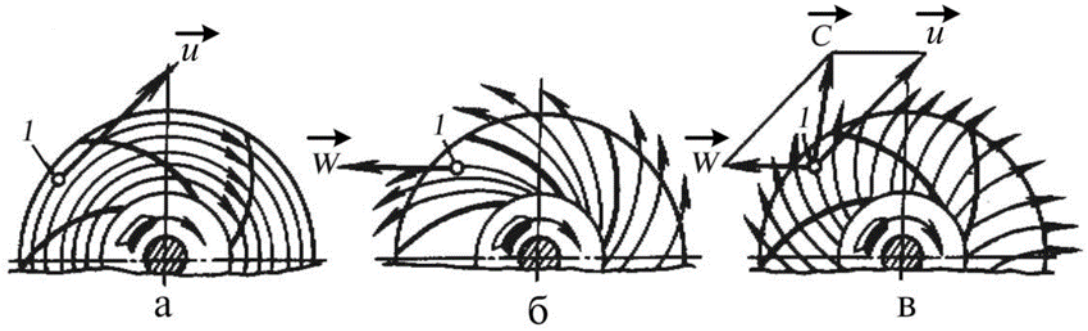


Рис. 2.11. Схема руху рідини в лопатевому колесі насоса:
а – переносний (окружний); б – відносний; в – абсолютний; 1 – частка рідини

Отже, в робоче колесо рідина входить вздовж осі зі швидкістю V_1. У робочому колесі кожна частка рідини бере участь у двох видах руху: переносному – обертається разом з робочим колесом (рис. 2.11, вектор *u)* і відносному – рухається вздовж лопатей відносно робочого колеса (рис. 2.11, вектор *W*).

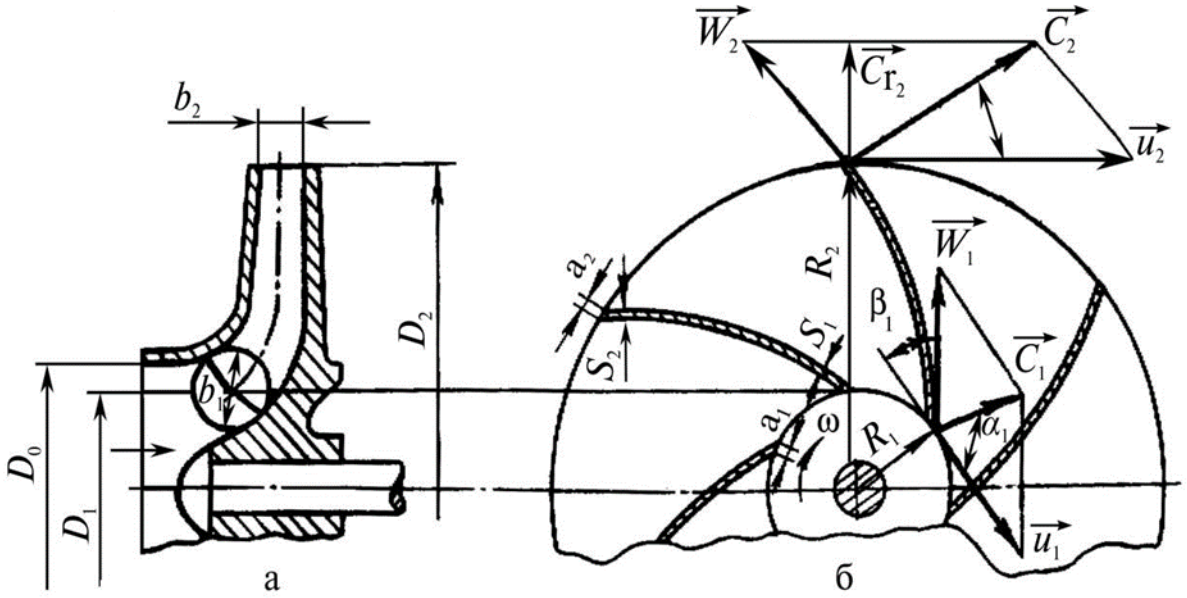


Рис. 2.12. Схема робочого колеса насоса (а)
і трикутників швидкостей на вході і виході робочого колеса (б):

D_0 – діаметр вхідного отвору робочого колеса; D_1, D_2 – діаметри входу і виходу каналів;
R_1, R_2 – радіуси входу і виходу; b_1, b_2 – ширина лопаті (каналів) на вході і виході;
S_1, S_2 – товщина лопаті на вході і виході; u_1, u_2 – окружні швидкості на вході і виході;
W_1, W_2 – відносні швидкості на вході і виході; C_1, C_2 – абсолютні швидкості на вході і виході;
C_{r2} – радіальна складова абсолютної швидкості; α_1, α_2 – кути між абсолютними й окружними швидкостями на вході і виході

Абсолютний рух точки 1 характеризується вектором абсолютної швидкості $\vec{C} = \vec{u} + \vec{W}$.

Керуючись цим, побудуємо на вході і виході робочого колеса насоса трикутники швидкостей (рис. 2.12).

Для виведення основного рівняння скористуємося теоремою про зміну моменту кількості руху, згідно з якою зміна моменту кількості руху рідини дорівнює сумі моментів зовнішніх сил, які діють на потік, тобто моменту, прикладеному до колеса ззовні.

При виведенні рівняння приймаються такі допущення: кількість лопатей у робочому колесі нескінченно велика, вони зовсім тонкі, і рух між ними ідеально струминний, лопаті ідеально гладкі, рух рідини в колесі осьосиметричний.

З фізики відомо, що кількість руху $KP = Mc$, де M – маса тіла; c – швидкість руху тіла. У випадку, що розглядається, $M = \rho q$, де q – витрата рідини, яка протікає через один канал між двома суміжними лопатями та дисками робочого колеса. Таким чином, M – це маса рідини, яка протікає через один канал за одиницю часу. Підставимо значення маси у формулу кількості руху, застосувавши при цьому символ “штрих”, позначаючи, що кількість руху належить до одного каналу, отримаємо на вході і виході робочого колеса:

$$Kp_1 = Mc_1 = \rho q c_1; \qquad Kp_2 = Mc_2 = \rho q c_2. \tag{2.12}$$

Рівняння моментів кількості руху на вході і виході робочого колеса (каналу) будуть мати такий вигляд:

$$M_{кр'_1} = \rho q c_1 \cdot R_1 \cos\alpha_1; \qquad M_{кр'_2} = \rho q c_2 \cdot R_2 \cos\alpha_2, \tag{2.13}$$

де R_1, R_2 – радіуси відповідно вхідного і вихідного кіл (кругів) робочого колеса; α_1, α_2 – кути між векторами абсолютної й окружної швидкостей відповідно на вході і виході робочого колеса.

Зміна моменту кількості руху буде мати такий вигляд:

$$\Delta M_{кр'} = M_{кр'_2} - M_{кр'_1} = \rho q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{2.14}$$

Сума змін моментів, тобто для всього робочого колеса, складе

$$\sum \Delta M_{кр'} = \sum \rho q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{2.15}$$

У рівнянні (2.15) всі величини постійні, змінна тільки q, але $\sum q = Q$, тоді

$$\sum \Delta M_{кр'} = \rho Q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{2.16}$$

Оскільки, згідно з прийнятою для виведення рівняння теоремою, зміна моменту кількості руху повинна дорівнювати моменту зовнішніх сил M, тобто моменту, створюваному привідним двигуном, будемо мати:

$$\sum \Delta M_{кр'} = M. \tag{2.17}$$

Підставимо це значення в (2.16):

$$M = \rho Q (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1), \tag{2.18}$$

де M – момент, з яким робоче колесо діє на рідину при нескінченній кількості лопатей без урахування втрат напору.

Потужність, яку робоче колесо (насос) надає перекачуваній рідині, визначається за відомою залежністю

$$N_{кор} = \rho g Q H_т, \tag{2.19}$$

де $H_т$ – теоретичний напір, оскільки в процесі виведення попередніх рівнянь вважалося, що поверхня каналів ідеально гладка, а значить, і відсутні втрати напору.

У свою чергу зв'язок між потужністю й моментом описується такою формулою:

$$N_{кор} = M \cdot \omega, \tag{2.20}$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого колеса, тоді

$$M\omega = \rho g Q H_т. \tag{2.21}$$

Підставивши значення моменту, отримаємо:

$$\rho g Q H_т = \rho Q \omega (C_2 R_2 \cos\alpha_2 - C_1 R_1 \cos\alpha_1). \tag{2.22}$$

Після скорочення величин і керуючись тим, що окружна швидкість дорівнює добутку кутової швидкості на радіус обертання, тобто $\omega \cdot R = u$, і розв'язавши рівняння відносно теоретичного напору, отримаємо:

$$H_т = \frac{C_2 u_2 \cos\alpha_2 - C_1 u_1 \cos\alpha_1}{g}. \tag{2.23}$$

Рівняння (2.23) є основним рівнянням лопатевих (у тому числі й відцентрових) насосів для теоретичного напору. Воно виведене для ідеальних умов. Фактичний напір буде менше теоретичного внаслідок втрат енергії на тертя в лопатевому колесі, неплавності та неосьосиметричності лопатей, кінцевої кількості їх і реальної товщини. Дійсний напір буде

$$H = \varepsilon \eta_г \frac{C_2 u_2 \cos\alpha_2 - C_1 u_1 \cos\alpha_1}{g}, \tag{2.24}$$

де ε – коефіцієнт стиснення, який враховує вплив кінцевої кількості лопатей у робочому колесі насоса ($\varepsilon = 0{,}75\ldots0{,}9$); $\eta_г$ – гідравлічний ККД, що враховує втрати енергії в робочому колесі на тертя ($\eta_г = 0{,}9\ldots0{,}95$) [39].

У кінцевому підсумку, задача полягає в отриманні найбільшого напору насоса. Досягти цього можна зменшенням другого члена чисельника у формулі (2.24) з наближенням його значення до нуля. Оскільки швидкості C_1 і u_1 обернути на нуль неможливо, то досягти цього можна тільки кутом α_1, наближаючи його до 90°, косинус якого дасть нуль, що й надасть можливість позбавитися від'ємника в чисельнику рівняння (2.24). Саме тому при розробці конструкцій насосів прагнуть, щоб рідина в колесо входила в радіальному напрямку, тобто при куті $\alpha_1 = 90°$, і тоді напір буде максимальним:

$$H = \varepsilon \eta_г \frac{C_2 u_2 \cos\alpha_2}{g}. \tag{2.25}$$

Цією формулою й користуються при конструюванні робочих коліс нових насосів, але надійно визначити напірну характеристику насоса за нею неможливо, вона будується за експериментальними даними.

2.1.2.3. Подібність відцентрових (лопатевих) насосів

У зв'язку зі складністю руху рідини в проточній частині лопатевих насосів виникає необхідність, при створенні нових їхніх конструкцій, поряд з розрахунково-теоретичними методами застосовувати й лабораторні випробування цих насосів.

Крім цього, при експлуатації насосів застосовуються і такі прийоми, як зміна частоти обертання робочого колеса, часткова обрізка його, що викликає зміну параметрів, які характеризують насос.

Поширення результатів випробувань моделей насосів на натуральні гідромашини, встановлення нових параметрів роботи насосів при зміні частоти обертання та при обрізці робочого колеса здійснюється на підставі загальної теорії гідромеханічної подібності (див. п. 1.3.10), яка в цьому випадку інтерпретується таким чином.

Два насоси вважаються ***геометрично подібними***, якщо лінійні розміри одного з них (наприклад моделі) в однакову кількість разів менші чи більші відповідних розмірів другого, тобто

$$D_{н} / D_{м} = b_{н} / b_{м} = \alpha_{l} = \text{const}, \qquad (2.26)$$

де $D_{н}$, $D_{м}$ – діаметри відповідно натури й моделі; $b_{н}$, $b_{м}$ – ширина лопаті відповідно натури й моделі; α_{l} – лінійний масштаб моделювання.

Кінематична подібність стосовно насосів означає подібність трикутників швидкостей у відповідних точках, що описується формулою

$$V_{н} / V_{м} = \omega_{н} / \omega_{м} = u_{н} / u_{м} = n_{н} D_{н} / n_{м} D_{м} = \alpha_{V} = \text{const}. \qquad (2.27)$$

Динамічна подібність полягає в пропорційності сил, які діють у відповідних точках, а саме: сил тиску, в'язкості, тяжіння й інерції, що описуються числами відповідно Ейлера ***($\mathcal{E}_{u}$)***, Рейнольдса ***(R_{e})***, Фруда ***(F_{r})***, Струхаля ***(S_{t})***, тобто

$$\mathcal{E}_{u} = p/(\rho V^{2}); \quad R_{e} = Vd/\nu; \quad F_{r} = V^{2}/(gl); \quad S_{t} = l/(tV), \qquad (2.28)$$

де l – характерний лінійний розмір; t – час.

У практиці моделювання гідромашин велике значення має критерій Ейлера:

$$\mathcal{E}_{u} = gHD^{4} / Q^{2}. \qquad (2.29)$$

На підставі вищенаведених теоретичних положень для інженерних розрахунків виведемо формули перерахунку параметрів насосів.

Розглянемо геометрично подібні однотипні насоси з робочими колесами діаметрами $D_{н}$, $D_{м}$, які обертаються з частотою $n_{н}$, $n_{м}$, створюють напори $H_{н}$, $H_{м}$ і забезпечують подачу $Q_{н}$, $Q_{м}$.

У відповідності з основним рівнянням лопатевих насосів (2.25), напори для цих коліс визначаються формулами

$$H_{н} = \varepsilon_{н}\eta_{г_{н}} C_{2_{н}} u_{2_{н}} \cos\alpha_{2_{н}} / g; \qquad H_{м} = \varepsilon_{м}\eta_{г_{м}} C_{2_{м}} u_{2_{м}} \cos\alpha_{2_{м}} / g. \qquad (2.30)$$

Відношення цих напорів

$$\frac{H_{н}}{H_{м}} = \frac{\varepsilon_{н}\, C_{2_{н}} u_{2_{н}} \cos\alpha_{2_{н}}}{\varepsilon_{м} C_{2_{м}} u_{2_{м}} \cos\alpha_{2_{м}}} \cdot \frac{\eta_{г_{н}}}{\eta_{г_{м}}}. \qquad (2.31)$$

Виходячи з умови геометричної подібності, можна вважати, що $\varepsilon_н = \varepsilon_м$, $\alpha_{2н} = \alpha_{2м}$. Замінивши відношення u_2 і C_2 відношенням $n \cdot D$, де n – частота обертання, отримаємо:

$$\frac{H_н}{H_м} = \left(\frac{n_н \cdot D_н}{n_м \cdot D_м}\right)^2 \frac{\eta_{г_н}}{\eta_{г_м}}. \qquad (2.32)$$

Подача насоса дорівнює добутку площі вихідного перерізу робочого колеса $\pi D_2 b_2$ (рис. 2.12), радіальної складової абсолютної швидкості $C_{г2}$ і об'ємного ККД, тобто

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{\varepsilon_н \pi \cdot C_{г_{2н}} D_{2_н} b_{2_н} \eta_{о_н}}{\varepsilon_м \pi \cdot C_{г_{2м}} D_{2_м} b_{2_м} \eta_{о_м}}. \qquad (2.33)$$

Замінимо відношення швидкостей відношенням $n_н D_н/(n_м D_м)$, а також враховуючи, що $b_{2н}/b_{2м} = D_{2н}/D_{2м}$, отримаємо:

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{n_н}{n_м}\left(\frac{D_н}{D_м}\right)^3 \frac{\eta_{о\,н}}{\eta_{о\,м}}. \qquad (2.34)$$

Потужність насоса змінюється пропорційно добутку QH. Підставивши замість Q і H їхнє значення з рівнянь (2.32) і (2.34), отримаємо:

$$\frac{N_н}{N_м} = \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^3 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^5 \frac{\eta_{г\,н}\eta_{о\,н}\eta_{м\,н}}{\eta_{г\,н}\eta_{о\,н}\eta_{м\,н}}, \qquad (2.35)$$

де $\eta_м$ – механічний ККД.

При малій різниці $n_н$ від $n_м$ і $D_н$ від $D_м$ приблизно можна прийняти $\eta_{г\,н} = \eta_{г\,м}$, $\eta_{о\,н} = \eta_{о\,м}$, $\eta_{м\,н} = \eta_{м\,м}$, тоді формули (2.32), (2.34), (2.35) наберуть вигляду

$$\frac{H_н}{H_м} = \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^2 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^2; \quad \frac{Q_н}{Q_м} = \frac{n_н}{n_м}\left(\frac{D_н}{D_м}\right)^3; \quad \frac{N_н}{N_м} = \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^3 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^5. \qquad (2.36)$$

Формули (2.36) є формулами перерахунку, за ними можна перерахувати основні параметри роботи насоса, якщо змінилися відповідні розміри робочого колеса чи умови експлуатації.

Якщо один і той же насос ($D_н = D_м$) працює при різних частотах обертання n_1 і n_2, то формули перерахунку наберуть такого вигляду:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \qquad (2.37)$$

Формули (2.37) називаються формулами пропорційності.

Для будь-якого значення n_i і D_i параметри насоса можна вирахувати за залежностями

$$H_i = H_1\left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D_i}{D_1}\right)^2; \quad Q_i = Q_1 \frac{n_i}{n_1}\left(\frac{D_i}{D_1}\right)^3; \quad N_i = N_1\left(\frac{n_i}{n_1}\right)^3 \left(\frac{Д_i}{Д_1}\right)^5, \qquad (2.38)$$

де символ "1" вказує на базову модель насоса.

2.1.2.4. Робочі характеристики відцентрових насосів

Робочі характеристики насосів – це графічне зображення залежностей напору, потужності і ККД від подачі насоса, тобто $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

В якості незалежної перемінної прийнята подача насоса Q, тому що вона безпосередньо пов'язана з витратою рідини в трубопроводі. Робочі характеристики насосів є основним технічним документом для проектування насосних установок.

Робочі характеристики насосів будуються за результатами енергетичних випробувань виготовлених на заводі насосів. Випробування насосів здійснюється на спеціальних (випробувальних) стендах (рис. 2.13).

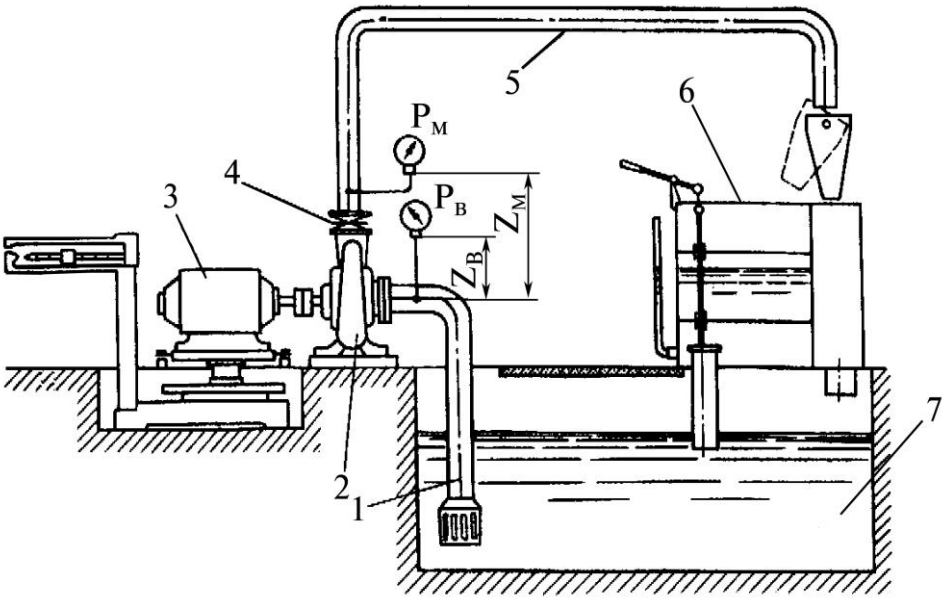


Рис. 2.13. Схема стенда для енергетичних випробувань відцентрових насосів:
1 – усмоктувальний трубопровід;
2 – випробовуваний насос;
3 – електродвигуни;
4 – засувка;
5 – напірний трубопровід;
6 – мірний резервуар;
7 – резервуар з водою

Випробування насосів здійснюється таким чином. Регулюючи ступінь відкриття засувки на напірному трубопроводі, при постійній частоті обертання робочого колеса, отримуються різні подачі Q і відповідні їм напори H. Подача насоса визначається за допомогою мірного резервуара, водозливу чи витратовимірювача.

Повний напір насоса H встановлюється за залежністю (2.6), тобто як манометричний напір. Споживана потужність $N_{спож}$ встановлюється за показанням електровимірювальних приладів і визначається за залежністю (2.10), частота обертання робочого колеса вимірюється тахометром. Корисна потужність $N_{кор}$ встановлюється за залежністю (2.9). Коефіцієнт корисної дії встановлюється за залежністю (2.11).

За даними випробувань будуються графічні залежності $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ (рис. 2.14).

Характеристика H-Q (рис. 2.14) називається напірною і є основною характеристикою, тому що за нею підбираються насоси. Характеристика N-Q – потужнісна характеристика. Характеристика η-Q – характеристика ККД.

Точка a на характеристиці η-Q, яка відповідає максимальному значенню ККД, визначає оптимальні робочі параметри насоса $Q_{опт}$, $H_{опт}$ і $N_{опт}$.

Отже, характеристика H-Q – це залежність напору від подачі насоса. На характеристиці H-Q хвилястими лініями позначається ***робоча зона***, тобто зона, в якій необхідно експлуатувати насос. Вона відповідає максимальним значенням

ККД. За окресленням напірна характеристика є кривою, яка безперервно знижується.

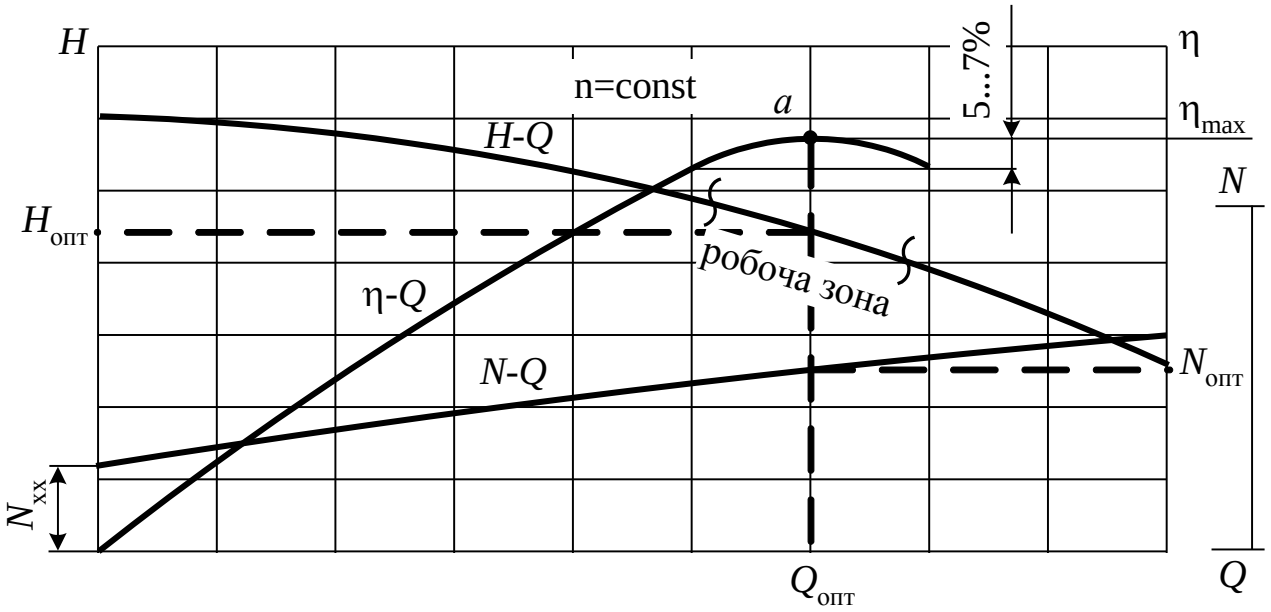


Рис. 2.14. Схема робочих характеристик відцентрових насосів

Потужнісна характеристика *N-Q* – це залежність корисної потужності від подачі насоса. Вона показує, що при збільшенні подачі потужність насоса збільшується. При нульовій подачі, тобто при холостому ході, потужність $N_{x\,x}$ мінімальна (рис. 2.14), а тому пуск великих насосів здійснюється при закритій засувці на напірному трубопроводі. Робота насоса при закритій засувці допускається протягом нетривалого часу.

Характеристика коефіцієнта корисної дії *η-Q* – це залежність ККД від подачі насоса. У тривалому режимі насоси слід експлуатувати при максимальних значеннях ККД, зниження ККД від максимальних значень допускається в межах 5…7%.

2.1.2.5. Робота насоса з трубопроводом

Як відзначалося раніше, насос забезпечує перекачування рідини тільки сумісно з усмоктувальним та нагнітальним трубопроводами. Площа поперечного перерізу трубопроводу (його діаметр) суттєво впливає на технічні показники роботи насосної установки.

Трубопровід у системі насосної установки має також свою напірну характеристику, яка описується формулою, аналогічною формулам (1.204) та (2.7). Оскільки гідравлічний опір трубопроводу пропорційний квадрату витрати рідини, тобто $h_в = K\,Q^2$, можемо записати:

$$H_т = H_г + K \cdot Q^2 . \qquad (2.39)$$

Згідно з формулою (2.39), насос у насосній установці забезпечує подолання геометричної висоти підняття рідини та гідравлічних опорів, ця ж формула є рівнянням параболи, яка не проходить через початок координат, а крутизна її залежить від величини опору трубопроводу.

Якщо на графік робочих характеристик насоса нанесено напірну характеристику трубопроводу, то на перетині її з напірною характеристикою насоса отримаємо точку A, яка називається ***робочою точкою***, їй відповідають фактичні $H_ф$, $Q_ф$, $N_ф$, $\eta_ф$ – параметри роботи насоса з цим трубопроводом (рис. 2.15). Напірна характеристика трубопроводу будується по декількох точках, які отримують, задавшись декількома значеннями витрати Q у формулі (2.39). Величина K окремо вираховується для усмоктувальної лінії $K_{ус}=(\lambda l/d+\sum\zeta)V^2/(2g)$ і нагнітальної $K_н = A\cdot l_р\cdot\beta$.

Величина $H_г$ є постійною й обумовлюється необхідною висотою підняття рідини.

При проектуванні насосної установки необхідно прагнути, щоб робоча точка A якомога більше відповідала максимальному значенню ККД, тобто знаходилася в межах робочої зони на характеристиці H-Q.

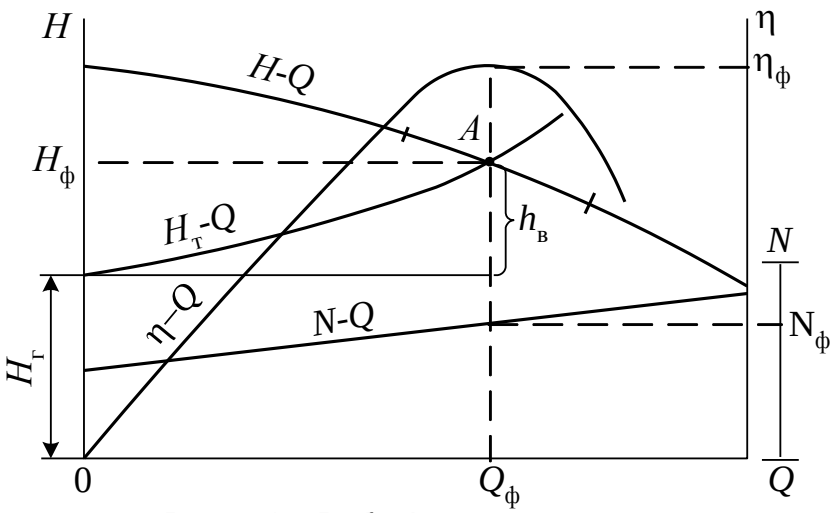


Рис. 2.15. Робочі характеристики насоса і трубопроводу:
$h_в$ – втрати напору

2.1.2.6. Регулювання подачі відцентрових насосів

У виробничих умовах часто виникає необхідність змінити подачу насоса в порівнянні з проектною. Оскільки режим роботи насоса з конкретним трубопроводом визначається робочою точкою, то зміна подачі може полягати тільки в її зміщенні. Припустимо, що потрібно подачу від Q зменшити до значення $Q_1 < Q$ (рис. 2.16). Досягти цього можна трьома способами: зміною характеристики трубопроводу – шляхом часткового прикриття засувки на напірному трубопроводі (метод дроселювання); зміною напірної характеристики насоса – шляхом зменшення частоти обертання робочого колеса; обточкою робочого колеса.

Розглянемо ***перший спосіб – дроселювання***. При повністю відкритій засувці робоча точка A знаходиться в проектному положенні й насос забезпечує проектну подачу Q при втратах напору $h_в$ (рис. 2.16, а). Для забезпечення подачі Q_1 прикриємо частково засувку на напірному трубопроводі. Оскільки опір засувки входить до загального опору трубопроводу, значення останнього з прикриттям засувки збільшиться, і характеристика трубопроводу пройде крутіше за характеристику $H_{Т1}$-Q (пунктир) (рис. 2.16, а). Внаслідок цього робоча точка переміститься по напірній характеристиці насоса H-Q у положення A_1, а подача стане Q_1. Оскільки витрата рідини в трубопроводі при зменшеній подачі стане меншою, то зменшаться і втрати напору по довжині – відрізок $h_{в\,тр}$ (рис. 2.16, а), а відрізок $h_{в\,зс}$ (рис. 2.16, а) буде показувати втрати напору на засувці. Без теоретичного обґрунтування від-

значимо, що цей метод простий у здійсненні, але економічно він недоцільний, оскільки на подолання опору частково прикритої засувки непродуктивно витрачається енергія.

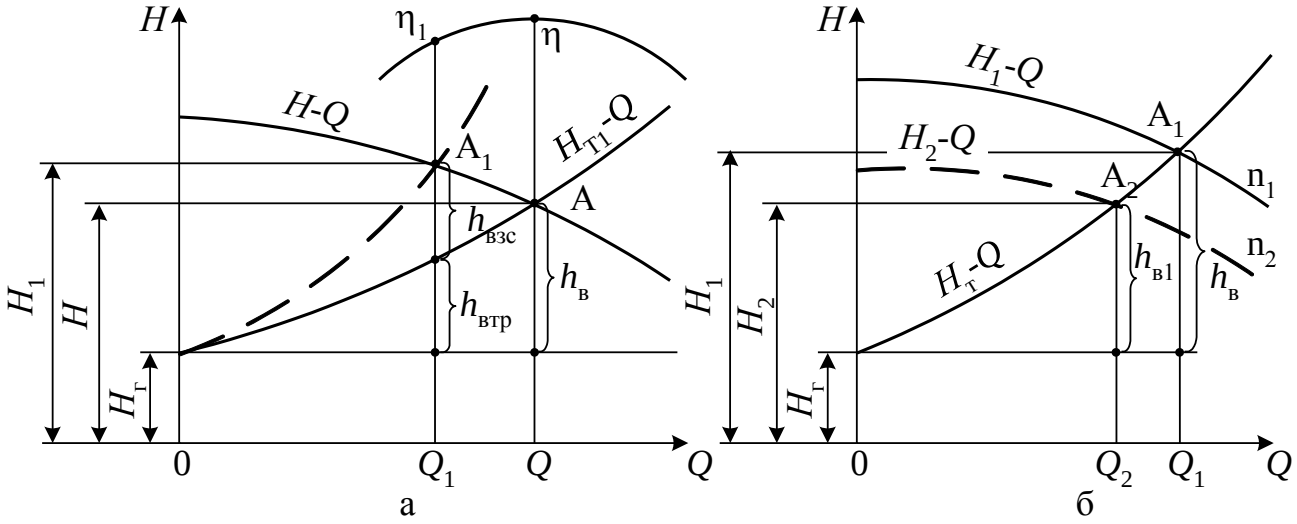


Рис. 2.16. Схеми характеристик насоса і трубопроводу при регулюванні подачі: а – дроселюванням; б – зміною частоти обертання

При ***другому способі***– змінюється частота обертання робочого колеса: замість n_1 встановлюється частота $n_2 < n_1$. Напірна характеристика трубопроводу залишається незмінною, а напірна характеристика насоса пройде нижче і займе положення H_2-Q (пунктир) (рис. 2.16, б). Робоча точка A в цьому випадку переміститься по характеристиці трубопроводу в положення A_2, і їй будуть відповідати зменшена витрата $Q_2 < Q_1$ та напір $H_2 < H_1$. Напір, створюваний насосом при зниженій частоті обертання, буде повністю використовуватися на подолання геометричної висоти та гідравлічних опорів, а тому цей спосіб є більш економічно доцільним, але технічно важкоздійснюваним. Зміна частоти обертання робочого колеса допускається в межах 25% від номінальної, а нові значення параметрів роботи насоса визначаються за залежностями (2.38). За цими залежностями, за відомими параметрами роботи насоса при n_1, з робочих характеристик береться декілька значень, відповідно Q_1, H_1, N_1, і по них знаходяться точки для побудови нових характеристик, як це показано на рис. 2.16, б – характеристика H_2-Q (пунктир).

При ***третьому способі – обточці робочого колеса*** – частково обрізається (обточується) робоче колесо по зовнішньому діаметру D_2. Обточувати робоче колесо доцільно не більше як на 20% його діаметра. Після обточення нові параметри насоса вираховуються за формулами

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2^{/}}{D_2}; \qquad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2^{/}}{D_2}\right)^2; \qquad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2^{/}}{D_2}\right)^3, \tag{2.40}$$

де Q', H', N' – параметри насоса з обточеним робочим колесом.

2.1.2.7. Сумісна (паралельна і послідовна) робота насосів

Сумісна робота насосів застосовується у випадках, коли технічні показники одного насоса не задовольняють вимог, що ставляться до насосної установки, а також коли цього вимагають технологічні умови, наприклад, на меліоративних насо-

сних станціях необхідність забезпечення одним чи декількома насосами подачі води, кратної витраті води дощувальними машинами.

Отже, сумісна робота насосів застосовується, коли не вистачає напору чи подачі одного насоса, і для цього в насосній установці чи на насосній станції декілька насосів об'єднуються для роботи на один трубопровід. При цьому виникає необхідність знати напір і подачу насосів, які працюють сумісно. Є два способи з'єднання насосів, які працюють сумісно, – паралельний і послідовний.

Паралельна робота насосів застосовується у випадках, коли не вистачає подачі одного насоса. При ній в одну лінію об'єднуються напірні патрубки двох чи більше насосів, а усмоктувальні трубопроводи для кожного насоса влаштовуються окремо.

Розглянемо спочатку паралельну роботу двох однакових насосів (рис. 2.17, а), технічні показники при ній будуть

$$Q = Q_1 + Q_2; \qquad H = H_1 = H_2, \tag{2.41}$$

де Q_1, Q_2 – подача першого і другого насосів; H_1, H_2 – напір першого і другого насосів.

Для установлення режиму роботи паралельно з'єднаних насосів необхідно побудувати сумарну напірну характеристику двох насосів і на неї нанести в тому ж масштабі характеристику трубопроводу. Сумарна напірна характеристика будується шляхом складання подачі при однакових напорах (рис. 2.17, а).

Наприклад, для знаходження точки ***в*** сумарної характеристики H-Q_{1+2} необхідно подвоїти відрізок ***аб***. Таким же способом знаходиться декілька точок, і по них будується характеристика H-Q_{1+2}. Побудувавши на цьому ж графіку характеристику трубопроводу $H_т$-Q, на їх перетині отримаємо робочу точку **А**, яка визначає сумарні подачу Q_A і напір H_A двох паралельно з'єднаних насосів. Оскільки насоси однакові, то подача кожного з них дорівнює половині сумарної, тобто $Q_1 = Q_A/2$.

При роботі одного насоса на цей же трубопровід його робочою точкою буде точка **В** (подача Q_B і напір H_B). Подача насоса Q_B (рис. 2.17, а), який працює на один і той же трубопровід, більше подачі кожного з насосів Q_1 при паралельній роботі, тобто при паралельній роботі подача кожного з них менше на величину $\Delta Q = Q_B - Q_1$. Пояснюється це тим, що при сумарній подачі Q_A втрати напору в трубопроводі збільшуються у квадратичній залежності від подачі, що й викликає збільшення напору. У свою чергу це приводить до зміщення робочої точки по напірній характеристиці насоса вліво (вгору), у результаті чого зменшується подача.

При паралельній роботі двох різнотипних насосів на загальний трубопровід їх сумісна робота розпочнеться в момент, коли порівняються їхні напори (рис. 2.17, б). Цьому напору відповідає точка **Е** на напірній характеристиці H-Q_1 іншого насоса. Від цієї точки і слід будувати сумарну напірну характеристику H-Q_{1+2}, для чого підсумовуються подачі обох насосів при однакових напорах. Наприклад, точку ***г*** отримуємо складанням відрізків ***аб*** і ***ав***.

Точка перетину сумарної характеристики H-Q_{1+2} з характеристикою трубопроводу (точка D) визначає напір H_D, який розвиває кожен насос, і сумарну подачу Q_D двох насосів. Для установлення подачі кожного з двох насосів при паралельній роботі з точки D проведемо горизонтальну лінію до перетину її з напірними характеристиками обох насосів (точки ***F*** і ***N***). Ці точки, крім напору H_D, визначають і

подачу кожного з насосів Q_F і Q_N. При роботі насосів по одному їхній режим характеризується точками **A** (першого) і **B** (другого).

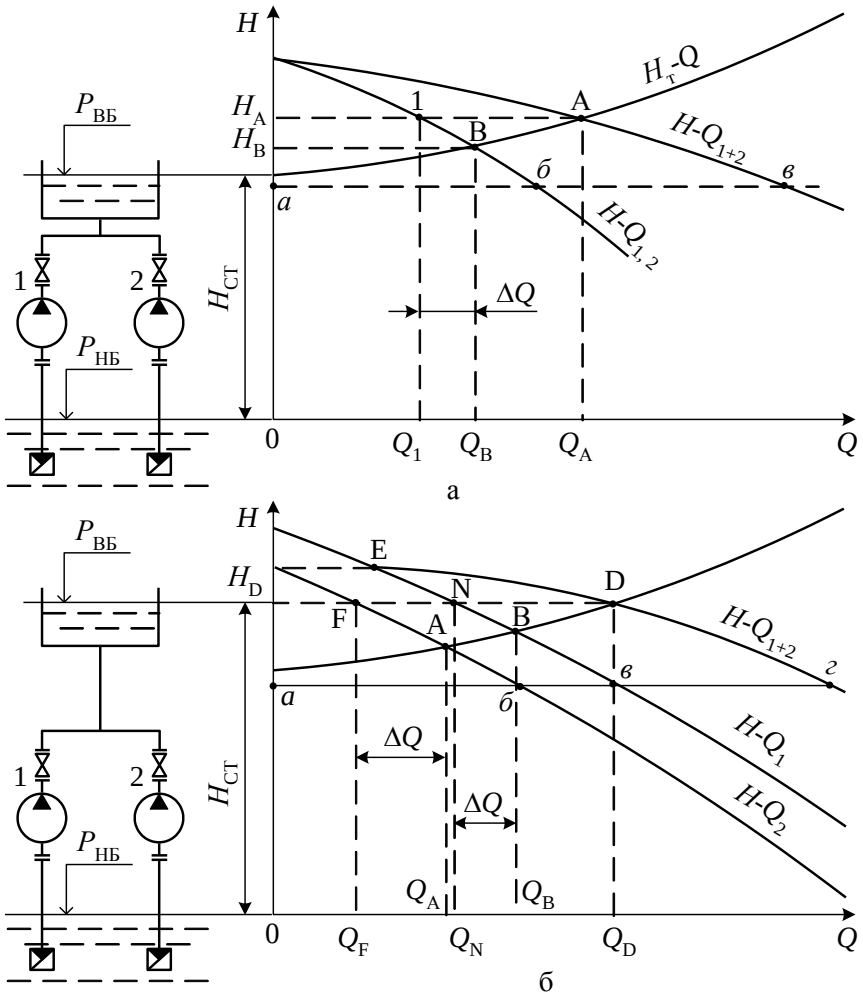


Рис. 2.17. Схеми з'єднання і характеристики паралельної роботи двох насосів:

а – однакових,
б – різнотипних

Загальний ККД паралельно з'єднаних насосів визначається залежністю

$$\eta_{1+2} = Q_{1+2} / \left(Q_F \eta_F + Q_N \eta_N\right). \qquad (2.42)$$

З розглянутого видно, що при паралельній роботі доцільно застосовувати насоси з приблизно однаковими напорами.

Послідовна робота насосів застосовується у випадках, коли напору одного насоса недостатньо. При ній до напірного патрубка попереднього (першого) насоса приєднується усмоктувальний патрубок наступного насоса.

Розглянемо послідовну роботу двох насосів з однаковою подачею (рис. 2.18). Технічні показники при цьому з'єднанні насосів будуть

$$Q = Q_1 = Q_2; \qquad H = H_1 + H_2. \qquad (2.43)$$

Для установлення режиму роботи послідовно з'єднаних насосів побудуємо сумарну напірну характеристику, і на неї нанесемо характеристику трубопроводу.

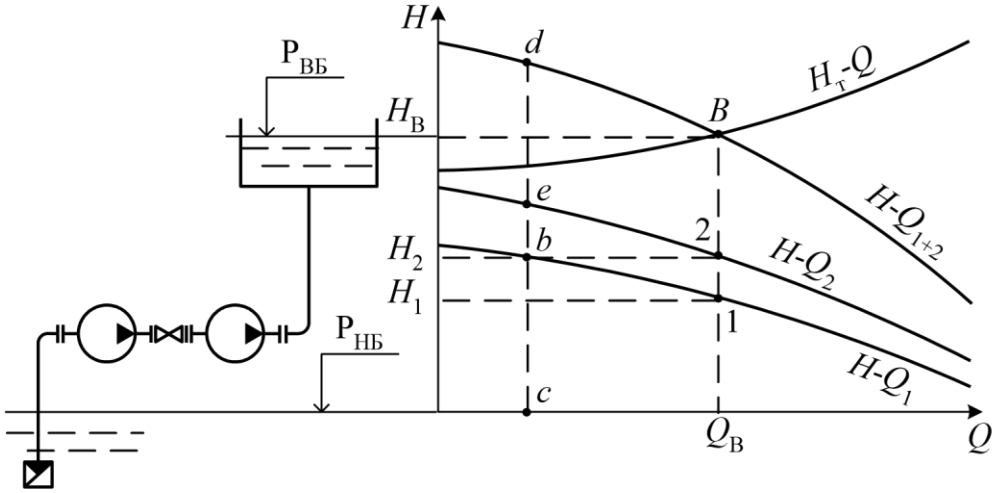


Рис. 2.18. Схема з'єднання і характеристики послідовної роботи двох насосів

При побудові сумарної напірної характеристики H-Q_{1+2} підсумовуються напори обох насосів при однакових подачах (рис. 2.18). Наприклад, для побудови точки ***d*** при довільно вибраній подачі підсумовуємо відрізки ***cb*** і ***ce***, тобто ***cd = cb+ce***.

Робоча точка **B** розташована на перетині сумарної характеристики H-Q_{1+2} з характеристикою трубопроводу $H_т$-Q, по ній визначаються сумісний напір $H_В$, напір кожного насоса H_1, H_2 і подача $Q_В$.

Загальний ККД послідовно з'єднаних насосів визначається за залежністю

$$\eta_{1+2} = H_{1+2} /(H_1 / \eta_1 + H_2 / \eta_2). \qquad (2.44)$$

Якщо послідовно з'єднані однакові насоси, то ККД їх зберігається, а загальний напір $H_n = n \cdot H_i$, де n – кількість насосів; H_i – напір кожного насоса.

Все ж слід відзначити, що у виробничих умовах розглянуте послідовне з'єднання насосів застосовується рідко. Частіше застосовуються багатоступінчасті насоси, прикладом яких є, зокрема, занурювальні насоси (ЕВВ), за допомогою яких піднімаються підземні води в сільськогосподарському водопостачанні.

2.1.2.8. Висота усмоктування, кавітація відцентрових насосів

Висота усмоктування є важливим параметром при проектуванні насосних установок. Неточне її визначення може викликати погіршення й навіть повний зрив роботи насоса. Таким чином, висота усмоктування, або установки насоса над рівнем рідини в джерелі, не повинна перевищувати допустимого її значення $H_{ус}^{доп}$, що для відкритих джерел визначається залежністю

$$H_{ус}^{доп} = \frac{p_а}{\gamma} - \frac{p_п}{\gamma} - h_{в\,ус} - \Delta h_{кав}, \qquad (2.45)$$

де $p_а$ – атмосферний тиск; $p_п$ – тиск пароутворення; $h_{в\,ус}$ – втрати напору в усмоктувальному трубопроводі; $\Delta h_{кав}$ – кавітаційний запас.

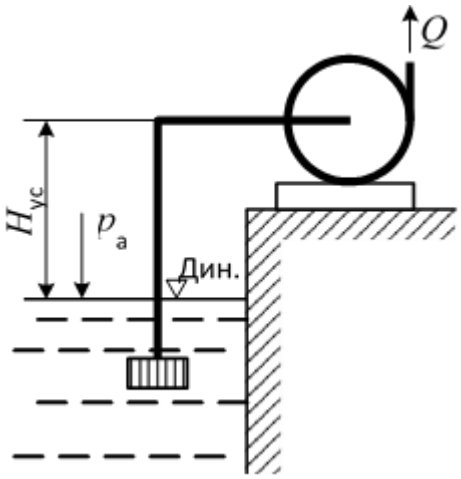


Рис. 2.19. Схема насосної установки

У випадку, коли перекачуваною рідиною є вода, що найбільш поширено, елементи рівняння (2.45) мають такі значення: $P_а/\gamma_в$ = 10 м; $P_п/\gamma_в$ = 0,12…0,24 м; втрати напору в усмоктувальному трубопроводі $h_{в\ ус}$ вираховуються за методикою гідравлічного розрахунку гідравлічно коротких трубопроводів; $\Delta h_{кав}$ – кавітаційний запас, береться з графіка робочих характеристик насоса. Таким чином, допустима висота усмоктування для більшості насосів складає 4…8 м. Якщо насос встановлений над рівнем рідини в джерелі на висоті, більшій за допустиму, то це є однією з причин кавітації. ***Кавітація*** – це порушення суцільності потоку рідини, яке відбувається внаслідок зниження тиску в насосі до критичного значення. Критичним називається тиск пароутворення в рідині. При кавітації з рідини виділяються пара і розчинені в рідині гази. Бульбашки пари і газу переносяться в область з тиском вище критичного, де й руйнуються з великою швидкістю, що супроводжується місцевими гідравлічними ударами. Внаслідок механічних і хімічних процесів, які відбуваються при кавітації, руйнується метал деталей насосів, а поверхня стає шорсткою (рис. 2.20).

Отже, перевищення допустимої висоти установки насоса є основною причиною кавітації, але її розвитку сприяє значне збільшення подачі насоса, наприклад при збільшенні частоти обертання робочого колеса.

Явище кавітації є небезпечним для насосної установки, а тому його треба попереджувати, усуваючи вищеназвані причини. Все ж іноді позбавитися кавітації неможливо, тоді робочі колеса виготовляються з більш стійких матеріалів – необробленого чавуну, вуглецевої та нержавіючої сталі. Наявність кавітації в насосі легко встановити по шуму, тріску і дрижанню насосного агрегату, що супроводжується зниженням подачі, напору і ККД.

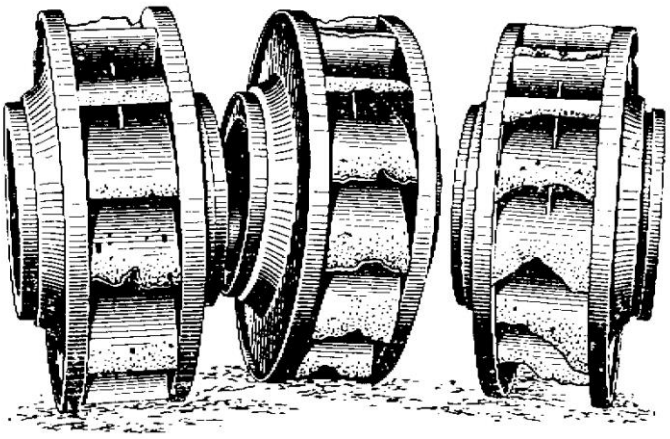


Рис. 2.20. Приклади руйнування робочих коліс насосів внаслідок кавітації

Явище усмоктування рідини насосами зв’язане з двома поняттями: висота усмоктування і висота самоусмоктування насоса. ***Висота усмоктування*** як явище, на відміну від геометричного її тлумачення, що відзначалося раніше, – це здатність насоса створювати вакуумметричний тиск в усмоктувальній порожнині в умовах рідинного середовища. ***Висота самоусмоктування*** – це та ж здатність насоса, але в умовах газового середовища (повітря), тобто коли насос і усмоктувальний патрубок не заповнені рідиною. Отже, як відзначалося раніше, висота усмоктування відцентрових насосів складає 4…8 м вод. ст., а висота самоусмоктування дорівнює 0,15…0,2 м вод. ст.

2.1.3. Осьові насоси

Осьові насоси – це динамічні лопатеві насоси, в яких рідина рухається вздовж осі робочого колеса. У сільськогосподарському виробництві вони застосовуються, зокрема, на меліоративних перекачуючих насосних станціях. Виготовляються два типи осьових насосів: із жорстко закріпленими лопатями в робочому колесі – тип “О” (осьові), діаметр робочого колеса до 800 мм, і з поворотними ло-

патями в робочому колесі “ОП” (осьові поворотнолопатеві), діаметр робочого колеса більше 800 мм. Вони можуть бути з горизонтальним “Г” і вертикальним “В” розташуванням вала. Кількість лопатей в робочому колесі 2…6. Залежно від форми профілю лопатей робочі колеса поділяються на 7 моделей: 2, 3, 5, 6, 8, 10, 11 – і вісім модифікацій: К – з камерним підведенням; МК – малогабаритний з камерним підведенням; МБК – моноблочний з камерним підведенням; Е – з електроприводом розвороту лопатей; ЕГ – з електрогідроприводом розвороту лопатей; КЕ – з камерним підведенням і з електроприводом розвороту лопатей; МЕ – малогабаритний з електроприводом розвороту лопатей; МКЕ – малогабаритний з камерним підведенням і електроприводом розвороту лопатей.

Розглянемо приклад умовного позначення осьового насоса ОПВ 11-260ЕГ: О – осьовий; П – поворотнолопатевий; В – вертикальний; 11 – номер моделі; 260 – діаметр робочого колеса, см; ЕГ – з електрогідроприводом розвороту лопатей [26].

Поворотними лопаті в цих насосах улаштовуються з метою забезпечення максимального ККД при відповідній подачі.

Вони забезпечують порівняно невеликі напори 2,5…28 м при великих подачах 0,5…54 м^3/с. Встановлюються таким чином, що робоче колесо постійно занурене у воду.

Лопаті осьового насоса (рис. 2.21) повертаються відносно своєї осі за допомогою механізму розвороту, який приводиться в дію штоком і який проходить по пустотілому основному валу.

Принцип роботи осьових насосів полягає в тому, що при обертанні робочого колеса, внаслідок силової дії лопатей на рідину, вона рухається вздовж його осі. Причиною цього є підйомна сила, яка виникає при обтіканні потоком несиметричних профілів лопатей робочого колеса. Підйомна сила, віднесена до одиниці довжини лопаті, знаходиться за формулою

$$F = c_{\text{п}} \rho l \omega_{\infty}^2 / 2, \qquad (2.46)$$

де $c_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який залежить від форми профілю лопаті; l – довжина хорди профілю лопаті; ω_{∞} – відносна швидкість набігання збуреного потоку.

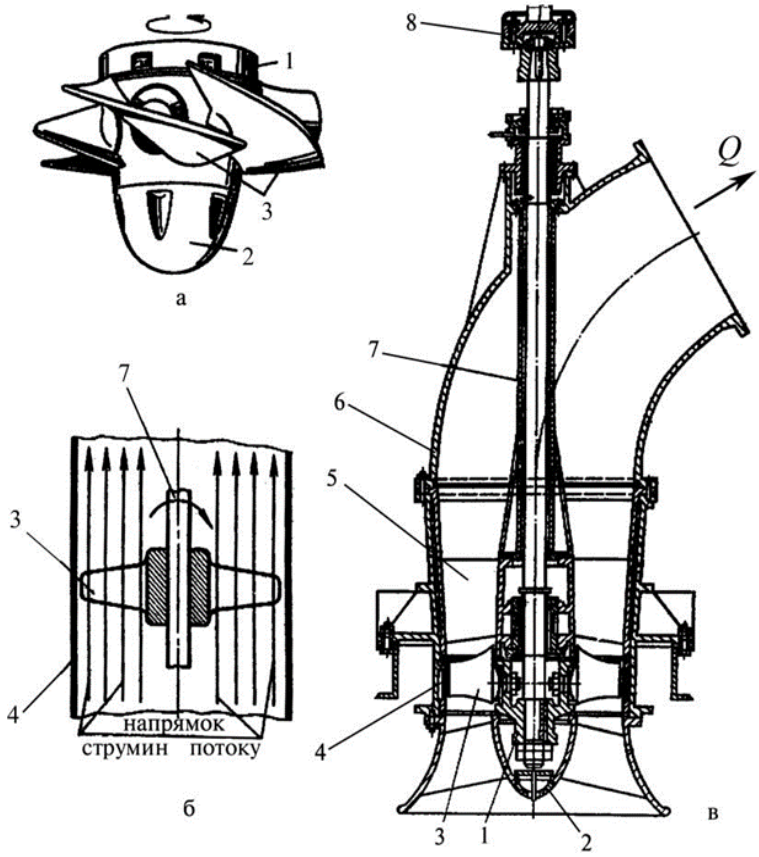


Рис. 2.21. Схема осьового насоса:

а – робоче колесо;
б – рух потоку рідини в насосі;
в – насос;
1 – втулка;
2 – передній обтікач;
3 – лопаті;
4 – робоча камера;
5 – виправляючий апарат;
6 – корпус насоса;
7 – вал;
8 – муфта з'єднання з електродвигуном

На рис. 2.22 наводяться робочі характеристики осьових насосів.

Напірна характеристика *H-Q* показує, що в осьових насосах при збільшенні подачі різко знижується напір.

Потужнісна характеристика *N-Q* свідчить про те, що найбільша споживана потужність у них буде при нульовій подачі, а тому запуск у роботу цих насосів здійснюється при відкритій засувці.

Регулювання їхньої подачі здійснюється установкою лопатей під різними кутами керуючим апаратом та іншими способами.

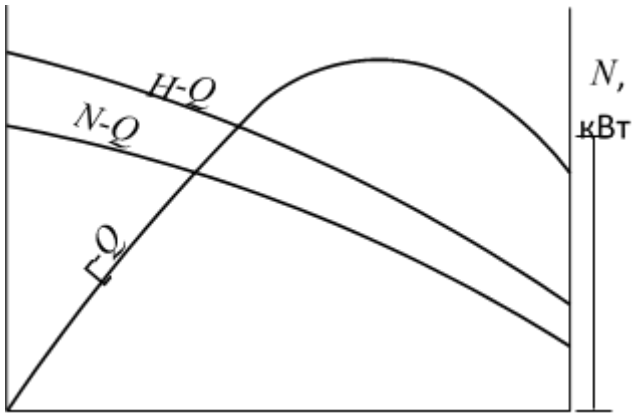


Рис. 2.22.
Робочі характеристики осьових насосів

2.1.4. Вихрові насоси

Вихрові насоси – це динамічні насоси тертя, в яких рідина переміщується завдяки силам тертя.

На рис. 2.23 показана принципова схема вихрового насоса, за допомогою якої пояснюється принцип роботи цих насосів.

Насос складається з робочого колеса 1, виконаного у вигляді диска з вифрезерованими пазами по зовнішньому діаметру й розташованого в корпусі 2.

У корпусі улаштований кільцевий канал 3, який перекривається перемичкою 5. Перед пуском насос заповнюється рідиною.

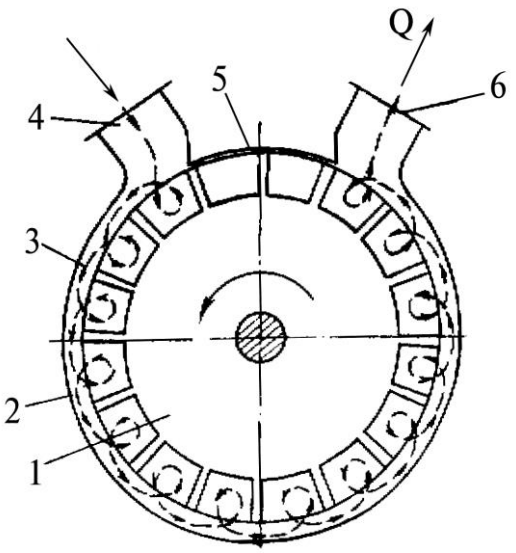


Рис. 2.23. Принципова схема вихрового насоса:
1 – робоче колесо; 2 – корпус;
3 – кільцевий проточний канал;
4 – усмоктувальний патрубок;
5 – роздільна перемичка (ділянка);
6 – напірний патрубок

Принцип його роботи полягає в наступному. При обертанні робочого колеса в напрямку, показаному на рис. 2.23, рідина під дією відцентрової сили викидається з пазів у канал і, завдяки силам тертя, знову повертається в пази, здійснюючи таким чином вихровий рух, показаний стрілками на рис. 2.23. При кожному викиданні з робочого колеса рідина отримує приріст енергії. Отже, у кільцевому каналі формується безперервний рідинний джгут, який рухається від усмоктувального патрубка до роздільної перемички 5. Оскільки між перемичкою і робочим колесом відсутній канал, то перед ним, як перед перепоною, рідина направляється в напірний патрубок 6.

Напір вихрового насоса визначається залежністю

$$H = \Psi \frac{u^2}{2g}, \qquad (2.47)$$

де ψ – коефіцієнт напору, $\psi = 3{,}5\ldots4{,}5$; u – окружна швидкість на виході з робочого колеса.

Напір, який створюється вихровими насосами, у 4…6 разів більший напору, створюваного відцентровими насосами за тих же умов (при тих же габаритах і частоті обертання). Подача у вихрових насосів 1,8…22,7 м^3/год при напорі 16…40 м. На рис. 2.24 показана конструкція вихрового насоса.

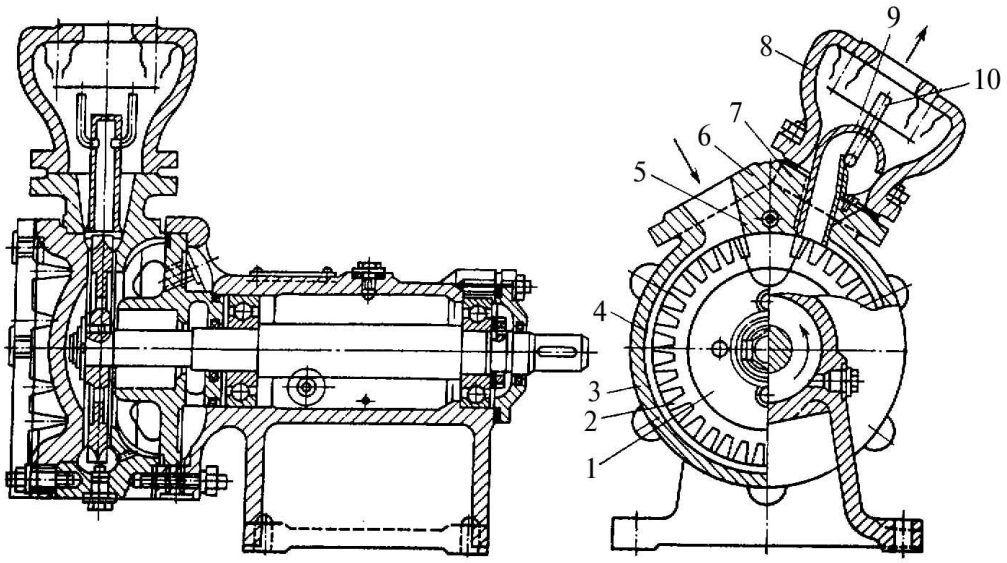


Рис. 2.24. Конструкція вихрового насоса:
1 – робоче колесо; 2 – лопаті робочого колеса; 3 – корпус; 4 – концентричний кільцевий канал; 5 – роздільна перемичка; 6 – усмоктувальний патрубок; 7 – нагнітальний патрубок; 8 – вузол самоусмоктування; 9 – ковпак; 10 – повітропровід

Більшість вихрових насосів є самоусмоктувальними, тобто вони здатні при пуску усмоктувати рідину з висоти до 4 м без попереднього заповнення рідиною підвідного трубопроводу. Для цієї мети в ковпаку 9 розташований повітропровід 10. Наявність у комплекті насоса вузла 8 дозволяє використовувати їх в якості вакуумних для заповнення рідиною перед пуском відцентрових насосів.

Перевагою вихрових насосів є і те, що вони після зупинки не можуть самоспорожнитися, оскільки усмоктувальний і нагнітальний патрубки розташовані вище корпусу, а це зручно при автоматизації управління роботою насоса.

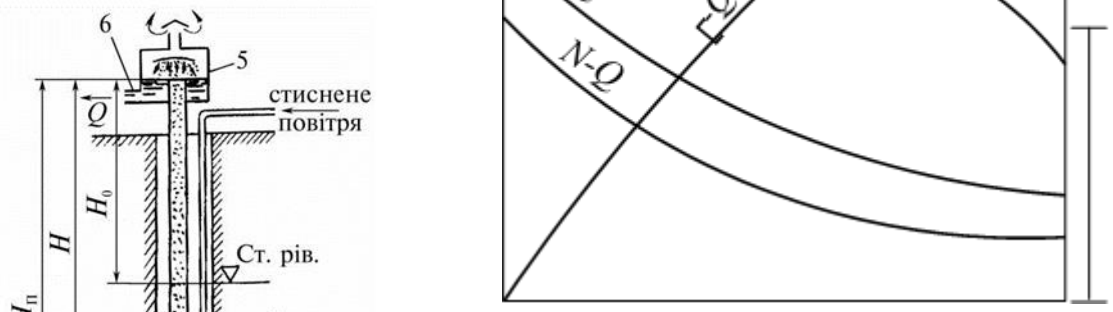


Рис. 2.25. Схема робочих характеристик вихрового насоса

З робочих характеристик вихрових насосів (рис. 2.25) видно, що, згідно з потужнісною характеристикою, насос слід запускати при відкритій засувці, оскільки споживана потужність при цьому мінімальна.

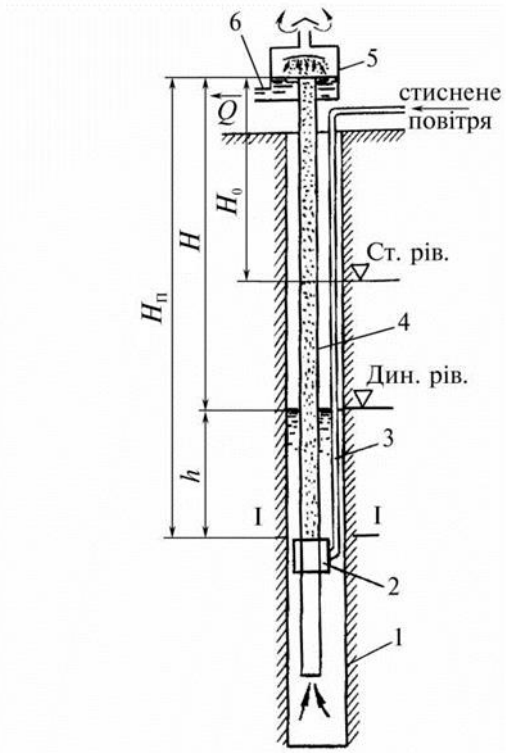


Рис. 2.27. Схема повітряного водопідйомника (ерліфта):
1 – обсадна труба; 2 – змішувач; 3 – повітропровід; 4 – водопідйомна труба; 5 – повітровідділювач; 6 – водовідна труба

2.1.5. Струминні насоси

Струминні насоси – це динамічні насоси, в яких рідина переміщується завдяки використанню кінетичної енергії струмини робочої краплинної рідини, газу чи пари.

Якщо робочою рідиною є вода, вони називаються струминними; газ або повітря – ежекторами; пара – інжекторами; гаряча вода – гідроелеваторами.

На рис. 2.26 показана принципова схема струминного насоса.

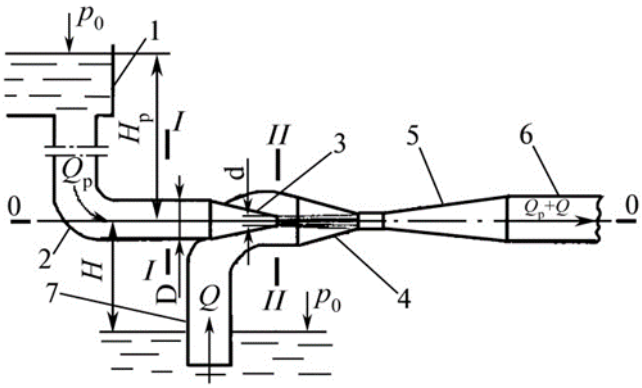


Рис. 2.26. Схема струминного насоса:
1 – робоча рідина; 2 – підвідна труба;
3 – сопло; 4 – камера змішування;
5 – дифузор; 6 – відвідний трубопровід;
7 – усмоктувальна труба

Згідно з нею, ***принцип роботи*** цих насосів полягає в наступному. Робоча рідина або повітря чи пара 1, які подаються з напірного бака, по підвідній трубі 2 надходять у сопло 3. При виході з сопла потік набуває максимальної кінетичної енергії. У перерізі *II-II* створюється вакуумметричний тиск, завдяки якому рідина з джерела по усмоктуючій трубі 7, з витратою Q, м^3/с, надходить у камеру змішування 4, де відбувається турбулентне змішування потоків робочої рідини і рідини, яка перекачується. Суміш обох рідин через дифузор 5 надходить у відвідний трубопровід 6. У дифузорі частина кінетичної енергії перетворюється на потенціальну. Якщо до перерізів *I-I* і *II-II* та площини порівняння 0-0 (рис. 2.26) застосувати рівняння Бернуллі, то вакуумметричний напір у камері 4 визначиться за залежністю

$$H_{вак} = \frac{8Q_р^2}{\pi^2 g} \cdot \left(\frac{1}{D^4} - \frac{1+\zeta}{d^4} \right), \qquad (2.48)$$

де $Q_р$ – витрата робочої рідини, м^3/с; D – діаметр підвідної труби, м; d – діаметр вихідного отвору сопла, м; ζ – коефіцієнт опору ділянки між перерізами *I-I* і *II-II*.

Співвідношення $Q/Q_р = \alpha$ називається коефіцієнтом підмішування (інжекції), а $H/H_р = \beta$ – коефіцієнтом напору, де H, $H_р$ – відповідно висота підняття й робочий напір, м. ККД струминних насосів складає 0,25…0,3, тобто порівняно низький, що і є суттєвим їхнім недоліком. Застосовуються ці насоси в багатьох галузях техніки й у сільськогосподарському виробництві, зокрема для підняття підземних вод у сільськогосподарському водопостачанні.

2.1.6. Повітряні водопідйомники (ерліфти)

Це динамічні насоси тертя. Вони використовуються для підняття підземних вод і при промивці бурових колодязів у процесі їх спорудження. На рис. 2.27 показана принципова схема повітряного водопідйомника.

Принцип роботи ерліфтної установки полягає в наступному. Стиснене повітря по повітропроводу 3 подається до змішувача 2, де на рівні перерізу I-I і утворюється водоповітряна суміш. Оскільки густина суміші менше густини води, то стовп води висотою h, що знаходиться поза водопідйомною трубою, за законом сполучених посудин змушує водоповітряну суміш підніматися на висоту $H_п = h + H$ (рис. 2.27). Висота $H_п$ залежить від кількості повітря, яке подається до змішувача, і призначається такою, щоб забезпечити стовп водоповітряної суміші, який сягав би поверхні землі.

У повітровідділювачі 5, розташованому на верхньому кінці водопідйомної труби, повітря відділяється від суміші, а вода по водовідній трубі 6 надходить споживачу, частіше в резервуар. ККД ерліфтної установки складає 26…37%.

До динамічних належать й інші насоси, такі як шнекові, вібраційні, але в сільськогосподарському виробництві вони майже не застосовуються, а тому тут не розглядаються.

2.2. Вентилятори

2.2.1. Призначення, класифікація вентиляторів. Технічні показники і порядок їх підбору

Вентиляторами називаються нагнітачі обертової дії, призначені для переміщення повітря і газів. Як відомо, повітря і гази мають густину біля 1,2 кг/м^3, а створюваний вентиляторами абсолютний тиск складає біля 115 кПа, тобто збитковий тиск, створюваний вентиляторами, складає біля 15 кПа. Таким чином, ступінь підвищення тиску повітря, яке переміщують вентилятори, у порівнянні з природним його станом, складає не більше 1,15 разів.

За величиною створюваного надлишкового тиску вентилятори поділяються на вентилятори низького тиску – до 1,0 кПа, середнього – 1,0...3,0 кПа і високого – 3,0...15 кПа.

За типом конструкції вентилятори поділяються на ***відцентрові*** (радіальні), ***осьові***, ***дахові*** і ***стельові***.

Вентилятори класифікуються за номерами. ***Номер вентилятора*** – це діаметр його робочого колеса, виражений у дециметрах. Наприклад, вентилятор з робочим колесом діаметром 250 мм має № 2,5, з діаметром 1600 мм – № 16.

За напрямком обертання робочого колеса вентилятори випускаються правого обертання – колесо обертається за годинниковою стрілкою (якщо дивитися з боку усмоктування), і лівого обертання – проти годинникової стрілки.

Оскільки ступінь підвищення тиску, створюваного вентиляторами, порівняно невеликий (1,15), то стиснення повітря не чинить суттєвого впливу на робочий процес і в розрахунках вентиляторів до уваги не береться.

Внаслідок незначного підвищення тиску вентиляторами вони не змінюють термодинамічний стан переміщуваних ними повітря і газів. Це є підставою для застосування теорії насосів для вентиляторів.

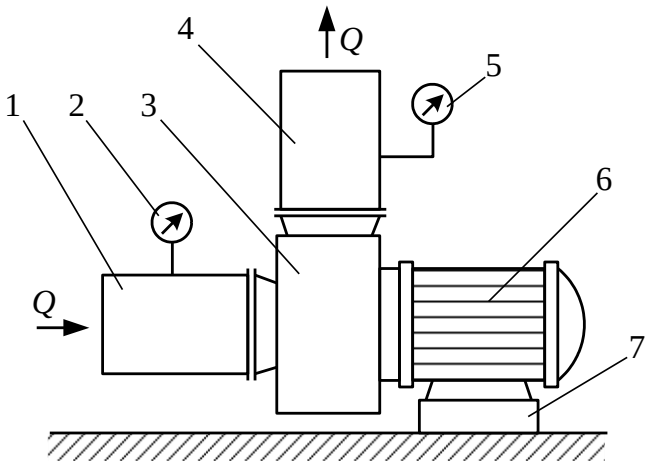


Рис. 2.28. Схема вентиляційної установки з відцентровим вентилятором:
1 – усмоктувальний повітропровід; 2 – вакуумметр; 3 – відцентровий вентилятор; 4 – нагнітальний повітропровід; 5 – манометр; 6 – електродвигун; 7 – станина

Вентилятор у поєднанні з двигуном (здебільшого електричним) створюють вентиляційний агрегат.

Вентиляційний агрегат сам по собі не може забезпечити перекачування повітря і газів. Для цього необхідно вентиляційний агрегат оснастити усмоктувальним і нагнітальним повітропроводами, що разом становить вентиляційну установку (рис. 2.28).

Технічні показники вентиляторів. Основними технічними показниками вентиляторів є тиск, подача, потужність і ККД.

***Тиск p*, Па,** – збитковий тиск, створюваний вентилятором. Він складається зі статичного $p_{ст}$ і динамічного $p_{дин}$ тисків, тобто

$$p = p_{ст} + p_{дин}. \qquad (2.49)$$

У свою чергу складова статичного тиску складається з вакуумметричного (на вході) і манометричного (на виході) тисків, тобто

$$p_{ст} = p_{вак} + p_{ман}, \qquad (2.50)$$

де $p_{вак}$ – вакуумметричний тиск на вході у вентилятор; $p_{ман}$ – манометричний тиск на виході з вентилятора.

Динамічний тиск описується рівнянням

$$p_{дин} = \gamma \frac{C^2}{2g}, \qquad (2.51)$$

де C – швидкість руху повітря чи газів у вихідному патрубку вентилятора; $C^2/2g$ – швидкісний напір.

Отже, повний тиск вентилятора визначається формулою

$$p = p_{вак} + p_{ман} + \gamma \frac{C^2}{2g}. \qquad (2.52)$$

У залежності від наявності або відсутності усмоктувального чи нагнітального повітропроводів можливі три види (схеми) роботи вентиляційних установок: безнапірна, нагнітальна й усмоктувальна.

Безнапірна схема. При ній у вентиляційній установці відсутні усмоктувальний і нагнітальний повітропроводи, вентилятор тільки переміщує повітря і $p_{вак} = 0$ та $p_{ман} = 0$.

Тиск, що створюється такою установкою, визначається тільки однією складовою, а саме – швидкісною:

$$p = \gamma \frac{C^2}{2g}. \qquad (2.53)$$

Нагнітальна схема. При ній у вентиляційній установці відсутній усмоктувальний повітропровід і усмоктувальний патрубок вентилятора відкритий безпосередньо в атмосферу ($p_{вак}$ = 0). Тиск вентиляційної установки визначається залежністю

$$p = p_{ман} + \gamma \frac{C^2}{2g}. \qquad (2.54)$$

Усмоктувальна схема. При ній у вентиляційній установці відсутній нагнітальний повітропровід і нагнітальний патрубок вентилятора відкритий безпосередньо в атмосферу ($p_{ман}$ = 0). Тиск вентиляційної установки визначається залежністю

$$p = p_{вак} + \gamma \frac{C^2}{2g}. \qquad (2.55)$$

***Подача Q*, м³/с,** – об'єм повітря, що подається вентилятором за одну секунду, тобто

$$Q = \frac{W}{T}, \qquad (2.56)$$

де W – об'єм повітря, м³; T – час, що дорівнює одній секунді, с.

***Потужність N*, Вт.** Слід розрізняти корисну потужність, створювану вентилятором, і потужність, що отримує вентилятор на валу від електродвигуна, тобто вживану потужність.

***Корисна потужність $N_{кор}$*, Вт,** – це робота, виконувана вентилятором за одну секунду при переміщенні одного кубічного метра повітря на шляху, що дорівнює висоті стовпа, на який піднімається повітря і який дорівнює p/γ (p – тиск, γ – питома вага повітря; $\gamma = \rho g$, де ρ – щільність повітря, ρ = 1,2 кг/м³).

Таким чином,

$$N_{кор} = Q \cdot p, \qquad (2.57)$$

де Q – подача, м³/с; p – тиск, Па.

Потужність, вживана вентилятором, ***N*, Вт**, що передається валу вентилятора від двигуна (здебільшого електричного), визначається за допомогою приладів (амперметра), з урахуванням втрат потужності в електродвигуні і передачі, з наступним перерахуванням сили струму в потужність, за залежністю

$$N = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cos\varphi \cdot \eta_{ед}, \qquad (2.58)$$

де U – лінійна напруга електромережі, U = 380 В; I – сила струму, А, береться з показання амперметра; $\cos\varphi$ – коефіцієнт потужності, $\cos\varphi$ = 0,8; $\eta_{ед}$ – ККД електродвигуна.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) η – відношення корисної потужності вентилятора до вживаної:

$$\eta = \frac{N_{кор}}{N}. \qquad (2.59)$$

Графічне зображення залежності тиску, потужності і ККД вентиляторів від подачі називається робочими характеристиками вентиляторів. Для різних типів вентиляторів робочі характеристики будуть відрізнятися між собою.

2.2.2. Конструкції вентиляторів

Відцентрові вентилятори – це вентилятори, що складаються з лопатевого робочого колеса турбінного типу, розташованого в спеціальному корпусі (рис. 2.29).

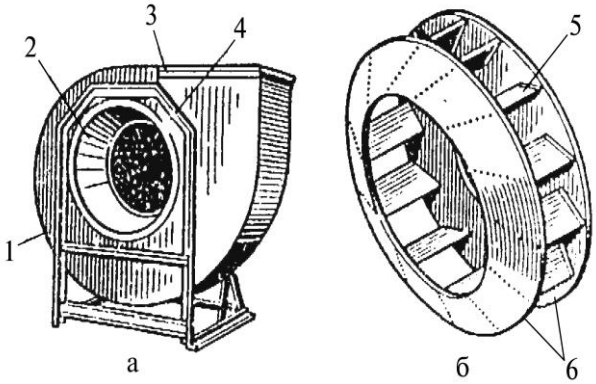


Рис. 2.29. Відцентровий вентилятор:
а – загальний вигляд; б – робоче колесо;
1 – корпус (кожух); 2 – вхідний патрубок;
3 – вихідний патрубок; 4 – станина; 5 – робоча лопать; 6 – диски

Принцип роботи відцентрового вентилятора полягає в наступному: повітря, проходячи через вентилятор, отримує енергію за рахунок відцентрової сили, створюваної робочим колесом (рис. 2.30). А відбувається це так: повітря, що заповнює простір, обмежений робочим колесом, при обертанні його під тиском, створюваним лопатями, і під дією відцентрової сили рухається від центра колеса до зовнішнього його кола, тобто радіально, за що лопаті ще називають радіальними. В усмоктувальному (вхідному) патрубку завдяки цьому створюється вакуум, і повітря під дією атмосферного тиску нескінченним потоком надходить у робоче колесо, заміщаючи об'єм повітря, викинутого колесом у корпус (кожух).

У корпусі (кожусі) вентилятора, завдяки його спіральності, повітря після виходу з робочого колеса направляється у вихідний (нагнітальний) патрубок, де динамічна складова зменшується, а тиск збільшується.

Особливістю відцентрових вентиляторів є те, що напрям обертання робочого колеса повинен строго відповідати напрямку вхідної кромки лопаті, тобто повітря повинне рухатися по випуклій стороні лопатей. Напрямок розширення спірального кожуха повинен також відповідати напрямку обертання робочого колеса (рис 2.30), тобто робоче колесо повинно обертатися по ходу розвороту (розширення) спіраль-

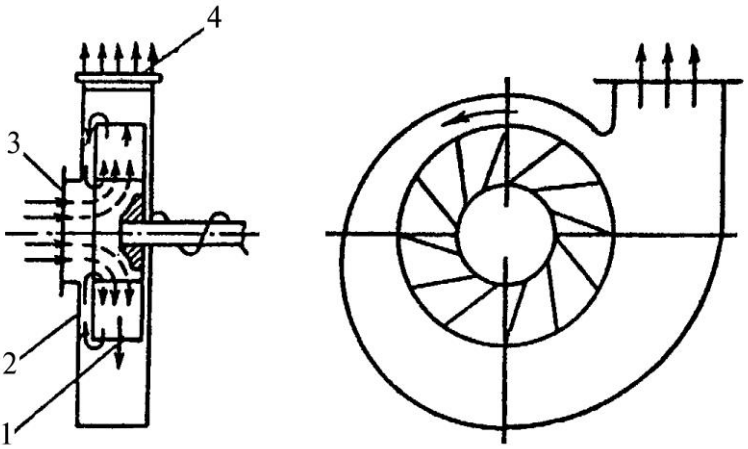


Рис. 2.30. Аеродинамічна схема відцентрового вентилятора:
1 – робоче колесо; 2 – корпус (кожух);
3 – вхідний патрубок; 4 – вихідний патрубок

ного кожуха. При недотриманні цих вимог вентилятор різко знижує аеродинамічні параметри і практично не працює.

Робоче колесо складається з переднього диска, що має вигляд кільця, і заднього суцільного диска, у центрі якого улаштована ступиця для насаджування колеса на вал. Між переднім і заднім дисками розташовані лопаті. Робоче колесо виготовляється зварним. Спіральні кожухи зварюються зі сталі.

Виготовляються відцентрові вентилятори зі спіральним корпусом правого й лівого обертання (рис. 2.31), тобто при правому обертанні робоче колесо обертається за годинниковою стрілкою, якщо дивитися зі сторони привода, а при лівому – проти неї. Конструкція їх дозволяє встановлювати нагнітальний патрубок у різне положення (рис. 2.31).

Марка відцентрових вентиляторів вказує: тип вентилятора (В – звичайний відцентровий, ВП – відцентровий пиловий і т. д.); коефіцієнт тиску при максимальному значенні ККД; швидкісність. Наприклад, вентилятор В9 – 57.

Робочі характеристики відцентрових вентиляторів схематично зображені на рис. 2.32. Характеристика *p*-*Q* – характеристика тиску, показує, що при збільшенні подачі тиск, створюваний вентилятором, зменшується, а “сідловина” на початку характеристики обумовлена деякою зміною щільності повітря при невеликих подачах.

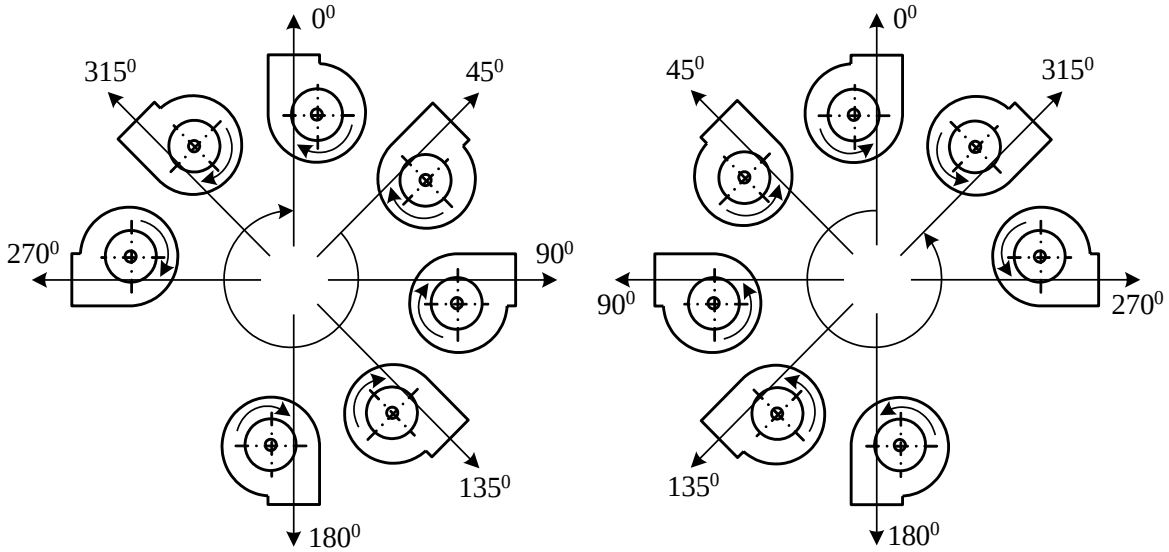


Рис. 2.31. Схема варіантів розташування вихідного патрубка корпуса (кожуха) відцентрових вентиляторів у залежності від виробничих потреб:
а – правого обертання; б – лівого обертання

Потужнісна характеристика *N*-*Q* показує, що зі збільшенням подачі збільшується й уживана потужність, а це значить, що пуск відцентрового вентилятора слід здійснювати при закритій заслінці на нагнітальному повітропроводі. Характеристика ККД η-*Q* показує, що від нульової подачі і до оптимальних її значень ККД підвищується, а потім знижується.

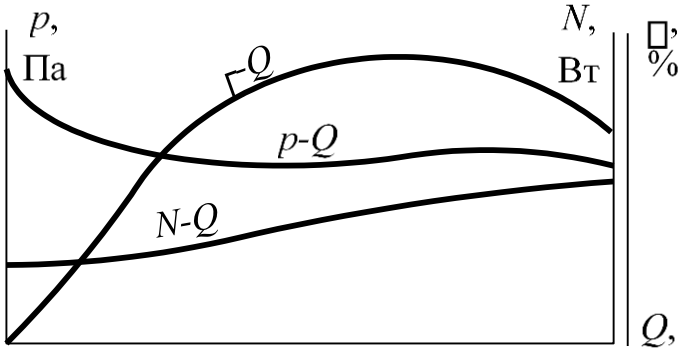


Рис. 2.32. Робочі характеристики відцентрових вентиляторів:
p-Q – характеристика тиску; *N-Q* – характеристика потужності; *η-Q* – характеристика ККД

Осьові вентилятори – це вентилятори, що складаються з робочого колеса у вигляді втулки і прикріплених до неї лопатей, розташованого в циліндричному корпусі (рис. 2.33).

Зазор між кінцями лопатей і кожухом повинен бути мінімальним, тому що аеродинамічні якості вентилятора залежать не тільки від профілю лопатей, а й від розміру вищеназваного зазору**.** Осьові вентилятори виготовляються правого й лівого обертання (тобто робоче колесо обертається в лівому або правому напрямках, див. відцентрові вентилятори).

Часто робоче колесо осьового вентилятора насаджується безпосередньо на вал електродвигуна. Лопаті робочого колеса бувають симетричними й несиметричними. Вентилятори з симетричними лопатями переміщують однакову кількість повітря при обертанні робочого колеса в будь-якому напрямку, їх називають реверсивними. В осьових вентиляторів з несиметричними лопатями робоче колесо обертається тільки в напрямку, при якому вони направлені тупим боком уперед.

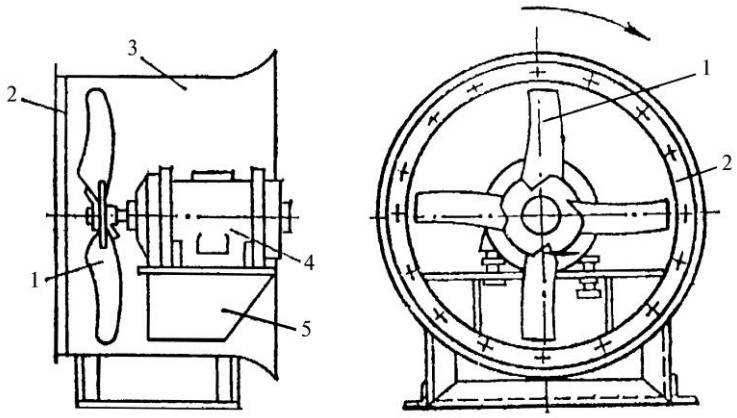


Рис. 2.33.
Схема осьового вентилятора:

1 – робоче колесо;
2 – фланці (для приєднання повітропровода або для закріплення вентилятора на опорі);
3 – циліндричний корпус (кожух, обичайка);
4 – електродвигун;
5 – опора

Осьові вентилятори забезпечують великі подачі повітря при порівняно малому тиску, що враховується при застосуванні їх, і використовуються вони широко в опалювально-вентиляційних системах.

На рис. 2.34 схематично показані робочі характеристики осьових вентиляторів.

Характеристика *p-Q* – характеристика тиску, як і у відцентрових вентиляторів, вона показує, що зі збільшенням подачі повітря тиск, створюваний вентилятором, зменшується. Характеристика *N-Q* – потуж-

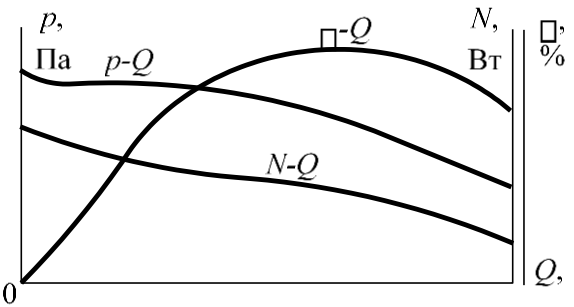


Рис. 2.34. Робочі характеристики осьових вентиляторів:
p-Q – характеристика тиску; *N-Q* – характеристика потужності; *η-Q* – характеристика ККД

нісна характеристика, показує, що зі збільшенням подачі вживана потужність зменшується, а це свідчить, що пуск осьових вентиляторів здійснюється при відкритій заслінці на нагнітальному повітропроводі. Характеристика ККД η-Q показує, що від нульової подачі і до оптимальних її значень ККД підвищується, а потім знижується.

Установки цих вентиляторів у більшості випадків не обладнуються повітропроводами.

Дахові вентилятори призначаються для застосування поза приміщеннями, на покрівлях. Ці вентилятори є агрегатами з осьовими і відцентровими робочими колесами, обертання яких відбувається в горизонтальній площині на вертикальному валу.

Стельові вентилятори застосовуються для прискорення рухливості повітря в приміщеннях. Вони складаються з електродвигуна, на корпус якого насаджені осьові лопаті. Розмір лопатей цих вентиляторів складає 900, 1200, 1500 і 1800 мм. Вони оснащуються регуляторами швидкості обертів.

Підбір вентиляторів. Вихідними показниками для підбору вентиляторів є отримані в результаті розрахунків значення необхідних витрати повітря Q і тиску p. При виборі вентилятора необхідно керуватися тим, щоб його використання здійснювалося при найбільших значеннях ККД. При порівняно малому тиску, що вимагається від вентилятора, необхідно застосовувати осьові вентилятори. Таким чином, за необхідними подачею Q і тиском p підбирається вентилятор з числа тих, що випускаються промисловістю [15, 46].

2.3. Експлуатація насосних і вентиляційних установок

Головним завданням експлуатації насосних і вентиляційних установок є забезпечення надійної і тривалої їхньої роботи.

Правильна експлуатація насосних і вентиляційних установок складається зі щоденного нагляду за їхнім технічним станом, своєчасного ремонту та з виконання правил техніки безпеки і протипожежної профілактики. Все це мусить забезпечуватися при найменших матеріальних витратах.

Для забезпечення експлуатації насосних і вентиляційних установок призначаються відповідні особи, або служба експлуатації.

Здійснюється експлуатація насосних і вентиляційних установок за інструкціями під керівництвом спеціалістів з питань механізації й електрифікації сільського господарства за допомогою експлуатаційного персоналу: слюсарів-ремонтників та слюсарів-електриків. Інструкції з експлуатації насосних та вентиляційних установок у першу чергу повинні враховувати заводські інструкції, що надаються з насосами і вентиляторами, а також місцеві умови роботи установок.

Планово-попереджувальний ремонт (ППР), або як його ще називають – поточний, – здійснює служба експлуатації. Капітальний ремонт може здійснюватись як вищеназваними особами, так і спеціалізованими організаціями.

На кожну насосну чи вентиляційну установку має бути складений технічний паспорт.

Повітропроводи, повітря по яких тимчасово чи постійно не подається, необхідно відключати від вентиляційної мережі.

Головним показником при експлуатації насосних і вентиляційних установок є економне витрачання електроенергії.

З метою зменшення матеріальних витрат на експлуатацію насосних і вентиляційних установок слід впроваджувати автоматизоване управління їхньою роботою.

Найпростіші неполадки в роботі насосних і вентиляційних установок та методи їх усунення бувають такі:

1. Змінився напрямок обертання робочого колеса – необхідно поміняти місцями кінці двох фаз на електродвигуні.

2. Забруднилося робоче колесо вентилятора різними матеріалами (папером, ганчірками і т. ін.) – необхідно очистити робоче колесо.

3. Під час пуску установки чути стуки, вібрацію – перевірити всі кріплення насоса чи вентилятора.

4. Спостерігається буксування паса при пасовому приводі – підтягти пас.

5. Забруднився повітропровід – необхідно його вичистити.

6. Витікання води чи повітря в місцях з'єднання трубопроводів та повітропроводів – підтягти гайки на гвинтах з'єднання фланців.

При експлуатації вентиляційних установок необхідно дотримуватися протипожежних правил, а саме: біля вентилятора повинні бути засоби пожежегасіння. При ремонтних роботах необхідно дотримуватися правил безпеки праці.

Запитання для самоконтролю

1. *Що таке динамічні насоси, де вони використовуються в сільськогосподарському виробництві, як класифікуються?* ***2.*** *Що таке насосний агрегат, насосна установка й насосна станція? Нарисуйте схему насосної установки з динамічним насосом.* ***3.*** *Якими технічними показниками характеризуються насоси?* ***4.*** *Розкажіть порядок підбору насосів.* ***5.*** *Що таке відцентрові насоси, як вони влаштовані? Поясніть принцип їхньої роботи.* ***6.*** *Як маркуються відцентрові насоси?* ***7.*** *Що таке робочі характеристики відцентрових насосів і як вони зображуються?* ***8.*** *Поясніть роботу відцентрового насоса з трубопроводом. Як знаходиться робоча точка системи "насос – трубопровід"?* ***9.*** *Як регулюється подача рідини відцентрових насосів?* ***10.*** *Поясніть сумісну (паралельну і послідовну) роботу насосів.* ***11.*** *Що таке висота усмоктування і кавітація насосів?* ***12.*** *Що таке осьові насоси, як вони влаштовані, у чому полягає гідравлічний принцип їхньої роботи, як маркуються? Зобразіть робочі характеристики цих насосів.* ***13.*** *Що таке вихрові насоси, як вони влаштовані, у чому полягає гідравлічний принцип їхньої роботи, як маркуються? Зобразіть робочі характеристики цих насосів.* ***14.*** *Що таке струминні насоси? Зобразіть схему струминного насоса та поясніть принцип його роботи?* ***15.*** *Що таке повітряний водопідйомник? Зобразіть схему і поясніть гідравлічний принцип роботи.* ***16.*** *Що таке вентилятори, для чого вони призначені, як класифікуються?* ***17.*** *Що таке відцентрові вентилятори, як вони влаштовані, у чому полягає принцип їхньої дії?* ***18.*** *Що таке осьові вентилятори, як вони влаштовані, у чому полягає принцип їхньої дії?* ***19.*** *Якими технічними показниками характеризуються вентилятори? Поясніть їхній зміст.* ***20.*** *Що таке робочі характеристики вентиляторів? Зобразіть їх для відцентрових і осьових вентиляторів.* ***21.*** *Поясніть порядок підбору вентиляторів.* ***22.*** *Які типи вентиляційних установок застосовуються в інженерній практиці?* ***23.*** *Назвіть основні правила експлуатації насосів і вентиляторів.*

3. ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ

3.1. Загальні відомості про гідропневмоприводи

Однією з основних умов збільшення продуктивності сільськогосподарських машин є поліпшення техніко-економічних показників приводів, підвищення їхньої надійності і довговічності.

Приводом називають агрегат або декілька агрегатів, призначених для надання руху машинам і механізмам.

Привод складається з двигуна, передачі, механізмів керування і допоміжних пристроїв. У залежності від основного виду передачі розрізняють механічний, гідравлічний і пневматичний приводи. Передачею називають пристрій для перетворення енергії двигуна в рух робочого органа машини. Застосовуючи ту саму передачу, наприклад гідродинамічну, з різними двигунами (наприклад двигуном внутрішнього згоряння чи електродвигуном), одержимо різні властивості привода. Тому характеристика привода в цілому складається зі взаємодії характеристик двигуна і передачі. Це знаходить висвітлення й у назвах приводів: дизель-електричний, електрогідравлічний та ін.

Передачі, що перетворюють механічну енергію двигуна, розділяються на механічні, гідравлічні, електричні і пневматичні в залежності від виду тіла, що бере участь у перетворенні енергії. Так, у механічних передачах рух передається і перетворюється за допомогою взаємодії твердих тіл. У гідравлічних передачах (гідропередачах) робочим тілом, що передає енергію, є рідина, у пневматичних – повітря (газ).

Кожна передача має вхідну (ведучу) і вихідну (ведену) ланки. У передачі обертального руху вхідною і вихідною ланками будуть обертові вали. У передачі поступального руху вхідною ланкою може бути вал, наприклад, насоса, а вихідною ланкою – поршень у гідроциліндрі. Однак вхідною ланкою може бути і поршень, що поступово переміщується, наприклад поршень головного гальмового циліндра в безнасосній системі керування гальмами.

Гідропневмоприводи поділяються на гідростатичні (об’ємної дії) і гідродинамічні. У першому тиск створюється насосом і передається на виконавчий орган (циліндр чи мотор) через робочу рідину як через проміжне тіло.

У другому робоча рідина обертається за допомогою відцентрового колеса (ведуча ланка). Кінетична енергія рідини, яка обертається, реалізується на турбіні (ведена ланка). Ведуча і ведена ланки розташовані при цьому в спільному корпусі. Основною особливістю гідродинамічної передачі є відсутність жорсткого зв’язку між ведучою і веденою ланками.

Перевага гідростатичної передачі в порівнянні з гідродинамічною полягає в можливості реалізації великих передаточних чисел при одночасному перетворенні обертального руху на поступальний і навпаки. Другою важливою перевагою гідростатичної передачі є легкість відділення ведучого органа від веденого. Завдяки цим властивостям гідростатичний привод цілком заміняє складну механічну трансмісію з усіма її вузлами і деталями.

3.2. Об’ємний гідропривод

3.2.1. Загальні визначення й основні параметри

Об’ємним гідроприводом називається привод, який має гідравлічний механізм, в якому робоча рідина знаходиться під тиском і включає один або декілька об’ємних гідродвигунів.

Поширене також визначення, відповідно до якого під об’ємним гідроприводом розуміється гідросистема (система гідромашин і гідроагрегатів), що служить для передачі за допомогою рідини енергії на відстань і перетворення її на механічну енергію на виході системи (на енергію руху гідродвигуна), і одночасно виконує функції регулювання й реверсування швидкості вихідної ланки.

Об’ємний гідропривод, що складається з пристроїв, конструктивно оформлених у одному загальному блоці, називається ***об’ємною гідропередачею*** (гідротрансмісією). Поняття “гідропривод” звичайно ототожнюється з поняттям “гідросистема”, під яким розуміється сукупність пристроїв, що передають енергію шляхом використання рідини під тиском.

Гідросистема може мати як один, так і кілька гідродвигунів і насосів.

Будь-який гідропривод складається з джерела витрати рідини, яким у більшості випадків служить насос, гідродвигуна зворотно-поступального чи обертального руху, агрегатів керування, рідинних магістралей (гідроліній чи гідромереж) та інших гідроапаратів (рис. 3.1).

Гідроапаратурою називають пристрої, призначені для змінювання параметрів потоку робочої рідини або підтримки їх на визначеному постійному рівні. Під параметрами потоку в цьому випадку розуміють ***тиск, витрату й напрямок руху***.

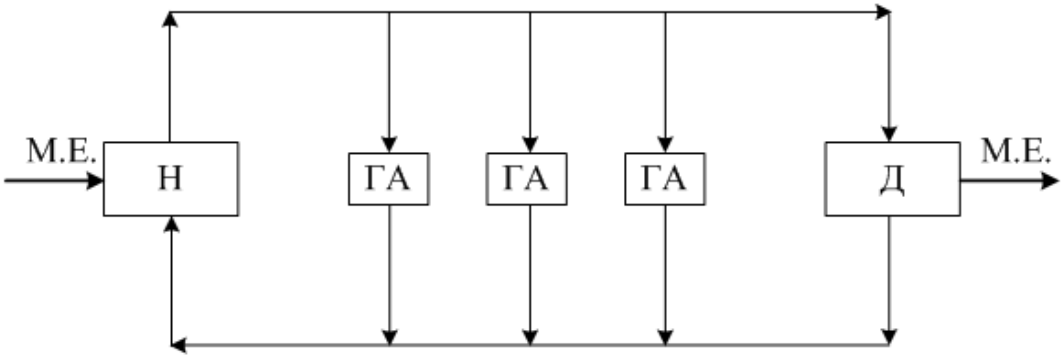


Рис. 3.1. Структурна схема об’ємного гідропривода:
М.Е. – механічна енергія; Н – насос; Д – гідродвигун;
ГА – гідроагрегати; → – напрямок циркуляції робочої рідини

Під гідролінією розуміється сукупність з’єднаних один з одним пристроїв, що мають безпосередній контакт з робочою рідиною, призначених для виконання визначеної функції в об’ємному гідроприводі.

Крім цього, під гідролінією чи гідромережею розуміють гідромагістраль, призначену для проходження робочої рідини в процесі роботи об’ємного гідропривода.

Розрізняють: напірну гідролінію – частину основної гідролінії (гідромережі), по якій робоча рідина рухається від насоса до розподільника чи безпосередньо до гідродвигуна;

виконавчу гідролінію – частину основної гідролінії, по якій робоча рідина рухається від розподільника до гідродвигуна і назад;

зливальну гідролінію – частину основної гідролінії, по якій робоча рідина рухається в бак від розподільника чи безпосередньо від гідродвигуна.

Насосом називається гідромашина, що перетворює механічну енергію, прикладену до його вала, на енергію рідини, а ***гідродвигуном*** – гідромашина, що перетворює енергію рідини на механічну енергію.

Об'ємний гідродвигун з поворотним рухом веденої ланки на кут < 360° називають ***поворотним гідродвигуном*** чи ***моментним гідроциліндром***, або ще ***гідроквадрантом***. Об'ємний гідропривод з поворотним гідродвигуном називається ***гідроприводом поворотного руху.***

Об'ємний гідродвигун з обертальним рухом веденої (вихідної) ланки називається ***гідромотором,*** а гідродвигун з прямолінійним зворотно-поступальним рухом – ***гідроциліндром***.

За призначенням гідроприводи тракторів і сільськогосподарських машин можна розділити на три групи: гідроприводи робочих органів, гідроприводи дистанційного управління і гідроприводи ходової системи – гідротрансмісії.

У свою чергу гідроприводи робочих органів поділяються на гідроприводи активних робочих органів і гідроприводи керування положенням робочих органів.

Гідроприводи активних робочих органів забезпечують передачу енергії безпосередньо до робочих органів машин для виконання беззупинного чи циклічно повторюваного процесу. У залежності від особливостей технологічного процесу гідроприводи забезпечують постійну чи перемінну швидкість руху робочого органа, можуть бути реверсивними чи нереверсивними за напрямком руху.

Гідроприводи управління положенням робочого органа установлюють чи фіксують ці органи в заданому положенні (додаткові опори грейферних навантажувачів, штанги обприскувачів і т. ін.).

У ряді випадків гідропривод забезпечує установку робочих органів у "плаваюче" положення, при якому робочий орган переміщується під впливом діючих на нього сил. Таке керування звичайно використовується для копіювання рельєфу ґрунту ріжучими або збираючими робочими органами.

Серед гідроприводів дистанційного управління найбільше розповсюджений гідропривод рульового керування, який призначений для зменшення зусиль, необхідних для керування самохідною машиною, і забезпечує передачу енергії від вала двигуна внутрішнього згоряння до механізму повороту. При цьому від механізатора потрібне тільки зусилля для переміщення гідравлічних розподільчих пристроїв. Поворот керованих коліс при непрацюючому двигуні здійснюється за рахунок сил, що прикладаються до кермового колеса.

Гідротрансмісії виконують кілька функцій: передачу енергії, необхідної для руху самохідної машини при незмінній частоті обертання вала двигуна внутрішнього згоряння; динамічне гальмування самохідної машини, що досягається зменшенням подачі насоса.

Безступінчаста зміна швидкості руху самохідної машини дозволяє цілком використовувати потужність двигуна і виконувати технологічний процес у оптимальних режимах.

Переваги й недоліки гідропривода. Завдяки тому, що гідропривод дозволяє поліпшити експлуатаційні і техніко-економічні характеристики машин і механіз-

мів, він знайшов поширення на тракторах і машинах сільськогосподарського призначення. Застосування гідропривода на тракторах і сільськогосподарських машинах обумовлене рядом його переваг у порівнянні з механічними приводами:

- незалежність взаємного розташування вузлів гідропривода; малі габарити і велику потужність, яка передається одиницею маси;
- можливість одержування великих передаточних відношень без застосування механічних редукторів;
- простота розгалуження потужності без кінематичних складних і малонадійних приводів зі значною кількістю ланцюгів, ременів, карданних валів та інших елементів механічних передач;
- широка уніфікація в межах машинобудівних галузей;
- надійне запобігання перевантаженню робочих органів;
- можливість безступінчастого регулювання швидкісних режимів і легкість керування;
- зниження витрат часу на регулювання і технічне обслуговування машин;
- можливість автоматизації процесу управління;
- поліпшення умов роботи механізаторів.

При цьому гідроприводи порівняно прості у виготовленні, експлуатації і відрізняються надійністю. При дотриманні правил експлуатації ресурс багатьох типів насосів і гідромоторів досягає 6000 мотогодин і вище.

У той же час гідроприводи не позбавлені недоліків, до основних з яких варто віднести:

- вплив температури зовнішнього середовища на параметри гідропередачі;
- високі втрати потужності на подолання тертя робочої рідини в гідролініях;
- можливі порушення роботи гідропривода внаслідок наявності повітря в системі.

3.2.2. Принцип дії об’ємного гідропривода

З відомих у гідравліці трьох видів механічної енергії рідини, що в питомому вигляді можна представити рівнянням

$$e = \frac{E}{M} = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}, \qquad (3.1)$$

де E – повна енергія рідини густиною ρ; M – маса руху рідини зі швидкістю V; zg – питома енергія положення; g – прискорення вільного падіння; p/ρ – питома енергія тиску; $V^2/2$ – питома кінетична енергія рідини.

В об’ємних гідроприводах використовується енергія тиску, що за допомогою об’ємних гідродвигунів перетворюється на механічну роботу.

Для допоміжних, головним чином командних, ланцюгів використовується також кінетична енергія рідини.

Крім цього, кінетична енергія рідини використовується і в гідродинамічних передачах. Енергією положення в об’ємних гідроприводах звичайно зневажають, оскільки різниця висот Z між окремими елементами гідросистеми мала й енергія положення набагато менша в порівнянні з діючою в ній енергією тиску рідини. Ця енергія положення враховується лише при розрахунках і дослідженнях усмоктувальних характеристик насосів.

Принцип дії об'ємних гідроприводів заснований на високому об'ємному модулі пружності (незначного стиснення) рідини й на законі Б. Паскаля.

З наведеної схеми, яка ілюструє цей закон (рис. 3.2, а), випливає, що якщо в герметично заповненій рідиною посудині прикладемо силу *P* до поршня площею *f*, то ця сила врівноважиться (тертям поршня зневажаємо) тиском рідини *p* на цей поршень, що буде діяти в будь-якій точці рідини, включаючи і поверхню посудини (гідростатичним тиском зневажаємо).

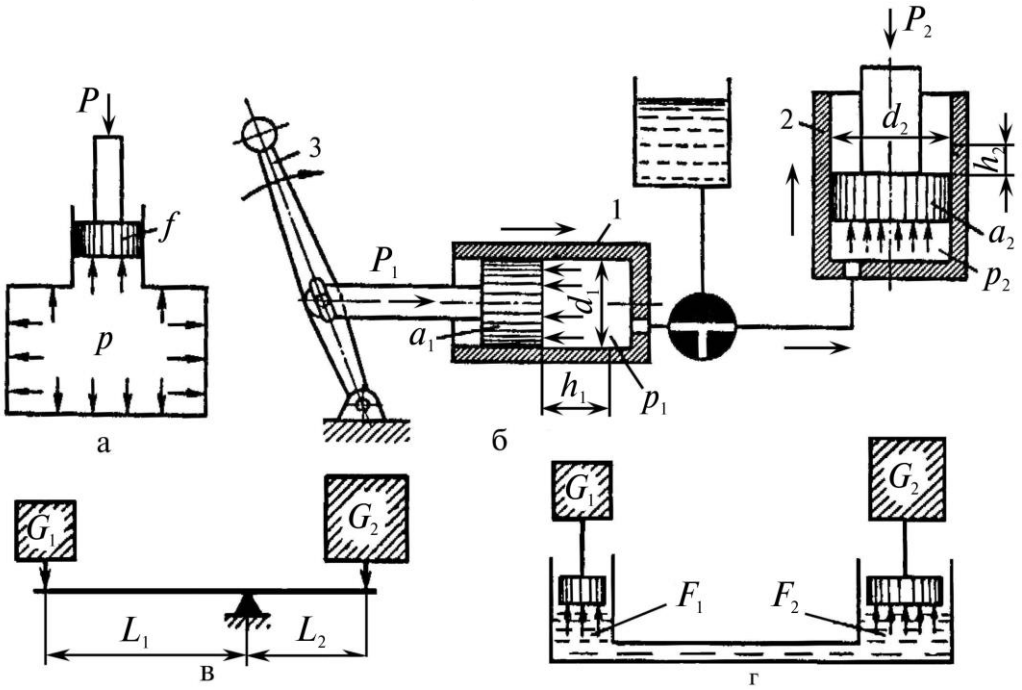


Рис. 3.2. Схеми, що ілюструють принцип дії об'ємного гідропривода

Положення збережеться, якщо як посудини візьмемо два з'єднаних трубопроводами герметично закритих поршнями a_1 і a_2 (рис. 3.2, б) циліндри 1 і 2, перший з яких є ведучим (насосом), а другий – веденим (гідродвигуном). При переміщенні за допомогою рукоятки 3 поршня a_1 циліндра 1 у праву сторону рідина витісняється в циліндр 2, переміщаючи його поршень a_2 вгору, причому тиск $p_1 = P_1/f_1$ у циліндрі 1 силою P_1, прикладеною до поршня a_1, діє також і на поршень a_2 циліндра 2 (втратами тиску в трубопроводі зневажаємо, тобто вважаємо, що $p_1 = p_2$).

Допускаючи, що циліндри 1 і 2 герметичні, а рідина нестиснена, переміщення поршнів a_1 і a_2 опишемо рівнянням рівності об'ємів, що витісняються ними, – рівнянням нерозривності потоку: $h_1 f_1 = h_2 f_2$, де h_1, h_2, f_1, f_2 – відповідно переміщення і площі поршнів a_1 і a_2.

На підставі цієї рівності можна записати: $h_2 / h_1 = f_1 / f_2 = d_1^2 / d_2^2$; $h_2 = h_1(f_1 / f_2) = h_1(d_1^2 / d_2^2)$, де d_1 і d_2 – діаметри поршнів a_1 і a_2.

Зневажаючи гідравлічним опором (припускаємо, що тиск $p_1 = p_2 = p$) і тертям поршнів a_1 і a_2 при їхньому русі, можна написати вираз для сил P_1 і P_2, діючих на поршні a_1 і a_2: $P_1 = pf_1$ і $P_2 = pf_2$.

Відповідно до цього, $P_2 / P_1 = pf_2 / pf_1 = d_2^2 / d_1^2$; $P_2 = P_1(f_2 / f_1)$.

З цієї рівності випливає, що сила P_2 більше сили P_1 у f_2 / f_1 рази.

Рівновагу сил, що діють у розглянутій схемі, можна порівняти з рівновагою коромисла, навантаженого вагами G_1 і G_2, прикладеними на його кінцях (рис. 3.2, в).

Неважко доказати, що довжини пліч L_1 і L_2 коромисла і величини вантажів вагою G_1 і G_2 зв'язані співвідношенням $G_1 / G_2 = L_2 / L_1$.

Відповідно до порівнюваної гідросхеми (рис. 3.2, г), що складається зі зв'язаних трубопроводами двох циліндрів площею F_1 і F_2, поршні яких навантажені вантажами вагою G_1 і G_2, $G_1 / G_2 = F_1 / F_2$.

Добуток сили P_1, що діє на поршень a_1 (рис. 3.2, б), на швидкість його руху $V_1 = h_1 / t$, де t – час переміщення поршня на відстань h_1, дає вираз потужності $N = P_1 V_1$.

Підставивши в попередній вираз $P_1 = f_1 p$, одержимо: $N = p f_1 V_1$.

З урахуванням того, що добуток $f_1 V_1$ виражає об'єм, описуваний поршнем у одиницю часу, чи розрахункову подачу Q рідини, одержимо:

$$N = pQ. \qquad (3.2)$$

У тому випадку, якщо тиск виражений у кГ/см^2 і подача в см^3/с, потужність буде виражена в кГ см/с.

Для одержання потужності в к. с. користуються виразом $N = pQ / 7500$ к. с. $= 735{,}499$ вт, де Q – витрата рідини в см^3/с; p – тиск рідини в кГ/см^2 = 0,1 МПа.

Розрахункові формули потужності наведені в такій формі, що їх можна використовувати в умовах застосування конкретних одиниць міжнародної системи (СІ) і системи МКС, системи МКГСС і СГС. Співвідношення між одиницями фізичних величин наведені в додатку 1. Конструктивна схема реального гідропривода відрізняється від спрощеної (рис. 3.2, б) тим, що включає насос безперервної дії, а також ряд інших апаратів, які управляють потоком рідини і запобігають перевантаженню системи. У будь-якому гідроприводі розрізняють три групи елементів: насоси (джерело гідравлічної енергії), гідродвигуни (приймачі гідравлічної енергії чи виконавчі механізми), розподільчу й регулюючу гідроапаратуру.

На рис. 3.3, а представлена схема найпростішого об'ємного гідропривода для прямолінійного зворотно-поступального руху. Привод складається зі з'єднаних трубопроводами насоса з резервуаром (баком) 5 і гідродвигуна (силового циліндра) 2, запобіжного клапана 4, обмежуючого підвищення тиску рідини вище встановленого значення, і розподільчого пристрою (крана) 3, за допомогою якого змінюється напрямок потоку рідини від насоса до робочих порожнин гідродвигуна, тобто здійснюється зміна напрямку його руху. У положенні розподільника (крана) 3 (рис. 3.3, а), рідина від насоса 1 надходить у ліву порожнину циліндра 2, переміщаючи його поршень у праву сторону.

Рідина, що витісняється при цьому поршнем з правої (неробочої) порожнини циліндра 2, відводиться по зливальних трубопровідних каналах розподільника 3 в резервуар 5. При повороті розподільника 3 на кут 90° рідина від насоса надходить у праву порожнину циліндра 2 і відводиться в бак 5 з лівої його порожнини;

поршень у цьому випадку рухається в ліву сторону. При підвищенні тиску більше встановленого значення відкриється запобіжний клапан 4, і рідина під тиском буде переливатися через нього в бак. На рис. 3.3, б і в представлені принципові схеми гідропередач з гідродвигуном (гідромотором) 2 обертального руху.

Реверс гідродвигуна в схемі (рис. 3.3, б) здійснюється за допомогою розподільника 3, а в схемі (рис. 3.3, в) – шляхом зміни насосом напрямку потоку рідини. Система в останньому випадку повинна бути забезпечена зворотними (запірними) клапанами 7, що від'єднують при зміні напрямку потоку рідини напірну магістраль від бака 5 і одночасно забезпечують підживлення усмоктувальної порожнини насоса у випадку, якщо в останній утвориться в результаті витоків рідини чи з інших причин вакуум. Схема також забезпечена запобіжним клапаном 4 і баком 5 запасу робочої рідини.

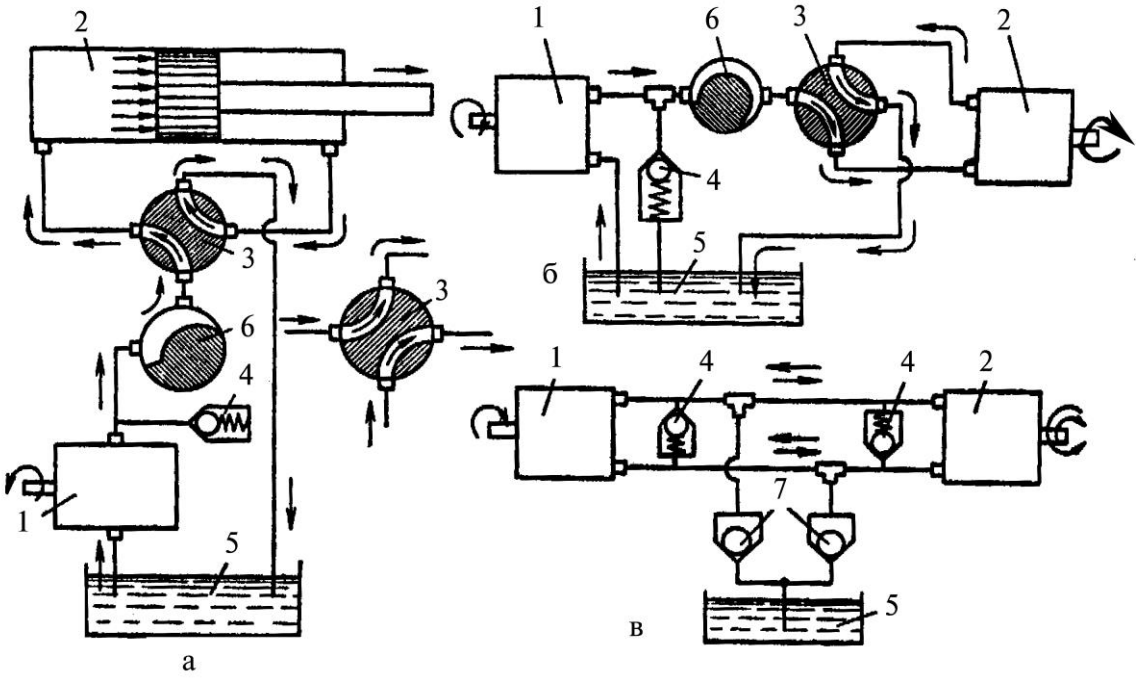


Рис. 3.3. Принципові схеми гідроприводів:
а – прямолінійного руху; б, в – обертального руху

Очевидно, що при прийнятій вище умові повної герметичності гідроагрегатів і практичної нестискальності рідини вихідна ланка двигуна переміщується (чи обертається) з визначеною швидкістю, що забезпечує прохід через його робочі камери рідини, поданої насосом, тобто повинна бути дотримана умова $Q_{н} = Q_{д}$, де $Q_{н}$ і $Q_{д}$ – теоретичні подачі (об'єми, описувані робочими елементами в одиницю часу) насоса і двигуна. У результаті при прийнятій вище умові одержимо жорсткий кінематичний зв'язок між насосом і гідродвигуном.

Розглянуті схеми (рис. 3.3) належать до числа найпростіших, в яких керування потоком рідини зводиться лише до зміни її напрямку плину без якого-небудь впливу на закон руху поршня гідродвигуна. У випадку, коли цей вплив пов'язується з циклом роботи машини чи з керуванням по програмі, гідропривод стає частиною системи автоматичного чи напівавтоматичного регулювання, елементи гідропривода називаються елементами гідроавтоматики, а гідросистема – автоматичною чи напівавтоматичною.

Тиск рідини в гідроприводі. З виразу (3.2) випливає, що при підвищенні тиску рідини потужність гідропривода за всіх інших рівних умов пропорційно підвищується, а отже, знижуються його питома маса і габаритні розміри. Через це в практиці відбувається безупинне підвищення тиску. У цей час у гідросистемах, як правило, тиски рівні 20–25 і рідше – 35–70 МПа.

Об'ємний насос може розвивати будь-які тиски, при яких робочі рідини ще зберігають свої властивості. Утрата цих властивостей, що обмежує тиск, обумовлена тим, що практично більшість рідин, у тому числі й рідини нафтового походження, при тисках 2000 – 3000 МПа перетворюються в тверде тіло.

Вода при 20 °С перетворюється на тверде тіло при тиску 8400 МПа.

У гідросистемах машин поширені насоси потужністю до 75 кВт (100 к. с.), однак у деяких випадках, і зокрема у важкому машинобудуванні, застосовуються насоси з приводною потужністю вище 3000 кВт (при тисках 22 МПа).

Економічність застосування передач характеризується насамперед коефіцієнтом корисної дії. З цієї точки зору всім видам передач, у тому числі і гідравлічним, властиві загальні закономірності. Розглянемо їх.

Закон збереження енергії в застосуванні до передач, що перетворюють параметри механічної енергії, може бути записаний у вигляді $N_1 = N_2 + N_3$, де N_1 – потужність на вхідній, ведучій ланці; N_2 – потужність на вихідній, веденій ланці; N_3 – потужність, втрачена в передачі (перетворюється на тепло і розсіюється в навколишньому середовищі).

При передачі обертання $N_1 = M_{кр_1}\omega_1$ і $N_2 = M_{кр_2}\omega_2$, тоді

$$M_{кр\,1}\omega_1 = M_{кр\,2}\omega_2 + N_3, \qquad (3.3)$$

де $M_{кр_1}$ і ω_1 – крутильний момент і кутова швидкість на валу насоса; $M_{кр_2}$ і ω_2 – крутильний момент і кутова швидкість на валу мотора.

Розділивши праву і ліву частини рівняння на $M_{кр_1}\omega_1$, одержимо: $1 = M_{кр\,2}\omega_2 / M_{кр_1}\omega_1 + N_3 / M_{кр_1}\omega_1$; або $M_{кр_2}\omega_2 / M_{кр_1}\omega_1 = 1 - N_3 / M_{кр_1}\omega_1$.

Коефіцієнт корисної дії, як відомо, є відношенням корисної потужності N_2 (потужність на веденому валу) до витраченої, тобто

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_{кр_2}\omega_2}{M_{кр_1}\omega_1}. \qquad (3.4)$$

Це рівняння для визначення ККД отримане з найбільш загальних розумінь і справедливе для всіх видів передач. У ньому враховані всі втрати енергії, і тому воно не вимагає ніяких додаткових уточнень.

У передачах прийнято називати відношення $k = M_{кр_2} / M_{кр_1}$ коефіцієнтом трансформації, або силовим передаточним відношенням, а величину $i = \omega_2 / \omega_1$ – передаточним відношенням. Виходячи з цього,

$$\eta = ki. \qquad (3.5)$$

Таким чином, для визначення повного ККД отримане дуже просте й загальне для всіх видів передач рівняння. Воно дозволяє оцінити передачу з погляду ефективності використання енергії, не вдаючись до розгляду внутрішніх процесів, що відбуваються в передачі, базуючись тільки на легковимірюваних величинах.

Значення k і i для передач поступального руху визначають за формулами

$$k = P_2 / P_1, \quad i = V_2 / V_1, \tag{3.6}$$

де P і V – сила і швидкість ведучої і веденої ланок.

3.3. Об’ємні гідравлічні машини

3.3.1. Основні поняття і технічні характеристики гідравлічних машин

Об’ємними називаються гідромашини (ГМ), в яких рідина переміщується шляхом періодичної зміни об’єму камери, яку вона займає, що періодично з’єднується з місцями входу і виходу рідини. Більшість об’ємних ГМ є обертовими й можуть працювати як у режимі насоса (Н), так і в режимі гідродвигуна (гідромотора) (М).

Об’ємний насос – це ГМ, призначена для перетворення механічної енергії руху на гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

Об’ємний двигун – це ГМ, призначена для перетворення енергії потоку робочої рідини на енергію руху вихідної ланки.

Переміщення рідини в об’ємному насосі здійснюється шляхом витиснення її з робочої камери робочим органом. В якості робочих органів можуть бути поршні, плунжери, шестерні, гвинти, пластини і т. ін. За характером руху об’ємні гідромашини, в яких робочим органом є поршні, поділяються на зворотно-поступальні або обертально-поступальні.

Класифікація ГМ з урахуванням принципу витиснення рідини з робочих камер наведена на рис. 3.4.

Основні відмінності об’ємних насосів від розглянутих раніше лопатевих полягають у наступному:

- подача об’ємного насоса здійснюється циклічно, а не рівномірним потоком, як у лопатевих насосах. Причому за кожен цикл робочого процесу подається порція, рівна робочому об’єму насоса;
- напірний трубопровід об’ємних насосів постійно відділений від усмоктувального відповідними пристроями;
- об’ємний насос має здатність самоусмоктування, тобто здатний створювати вакуум в усмоктувальній трубі;
- ідеальна подача не залежить від тиску, який створює насос;
- тиск, створюваний насосом, не залежить від швидкості руху робочого органа.

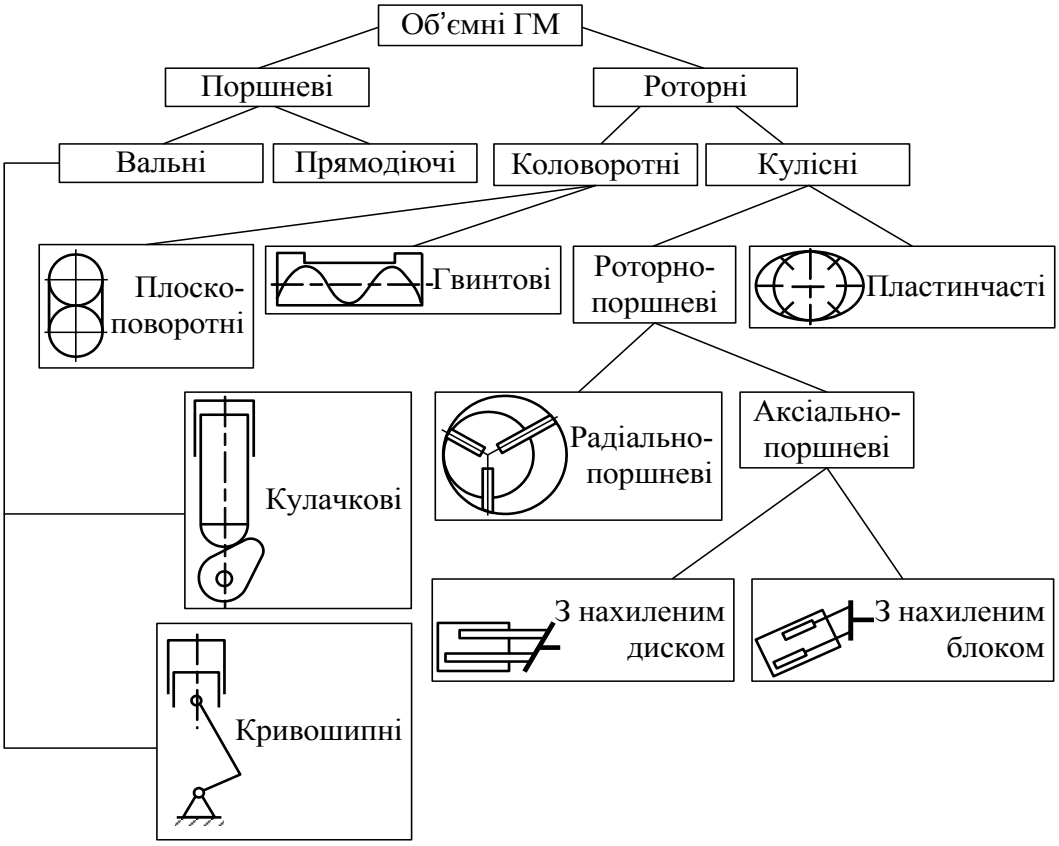


Рис. 3.4. Класифікація ГМ обертової дії

Середня подача за секунду об'ємних насосів визначається за формулою

$$Q = \eta_{\text{он}} \frac{q_{\text{тн}} n_{\text{н}}}{60}, \qquad (3.7)$$

де $q_{\text{т}}$ – робочий об'єм насоса, тобто об'єм рідини, що витісняється робочим органом за один цикл (поворот вала кривошипа в поршневих і ротора в роторних насосах); $n_{\text{н}}$ – число робочих циклів у хвилину; $\eta_{\text{он}}$ – об'ємний ККД насоса.

Об'ємний ККД насоса дорівнює відношенню дійсної середньої подачі до ідеальної (теоретичної) середньої подачі:

$$\eta_{\text{он}} = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{т}}}, \quad \text{де } Q_{\text{т}} = Q_{\text{д}} + \Delta Q, \qquad (3.8)$$

де ΔQ – об'ємні втрати в насосі (Н).

Для гідромотора $Q_{\text{т}} = Q_{\text{д}} - \Delta Q$ (рис. 3.5, б), тоді $\eta_{\text{ом}} = q_{\text{т}} n_{\text{м}} / Q_{\text{д}}$.

В об'ємних насосах збільшенням кінетичної енергії звичайно зневажають, тому тиск насоса

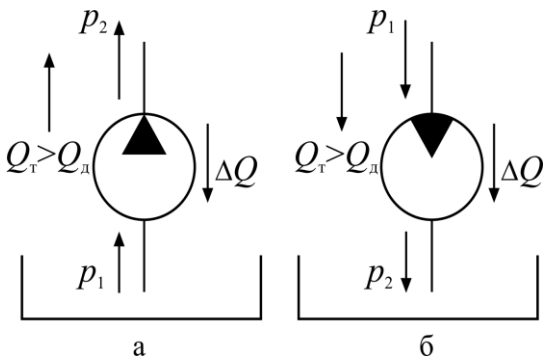


Рис. 3.5. Схема об'ємних втрат у ГМ:
а – насос; б – гідромотор

$$p_{\text{н}} = p_2 - p_1, \qquad (3.9)$$

де p_2 і p_1 – відповідно тиск на виході і вході в насос.

Напір насоса

$$H = \frac{p_{\text{н}}}{\rho g}. \tag{3.10}$$

Корисна потужність насоса

$$N_{\text{к}} = Q_{\text{дн}} p_{\text{н}}. \tag{3.11}$$

Потужність насоса (споживана)

$$N = M_{\text{кр н}} \omega_{\text{н}}, \tag{3.12}$$

де $M_{\text{кр н}}$ – момент на валу насоса; $\omega_{\text{н}}$ – кутова швидкість вала насоса.

ККД насоса – це відношення корисної потужності до потужності, споживаної насосом:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{к}}}{N} = \frac{Q_{\text{дн}} p_{\text{н}}}{M_{\text{кр н}} \omega_{\text{н}}}. \tag{3.13}$$

В об’ємних насосах, як і в лопатевих, розрізняють гідравлічний $\eta_{\text{г}}$, об’ємний $\eta_{\text{о}}$ і механічний $\eta_{\text{мех}}$ ККД.

Гідравлічний ККД враховує втрати енергії на подолання гідравлічних опорів у насосі:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{p_2 - p_1}{p_{\text{ін}}} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{ін}}}, \tag{3.14}$$

де $p_{\text{ін}}$ – індикаторний тиск, створюваний у робочій камері насоса і відповідний теоретичному напору.

Об’ємний ККД враховує втрати, пов’язані з витоками рідини через зазори, і визначається залежністю (3.8).

Механічний ККД враховує втрати на тертя в механізмах насоса:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N - \Delta N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N_{\text{ін}}}{N}, \tag{3.15}$$

де $N_{\text{ін}}$ – індикаторна потужність, що надається рідині в робочій камері і відповідає гідравлічній потужності в лопатевих насосах, $N_{\text{ін}} = Q_{\text{тн}} p_{\text{ін}}$.

Якщо залежність (3.13) помножити й розділити на $N_{\text{ін}}$, одержимо:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{дн}} p_{\text{н}}}{N} \frac{N_{\text{ін}}}{Q_{\text{тн}} p_{\text{н}}} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{ін}}} \frac{Q_{\text{дн}}}{Q_{\text{тн}}} \frac{N_{\text{ін}}}{N} = \eta_{\text{г н}} \eta_{\text{о н}} \eta_{\text{мех н}}. \tag{3.16}$$

Тобто ККД насоса (загальний) дорівнює добутку часток ККД – гідравлічного, об’ємного й механічного. Така ж залежність зберігається і для гідродвигуна.

Об’ємні гідродвигуни можуть класифікуватися тими ж показниками, що й об’ємні насоси, але з урахуванням властивостей їхньої обертовості, під якими розуміється придатність гідромашини для роботи як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

Об’ємна ГМ, призначена для роботи як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора, називається насосом-мотором. Будь-яка об’ємна ГМ (насос чи гідромотор) працює на принципі витиснення рідини. Її робочий орган захоплює в прийом-

ні порожнині машини деякий об'єм рідини, що потім переміщується з робочим органом машини до нагнітальної порожнини, де рідина витісняється під деяким тиском з робочого органа в цю порожнину.

При обертанні вала насоса об'єм камер останнього змінюється, причому при робочому циклі цей об'єм зменшується, і рідина, що його заповнює, витискається в нагнітальну порожнину.

Для гідродвигуна об'єм камер (камери) при робочому ході збільшується, і рідина, що надійшла до нього із зовнішнього джерела, заповнює ці камери.

Основні параметри гідродвигуна – робочий об'єм $q_т$, витрата Q, перепад тиску Δp, крутильний момент $M_{кр}$, потужність *N*, а також об'ємний $\eta_о$ і механічний $\eta_{мех}$ ККД.

Робочий об'єм для гідромоторів поршневого типу буде дорівнювати

$$q_т = FSiZ, \tag{3.17}$$

де *F* – площа поршня, м^2; *S* – хід поршня, м; *i* – число поршнів; *Z* – число циклів за один оберт.

Для гідроциліндрів $q_т = FS$, де *S* – хід поршня гідроциліндра; для гідромоторів зворотно-обертального типу $q_т = FS$, де *S* – хід пластини, обмірюваний по дузі, описаній її центром ваги.

Так само, як і роторний насос, гідромотор характеризується теоретичною витратою рідини за один оберт ротора:

$$Q_т = q_т n_м. \tag{3.18}$$

Перепад тиску на гідромоторі визначається різницею між тисками на вході й на виході:

$$\Delta p = p_1 - p_2. \tag{3.19}$$

Корисна потужність гідромотора дорівнює добутку крутильного моменту на його валу на кутову швидкість вала:

$$N_к = M_{кр}\omega. \tag{3.20}$$

Потужність, споживана гідромотором,

$$N = Q\Delta p. \tag{3.21}$$

Відношення $N_к/N$ визначає загальний ККД гідромотора, що дорівнює добутку трьох часток ККД, тобто

$$\eta_м = N_к / N = \eta_{гм}\eta_{ом}\eta_{мехм}. \tag{3.22}$$

Переписавши вираз (3.22) у вигляді

$$M_{кр}\omega = \Delta pQ\eta_м \tag{3.23}$$

і замінивши $\omega = 2\pi n$, одержимо вираз для крутильного моменту на валу гідромотора:

$$M_{кр} = 0{,}159\frac{\Delta pQ\eta_м}{n}. \tag{3.24}$$

У системі *СІ* $N = Q\Delta p$[Вт]; $M_{кр} = \dfrac{\Delta p Q}{\omega}$[Нм], де ω – кутова швидкість, с$^{-1}$; Q – витрата, м^3/с; Δp – перепад тиску, МПа.

3.3.2. Поршневі гідромашини

Поршневі насоси. При великій різноманітності конструкцій можна всі їх поділити на три групи: а) насоси одинарної (простої) дії; б) насоси подвійної дії; в) насоси потрійної дії.

У насосі простої дії (рис. 3.6, а) за один оберт вала (подвійний хід поршня) насос робить один такт усмоктування й один такт нагнітання.

Дійсна подача такого насоса визначається за формулою

$$Q_н = \eta_{он} \frac{SFn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.25)$$

У насосі подвійної дії (рис. 3.6, б) за один оберт вала кривошипа відбувається два такти нагнітання й усмоктування. Подача цього насоса рівномірніша, ніж у насоса простої дії.

За один оберт вала кривошипа об'єм, що витісняється поршнем, дорівнює $q_т = SF + S(F - f) = (2F - f)S$, де f – площа штока поршня, м^2.

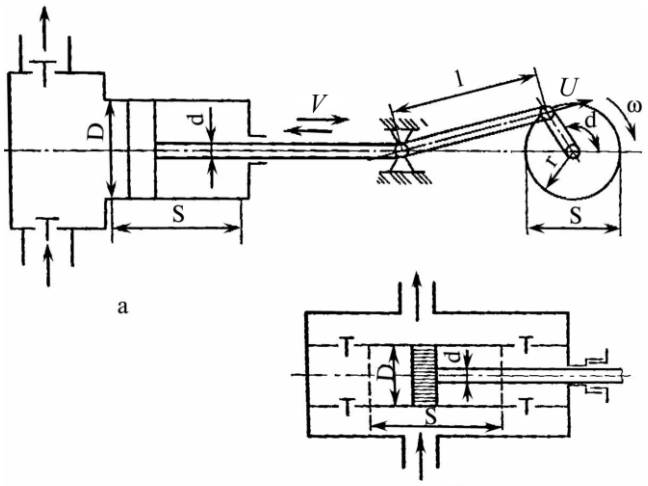


Рис. 3.6. Схема поршневого насоса:
а – простої дії, б – подвійної дії

Середня подача насоса визначається залежністю

$$Q_н = \eta_{он} \frac{(2F - f)Sn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.26)$$

Насос потрійної дії являє собою строєний насос простої дії. Звідси середня подача виразиться за такою формулою:

$$Q_н = 3\eta_{он} \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.27)$$

Якщо зневажити площею штока при визначенні подачі насоса, то його секундна подача може бути визначена із загальної формули

$$Q_н = \eta_{он} i \frac{FSn}{60} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.28)$$

де i – число дій насоса (для насоса одинарної дії $i = 1$, подвійної – $i = 2$, потрійної – $i = 3$ і т. д.).

До переваг поршневих насосів належать: досить високий ККД; незалежність напору від подачі; здатність перекачування рідин з різною в'язкістю; добра усмоктувальна здатність.

Їм властиві і серйозні недоліки: нерівномірна подача й різкі коливання тиску, тихохідність, висока відносна вартість і металоємність.

Характерна риса роботи поршневих насосів полягає в тому, що тиск, який розвивається, не залежить від подачі і визначається характеристикою трубопроводу.

Характеристика впливу тиску в насосі на його подачу наведена на рис. 3.7. Як бачимо, теоретична подача не залежить від тиску. Дійсна ж подача зі збільшенням тиску трохи падає через збільшення об'ємних втрат у насосі. Фактичний тиск, що розвивається насосом, визначається точками *A* чи *B* перетинання характеристик трубопроводу і залежністю $p_н$-Q. При досягненні максимального тиску в насосі (точка *M*) відбувається відкриття запобіжного клапана. З викладеного ясно, що запуск поршневих насосів потрібно здійснювати при відкритій засувці на нагнітальній лінії.

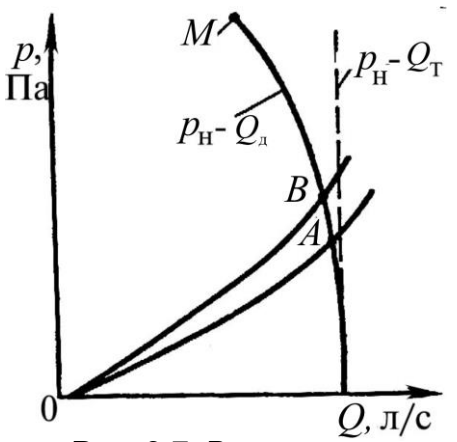


Рис. 3.7. Вплив тиску на подачу поршневого насоса

Регулювання подачі поршневого насоса здійснюють шляхом зміни $\eta_{он}$ за допомогою регульованого перепускного клапана, через який частина рідини з нагнітального трубопроводу чи робочої камери направляється знову в усмоктувальний трубопровід.

Гідроциліндри – це об'ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. У різних галузях техніки використовуються найрізноманітніші як за конструкцією, так і за функціональним призначенням типи гідроциліндрів. Конструктивні схеми гідроциліндрів представлені на рис. 3.8, а технічні характеристики деяких типів гідроциліндрів – у додатку 7.

Гідроциліндр, в якому рух вихідної ланки під дією робочої рідини можна забезпечити тільки в одному напрямку, називається ***гідроциліндром одностороньої дії*** (рис. 3.8, а). Рух вихідної ланки при цьому в протилежному напрямку може відбуватися під дією пружини, сили ваги чи іншим способом. Якщо ж рух вихідної ланки можливий у двох протилежних напрямках, то такий гідроциліндр називається ***гідроциліндром двосторонньої дії*** (рис. 3.8, б).

У залежності від конструкції робочої ланки гідроциліндри бувають: поршневі (рис. 3.8, а, б), плунжерні (рис. 3.8, в), мембранні (рис. 3.8, г), сильфонні (рис. 3.8, д). Під робочою ланкою гідродвигуна взагалі і гідроциліндра зокрема розуміється деталь чи група деталей, що беруть участь в утворенні робочої камери і приводять у рух вихідну ланку.

Наведені конструктивні схеми гідроциліндрів дозволяють забезпечити повний хід вихідної ланки рівним ходу робочої ланки, і тому їх прийнято називати одноступінчастими гідроциліндрами. А гідроциліндри, в яких повний хід вихідної ланки дорівнює сумі ходів усіх робочих ланок, називаються телескопічними (рис. 3.8, е).

У залежності від числа поршнів чи плунжерів телескопічні гідроциліндри можуть бути двоступінчастими, трьохступінчастими і т. д. При цьому ступінь з найменшим діаметром поршня чи плунжера називається першим ступенем, наступний – другим ступенем і т. д.

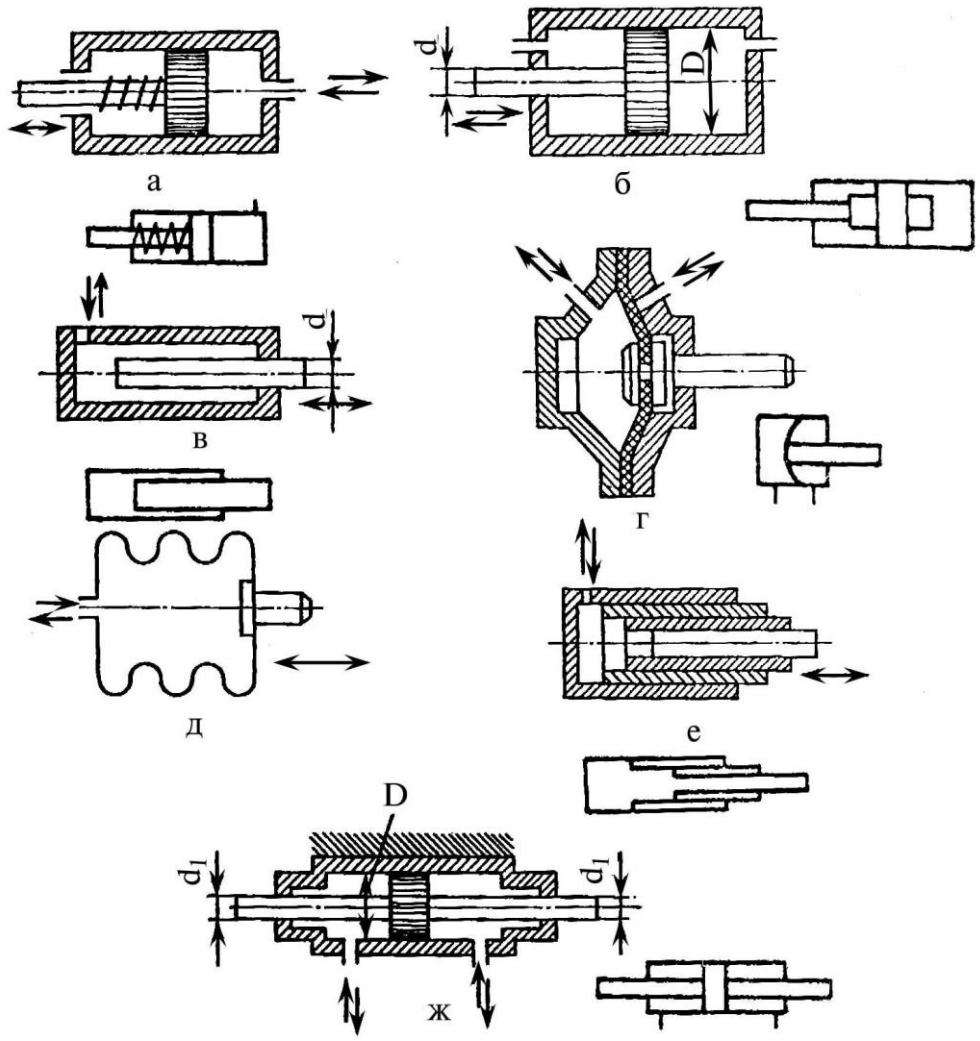


Рис. 3.8. Конструктивні схеми гідроциліндрів та їх умовні позначки:

а – поршневий одностороньої дії; б – поршневий двосторонньої дії; в – плунжерний: г – мембранний; д – сильфонний; е – телескопічний; є – зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня

Розрізняють гідроциліндри з одностороннім і двостороннім штоком, розуміючи під першим поршневий гідроциліндр зі штоком з однієї сторони і під другим – гідроциліндр зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня (рис. 3.8, є). Нерідко доцільно з'єднувати з рухомою частиною машини не шток, а корпус циліндра. Рідину в циліндр у цьому випадку підводять через гнучкі трубопроводи (шланги) або через канали в штоку.

При експлуатації гідроциліндрів, особливо з великими інерційними навантаженнями на вихідній ланці, з метою запобігання виникненню ударних навантажень використовують гідроциліндри з гальмуванням, у конструкції яких передбачаються пристрої, що демпфірують, цим самим забезпечуючи плавне сповільнення руху поршня.

Найбільш розповсюджені конструктивні схеми таких демпферів показані на рис. 3.9. У конструкції (рис. 3.9, а) демпфірування досягається за рахунок видавлювання рідини стовщенням штока через кільцевий зазор, що утворюється між цим стовщенням і циліндричним розточенням, виконаним у кришці гідроциліндра. У конструкції (рис. 3.9, б), в якій демпфірування досягається послідовним вимиканням випускних отворів, що з'єднують порожнину гідроциліндра з лінією зливу,

активною гальмовою поверхнею служить уся площа поршня (чи площа поршня за винятком площі штока).

У конструкції, показаній на рис. 3.9, в, демпфірування здійснюється включенням наприкінці ходу поздовжньої дроселюючої щілини, а в конструкції на рис. 3.9, г – вимиканням дросельного клапана.

У гідросистемах тракторів і сільськогосподарських машин застосовують гідроциліндри як поршневі, так і плунжерні. Плунжерні гідроциліндри у свою чергу поділяються на одноступінчасті і багатоступінчасті (телескопічні). У начіпних системах тракторів, а також у машинах, в яких у процесі роботи необхідно регулювати хід штока, використовують в основному уніфіковані поршневі гідроциліндри типу Ц з робочим тиском 10, 16 і 20 МПа.

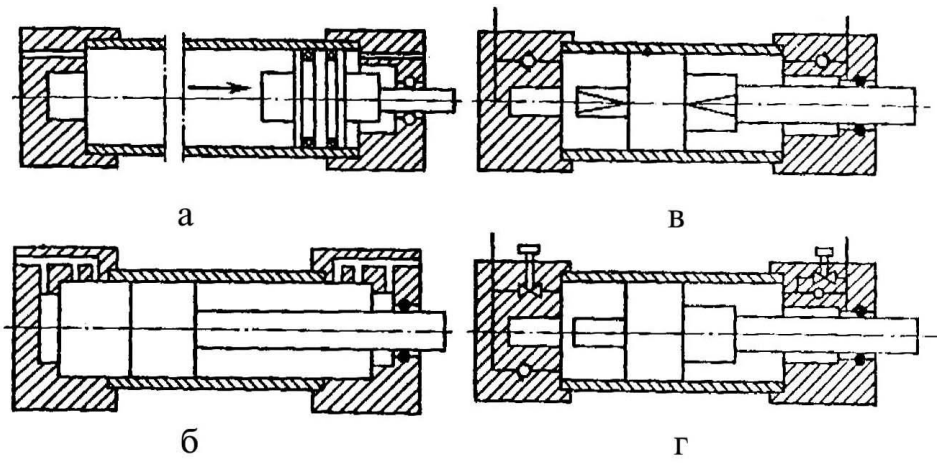


Рис. 3.9. Конструктивні схеми демпфіруючих пристроїв гідроциліндрів

У гідросистемах сільськогосподарських машин застосовуються в основному нормалізовані поршневі гідроциліндри, розраховані для роботи на мінеральних маслах у діапазоні температур робочої рідини від -10 до +70 °С. Максимальний тиск для цих гідроциліндрів 16 МПа, швидкість поршня – до 0,5 м/с [16].

Плунжерні гідроциліндри застосовуються для здійснення зворотно-поступального руху робочих органів, коли зворотний хід цих органів відбувається за рахунок власної маси чи за рахунок дії пружинних та інших пристроїв. Зокрема, плунжерні гідроциліндри застосовуються для підйому жниварки зернозбирального комбайна, в автонавантажувачах, в автомобілях-самоскидах і т. ін. Вони працюють на мінеральних маслах при найбільшому робочому тиску до 10 МПа зі швидкістю переміщення плунжера до 0,3 м/с.

Телескопічні гідроциліндри застосовують у сільськогосподарських машинах, де потрібний значний хід штока при мінімальних розмірах корпуса гідроциліндра; зворотний хід у них здійснюється за рахунок маси робочих органів (наприклад, кузов самоскидних візків автомобілів). Телескопічні гідроциліндри розраховані для роботи при номінальному тиску в гідросистемі до 10 МПа.

У сільськогосподарських машинах гідродвигуни поступального руху (гідроциліндри) використовують в основному або для переміщення і фіксації відносно один одного різних вузлів, або для приведення робочих органів машини в періодичний зворотно-поступальний рух. На сільськогосподарських машинах, крім гідроциліндрів, знаходять застосування і гідродвигуни зворотно-поступального руху (ДЗП), що застосовуються для приведення в дію ріжучих апаратів косарок, жниварок, пристосувань для підрізування виноградної лози та інших механізмів.

Прийнято вважати, що з підвищенням тиску і відповідно зі зменшенням розмірів гідроциліндрів поліпшуються їхні економічні показники. Однак з підвищен-

ням тиску збільшується товщина стінок циліндра і трубопроводів, зростає необхідність підвищення точності виготовлення, ускладнюється конструкція ущільнювальних пристроїв для рухливих і нерухливих з'єднань, виникає необхідність у застосуванні більш дорогих насосів і апаратури. Тому з підвищенням тиску з'являється ряд суперечливих вимог, що впливають на економічну ефективність.

Загальні витрати з підвищенням тиску знижуються лише до деякої межі, а потім починають зростати.

Можна констатувати, що оптимальний робочий тиск – це тиск 25...30 МПа, при якому одержується найбільший економічний ефект. У сільськогосподарському машинобудуванні освоєне виробництво гідроциліндрів на робочий тиск 16...20 МПа. Тому питання підвищення робочого тиску в гідроприводах тракторного і сільськогосподарського машинобудування залишається відкритим.

Основні параметри поршневих гідроциліндрів – це рушійне зусилля на штоку *P* і швидкість поршня *V*.

Рушійне зусилля *P* на штоку, спрощене без урахування сил тертя, протитиску в неробочій порожнині і сил інерції, визначається за формулою $P = pF$.

При цьому для поршневого гідроциліндра двосторонньої дії (рис. 3.8, б) при подачі рідини в поршневу порожнину площа *F* розраховується за формулою $F = \pi D^2/4$, при подачі в штокову порожнину і для гідроциліндра з двостороннім штоком (рис. 3.8, е), за умови рівності діаметрів правого і лівого штоків, $F = \pi(D^2 - d_1^2)/4$, де *D* і $d = d_1 = d_2$ – діаметри відповідно поршня і штока, м.

Для плунжерного гідроциліндра (рис. 3.8, в) робоча площа $F_{шт} = \pi d^2/4$ – це площа перерізу штока.

Розрахункову швидкість поршня (без урахування витоків рідини) визначають за формулою

$$V = Q/F. \qquad (3.29)$$

З наведеної формули випливає, що при однаковій подачі рідини в обидві порожнини гідроциліндра з однобічним штоком швидкість штока при надходженні рідини в штокову порожнину буде більше швидкості при подачі в поршневу порожнину у відношенні $D^2/D^2 - d^2$.

Отже, при використанні поршневих гідроциліндрів двосторонньої дії можливим шляхом вибору розмірів *D* і *d* можуть стати великі зусилля при ході штока в одному напрямку (при подачі рідини в поршневу порожнину циліндра) і великі швидкості при зворотному ході (при подачі рідини в штокову порожнину). Швидкість поршня цього гідроциліндра при подачі рідини в поршневу $V_п$ і штокову $V_{шт}$ порожнини визначається так:

$$V_п = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad V_{шт} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \qquad (3.30)$$

Таким чином, при відповідному підборі діаметрів штока і поршня можна одержувати різні рушійні зусилля і швидкості поршня. Наприклад, при $d = D/\sqrt{2}$ швидкість поршня (рис. 3.8, а) при русі в праву сторону буде у два рази більшою, а рушійне зусилля у два рази меншим.

У випадку, коли різниця швидкостей і рушійних зусиль небажані, гідроциліндри включають за допомогою золотника за диференціальною схемою, при якій штокова порожнина з'єднана з живильною лінією.

На практиці у процесі експлуатації в результаті тертя рухливих з'єднань у гідроциліндрі виникають сили тертя $R_{\text{тер}}$ і сили інерції $R_{\text{ін}}$ частин, що рухаються, при перехідних режимах, викликаних прискоренням і уповільненням.

Крім того, у ряді випадків при розрахунках рушійного зусилля не можна зневажати протидіючою силою K, викликаною тиском у зливальній магістралі.

З урахуванням цього ефективна рушійна сила на штоку гідроциліндра визначиться за формулою

$$P_{\text{ф}} = P - (R_{\text{тер}} + R_{\text{ін}} + K). \tag{3.31}$$

Сила тертя $R_{\text{тер}}$ у загальному вигляді визначається за формулою

$$R_{\text{тер}} = \mu(R_{\text{н}} + G), \tag{3.32}$$

де μ – коефіцієнт тертя; G – вага рухливих частин циліндра й механізму навішення; $R_{\text{н}}$ – нормальна сила поршня на корпус циліндра і штока на опорну поверхню передньої кришки, Н.

Сила інерції частин, що рухаються:

$$R_{\text{ін}} = -Ma, \tag{3.33}$$

де M – маса частин, що рухаються (включаючи рідину), кг; a – прискорення частин, що рухаються (включаючи рідину), м^2/с.

Цей вид навантаження особливо важливе значення має для гідроциліндрів навантажувачів і екскаваторів, де число реверсів у хвилину досягає 10, а маса рухливих частин – декількох тонн.

При рівномірному русі сила інерції $R_{\text{ін}} = 0$, відповідно до чого

$$P_{\text{ф}} = P - (R_{\text{тер}} + K). \tag{3.34}$$

У плунжерному гідроциліндрі об'єм рідини, що витісняється, дорівнює нулю, і тому при рівномірному русі $P_{\text{ф}} = P - R_{\text{тер}}$.

Найважливіша функціональна характеристика гідроциліндра – це його загальний ККД: $\eta = \eta_{\text{мех}}\eta_{\text{о}}$. У цьому випадку $\eta_{\text{г}} \cong 1$.

Механічний ККД $\eta_{\text{мех}}$ силового гідроциліндра в залежності від різних факторів коливається від 0,81 до 0,97, у кожному конкретному випадку визначається силою тертя. Сила тертя залежить головним чином від конструкції циліндра, відхилень форми і взаємного положення поверхонь як самого гідроциліндра, так і деталей механізму навіски, в яку він вставляється. Крім того, сила тертя також залежить від якості поверхні матеріалів, що сполучаються, і ущільнень поршня і штока. Причому сила тертя нерідко досягає великих значень. Наприклад, для гідроциліндра механізму ковша екскаватора сила тертя досягає 1900 Н [10].

У загальному випадку

$$\eta_{мех} = P_{ф} / P, \tag{3.35}$$

де $P_ф$ і P – відповідно фактичне й розрахункове рушійне зусилля. На практиці розрахунок загального ККД гідроциліндра вираховується за результатами даних, отриманих при стендових випробуваннях.

У циліндрах, поршні яких ущільнені гумовими чи шкіряними манжетами або гумовими кільцями, виток рідини практично відсутній, тому об'ємний ККД η_o також близький до 1.

Вітчизняною промисловістю виробляються гідроциліндри в трьох виконаннях, що позначаються цифрами 2, 3, 4 (табл. 3.1).

Таблиця 3.1. Характеристика поршневих гідроциліндрів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Внутрішній діаметр гідроциліндра, мм
2	14, 20, 25	55, 75, 90, 100, 110
3	14, 20, 25	50, 60, 63, 80, 100, 110
4	14, 20, 25	63, 80 і 100

Приклад умовної позначки гідроциліндра: Ц-80-200-4; цифра 80 позначає діаметр поршня, 200 – хід поршня, а 4 – виконання.

3.3.3. Поворотні гідромашини (гідродвигуни)

Для зворотно-поворотних рухів робочих органів машин на кут, менший 360°, крім усіляких механізмів з хитними гідроциліндрами і кривошипно-ползунними гідравлічними механізмами, часто використовуються поворотні гідродвигуни (моментні гідроциліндри чи гідроциліндри поворотної дії) зі зворотно-поворотним щодо корпуса обмеженим рухом вихідної ланки. Поворотний гідродвигун визначається в загальному випадку як об'ємний гідродвигун з обмеженим кутом повороту вихідної ланки.

Застосування в гідроприводах поворотних гідродвигунів спрощує кінематику передавальних ланок машин і механізмів у порівнянні з гідроприводами, в яких для цих же цілей застосовуються гідроциліндри. Це пояснюється тим, що вал поворотного гідродвигуна може бути безпосередньо з'єднаний з валом приводної машини без будь-яких проміжних кінематичних ланок, що знижують точність кутів повороту машини.

За видом робочих органів поворотні гідродвигуни бувають шиберні, поршневі й мембранні.

Шиберним поворотним гідродвигуном (рис. 3.10) називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді шиберів.

На практиці поширені шиберні поворотні гідродвигуни, в яких робочий орган – пластина чи кілька пластин – жорстко з'єднаний з валом двигуна.

На рис. 3.10, а показана конструкція лопатевого механізму, в якого робочий циліндр розділяється перегородкою 1 і лопаттю 2 на дві камери. Перегородка, для ущільнення, притискається до вала пластинчастою пружиною 3 або гідравлічним способом. Основні параметри поворотних гідродвигунів – це номінальний тиск

$p_{ном}$, номінальна витрата $Q_{ном}$, крутильний момент $M_{кр}$, кутова швидкість ω і кут повороту вала гідродвигуна, град. °.

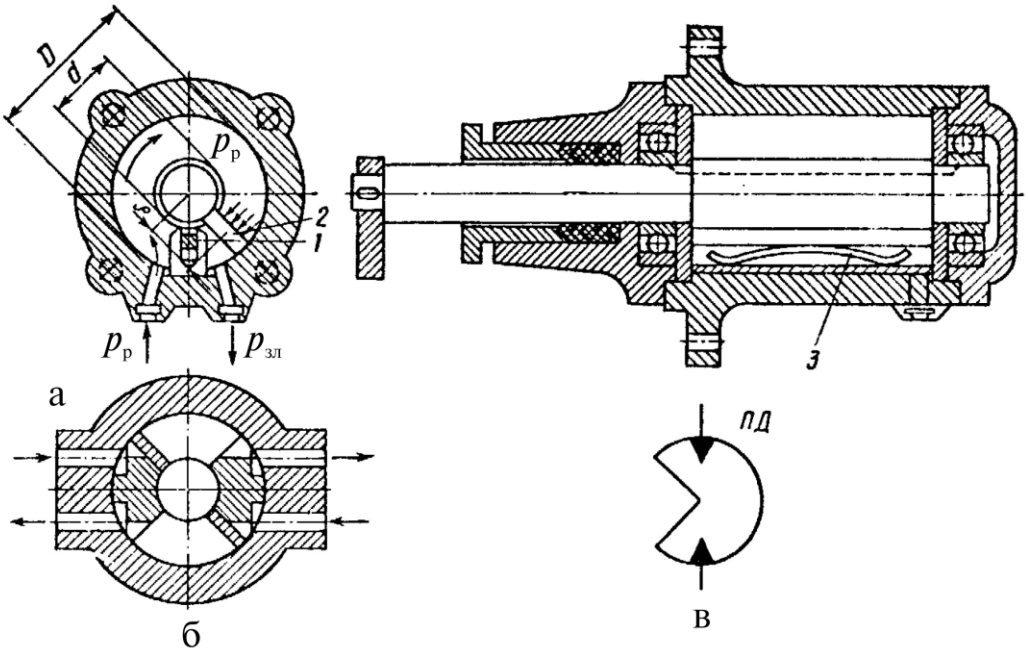


Рис. 3.10. Схеми шиберних поворотних гідродвигунів:
а – однопластинчастий; б – двопластинчастий; в – умовна позначка поворотного гідродвигуна

Розрахункова величина крутильного моменту $M_{кр}$ на валу шиберного гідродвигуна з однією пластиною

$$M_{кр} = (p_р - p_{зл})FR, \tag{3.36}$$

де $p_р, p_{зл}$ – відповідно робочий тиск і тиск зливу, $p_р - p_{зл} = \Delta p$; F – площа пластини, $F = (D-d)/2b$; R – плече прикладання сили, $R = (D+d)/4$; b – ширина пластини, м,

тоді
$$M_{кр} = \frac{\Delta p b}{8}(D^2 - d^2). \tag{3.37}$$

Кутова швидкість ω вала визначається з умови рівності витрати рідини Q й обсягу, описуваного пластиною в одиницю часу,

$$Q = V_{ок}F, \tag{3.38}$$

де $V_{ок} = \omega R$, $\omega = 8Q/(D^2 - d^2)b$.

При наявності двох і більше пластин (рис. 3.10) крутильний момент відповідно збільшується, а кутова швидкість зменшується:

$$M_{кр} = \frac{Z\Delta p b}{8}(D^2 - d^2); \tag{3.39}$$

$$\omega = \frac{8Q}{Zb(D^2 - d^2)}, \tag{3.40}$$

де Z – число пластин.

Кути повороту ротора при одній, двох і трьох пластинах відповідно дорівнюють 280, 140 і 70°.

Поршневим поворотним двигуном називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді поршнів.

На рис. 3.11, а показаний двопоршневий поворотний гідродвигун з рейковим перетворювачем, використовуваний на екскаваторах сільськогосподарського призначення, у гірських і металургійних машинах і т. ін.

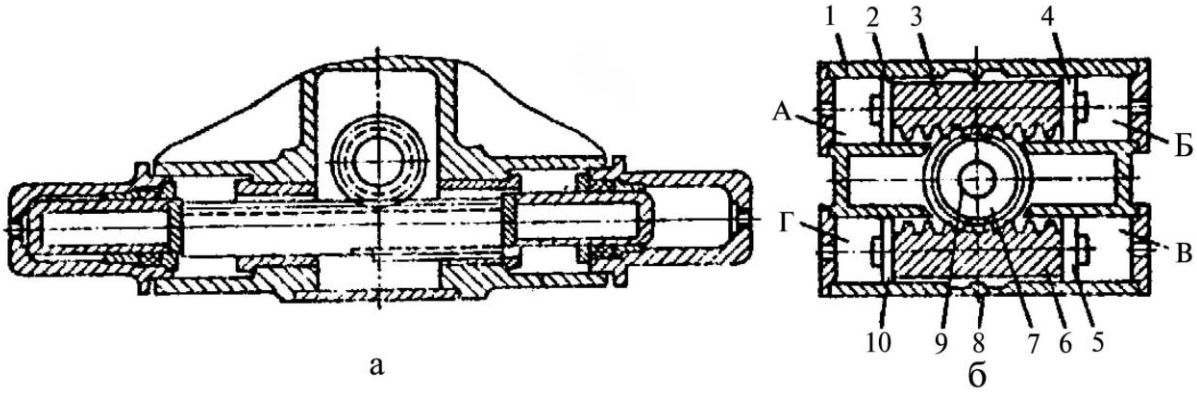


Рис. 3.11. Схеми поршневих поворотних гідродвигунів:
а – двопоршневий; б – чотирипоршневий

Недолік цього гідродвигуна – у наявності зазору в зчепленні, що сприяє появі ударів при зміні знака навантаження. Трохи позбавлені цього недоліку чотирипоршневі поворотні гідродвигуни з двома рейково-зубчастими передачами (рис. 3.11, б). Основні конструктивні елементи такого двигуна – це корпус 1 і поршні 2, 4, 5 і 10, встановлені в циліндричних розточеннях корпуса. Поршні попарно жорстко з'єднані зубчастими рейками 3 і 6, що входять у зчеплення із зубчастим колесом 7. Вихідна ланка гідродвигуна – вал 9. Для вибору зазору й запобігання повороту рейки навколо поздовжньої осі передбачені два упори 8. Гідродвигун має чотири робочі камери, що при роботі гідродвигуна з'єднуються попарно: А й В, Б і Г.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному. При підведенні рідини під тиском, наприклад, у робочі камери А й В, поршні 2 і 5 переміщаються в різні сторони. Разом з поршнями переміщаються й рейки, що повертають зубчасте колесо 7 з валом 9 за годинниковою стрілкою. Одночасно при цьому робоча рідина поршнями 4 і 10 витискається з камер Б і Г у зливальну лінію гідросистеми. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камери Б і Г, то вал гідродвигуна повернеться проти годинникової стрілки. Розрахунковий крутильний момент $M_{кр}$ і кутову швидкість на вихідній ланці (валу) гідродвигуна визначають за формулами

$$M_{кр} = \Delta p \frac{\pi d^2 D_к Z}{8}, \qquad (3.41)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_к Z}, \qquad (3.42)$$

де d – діаметр поршня; $D_к$ – діаметр ділильного кола зубчастого колеса; Z – число поршнів, що працюють одночасно.

Мембранним поворотним гідродвигуном (рис. 3.12) називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді мембран.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному.

При підведенні робочої рідини під тиском, наприклад, у робочу камеру Б повзун 2 під дією сили тиску переміститься вниз, при цьому вільний кінець коромисла 3 зробить поворот за годинниковою стрілкою. Одночасно об'єм робочої камери А зменшується, і робоча рідина витискається в зливальну магістраль. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камеру А, то коромисло повернеться проти годинникової стрілки. Кут повороту коромисла розглянутих гідродвигунів не перевищує 20° від нульового (середнього) положення.

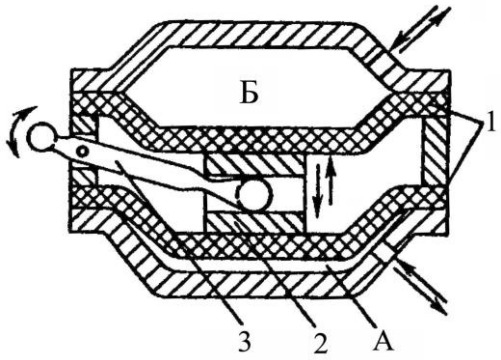


Рис. 3.12. Схема мембранного поворотного гідродвигуна

3.3.4. Роторні гідромашини

Під роторними ГМ розуміють об'ємні насоси і гідромотори, в яких рухливі робочі елементи, що утворюють робочі камери, роблять обертальний рух чи обертальний у сполученні зі зворотно-поступальним рухом. Роторні ГМ знайшли широке застосування в гідроприводах, тому що мають малу питому масу й об'єм, який приходиться на одиницю потужності, високий ККД, можливість регулювання й реверса подачі. Вони швидкохідні (n = 1500…5000 хв$^{-1}$), не мають клапанів і, як правило, обертові, тобто можуть працювати як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора. Робоча рідина – мінеральні масла. За характером руху робочих органів роторні ГМ поділяють на роторно-поступальні й роторно-обертальні.

Роторно-поступальні ГМ бувають двох типів: роторно-поршневі й роторно-пластинчасті.

Роторно-поршневі ГМ розрізняють за напрямком руху поршня: аксіальні з похилим циліндровим блоком чи з похилим диском; радіальні – роторно-плунжерні.

Аксіальні роторно-поршневі (плунжерні) ГМ з похилим нерухомим чи поворотним диском знайшли широке застосування на мобільних сільськогосподарських машинах. На рис. 3.13, а наведений аксіальний роторно-поршневий (плунжерний) регульований насос з похилим диском, а на рис. 3.13, б – його умовне графічне зображення.

Блок циліндрів 3 установлений на валу 4 і підтиснутий пружинами 2 і 11 до розподільчого диска 1. У циліндрах блоку розміщені поршні 5, що через башмаки 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки у свою чергу притиснуті до опорного кільця 9 пружинами 2 і 11 через втулку 6 зі сферичною зовнішньою поверхнею і сепаратор 8. Поворот похилого диска 10 на кут β здійснюється через тягу 12 переміщенням поршня 13 механізму керування. При підведенні рідини в порожнини А і Б циліндра механізм керування змінює кут нахилу шайби (похилого диска) у межах кута $\pm\ \beta$ (рис. 3.13). З кінематичної схеми (рис. 3.14) видно принцип роботи роторно-поршневої гідромашини з похилим поворотним диском.

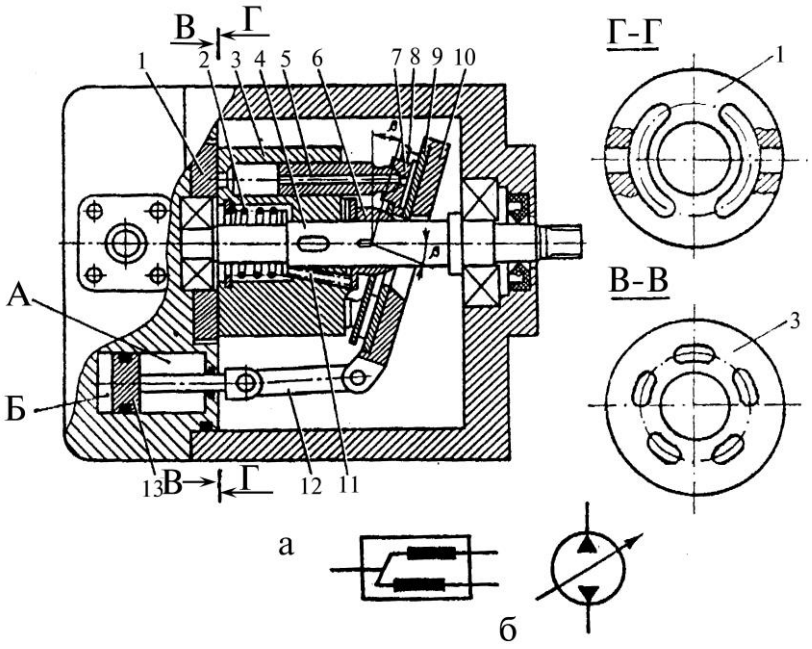


Рис. 3.13. Аксіальний роторно-поршневий регульований насос:
а – з похилим диском; б – умовне позначення насоса

При обертанні вала 3 плунжери 1 роблять зворотно-поступальний рух у циліндрах ротора. При цьому гідромашина працює в режимі насоса: плунжер 1 рухається вправо, відбувається усмоктування $p_{\text{ус}}$ рідини в порожнину циліндра, а коли він рухається вліво, то рідина виштовхується з нього – $p_{\text{наг}}$. Величина ходу l плунжера 1 залежить від кута нахилу β опорного поворотного диска 4. Коли поверхня похилого диска 4 перпендикулярна осі вала 3 ($\beta = 0$), плунжери 7 зворотно-поступального руху в циліндрах не роблять ($l = 0$). За один оберт вала 3 кожен плунжер робить один хід l (рис. 3.14) вправо, усмоктуючи з порожнини об'єм рідини $\Delta Q = \dfrac{\pi d^2}{4} lz$ і один хід вліво, виштовхуючи цей об'єм у нагнітальну порожнину. Теоретична подача насоса за один оберт вала, що має в роторі z плунжерів, буде дорівнювати

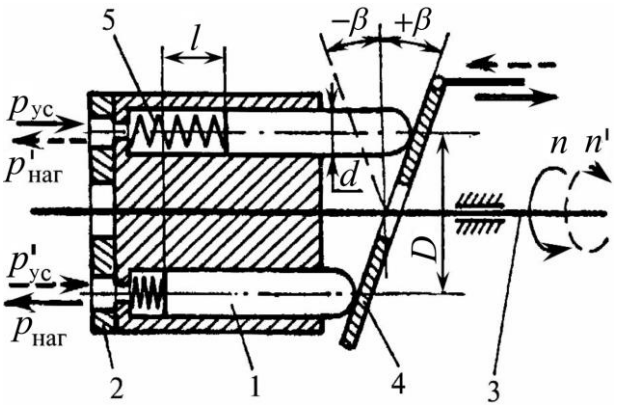


Рис. 3.14. Схема кінематична аксіальної роторно-поршневої (плунжерної) гідромашини з поворотним диском

$$q_{\text{т}} = \frac{\pi d^2}{4} lz = \frac{z\pi d^2}{4} D\,\text{tg}\beta\,. \qquad (3.43)$$

Дійсна подача насоса Q, що має частоту обертання n приводного вала 3, може бути знайдена з рівняння

$$Q = q_{\text{т}} n \eta_0\,. \qquad (3.44)$$

Якщо в порожнину нагнітання насоса $p_{\text{наг}}$ подати тиск від іншого насоса, то на плунжері виникає зусилля від цього тиску, що розкладається на дві складові в

точці дотику головки плунжера з поверхнею опорної шайби 4. Під дією окружної складової цього зусилля ротор гідромашини починає обертатися, і гідромашина працює в режимі гідромотора. При цьому з вала 3 можна знімати механічну енергію. При зміні напрямку обертання вала 3 з n на n' чи зміні кута нахилу шайби з $+\beta$ на $-\beta$ (рис. 3.14) змінюється напрямок руху потоку рідини $p_{ус}$ на $p'_{ус}$ і $p_{наг}$ на $p'_{наг}$.

У будівельній техніці, дорожніх машинах та інших машинах широко застосовують аксіальні роторно-поршневі ГМ з похилим нерухомим чи поворотним циліндровим блоком. Наприклад, конструкція аксіально-поршневого гідромотора типу ПМ з похилим нерухомим блоком циліндрів і несиловим карданом представлена на рис. 3.15.

В отворі корпуса 1 на підшипниках 2 установлений вал 3, що через кардан з'єднаний з циліндровим ротором 5, встановленим у корпусі 4 на осі 7 з підшипником 6 і притиснутим пружиною 8 до розподільчого диска 11 з двома дугоподібними каналами (рис. 3.16, вид В-В). У циліндрах ротора розміщені поршні 12, що завальцьовані на малі сферичні головки шатунів. Великі сферичні головки завальцьовані у фланці 13 вала 3, що має шліцьовий кінець для з'єднання з валом навантаження. Штифт 10 запобігає повертанню розподільчого диску 11 відносно кришки 9, в якій розташовані канали для підведення і відведення робочої рідини. Витрати рідини між поверхнями торця ротора і диска 11 накопичуються всередині корпусів 1 і 4 і звідти відводяться на злив. Герметизація гідромотора здійснюється за допомогою ущільнювальних кілець і манжети 14. Зі схеми (рис. 3.16) видно принцип роботи аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком (β = const) у режимі гідромотора.

Робочий цикл гідромотора складається з процесу нагнітання робочої рідини $p_{наг}$ у робочі камери A_i через отвори Ж (переріз Б-Б), розташовані над відповідним дугоподібним вікном Е чи К (переріз В-В), і витиснення рідини з камер на злив $p_{зл}$.

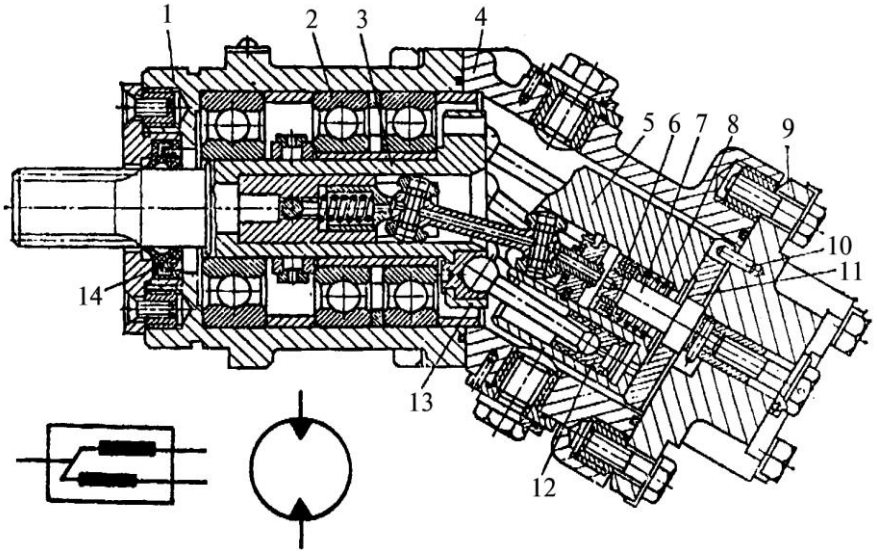


Рис. 3.15. Аксіальний роторно-поршневий гідромотор з нерухомим похилим блоком і його умовне позначення

Наприклад, нагнітання $p_{наг}$ робочої рідини Q відбувається в робочих камерах А, що в цей момент з'єднані з нагнітальним дугоподібним вікном Е розподільчого диска 1. Сила тиску, що діє на поршні 2 по осі циліндрів ротора 3, через шатуни 4 передається на фланець 6 вала 7 під кутом β. Розкладання вертикальних

складових діючих у площині фланця 6 сил дає радіальні і тангенціальні сили від кожного з поршнів, з'єднаних з порожниною нагнітального вікна Е. Радіальні складові сприймаються підшипниками вала, а тангенціальні сили створюють момент $M_{кр}$ щодо осі вала, що придає валу мотора обертання з частотою

$$n_м = \frac{\eta_o Q_м}{q_m} \ c^{-1}. \qquad (3.45)$$

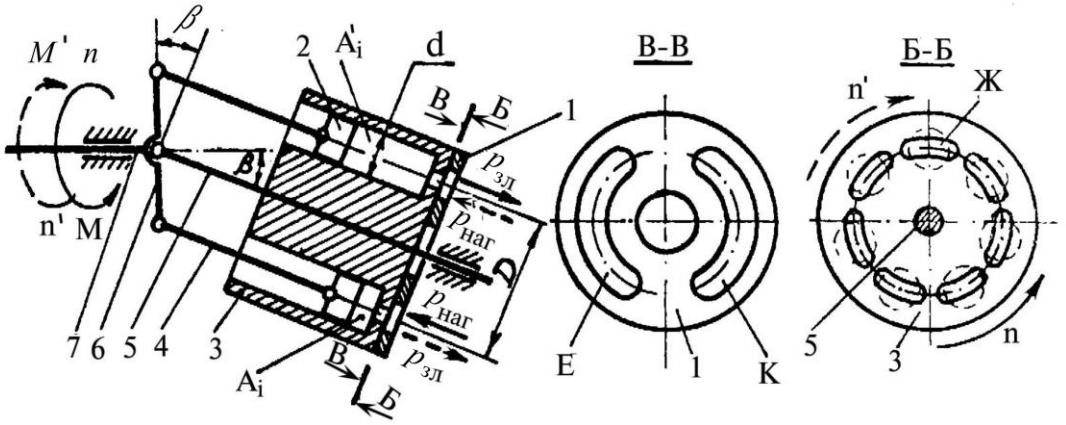


Рис. 3.16. Схема аксіального роторно-поршневого гідромотора з нерухомим похилим блоком

Крутильний момент на валу гідромотора визначають за формулою

$$M_{кр} = \Delta p_м \eta_{тм} q_{тм} / 2\pi \text{ Нм}, \qquad (3.46)$$

де $\Delta p_м = p_{max} - p_{зл}$ – перепад тиску на гідромоторі, Па; $\eta_{тм}$ – ККД гідромотора.

Величину $q_{тм}$ (м^3/об) можна знайти за рівнянням (3.43), в яке підставляються значення параметрів, позначених на рис. 3.16. Обертання вала 7 за допомогою несилового кардана 5 передається блоку циліндрів 3, у результаті чого відбувається з'єднання наступних робочих камер з порожниною нагнітання Е. Одночасно відбувається процес витиснення в робочих камерах A'_i, що в цей момент з'єднані з дугоподібним вікном К, і рідина під тиском $p_{зл}$ йде на злив. Під час роботи блок циліндрів 3 притиснутий до розподільчого диска 1 гідравлічними силами. Якщо змінити напрямок потоку рідини й нагнітати її в робочі камери A'_i через дугоподібне вікно К під тиском $p_{наг}$, то напрямок обертання циліндрового блока 3 і вала 7 гідромотора зміниться на протилежний.

З аналізу рівнянь (3.43) і (3.44) видно, що змінити частоту обертання вала гідромотора можна за рахунок зміни величини витрати, що підводиться до гідромотора, чи зміною $q_{тм}$, а величину моменту $M_{кр}$ на його валу – за рахунок зміни перепаду тиску $\Delta p_м$ або $q_{тм}$. З рівняння (3.43) видно, що величину $q_{тм}$ можна змінити за рахунок зміни величини кута нахилу циліндрового блоку в межах β = 10...30°. Зі збільшенням кута нахилу β при $q_м$ = const частота обертання вала мотора зменшується, а крутильний момент $M_{кр}$ відповідно зростає.

Сучасна промисловість випускає роторно-поршневі насоси, що мають такі параметри: $n_{ном}$ = 950...3500 хв$^{-1}$, номінальний тиск $p_{ном}$ = = 15...40 МПа, теоретична подача за один оберт вала (робочий об'єм) $q_т$ = (5...500)-10^{-6} м^3/об, об'ємний ККД η_o = 0,97, повний ККД насоса $\eta_н$ = 0,82...0,93, гідромеханічний ККД можна знай-

ти: $\eta_{\text{г мех}} = \dfrac{\eta_{\text{пов}}}{\eta_{\text{о}}}$. Технічні характеристики деяких аксіально-поршневих гідромашин пред- ставлені в додатках.

Радіально-поршневі гідромашини знайшли широке застосування у верстатах і пресах. На рис. 3.17 наведена конструктивна схема радіально-поршневого насоса однократної дії типу НПМ. Принцип роботи насоса полягає в наступному.

Поршні 6, обертаючись разом із блоком циліндрів 4, беруть участь одночасно у зворотно-поступальному русі в радіальному напрямку, тому що вони спираються на кільцеву направляючу поверхню 5 статора 3, розміщену з ексцентриситетом ***e*** щодо осі 0 обертової частини гідромашини (ротора).

Кінематична схема для одного поршня машини показана на рис. 3.18. З її розгляду видно, що такий механізм представляє інверсію кривошипно-шатунного механізму. Кривошип $OO' = e$ закріплений, а шатун OC, обертаючись навколо центра O', сковзає кінцем C по промені OC осі циліндра, що обертається навколо центра O. Хід поршня за половину оберту ротора визначений ексцентриситетом: $h = 2(OO') = 2e$.

Поточне значення переміщення поршнів підкоряється залежності $x = R\cos\beta - e\cos\alpha - r$, оскільки $R = r + e$, а $x = e(1-\cos\alpha) - -R(1-\cos\beta)$. Крім того, $R >> e$.

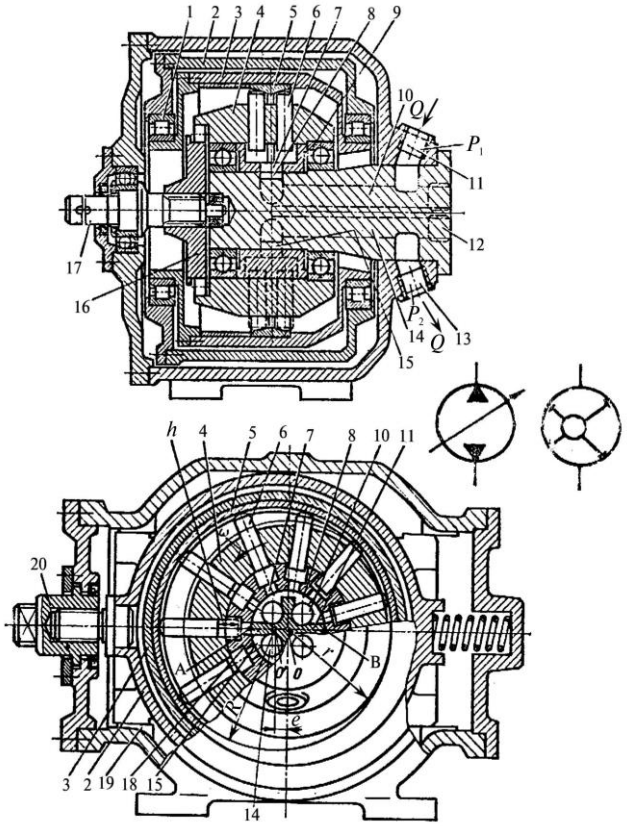


Рис. 3.17.
Радіально-поршневий регульований насос з точечним контактом поршнів і статора

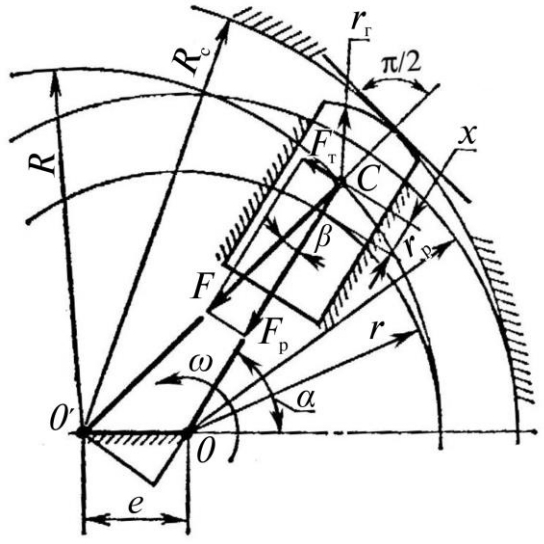


Рис. 3.18.
Кінематична і силова схема радіально-поршневої гідромашини

При цьому $\cos\beta \approx 1$. Тоді величина переміщення поршня приблизно буде дорівнювати $x \approx e(1-\cos\alpha)$.

На рис. 3.17 показана радіально-поршнева регульована гідромашина з точечним контактом “метал по металу” між сферичними головками поршнів 6 і ведучими кільцями 5 статора. Контактні навантаження в цій парі обмежують максимальний тиск до $p_{\text{н max}} \approx 16$ МПа.

Зміна подачі на ходу здійснюється зміною ексцентриситету $e \le e_{\max}$. Для цього

корпус 2, усередині якого на підшипниках 1 розташований обертовий статор 3 з кільцями 5, виконаний ковзним у направляючих 19. Перехід центра статора O' через центр ротора O приводить до зміни напрямку подачі насоса чи до зміни напрямку обертання в режимі гідромотора. Завдяки вільному обертанню статора зменшується тертя при повільному ковзанні головок поршнів по кільцях 5. Конічна форма кілець 5 змушує поршні при цьому обертатися, що також знижує тертя і, отже, зменшує знос при їхньому ковзанні в циліндрах.

Розподіл рідини виконується цапфою 12 із прорізами 15 і 8 та перемичками 18, на якій обертається ротор, що центрується підшипниками 9. При обертанні кожен циліндр половину оберту з'єднаний вікном 7 із прорізом 15, а іншу половину – з прорізом 8. Осьові отвори 14 і 10 з'єднують прорізи з підвідною 11 і відвідною 13 магістралями.

Щоб уникнути прогину цапфи 12 під дією односторонніх сил тиску, а також щоб уникнути розкриття зазору між цапфою і блоком циліндрів 4, застосовують гідростатичне розвантаження цапфи. Поршні висуваються з циліндрів під дією відцентрових сил і тиску рідини. Для зменшення навантаження в місці контакту поршнів 6 і кілець 5 площу поршнів прагнуть зробити меншою, а їхнє число – якомога більшим. Одночасно це сприяє вирівнюванню подачі й зменшенню радіальних габаритних розмірів завдяки зменшенню ходу h при заданому значенні $q_т$. Питому теоретичну подачу $q_т$ (за один оберт вала) можна обчислити за формулою (2.43). Дійсну продуктивність насоса Q, що має частоту обертання n приводного вала 5, можна знайти за формулою (3.44) після підстановки значення $q_т = \frac{\pi d^2}{4} lz$:

$$Q = q_т n \eta_о = \frac{\pi d^2}{4} 2ezn \eta_о = \frac{\pi d^2}{4} ezn \eta_о, \qquad (3.47)$$

де $l = 2e$ – повний хід поршня; e – ексцентриситет; z – число поршнів (плунжерів); d – діаметр поршня (плунжера).

З рівняння (3.47) випливає, що продуктивність насоса можна регулювати не тільки за рахунок зміни частоти обертання вала, але й за рахунок зміни величини ексцентриситету ***e***. Якщо статор 1, встановлений у корпусі насоса на направляючих (рис. 3.17, 3.18), перемістити вліво так, щоб вертикальні осі статора й ротора насоса збіглися ($e = 0$), то продуктивність стане рівною нулю ($Q = 0$). При можливості

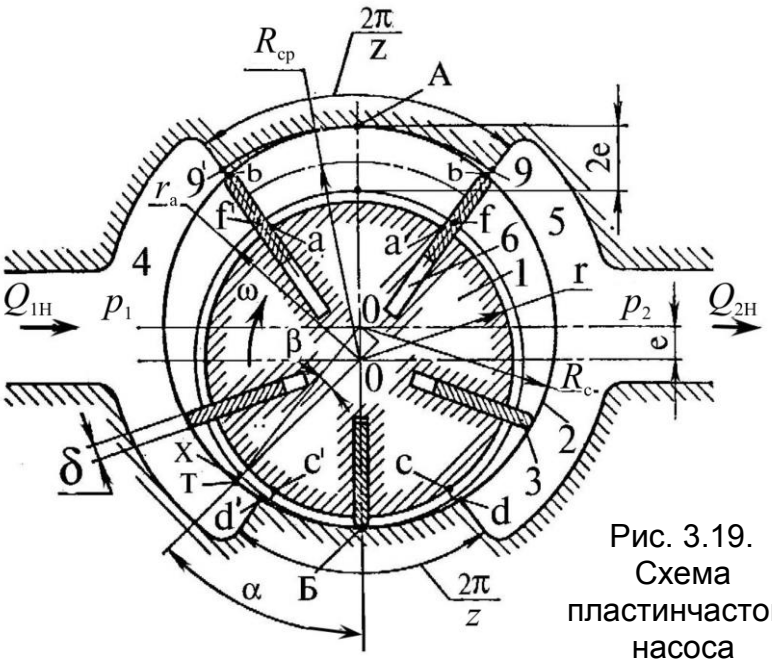


Рис. 3.19. Схема пластинчастого насоса однократної дії

зсуву статора в обидва боки від осі ротора з'являється можливість реверса напрямку потоку робочої рідини.

Гідромотори високомоментні радіально-поршневі МР використовуються для обертання механізмів будівельних, дорожніх, вантажопідйомних та інших машин. Перевагою таких гідромоторів є одержання великих крутильних моментів ($M_{кр}$ = 200...3000 Нм) при малій частоті обертання вала (n = 0,016...2,16 с$^{-1}$), що дає можливість безпосереднього з'єднання вала гідромотора з робочим органом машини (колесом, лебідкою, ходовим гвинтом і т. ін.) без застосування редукторів чи коробки зміни передач. Завод "Будгідравліка", м. Одеса, виготовляє 7 типорозмірів таких гідромашин: МР-45, МР-700, МР-1100, МР-1800, МР-2800, МР-4500 і МР-7000, що забезпечує одержання мінімальної частоти обертання вала гідромотора n_{min} = 0,016...0,026 с$^{-1}$ і номінальною частотою обертання від $n_{ном}$ = 0,5 с$^{-1}$ (МР-7000) до $n_{ном}$ = = 2,16 с$^{-1}$ (МР-450) при відповідних значеннях $q_т$ = 7000 см^3/об і $q_т$ = = 450 см^3/об. Ці гідромотори можуть працювати при $p_{ном}$ = 21 МПа і p_{max} = 25 МПа.

3.3.5. Пластинчасті гідромашини

Завдяки малим габаритним розмірам, зручності пристосування і високому ККД пластинчасті гідромашини широко застосовуються в гідроприводах різного призначення. Особливо поширені пластинчасті нерегульовані насоси дворазової дії для тисків 7–14 МПа, що відрізняються великою надійністю.

Основними частинами найпростішого пластинчастого насоса однократної дії (рис. 3.19) є обертовий ротор 1, розміщений з ексцентриситетом e в нерухомому кільці статора 2.

У пазах ротора знаходяться пластини 3, здатні при обертанні переміщатися радіально. Їхні зовнішні кінці сковзають по колу R_c статора. У статорі прорізані вікна 4 і 5, з'єднані з підвідними і відвідними магістралями. Дуги перемичок між вікнами 4 і 5 відповідають кутовому кроку між пластинами $\frac{2\pi}{z}$, де z – число пластин.

Робочий об'єм пластинчастої гідромашини визначається радіусом статора R_c і активним радіусом r_a ротора, зв'язаних співвідношенням $R_c - r_a = e$. Радіус r_a більше радіуса r ротора на величину мінімального зазора між ротором і статором проти мертвої точки Б.

Коли об'єм між двома сусідніми пластинами знаходиться проти нижньої мертвої точки Б, він мінімальний; при перебуванні проти верхньої мертвої точки А – максимальний. За один оберт ротора з області з тиском p_1 в область з тиском p_2 переноситься z об'ємів, що характеризуються різницею максимальної $abb'a'$ й мінімальної $cdd'c'$ площ між пластинами (рис. 3.19). Приблизно різницю цих площ можна представити як ділянку кільця $fgg'f'$ із середнім радіусом $R = R_{ср} = r_a + e$ і шириною $2e$, за винятком товщини пластини Δ. Тоді максимальний об'єм між пластинами буде дорівнювати

$q_{\text{k}} = (fgg'f')b = =\left[(2\pi R / z - \Delta)2eb\right],$

де b – ширина статора, м.

При цьому теоретична подача машини за один оберт вала буде дорівнювати

$$q_{\text{т}} = q_{\text{k}Z} = 2eb(2\pi R - \Delta z). \qquad (3.48)$$

Для точного визначення об'єму $q_{\text{т}}$ варто розглядати істинні максимальну $abb'a'$ й мінімальну $cdd'c'$ площі, що характеризують об'єм, який пересувається з області з тиском p_2 в область з тиском p_1 через перемичку в області точки Б. Уточнений вираз робочого об'єму має вигляд

$$q_m = 2eb(k2\pi R_{ср} - \Delta z), \qquad (3.49)$$

де k – коефіцієнт уточнення, одержаний з точного закону переміщення пластин при обертанні ротора:

Таблиця 3.2. Чисельні значення коефіцієнта *k*

z	3	5	7	9	11
k	0,827	0,936	0,968	0,980	0,986

Якщо порожнини 6 під пластинами з'єднані при всуванні пластин з вікном 5 високого тиску p_2 і при висуванні з вікном 4 низького тиску p_1, то вони при русі пластин утворюють циліндри радіально-поршневого насоса і роблять подачу рідини. Робочий об'єм такого насоса буде більше, ніж у розглянутого, на об'єм $q_{\text{т}} = 2eb\delta z$, описуваний пластинами, і складе

$$q_{\text{т}} = 4\pi ebkR_{\text{ср}}. \qquad (3.50)$$

Дійсну продуктивність Q насоса при частоті обертання ротора $n_{\text{н}}$ можна знайти за формулою

$$Q = q_m n_н \eta_o = 4\pi ebkR_{ср} n_н \eta_o. \qquad (3.51)$$

З рівняння (3.51) випливає, що Q можна регулювати зміною величин e і $n_{\text{н}}$. Якщо в нагнітальну порожнину (рис. 3.19) підвести подачу рідини Q під тиском $p_{\text{м}}$, а порожнину усмоктування 4 з'єднати зі зливом у бак $p_{\text{зл}}$, то насос буде працювати в режимі гідромотора з частотою обертання вала $n_{\text{м}}$ і розвивати крутильний момент $M_{\text{кр}}$, величини яких можна обчислити відповідно за формулами (3.45) і (3.46).

Регульований пластинчастий насос і його умовна позначка показані схематично на рис. 3.20.

Вікна 10 і 5 підведення і відведення рідини виконані в бічних нерухомих кришках корпуса, між якими може переміщатися, сковзаючи в направляючих 11 і 4, кільце статора 12. При цьому змінюються ексцентриситет e і, відповідно до виразу (3.49), робочий об'єм $q_{\text{т}}$. Перехід центра O' статора через центр O обертан-

ня ротора змінює знак e і веде до зміни напрямку подачі. Статор переміщається штовхальниками 7 і 14.

Для зменшення контактних сил між пластинами і статором у насосі застосоване гідростатичне розвантаження. Для цього в бокових кришках корпуса виконані напівкільцеві пази 8 і 2, розділені перемичками 6 і 13. Кожний з пазів з'єднаний з найближчим до нього вікном і з порожнинами 3 під пластинами, тому порожнини 3 використовуються для подачі рідини. При скошених кромках 15 пластин вони частково розвантажуються від радіальних сил притиску до статора, тому що тиск під пластиною частково врівноважується таким же тиском з боку її зовнішнього торця. Для ослаблення вигину пластин вони нахилені вперед за напрямком обертання на кут ξ. Для зниження шуму з'єднання робочих камер між пластинами з порожнинами, що знаходяться під тисками p_2 і p_1, виконується поступово через дроселюючі канавки 1 і 9.

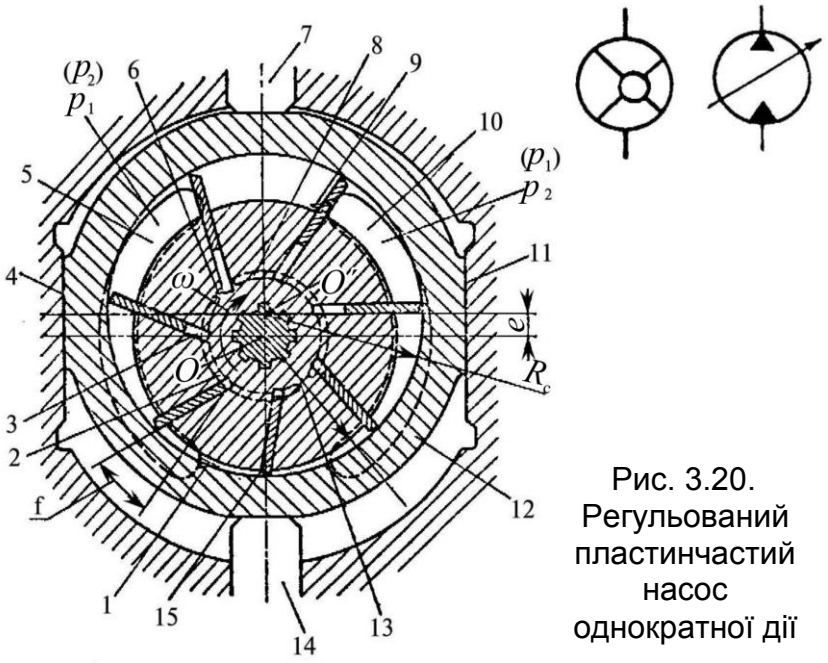


Рис. 3.20. Регульований пластинчастий насос однократної дії

Насоси такого типу використовуються при тисках 10...12 МПа. Обмеженість тиску обумовлена контактними навантаженнями між пластинами і статором, а також однобічним навантаженням ротора силами тиску з боку порожнини, що знаходиться під тиском p_2. Ці сили навантажують підшипники і при великих значеннях $p_н$ обмежують термін їхньої служби.

Повної врівноваженості ротора вдається досягти в пластинчастих ГМ дворазової дії (рис. 3.21) типу Г-12.

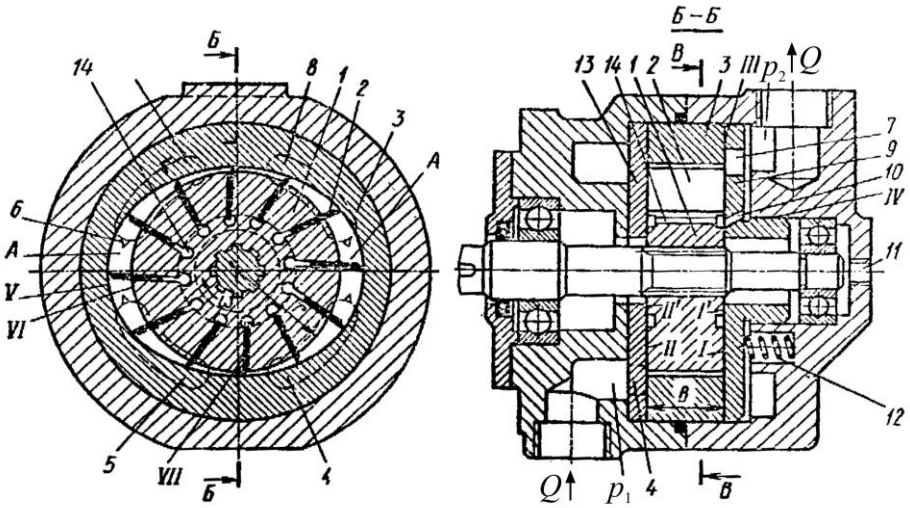


Рис. 3.21. Пластинчастий насос дворазової дії

У ГМ цього типу ротор 1 з пластинами 2 охоплений статором спеціального профілю. Число пластин z парне (не менше 8). За один оберт дві будь-які сусідні

пластини роблять два робочих цикли, переміщаючи рідину з вікна 5 у вікно 7 через перемичку A і потім з вікна 8 у вікно 4 через перемичку A'. Вікна 4 і 7, а також 5 і 8 з'єднані попарно між собою і далі з підвідною p_1 і відвідною p_2 порожнинами.

Схеми робочих органів насосів дворазової дії показані на рис. 3.22 (схема **а** відповідає насосу, зображеному на рис. 3.21). Профіль ділянок статора між перемичками $\delta_{п1}$ і $\delta_{п2}$ описаний лекальними кривими, що забезпечують плавну зміну швидкості пластин у відносному русі, щоб уникнути ударів їх об статор. Ділянки статора $\delta_{п1}$ і $\delta_{п2}$, відповідні перемичкам, описані дугами кіл радіусами $R_{с1}$ і $R_{с2}$ з центра ротора O.

Теоретична подача гідромашин за один оберт точно визначається виразом

$$q_m = 2zb(R_{c2} - R_{c1})\left(\frac{R_{c2} + R_{c2}}{2}\frac{2\pi}{z} - \Delta\right) =$$

$$= 2b(R_{с2} - R_{с1})\left[(R_{с2} + R_{с1})\pi - \frac{\Delta z}{\cos\xi}\right], \qquad (3.52)$$

де ξ – кут нахилу пластини.

Завдяки описаній вище формі статора об'єм рідини, замкнений між двома пластинами, під час переміщення по перемичках не змінюється за величиною. Цим усуваються пульсації тиску і шум, викликані зміною замкненого об'єму, оскільки з метою поліпшення герметичності кут розкриття перемичок виконується більше, ніж кут між пластинами $2\pi/z$.

Ця позитивна якість недосяжна в машинах однократної дії, де замкнений об'єм через ексцентричність ротора і статора завжди змінюється.

Початковий піджим дисків здійснюється пружинами 12. Початковий піджим пластин у насосах, що працюють при $n = \text{const}$, виконується відцентровими силами. Завдяки незмінному напрямку обертання в насосах можлива установка пластин під деяким кутом ξ до радіусів уперед по ходу обертання. Цим знижується защемлюючий момент від сил тертя об статор.

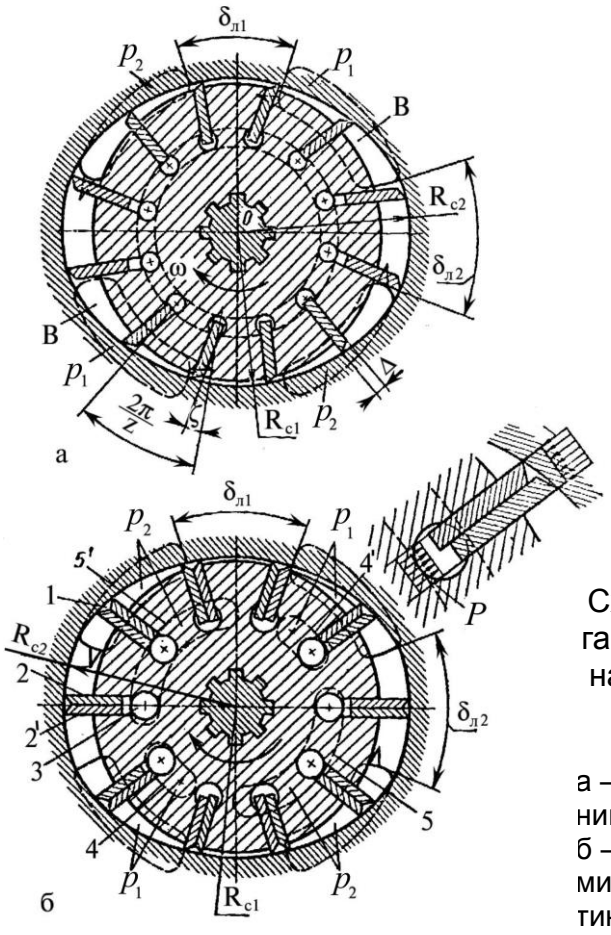


Рис. 3.22. Схеми робочих органів пластинчастих насосів дворазової дії:

а – з нерозвантаженими пластинами;
б – з розвантаженими здвоєними пластинами

Розглянутий насос дворазової дії призначений для роботи при невисокому тиску ($p_{\text{н}} \leq 7$ МПа). Його пластини не розвантажені від радіальних сил і тому, особливо в зоні усмоктування, тертя пластин об статор достатньо велике. Це знижує механічний ККД і, щоб уникнути зношення пластин і статора, не допускає застосування такого насоса для великих тисків обмежено.

Пластини можуть бути розвантажені при ускладненні конструкції. Насоси з розвантаженими пластинами можна використовувати при тиску до 14 МПа і короткочасно при пікових навантаженнях до 17 МПа.

Схема робочих органів такого насоса показана на рис. 3.22, б. У кожен паз ротора поміщені дві пластини 2 і 2', які утворюють зі статором дві ущільнюючі кромки з камерою 1 між ними. Порожнини 3 під пластинами з'єднані з дуговими пазами 4, 4' і 5, 5' на бокових дисках 13 і 9 (рис. 3.21), через які до них підводиться високий p_2 чи низький p_1 тиск у залежності від зони, в якій знаходиться пластина. При цьому пластини розвантажуються від радіальних сил, а їхні внутрішні торці одержують можливість подавати рідину, що збільшує при тих же розмірах робочий об'єм, який визначається у цьому випадку залежністю

$$q_{\text{т}} = 2\pi b(R_{\text{c2}}^2 - R_{\text{c1}}^2). \qquad (3.53)$$

Сучасні пластинчасті насоси мають високий ККД. Перевагою пластинчастих гідромашин дворазової дії (рис. 3.21) є можливість швидкої заміни без демонтажу насоса всього комплекту качаючого вузла (статор, ротор, бокові диски) у випадку його зносу, а також можливість одержання насосів з різними робочими об'ємами $q_{\text{т}}$ шляхом зміни тільки радіуса R_{c2} і профілю статора.

Недоліком конструкції насосів дворазової дії є неможливість виконати їх регульованими.

Пластинчасті насоси мають задовільну усмоктувальну здатність і можуть працювати без підпору перед входом.

На тваринницьких фермах у доїльних агрегатах застосовують роторний вакуумний насос РВН-40/350, виконаний конструктивно аналогічно пластинчастому насосу однократної дії (рис. 3.19), з пластмасовими пластинами, що забезпечує $H_{\text{вак}}^{\text{ном}} = 350$ мм рт. ст., $H_{\text{вак}}^{\max} = 680$ мм рт. ст., і продуктивністю Q = 40 м^3/год при $H_{\text{вак}}^{\text{ном}}$.

Пластинчасті насоси, що випускаються серійно, дворазової дії, нерегульовані, типу Г-12 мають параметри: $n_{\text{ном}} = 950$ хв$^{-1}$ і 1450 хв$^{-1}$, $q_{\text{т}} = 3...140$ см^3/об, $p_{\text{ном}} = 6...13$ МПа, $\eta_{\text{о}} = 0{,}6...0{,}88$ і припустиму висоту усмоктування $h_{\text{ус}}^{\text{прип}} \leq 0{,}5$ м.

Пластинчасті гідромотори за будовою і принципом роботи подібні до пластинчастих насосів. Однак більшість насосів цього типу не можуть бути використані як гідромотори без зміни конструкції. Причина цього – широта діапазону зміни частоти й реверсивність у гідромоторів. Реверсивність і, отже, відсутність стабільних відцентрових сил, що висувають пластини, вимагають застосування їхнього примусового висування. Крутильний момент на валу гідромотора створюється в процесі нагнітання (при підведенні робочої рідини під тиском у робочу камеру) у результаті різниці тиску на двох суміжних пластинах:

$$M_{крі} = p(S_1 l_1 - S_2 l_2), \quad (3.54)$$

де p – тиск робочої рідини, Па; S_1 і S_2 – робоча площа пластин, м^2; l_1 і l_2 – плече дії рівнодіючої сили тиску, м.

Повний крутильний момент дорівнює сумі складових моментів робочих камер, з'єднаних з вікном нагнітання, і визначається за формулою

$$M_{кр} = \sum M_{крі}. \quad (3.55)$$

Зусилля притиснення пластини до статора без врахування сил тертя визначається формулою

$$P_{пл} = P + P_{пр1} + P_{пр2}, \quad (3.56)$$

де $P = pbs$ – рівнодіюча сила тиску рідини, що діє на торець пластини шириною b і товщиною s; $P_{пр1} = pM\omega^2$ – сила доцентрового прискорення пластини масою M з центром мас на радіусі r; $P_{пр2} = eM\omega^2$ – сила прискорення пластини при русі по профілю статора.

Робочий об'єм $q_{тм}$ гідромотора відповідно однократної і дворазової дії визначають за формулами

$$q^{I}_{тм} = 2e(2\pi R - zS)b, \quad (3.57)$$

$$q^{II}_{тм} = 2eb(R^2 - r^2). \quad (3.58)$$

3.3.6. Роторно-обертальні гідромашини

Роторно-обертальні гідромашини бувають зубчастими, гвинтовими і планетарними. За видом зачеплення зубчасті гідромашини бувають: шестеренні (із зовнішнім чи внутрішнім зачепленням) і коловоротні. У сільськогосподарській техніці дуже широке застосування одержали шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням шестерень однакового діаметра. Конструктивна схема й умовне зображення шестеренного насоса представлені на рис. 3.2.

У корпусі 1 установлена ведуча шестерня 2 і ведена шестерня 3, яка з нею знаходиться в зачепленні. Робочі поверхні зубчастих коліс, корпуса і бокових кришок утворюють робочі камери: А – порожнину усмоктування і Б – порожнину нагнітання. При обертанні ведучої шестерні 2 з частотою n у порожнині А зубці шестерень виходять із зчеплення, об'єм порожнини збільшується на подвоєний об'єм простору між зубцями, у порожнині А виникає розрідження ($p_{ус} < p_a$), і відбувається процес усмоктування. Рідина заповнює звільнений простір між зубцями, і обертаючі шестерні переносять її в порожнину Б, в якій при вході зубців у зачеплення об'єм камери зменшується, і відбувається про-

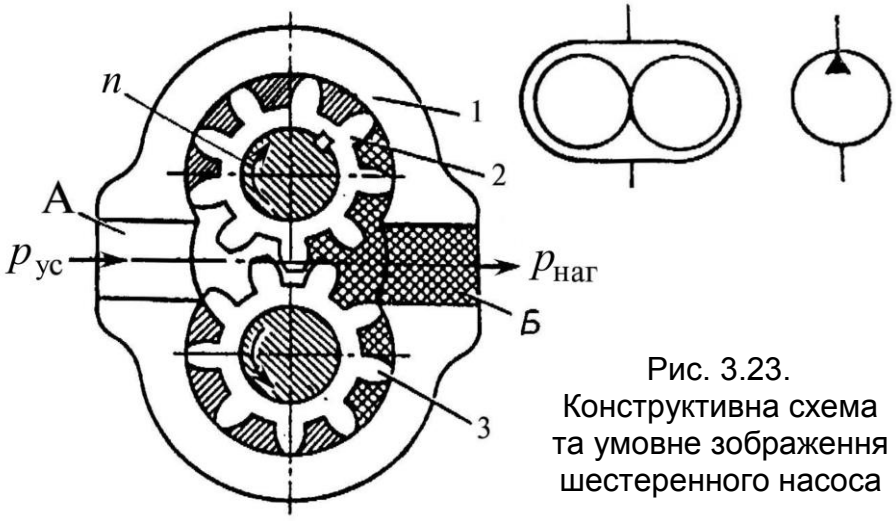


Рис. 3.23. Конструктивна схема та умовне зображення шестеренного насоса

цес нагнітання з тиском $p_{\text{наг}} > p_{\text{а}}$. Зубці шестерень, що знаходяться в зчепленні, розділяють порожнину усмоктування А і порожнину нагнітання Б.

Об'єм $q_{\text{т}}$, що витісняється насосом за повний оберт, $q_{\text{т}} = 2z\Omega b$, де Ω – площа впадини між зубцями; b – ширина зубця; z – число зубців однієї шестерні.

За рекомендацією професора Т.М. Башти, площу впадини можна виразити через площу зуба Ω_3: $\Omega = 1{,}1\Omega_3$, тоді $1{,}1\Omega_3 = 1{,}1\pi D_{\text{н}} m$, де $D_{\text{н}}$ – діаметр початкового кола ведучої шестірні, м; m – модуль зчеплення.

Тоді одержимо:

$$q_{\text{т}} = 2{,}2\pi D_{\text{н}} mb, \quad \text{а} \quad Q = 2{,}2\pi D_{\text{н}} mbn\eta_{\text{о}}. \tag{3.59}$$

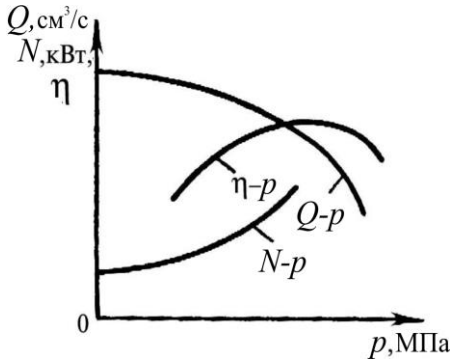


Рис. 3.24. Характеристика шестеренного насоса

Характеристика шестеренного насоса (рис. 3.24) представляє залежність подачі, потужності і ККД від тиску, що розвивається насосом.

З рівняння (3.59) випливає, що подачу шестеренних насосів можна регулювати тільки за рахунок зміни частоти обертання ведучої шестерні.

Параметри шестеренних насосів, що випускаються промисловістю, такі: $n_{\text{ном}} = 900\ldots$ $\ldots 2400$ хв$^{-1}$; $p_{\text{ном}} = 10\ldots 20$ МПа; $q_{\text{т}} = 4; 6; 10; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 100; 160; 250$ і 400, см^3/об; $\eta_{\text{о}} = 0{,}92\ldots 0{,}96$; $\eta_{\text{г мех}} = 0{,}89\ldots 0{,}92$; $\eta_{\text{пов}} = 0{,}82\ldots 0{,}88$.

Промисловістю випускаються наступні типи шестеренних насосів: НШ-Е, НШ-У, НШ-К, НМШ, двосекційні і спеціальні. Шестеренні насоси гідросистем тракторів, сільськогосподарських і дорожніх машин за виконанням поділяють на чотири групи (табл. 3.3).

Таблиця 3.3. Характеристика шестеренних насосів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Робочий об'єм, см^3
1	10	10, 32, 50, 67
2	14	10, 32, 50, 100, 160, 200
3	16	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400
4	20	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400

Приклади умовного позначення шестеренних насосів: НШ-32-3 – насос правого обертання, робочий об'єм 32 см^3, виконання 3.

НШ-32-10-3Л – двосекційний насос з робочими об'ємами секцій 32 і 10 см^3, виконання 3, з лівим напрямком обертання ведучого вала.

Серед шестеренних насосів найбільше поширення одержали круглі насоси.

Насоси типу НШ-К (рис. 3.25) (індекс НШ-К позначає насос шестеренний круглий) складаються з корпуса 1, качаючого вузла, що містить ведучу 2 і ведену 3 шестерні, підшипникову 6 і піджимну 9 обойми і два платика-замикача 5, десять

гумових манжетних ущільнень 15, 16, 17, круглого ущільнювального кільця 7, кришки насоса 4 і шести гвинтів 18 із пружинними шайбами.

Корпус 1 насоса відлитий з алюмінієвого сплаву заодно зі сполучним фланцем, в якому розташовані посадковий буртик для центрування і чотири отвори під кріпильні гвинти. Усередині корпуса 1 є циліндричний колодязь, в який поміщений качаючий вузол. У дні корпуса 1 розташований круглий отвір для виходу приводного вала. Із зовнішньої сторони в цей отвір запресована манжета 12 для ущільнення ведучого вала насоса, а з внутрішньої – центруюча стальна втулка 11, що виступає усередину корпуса 1. Втулка 11 перешкоджає провертанню качаючого вузла під час роботи і служить направляючою при збиранні насоса.

На дні корпуса 1 і в привалочній площині кришки 4 виконані гнізда для манжет 15, а також конічні поглиблення, що служать для утворення камер осьового підтискання. Робоча рідина під тиском надходить у камери осьового підтискання із зони високого тиску насоса через отвір ***п***.

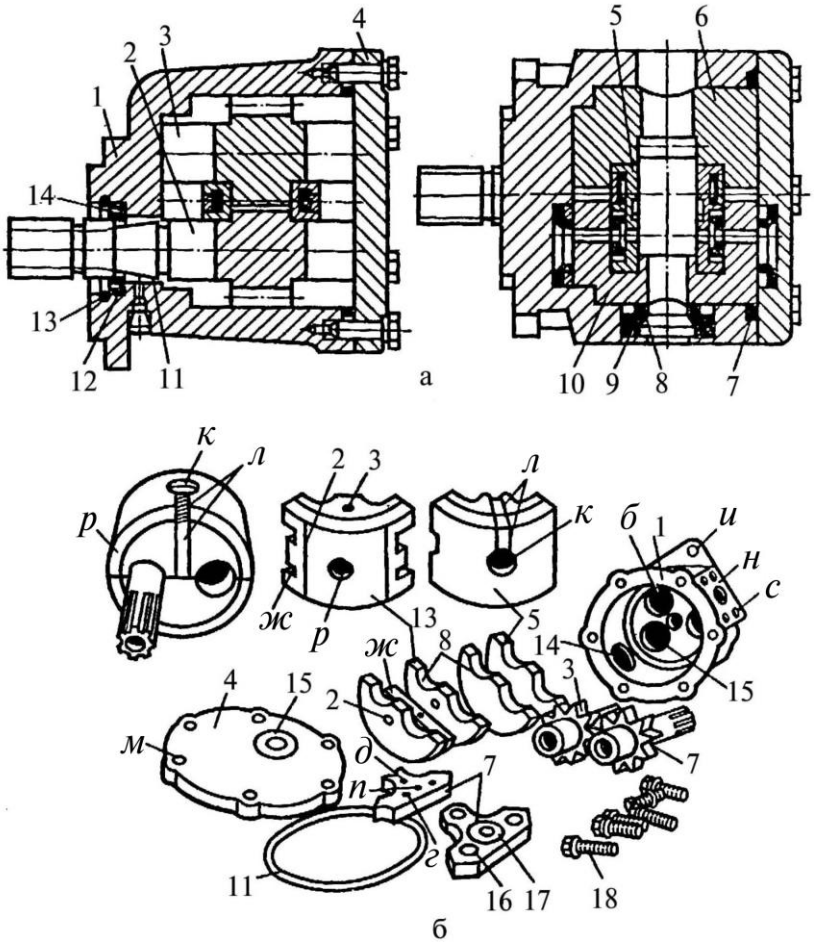


Рис. 3.25. Конструкція насоса типу НШ-К:

а – у зібраному вигляді; б – у розібраному вигляді; 1 – корпус; 2 – ведуча шестірня; 3 – ведена шестірня; 4 – кришка насоса; 5 – платики-замикачі; 6 – підшипникова обойма; 7 – ущільнювальне кільце кришки насоса; 8 – опорна пластина; 9 – манжета радіального підтискання; 10 – підтискна обойма; 11 – центруюча втулка; 12 – ущільнювальні манжети ведучого вала; 13 – опорне кільце ущільнювальної манжети; 14 – пружинне кільце; 15 –манжета діаметром 39 мм; 16 – манжета; 17 – манжета діаметром 29 мм; 18 – гвинти з пружинними шайбами; ***в*** – виточення під цапфи шестерень; ***г*** – отвір діаметром 6 мм; ***д*** – розточка діаметром 6 мм і глибиною 2 мм; ***е*** – скісні отвори; ***ж*** – пази під платики-замикачі; ***з*** – трикутні пази; ***и*** – отвори для кріплень насоса; ***к*** – усмоктувальний отвір; ***л*** – канавка для відводу витоків; ***м*** – отвори під болти 18; ***н*** – площини для кріплення приєднувальної арматури; ***о*** – широка фаска; ***п*** – отвір діаметром 6 мм; ***р*** – нагнітальний отвір; ***с*** – отвір для кріплення косинця (арматура)

На боковій поверхні корпуса 1 передбачені дві симетрично розташовані оброблені площини ***н*** з чотирма різьбовими отворами на кожній, призначені для кріплення приєднувальної арматури. Зсередини корпуса 1 у виточці вихідного отвору вмонтована манжета радіального підтискання 9, що формує камеру тиску, в якій створюється зусилля для підтискання обойми до зубців шестерень. Поверх манжети накладена металева опорна пластина 8 для перекриття зазору між корпусом 1 і підтискною обоймою 10. Зі зносом опорних поверхонь за допомогою підтискної обойми 10 компенсується радіальний зазор між ущільнюючою поверхнею і зубцями шестерень. Ширина шестерень усіх типорозмірів насосів дорівнює 20 мм, а різний геометричний об'єм досягається за рахунок різного числа зубців і величин модуля при тому самому діаметрі шестерень.

Цапфи шестерень насоса обертаються в підшипниковій 6 і підтискній 10 обоймах, виконаних у вигляді напівциліндрів, зовні в яких на одному торці передбачена широка фаска, звернена до дна насоса, а на іншому торці – вузька фаска, звернена до кришки. Кожна з обойм (підшипникова і підтискна) виконана так, що служить єдиною опорою для всіх цапф шестерень. Підшипникова обойма 6 виготовлена із зовнішнім діаметром на 0,03...0,05 мм більше діаметра циліндричного колодязя в корпусі 1 для створення жорсткого упора між корпусом і крилами (кінцями) обойми з метою стабілізації міжцентрової відстані виточень під опори шестерень.

У підшипниковій обоймі 6 із внутрішньої сторони виконані напівкруглі виточення: меншого діаметра ***в*** – під цапфи шестерень, більшого діаметра – під шестерні й у центрі – проточка під торці платиків 5. У середній частині по довжині підшипникової обойми 6 перпендикулярно до осі насоса розташований усмоктувальний чи вхідний отвір ***к***. На торці із широкою фаскою і по утворюючій до усмоктувального отвору підшипникової обойми 6 виконана прямокутна канавка ***л*** для відводу витоків з-під сальникової порожнини вала ведучої шестірні в порожнину усмоктування насоса.

Підтискна обойма 10 має всередині: напівкруглі виточення ***в*** під цапфи, виточення під шестерні і два рівнобіжні пази ***ж*** для установки торцевих платиків 5.

У середній частині торця підтискної обойми 10 паралельно осі насоса просвердлений отвір ***г***, що служить для підведення робочої рідини до манжет 15, розташованих на дні корпуса і в кришці, з метою осьового притискання платиків 5 до торців шестерень. Вздовж середньої частини підтискної обойми 10 виконаний отвір ***р*** для нагнітання робочої рідини, розмір якого менше, ніж впускного. Із зовнішньої сторони на підтискній обоймі 10 уздовж утворюючих розташовані два трикутні вузькі пази 3, призначені для відведення робочої рідини у випадку руйнування манжети радіального ущільнення 9.

Зовнішній діаметр підтискної обойми 10 виконаний на 0,2...0,3 мм менше діаметра колодязя під вузол, що гойдається, у корпусі 1 насоса для здійснення компенсації радіальних зазорів між поверхнею ущільнюючої обойми і зубцями шестерень за рахунок радіального підтискання, яке створюється тиском робочої рідини.

Ущільнення торців шестерень насоса здійснюється двома платиками 5, що піджимаються зусиллям рідини, яка знаходиться в камерах тиску, обмежених манжетами 15 осьового підтискання. Осьове зусилля, створюване робочою рідиною в камерах корпуса і кришки, обмежених манжетами 15, врівноважується осьовими

зусиллями, створюваними тиском рідини камер платиків 5, обмежених манжетами 17.

Платики 5 являють собою пластинки однакового розміру з круговими вирізами. Дві кільцеві вирізки в платику 5 виконані так, що діаметр кожної з них більше діаметрів шестерень на 0,05...0,08 мм.

У кожному платику 5 з однієї сторони виконані чотири циліндричні розточення. У ці розточення вмонтовані гумові манжети (три глухі й одна велика з отвором ***п*** у центрі). З протилежної сторони платика 7 виконані три скісні отвори ***е*** і один перпендикулярний до його площини для підведення робочої рідини під манжети 16 з метою підтискання платиків 5 до торців шестерень.

Центральне мале розточення ***д***, виконане над скісним отвором, призначене для розвантаження затисненого об'єму рідини в міжзубцевому просторі.

Платики 5 вставляють у підтискну обойму 10 так, щоб манжети розташовувалися назовні стосовно торців шестерень.

З внутрішньої сторони кришки передбачене поглиблення, закрите манжетою 15 і металевим кільцем. Кільце й манжета розташовані в одній площині з кришкою. Кришку з'єднують з корпусом 1 насоса шістьма болтами 18 з пружинними шайбами. Сполучення корпус – кришка ущільнюють круглим гумовим кільцем.

Насос може мати праве обертання, якщо його приводний вал обертається за годинниковою стрілкою (дивитися в торець насоса з боку денця), і ліве – при обертанні вала у зворотному напрямку.

Зона високого тиску в насосах невеликого об'єму обмежена в осьовому напрямку платиками 5 і в радіальному – підтискною обоймою 10. У центральній частині цієї обойми виконані два сегменти з точно обробленою поверхнею, що прилягає до шестерень і охоплює навколо кожної шестірні дугу, рівну приблизно 1,5 шагу зубців. Ці дугові поверхні обмежують зону високого тиску.

Осьовий піджим створює робоча рідина, що надходить з камери нагнітання насоса по скісних свердліннях ***е*** у платиках 5 до осьового отвору ***п***.

Рідина, що надходить по скісних отворах ***е*** платиків 5, обмежених манжетами 16, піджимає їх до торців шестерень, а рідина, що надходить через осьовий отвір ***п***, створює в камерах корпуса і кришки, обмежених манжетами 15, осьове зусилля, що врівноважує підтискну обойму 10, на яку діє тиск, переданий з камер платиків 5 через манжету 17.

Рідина, що надходить у нагнітальну магістраль, давить на ущільнювальну манжету 9, опорну пластину 8 і тим самим здійснює радіальний піджим підтискної обойми 10, яка по мірі зносу опорних поверхонь компенсує радіальний зазор між своєю ущільнюючою поверхнею і зубцями шестерень.

У міжзубцевому просторі з боку нагнітання створюються замкнені об'єми рідини, що знаходяться під тиском, який перевищує допустимий.

Для розвантаження насоса в платиках 5 виконані скісні отвори ***д*** з розточенням, по яких рідина із замкненого об'єму відводиться в зону високого тиску.

Усі витоки робочої рідини в насосі йдуть через зазор між підшипниковою 6 і підтискною 10 обоймами, а потім по пазу ***л*** підшипникової обойми 6 надходять на усмоктування.

Завдяки принципово новим конструкторським рішенням, насоси НШ-К вигідно відрізняються від насосів типу НШ: по-перше, насос має автоматичну ком-

пенсацію радіальних і торцьових зазорів, завдяки чому ресурс збільшений; по-друге, конструкція насоса допускає можливість секціонування, а отже, розширену область його використання; по-третє, насоси дуже надійні.

Двосекційні насоси випускаються двох типів: НШ-32-10-2 з об'ємом секцій 32 і 10 см^3 і НШ-10-10-2 з об'ємом секцій 10 см^3. Вони призначені для одночасного нагнітання робочої рідини двома самостійними потоками для двох різних споживачів.

Кожен двосекційний насос складається з двох самостійних насосів, що розміщені в сполучених корпусах і приводяться в дію від одного вала, але мають самостійні усмоктувальні й нагнітальні трубопроводи.

Переваги цих насосів полягають у скороченні однорідного привода, зниженні питомої металоємності, більш зручному технічному обслуговуванні та ін. Недоліки конструкції – це зайві енергетичні витрати і зноси з'єднань однієї із секцій насоса при відсутності необхідності в споживанні рідини одним зі споживачів. При відмові однієї секції насоса необхідно ремонтувати обидві секції.

Насоси типу НМШ призначені для створення і підтримки циркуляції робочої рідини в гідравлічних системах трансмісій тракторів і складних сільськогосподарських машин для переключення передач, вмикання і вимикання вала відбору потужності. Насоси цього типу постійно включені в роботу.

Марка насоса позначає: Н – насос, М – малого тиску, Ш – шестеренний. Цифри вказують робочий об'єм насоса в см^3.

Насоси цього типу умовно поділяють за робочим тиском на такі групи: низького – до 2,5 МПа; середнього – від 2,5 до 8 МПа і високого – від 8 до 25 МПа.

Особливість конструкції насосів НМШ у тому, що вони мають привалочну площину, через яку виведений хвостовик ведучого вала насоса. У цій площині розташовані усмоктувальні й нагнітальні отвори. Отже, ці насоси самостійно не застосовують. Випускаються насоси НМШ-25-Р, НМШ-25, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 і насос гідросистеми коробки передач трактора К-701.

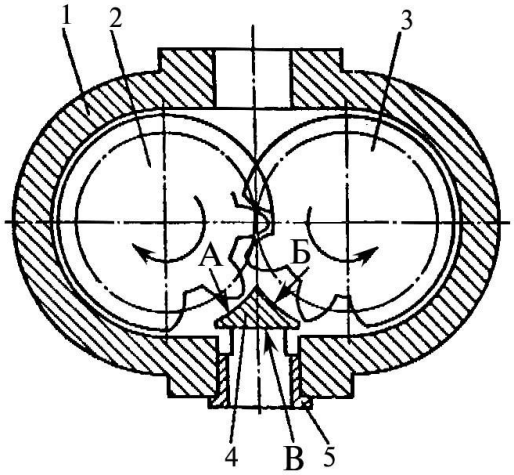


Рис. 3.26.
Схема шестеренного гідромотора з пристроєм для покращення пуску:

1 – корпус; 2 і 3 – шестерні зовнішнього зачеплення; 4 – пристрій для покращення пуску; 5 – втулка

Шестеренні гідромотори уніфіковані із шестеренними насосами, однак мають деякі особливості: високий перепад тиску, необхідний для зрушування з місця, нестійка робота на малих обертах і значна пульсація крутильного моменту. Повний і об'ємний ККД шестеренних гідромоторів лише у вузькому діапазоні чисел обертів і навантажень досягає значень відповідно 0,8 і 0,9. Тому їх застосовують, головним чином, на малопотужних і швидкохідних приводах. Запускати їх необхідно без навантаження. Величина пускового моменту досягає 0,3...0,4 від номінального [10]. Для поліпшення пускових характеристик шестеренних гідромоторів використовують різні конструктивні удосконалення. Один з варіантів такого рішення наведений на рис. 3.26.

Шестеренний гідромотор містить корпус 1, шестерні зовнішнього зачеплення 2 і 3, опори ковзання і пристрій для поліпшення пуску гідромотора 4. Пристрій виконаний у вигляді ущільнювального елемента, що має поверхні А і Б, які охоплюють частину зубців шестерень 2 і 3 у місці виходу їх із зачеплення по колу виступів на всій їхній довжині, а також поверхню В, що є продовженням дотичних до ділильних кіл шестерень 2 і 3.

У момент пуску гідромотора (при наявності пристрою 4) площа впливу тиску робочої рідини на шестерні 2 і 3 зменшується на величину охоплення їхніх зубців поверхнями А і Б ущільнювального елемента. При цьому тиск робочої рідини перерозподіляється і діє на шестерні 2 і 3 й на поверхню В.

Завдяки цьому, по-перше, досягається часткове розвантаження опор ковзання від радіальних зусиль, що викликають тертя в них у момент пуску до подачі змащення в опори ковзання, по-друге, зменшується зусилля притиску шестерень 2 і 3 до поверхонь розточення корпуса і, по-третє, збільшується пусковий момент за рахунок ослаблення протидіючого йому крутильного моменту від зусиль впливу робочої рідини на зубці шестерень у зоні їхнього зачеплення.

Крім того, у момент пуску гідромотора потік робочої рідини, який проходить через втулку 5, направляється поверхнею В безпосередньо по дотичних до ділильних кіл шестерень 2 і 3, що дозволяє ефективно використовувати динамічний вплив потоку робочої рідини на зубці шестерень. Усе це дозволяє збільшити пусковий момент у 1,3...1,5 рази.

В індексації марки шестеренної гідромашини вказують тип гідромашини: НШ – насос шестеренний, ГМШ – гідромотор шестеренний, МНШ – мотор-насос шестеренний; напрямок обертання: Л – ліве, Р – реверсивне, відсутність букви означає праве обертання; подачу за один оберт вала $q_т$, см^3/об, і групу виконання.

Наприклад: ГМШ-10 – гідромотор шестеренний, $q_т = 10$ см^3/об, перша група виконання (у маркуванні цифру 1 не ставлять), правого обертання.

Гідромотор можна використовувати в режимі насоса, але об’ємний ККД при цьому буде на 10% нижчим, ніж у НШ такої ж марки. У паспорті об’ємного насоса чи гідромотора звичайно вказують номінальне (ном), максимальне ($\max$) і мінімальне ($\min$) значення параметрів. Об’ємна гідромашина може використовуватися тривалий час при таких робочих параметрах: $p_{роб}^{max} \le p_{ном}$, $n_{роб} = n_{min} ... n_{max}$; у цьому випадку запобіжний клапан у системі регулюється на тиск $p_{зап\,кл} = 1{,}25\, p_{роб}^{max}$.

Будь-який “круглий” насос можна використовувати як гідромотор без переробок. При цьому необхідно подачу робити в нагнітальний патрубок насоса під тиском $p_{надл} \le 0{,}8\, p_н^{ном}$, частота обертання вала в режимі гідромотора $n_м \le 0{,}8 n_н^{ном}$. Крім того, виготовляють “круглі” шестеренні гідромотори ГМШ 32-3, ГМШ 50-3 і ГМШ 100-3, призначені для гідроприводів активних робочих органів сільськогосподарських машин. Конструкція цих гідромоторів аналогічна конструкції “круглих” насосів НШ-32, НШ-50, НШ-100 (рис. 3.27).

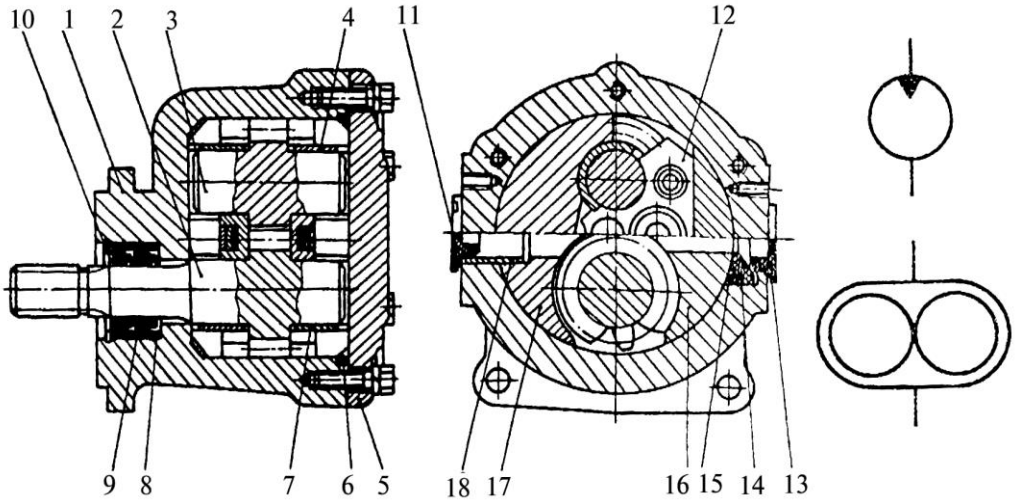


Рис. 3.27. Будова й умовне позначення “круглих” гідромоторів ГМШ 32-3, ГМШ 50-3 і ГМШ 100-3:

1 – корпус; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведена шестерня; 4 і 7 – антифрикційні вкладиші; 5 – кришка; 6 – ущільнювальне кільце; 8 – ущільнювальні манжети ведучого вала; 9 – опорне кільце ущільнювальної манжети; 10 – пружинне кільце; 11 і 13 – пробки (транспортувальні); 12 – платики-замикачі; 14 – радіальна манжета з боку порожнини високого тиску; 15 – опорна пластина; 16 – підтискна обойма; 17 – підшипникова обойма; 18 – втулка (центруюча) зі сторони усмоктувальної порожнини

Заводи-виробники гарантують для “круглих” насосів безвідмовну роботу до першого капітального ремонту протягом 6000 мотогодин роботи трактора за умови дотримання правил експлуатації, збереження і технічного обслуговування. Варто розрізняти шестеренні машини МНШ (мотор-насос шестеренний) і НМШ (насос малого тиску шестеренний). Конструкція гідромоторів типу МНШ відрізняється від уніфікованих з ними насосів тільки тим, що в їхньому денці виконаний конічний різьбовий отвір для приєднання дренажної гідролінії, що передбачається для уникнення випадків вибивання манжети ущільнення вала.

Планетарні гідромашини знайшли широке застосування як гідромотори для приведення в рух активних робочих органів комбайнів та інших сільськогосподарських машин.

Планетарні гідромотори характерні тим, що їхній ротор у процесі роботи робить складний плоскопаралельний (планетарний) рух.

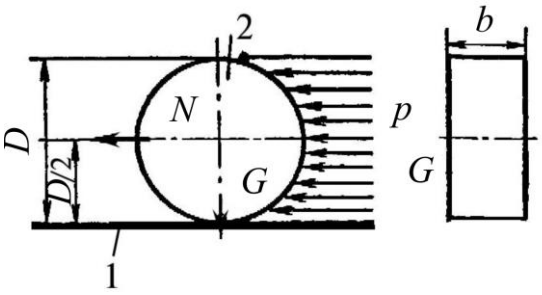


Рис. 3.28 Принципова схема гідромотора з рухливою віссю

Ряд цікавих конструкцій таких гідромашин розробив Ф. М. Єрасов. Найкраще ці гідромашини виявили себе в режимі гідромотора. Зі збільшенням числа зубців статора й ротора з’явилася можливість створення тихохідних високомоментних гідромоторів (при високій рівномірності обертання вала), що знайшли широке застосування як загалом, так і в сільськогосподарському машинобудуванні. Схема роботи такого гідромотора показана на рис. 3.28.

На направляючі 1 установлений ротор 2 (діаметром D і шириною b), на який з однієї сторони рівномірно діє сила тиску рідини P гідравлічного поля, під

дією якої ротор 2 котиться по направляючій 1 навколо миттєвого центра G. Для такої гідромашини ефективна робоча площа $F = Db$, тоді від тиску рідини з'являється результуюча сила $N = pF$. Сила N створює на валу гідромотора крутильний момент

$$M_{\text{кр}} = N\frac{1}{2}D = p\frac{1}{2}D^2 b. \qquad (3.60)$$

З аналізу отриманої залежності випливає, що зі збільшенням діаметра крутильний момент, який розвивається ротором 2, зростає пропорційно квадрату радіуса ротора $\left(\frac{1}{2}D^2\right)$, а зі збільшенням його ширини і тиску робочої рідини момент зростає тільки прямо пропорційно.

Розглянута схема гідромотора непридатна для практичного застосування в такому вигляді, як вона показана на рис. 3.28. Для безупинного перетворення енергії потоку робочої рідини на механічну направляюча 1 повинна бути нескінченною, і тому її виконують у вигляді кільця, а для усунення просковзування на сполучених поверхнях ротора 2 й направляючої 1 нарізають зубці.

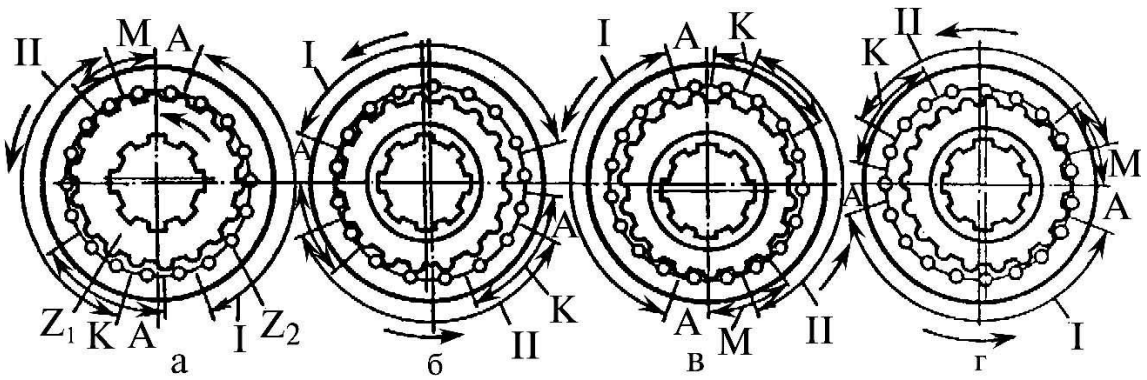


Рис. 3.29. Схема руху ротора і гідравлічного поля планетарної ГМ

Зубчасті ротор 2 і направляюча 1 утворюють основний характерний вузол планетарних ГМ – силове з'єднання. В основу конструкції силового з'єднання планетарних ГМ закладений принцип роботи пари з внутрішнім зчепленням, при цьому число зубців Z_2 охоплюючої шестірні на 1 зуб більше числа зубців Z_1 охоплюваної шестерні (тобто $Z_2 = Z_1 + 1$). У такій зубчастій парі дотримуються одночасно умови обкатування і безупинного контакту зубців, що забезпечує відділення зони нагнітання від зони зливу.

Оскільки гідравлічне поле рухається паралельно направляючій (а направляюча виконана у вигляді кільця), то воно обертається. При цьому ротор 2 обкатується по направляючій 1 з тією ж швидкістю, що і гідравлічне поле, повільно повертаючись у протилежну сторону, тобто гідравлічне поле виконує роль кривошипа планетарного редуктора.

На рис. 3.29 представлені чотири положення ротора планетарної гідромашини. На рис. 3.29, а відображений момент, коли з правої сторони площини симетрії А-А знаходиться зона тиску рідини I, а з другої – зона зливу рідини II. На рис. 3.29, б відображений момент, коли зони повернені на 90°, на рис. 3.29, в – на 180°, на рис. 3.29, г – на 270°. Таким чином, коли гідравлічне поле зробить повний оберт

проти годинникової стрілки, ротор повернеться в протилежну сторону всього на один зубець, чи на кут $\varphi = \frac{360^\circ}{Z_1}$.

У зчепленні з круговим профілем зубців, розробленим стосовно до гідромашин, зчеплення відбувається у двох зонах – К і М, розташованих по одну сторону площини А-А, що проходить через полюс зачеплення, і центри направляючої і ротора. Наявність двох зон контакту забезпечує при роботі постійну герметичність між зонами тиску й зливу.

Поворот гідравлічного поля здійснюється розподільчими пристроями, що забезпечують зміну положення гідравлічного поля синхронно обкатуванню по замкнутій направляючій ротора.

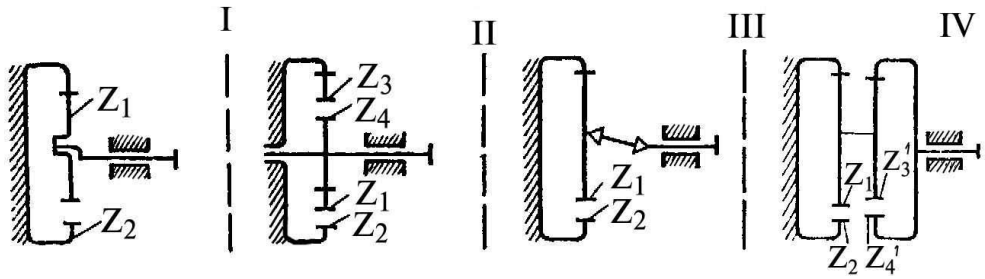


Рис. 3.30. Кінематичні схеми планетарних гідромоторів

У залежності від способу перетворення складного плоскопланетарного руху ротора на концентричне обертання вихідного вала кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин можуть бути чотирьох типів (рис. 3.30), що відрізняються перетворюючим механізмом.

У ГМ першої кінематичної схеми планетарний рух ротора перетворюється на концентричне обертання вихідного вала за рахунок кривошипного механізму. Робочий об'єм такого гідромотора визначається за формулою

$$q_{\text{т}}^{\text{I}} = 2eb\pi D_{\text{e}2}\frac{Z_1}{Z_2}, \qquad (3.61)$$

де e – ексцентриситет; b – ширина ротора; $D_{\text{e}2}$ – діаметр виступів направляючої; Z_1 і Z_2 – відповідно число зубців ротора і статора.

У ГМ схеми II за рахунок додаткового евольвентного зчеплення $Z_3 = Z_4$, розміщеного в одній площині із зачепленням кругового профілю, робочий об'єм

$$q_{\text{т}}^{\text{II}} = \frac{2eb\pi D_{\text{e}2}Z_2}{i}, \qquad (3.62)$$

де i – передатне відношення евольвентного зачеплення;

$$i = 1 + \frac{Z_1(Z_3 - Z_2)}{Z_4}. \qquad (3.63)$$

У ГМ схеми III – за рахунок рухливої муфти. У ГМ IV – за рахунок додаткової зубчастої пари внутрішнього зачеплення, сателіт якої з'єднаний з ротором. При цьому

$$q_{\text{т}}^{\text{III}} = 2eb\pi D_{e_2} Z_2; \qquad q_{\text{т}}^{\text{IV}} = 2eb\pi D_{e_2} Z_2 i, \tag{3.64}$$

де Z_3' і Z_4' – число зубців додаткової зубчастої пари.

$$i = \frac{Z_4'}{Z_1(Z_4' - Z_3') - Z_3'}. \tag{3.65}$$

ГМ у залежності від кінематичної схеми, за якою вони зібрані, при тих же параметрах ротора відрізняються робочими характеристиками. Це пояснюється тим, що витрата рідини за один оберт вихідного вала в машинах схеми I менша, ніж у II, у II менша, ніж у III, а в III менша, ніж у IV. У машині схеми I за один оберт вала ротор робить одне обкатування по направляючій (тобто відбувається один цикл), у ГМ схеми II – $Z_1/2$ циклів, у машині схеми III здійснюється Z_1 циклів, а в машині схеми IV – $Z_1 u$ циклів, причому $u > 1$.

Планетарні ГМ схеми I належать до швидкохідних низькомоментних ГМ; ГМ II, III і IV схем – до тихохідних високомоментних машин.

При виробництві планетарних ГМ знаходять застосування всі чотири описані вище кінематичні схеми з різними відомими й знову створеними пристроями розподілу рідини: клапанним, золотниковим і безпосередньо самим ротором.

Сполучення кожного виду розподілу з тією чи іншою кінематичною схемою, що відрізняються перетворюючим механізмом складного плоскопаралельного руху ротора на концентричне обертання вала, дає новий варіант планетарної гідромашини.

Регулювання частоти обертання вала гідромотора здійснюється найчастіше зміною об'єму рідини, що надходить з насоса. У загальному випадку теоретична продуктивність насоса

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} n_{\text{н}} e_{\text{н}}, \tag{3.66}$$

а витрата рідини в гідромоторі

$$Q_{\text{м}} = q_{\text{м}} n_{\text{м}} e_{\text{м}}, \tag{3.67}$$

де $q_{\text{н}}, q_{\text{м}}$ – відповідно робочий об'єм насоса і гідромотора при максимальній величині регулювання; $n_{\text{н}}, n_{\text{м}}$ – відповідно частота обертання вала насоса і гідромотора; $e_{\text{н}}, e_{\text{м}}$ – параметри регулювання насоса і гідромотора.

Величини q і e для насоса і гідромотора залежать від конструктивних особливостей їхнього устаткування.

Припускаючи, що $Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}}$, можна записати:

$$i = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}} = \frac{q_{\text{м}} e_{\text{м}}}{q_{\text{н}} e_{\text{н}}}, \tag{3.68}$$

тобто передаточне відношення привода залежить від параметрів регулювання насоса і гідромотора та від відношення робочих об'ємів.

У наш час промисловістю освоєне виробництво ряду конструкцій планетарних гідромоторів і гідрообертачів, серед яких найбільш розповсюдженими є ИРТ-14.200, ГПР-Ф, ГВТ-6300 та ін. Конструкція планетарного гідромотора ИРТ-14.200 наведена на рис. 3.31. Його конструктивне виконання відрізняється від гідрообертача ГВТ-6300 наявністю вихідного вала, його концентричним обертанням

відносно корпуса гідромотора, розподілом робочої рідини, здійснюваним золотниковим пристроєм плоского типу. Головний вузол гідромотора – силовий блок, що складається з вала, розподільника, шестерні ротора з роликами і щоки. Шпонка зв'язує розподільник і шестерню в єдиний вузол. Осьове фіксування цих деталей (шестерні й розподільника) здійснюється затягуванням щоки, що зв'язана з валом різьбовим сполученням. Таке положення щоки фіксується штифтом 4. Висота ротора й роликів менше висоти шестерні, тому ротор (з роликом) може обертатися навколо шестерні без заїдання.

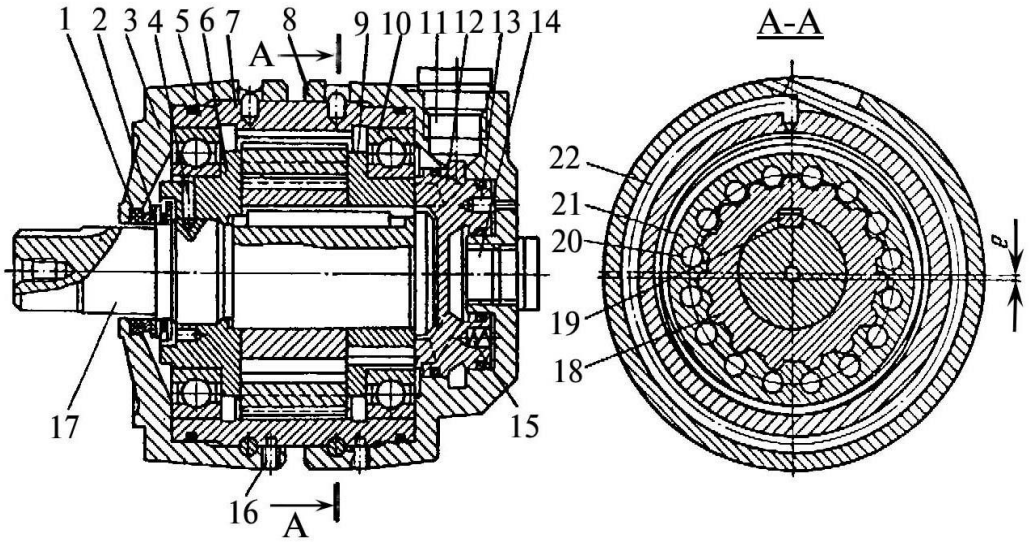


Рис. 3.31. Планетарно-роторний гідромотор ИРТ-14.200:

1 і 2 – ущільнювачі; 3 і 8 – кришки; 4 і 13 – штифти; 5 і 10 – шарикопідшипники; 6 – щока; 7 – корпус; 9 – розподільник; 11 і 14 – порожнини; 12 – золотник; 15 – пружина; 16 і 22 – стопори; 17 – вал; 18 – шестірня, 19 – шпонка; 20 – ролики; 21 – ротор

Силовий блок за допомогою шарикопідшипників 5 і 10 встановлюється в корпус. Компенсація планетарного руху ротора виконується за допомогою внутрішнього зубчастого зачеплення, утвореного охоплюючою (зовнішньою) поверхнею ротора й охопленою (внутрішньою) поверхнею корпуса. Осьове переміщення силового блоку обмежується передньою 3 й задньою 8 кришками. У задній кришці 8 установлений золотник, що своїми проточками з'єднаний з порожнинами 11 і 14 підведення (відведення) робочої рідини. Притискання золотника до розподільника в момент пуску (відсутність тиску в робочих порожнинах) здійснюється пружиною. Із задньою кришкою 8 золотник зв'язаний штифтом 13. Кріплення кришок гідромотора за допомогою стопорів 22 і штифта 13 дозволяє зробити установку фази розподілу шляхом повороту кришок відносно корпуса. Після установки фази розподілу кришки фіксуються стопором 16. Ущільнювачі 1 і 2 служать для запобігання витоків по валу.

Як усі роторні ГМ, гідромотор ИРТ-14.200 реверсивний. Зміна напрямку обертання вихідного вала гідромотора здійснюється зміною напрямку руху робочої рідини.

Розглянута конструкція гідромотора була взята за основу при створенні уніфікованого ряду планетарно-роторних гідромоторів.

Одна з переваг цього типу гідромоторів – порівняно низька металоємність. Наприклад, питома маса планетарних гідромоторів на одиницю робочого об'єму складає $7{,}5 \cdot 10^{-6}$ кг/л (у кращих плунжерних ГМ – $1{,}2 \cdot 10^{-4}$ кг/л).

Гідромотори типу ГПР-Ф дозволяють одержати номінальну частоту обертання вала в межах $n_{ном}$ = 150...600 хв$^{-1}$ при крутильному моменті відповідно

$$M_{кр}^{ном} = 365...1430 \text{ Н м}.$$

У сільськогосподарській техніці також широко застосовують мотори гідравлічні планетарні (МГП), а в гідросистемах рульового керування сільськогосподарських та інших машин, що мають максимальну швидкість руху до 50 км/год, застосовують насоси-дозатори моноблочні (НДМ).

Гвинтові гідромашини найчастіше застосовують як насоси одногвинтові чи багатогвинтові. Схема будови одногвинтового насоса (мононасоса) представлена на рис. 3.32.

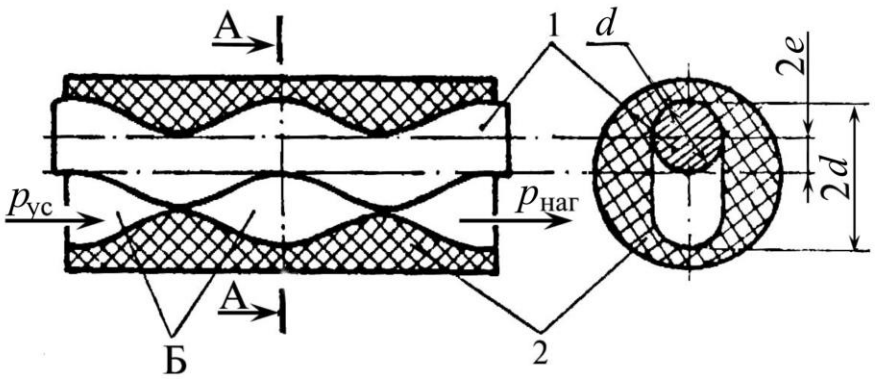


Рис. 3.32. Конструктивна схема насоса гвинтового типу

Головними частинами мононасоса є його робочі органи – ротор, виконаний у вигляді однозахідного гвинта 1 круглого перерізу з нержавіючої сталі і статор 2, що представляє собою гумову товстостінну трубу, внутрішня поверхня якої виконана у вигляді двозахідної гвинтової поверхні з кроком у два рази більшим, ніж у ротора. Будь-який поперечний переріз ротора, перпендикулярний осі його обертання, є колом з діаметром d, а центри цих кіл лежать на гвинтовій лінії, вісь якої є віссю обертання гвинта. Відстань центра поперечного перерізу гвинта від осі обертання називається ексцентриситетом e. Переріз внутрішньої порожнини статора 2 являє собою овал, що складається з двох півкіл, з'єднаних загальними дотичними. Відстань між центрами півкіл дорівнює чотирьом ексцентриситетам $(4e)$. Під час роботи ротор робить складний планетарний рух. Вал насоса обертається навколо своєї осі, а вісь у той же час робить рух по колу з радіусом, рівним ексцентриситету гвинта. Для того, щоб забезпечити ротору можливість робити складні рухи, його з'єднують із приводним валом насоса за допомогою торсійного чи карданного з'єднання. При обертанні ротора між зовнішньою поверхнею гвинта і внутрішньою поверхнею статора утворюються робочі порожнини Б, об'єм яких змінюється від нуля до максимуму, при цьому рідина переміщується від однієї замкнутої порожнини до іншої з постійною швидкістю і поступовим наростанням тиску від $p_{ус}$ на усмоктуванні до $p_{наг}$ на виході з насоса.

Однією з позитивних якостей одногвинтових насосів є можливість перекачування води з підвищеним вмістом домішок (до 0,2% по масі), а також застосування в гідротранспортуванні по трубах високов'язких середовищ, що важко перекачуються, які одержуються у харчових виробництвах і кормових гідросумішах у тваринництві з відносною вологістю $W \geq 70\%$. Для означених цілей широко застосовують одногвинтові насоси: 1В-20/3, 1В-20/5, 1В-20/10 (Q = 20 м^3/год і $p_{max} = 3; 5; 10$ ат), а в харчових виробництвах – 1В12/10Х ($Q = 3...10$ м^3/год, $p_{наг} = 10$ ат); 1В50/5Х ($Q = 8...25$ м^3/год, $p_{наг} = 5$ ат). Гвинтові насоси мають досить високий ККД (η_{max} = 0,75) і велику висоту усмоктування $h_{ус} \leq 6$ м, величина яких у значній мірі залежить від реологічних властивостей перекачуваної гідросуміші.

Найбільше поширення одержали тригвинтові насоси для перекачування рідин, що володіють змазуючою здатністю, при відсутності абразивних домішок. Схема робочої частини тригвинтового насоса показана на рис. 3.33. Стальні гвинти – ведучий 1 і ведені 2 – укладені в обойму 3. Нарізка гвинтів двозахідна з циклоїдним зчепленням з діаметром основного кола ведучого гвинта d, зовнішнім діаметром гвинта $D = 5d/3$, внутрішнім діаметром нарізки веденого гвинта $d_1 = d/3$ і шагом гвинтової різьби $t = 10d/3$. Середній гвинт 1 обертається від приводного двигуна, а разом з ним під тиском перекачуваної рідини обертаються ведені гвинти 2. Знаходячись у зчепленні, гвинти утворюють ізольовані камери, що при їхньому обертанні переміщаються поступально, у результаті чого рідина переноситься з області усмоктування в область нагнітання.

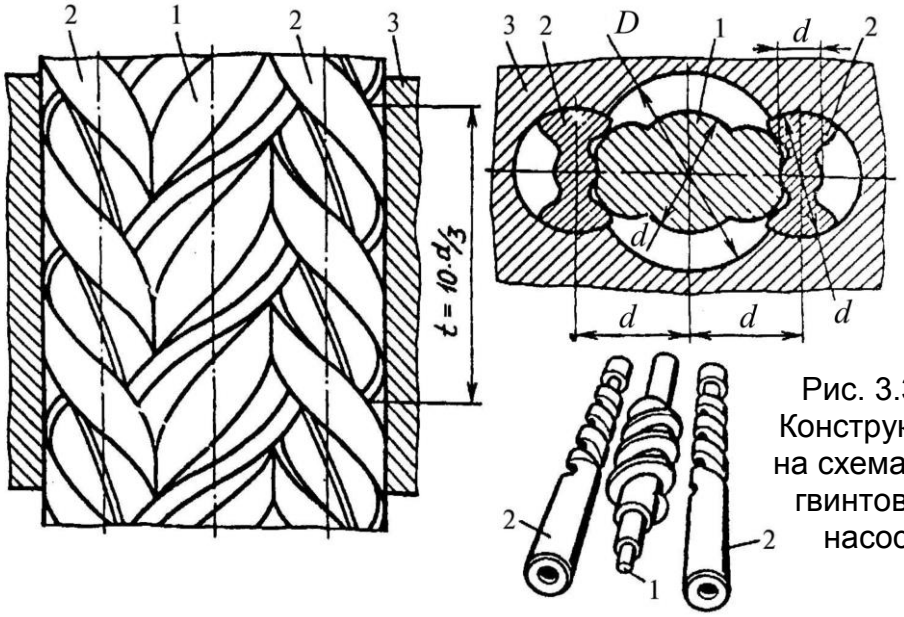


Рис. 3.33. Конструктивна схема тригвинтового насоса

Подачу насоса (Q, м^3/хв) для описаних гвинтів можна визначити за формулою

$$Q = \frac{3\pi t n}{16}\eta_o (D^2 - d^2), \qquad (3.69)$$

де n – частота обертання ведучого гвинта, хв$^{-1}$; η_o – об'ємний ККД насоса.

Випускаються насоси з подачею від 0,3 до 800 м^3/год при тиску нагнітання 0,5...25 МПа і ККД 60...80%. Перевагою гвинтових гідромашин є мала нерівномірність подачі, відсутність пульсацій тиску і безшумність у роботі.

3.4. Гідравлічні агрегати і пристрої

3.4.1. Загальні визначення

Гідроагрегати призначені для керування роботою гідропривода за рахунок впливу на потік рідини зі зміною напрямку його руху, тиску чи витрати. Для конструкції будь-якого гідроагрегату характерна наявність запірного чи запірно-регулюючого пристрою, що за конструкцією може бути золотниковим, крановим чи клапанним.

За способом зовнішнього впливу на запірно-регулюючі елементи гідроагрегати поділяються на регульовані, коли розмір робочого перерізу для проходу рідини можна змінити в процесі роботи агрегату, чи настроювальні, коли апарат перебуває в неробочому положенні. До регульованих належать клапани тиску (напірні, редукційні і т. ін.), регулятори витрати, дроселюючі розподільники, дроселі і т. ін. До настроювальних належать запобіжні клапани і т. ін.

За способом приєднання розрізняють гідроагрегати трубного приєднання, стикові, модульні і такі, що вбудовуються.

Приєднувальні отвори гідроагрегатів позначають прописними буквами латинського алфавіту: Р – отвір для входу робочої рідини під тиском; А і В – отвори для приєднання до інших гідропристроїв; Т – отвір для виходу робочої рідини в гідробак; Х, У – отвори потоку керування; L – дренажний отвір.

Головним розміром гідроагрегату є умовний прохід. Типорозмірні ряди всіх гідроагрегатів будуються за їхніми умовними проходами. До основних параметрів гідроагрегатів належать номінальний тиск, номінальна витрата робочої рідини і втрати тиску $\Delta p_{ном}$ при проходженні через агрегат номінальної витрати рідини.

Під номінальним тиском $p_{ном}$ розуміють найбільший надлишковий тиск робочої рідини, що надходить на вхід агрегату, при якому він повинний працювати протягом установленого терміну служби (ресурсу) зі збереженням своїх характеристик у межах установлених норм.

Під номінальною витратою рідини розуміють витрату гідроагрегатом рідини при економічно прийнятній величині втрат тиску на гідроагрегаті і проходженні через нього рідини з визначеною в'язкістю.

3.4.2. Гідророзподільники

Гідравлічним направляючим розподільником називають гідроагрегат, що виконує пуск, зупинку й зміну напрямку потоку робочої рідини у двох чи більше гідролініях у залежності від наявності зовнішнього направляючого впливу.

Основними конструктивними елементами направляючого розподільника будь-якої конструкції є корпус 1 і запірний елемент 2 (рис. 3.34).

Розподільники розділяють за конструкцією запірного елемента 2 на золотникові, кранові і клапанні; за числом зовнішніх ліній – на дволінійні, трилінійні, чотирилінійні (рис. 3.34, лінії Р, А, В, Т) і т. ін.; за видом керування – на розподільники з ручним, механічним, електричним, гідравлічним та іншими видами ке-

рування; за числом фіксованих чи характерних позицій запірного елемента – на двопозиційні, трипозиційні і т. ін.; за кількістю запірних елементів – на одноступінчасті, двоступінчасті і т. ін.

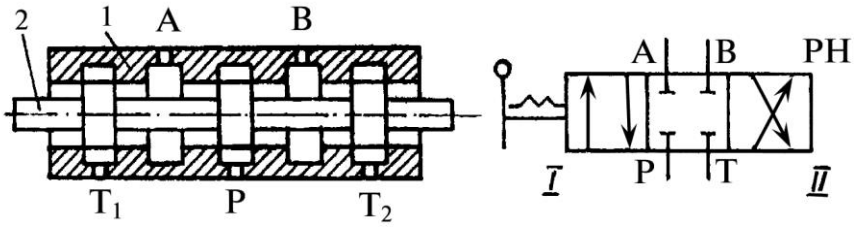


Рис. 3.34. Конструктивна схема направляючого золотникового розподільника 4/3 і його графічне позначення

Умовні графічні позначення розподільників будують з позначень окремих елементів і їх комбінацій: позицій рухливого запірного елемента, ліній зв'язків, проходів і елементів керування.

У розподільниках дискретної дії робочу (характерну) позицію рухомого запірного елемента зображують квадратом (прямокутником), який викреслюють суцільними основними лініями зі вказівками зовнішніх ліній (Р, А, В, Т). Число позицій зображують відповідним числом квадратів, наприклад, трипозиційний (рис. 3.34).

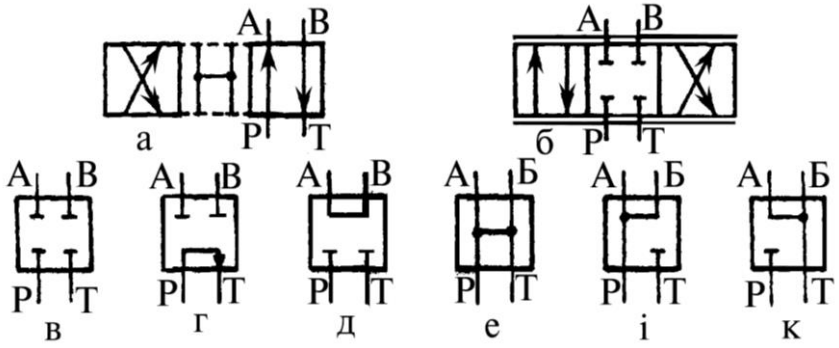


Рис. 3.35. Умовні позначки елементів розподільників

Проміжні (перехідні) положення рухомого елемента зображують штриховими лініями, проведеними між робочими положеннями, – наприклад проміжне положення (нейтраль) між двома робочими позиціями (рис. 3.35, а). Розподільники безупинної дії зображують аналогічно розподільникам дискретної дії з додаванням двох паралельних ліній, що позначають нескінченну кількість проміжних робочих положень, наприклад, розподільника безупинної дії з двома характерними позиціями (рис. 3.35, б). Розподільники в принципових схемах зображують у вихідній позиції, до якої підводять лінії зв'язку. Проходи (канали) зображують лініями зі стрілками, що показують напрямок потоків робочого середовища в кожній позиції. Місця з'єднань проходів виділяють крапками (рис. 3.35, е), а закритий прохід зображують тупиковою лінією з поперечною рискою (рис. 3.35, в). Найчастіше зустрічаються варіанти проходів на квадраті вихідної позиції, представлені на рис. 3.35, в, г, д, е, і, к. Щоб представити принцип роботи розподільника в будь-якій робочій позиції, необхідно подумки в умовній позначці розподільника відповідний квадрат позначення накласти на квадрат вхідної позиції, залишаючи лінії зв'язку в колишньому положенні. Тоді істинні напрямки потоку робочої рідини вкажуть проходи робочої позиції. Види керування розподільниками вказують відповідними

знаками, які зазвичай виконують у менших розмірах, ніж зображення основного рухомого запірного елемента. У скорочених записах розподільники позначають дробом, у чисельнику якого вказують число ліній (ходів), а в знаменнику – число характерних позицій. Наприклад, умовне зображення (рис. 3.34) позначає “Розподільник 4/3” (чотирилінійний, трипозиційний) з ручним керуванням.

У гідроприводах сільськогосподарських машин і тракторів знайшли широке застосування гідророзподільники золотникового типу.

Їхня перевага в порівнянні з гідророзподільниками кранового типу полягає в тому, що золотник розвантажений від тиску рідини, потік рідини можна по черзі подавати до декількох споживачів, і в тому, що гідророзподільники цього типу малочутливі до забруднення робочої рідини.

Промисловістю освоєний випуск таких конструкцій клапанно-золотникових гідророзподільників моноблочного типу: Р-80-2-1-44, Р-80-2-2-44, Р-80-2-1-222, Р-80-2-1-22, Р-80-2-1-444, Р-80-2-2-444, Р-80-2-3-444, Р-160-2-1-222-20, Р-1'60-2-1-111-10, Р-160-2-1-222-30 і Р-160-2-1-111-20.

Структура умовної позначки гідророзподільників: Р – розподільник: 80 – номінальний потік, л/хв; 2 – виконання за тиском; 1 – виконання за конструкцією; 4 – тип і кількість золотників чи робочих секцій у порядку від переливного клапана.

Гідророзподільники типу Р-80 випускаються у двох виконаннях за тиском: з номінальним тиском 14 і 16 МПа з настроювальним запобіжним клапаном відповідно на тиск 17,5 і 20 МПа.

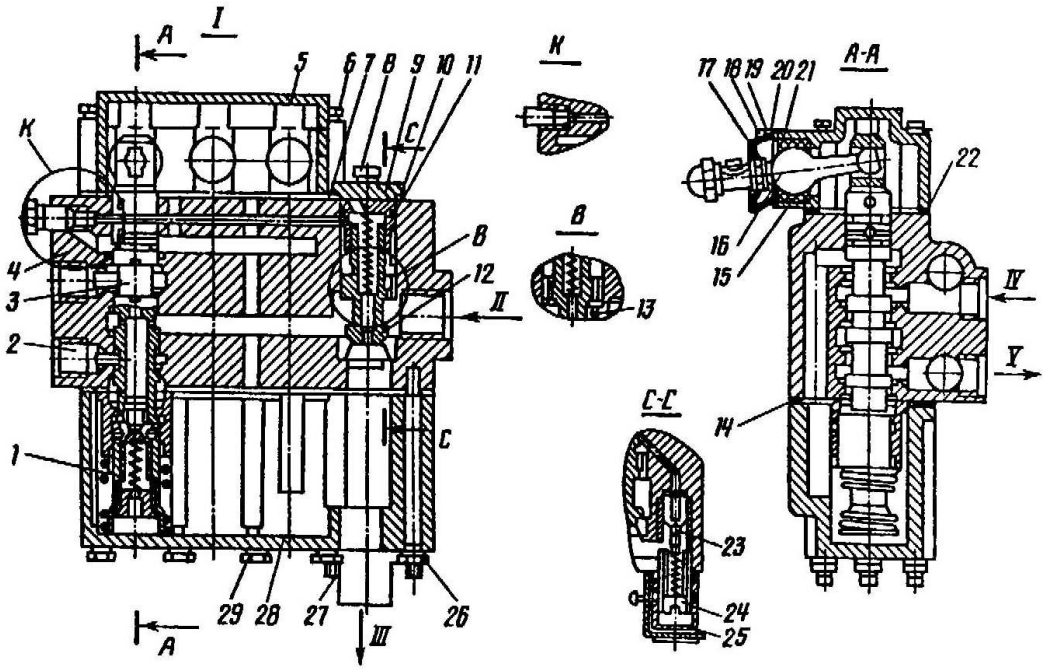


Рис. 3.36. Гідророзподільник клапанно-золотниковий типу Р-80:

1 – пружина; 2 – механізм автоповернення; 3 – золотник; 4 – корпус; 5 – кришка; 6, 8 і 18 – болти; 7, 11 і 15 – кільця; 9 – упор; 10 – направляюча; 12 – клапан переливний; 13 – клапан стрижневий; 14 і 22 – прокладки; 16 – важіль; 17 – пильник; 19 – пластина пильника; 20 – пластина кілець: 21 – вкладиш; 23 – клапан запобіжний; 24 – гвинт регулювальний; 25 – ковпачок;
26 і 29 – гайки; 27 – фланець; 28 – кришка нижня; *I* – “нейтральна” позиція золотника; *II* – від насоса; *III* – злив у бак; *IV* – з циліндра; *V* – у циліндр

Будова і принцип роботи гідророзподільника типу Р-80 показані на рис. 3.36.

У корпусі 4 розміщені два чи три золотники 3, які керують незалежно один від одного двома чи трьома гідродвигунами, і клапанний пристрій, що забезпечує розвантаження гідросистеми й обмеження тиску робочої рідини.

У корпусі гідророзподільника передбачені отвори для приєднання гідроліній, що йдуть від насоса до гідродвигунів і бака гідросистеми.

Застосовані в гідророзподільнику золотники можуть встановлюватися в залежності від типу в такі позиції: золотники типу 1, 2 і 3 – “Підйом”, “Нейтральна”, “Опускання примусове” і “Плаваюча”; золотник типу 4 – у ті ж позиції, крім “Плаваючої”.

При установці всіх золотників у позицію “Нейтральна” гідролінії, що ведуть до гідродвигунів, перекриваються, а вся робоча рідина, що нагнітається в гідророзподільник, проходить через переливний клапан 12 на злив у бак гідросистеми.

При установці золотника в позицію “Плаваюча” забезпечується можливість вільного переміщення робочого органа гідродвигуна під дією зовнішніх сил (наприклад сили ваги).

У позиції “Підйом” золотники типу 1 і 4 утримуються вручну зусиллям, прикладеним до важеля керування; золотники типу 2 і 3 – шариковим фіксатором.

У позиції “Опускання примусове” золотник типу 2 утримується шариковим фіксатором, золотники інших типів – вручну.

У позиції “Плаваюча” золотники типу 1, 2 і 3 утримуються шариковим фіксатором.

Повернення золотника з робочої позиції в позицію “Нейтральна” здійснюється пружиною 1.

З позиції “Плаваюча” золотники типу 1, 2 і 3 повертаються автоматично після віджиму фіксатора вручну невеликим переміщенням рукоятки керування в напрямку позиції “Нейтральна”.

З позиції “Підйом” золотники типу 1 і 4 повертаються після зняття руки з рукоятки керування, золотники типу 2 і 3 – вручну чи автоматично при тиску в гідролінії, що відповідає тиску настроювання запобіжного клапана 23.

З позиції “Опускання примусове” золотник типу 2 повертається вручну чи автоматично при досягненні в гідролінії тиску не більше 3 МПа, типу 1, 2 і 4 – після зняття руки з рукоятки керування.

Клапанний пристрій складається із запобіжного і переливного клапанів. Переливний клапан призначений для перепуску робочої рідини на злив при перебуванні всіх золотників у позиції “Нейтральна” чи “Плаваюча”. Коли який-небудь золотник виявляється затриманим у позиції “Підйом” чи “Опускання примусове”, зростає тиск у гідролінії і приводить до відкриття запобіжного і, внаслідок цього, переливного клапана.

У гідророзподільнику, призначеному для роботи в гідросистемі, що містить регулятор глибини обробки ґрунту, у переливному клапані мається додатковий стрижневий клапан 13.

У гідророзподільниках четвертого виконання за конструкцією лінія керування переливним клапаном не з’єднана всередині корпуса з порожниною зливу (переріз К).

Гідророзподільник четвертого виконання золотників Р-80-2-2-444 входить у розподільчий пристрій Р-80-П6-ПГ, що складається з двох гідророзподільників: Р-80-2-2-444 і Р-80-2-3-444. Пристрій служить для розподілу потоку робочої рідини в гідравлічних начіпних системах грейферних навантажувачів, де кількість виконавчих механізмів більше 3.

У зв'язку з великою кількістю гідроагрегатів, установлюваних на таких сільськогосподарських машинах, як самохідні зернозбиральні і бурякозбиральні комбайни, для їхнього керування застосовують багатосекційні гідророзподільники типу ГА-34000В і односекційні типу ГА-47000В.

Гідророзподільник ГА-34000В у залежності від кількості споживачів виготовляють п'яти-, шести- чи семисекційним. У семисекційному гідророзподільнику застосовують робочі секції двох типів: із запірними клапанами чи без них.

Для розподілу потоку рідини в гідроприводах активних робочих органів зернозбиральних і силосозбиральних комбайнів останнім часом знайшли широке застосування трипозиційні направляючі секційні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням. Пристрій і принцип роботи такого розподільника розглянемо на прикладі однієї робочої секції розподільника РЭГ-50, показаної на рис. 3.37, а.

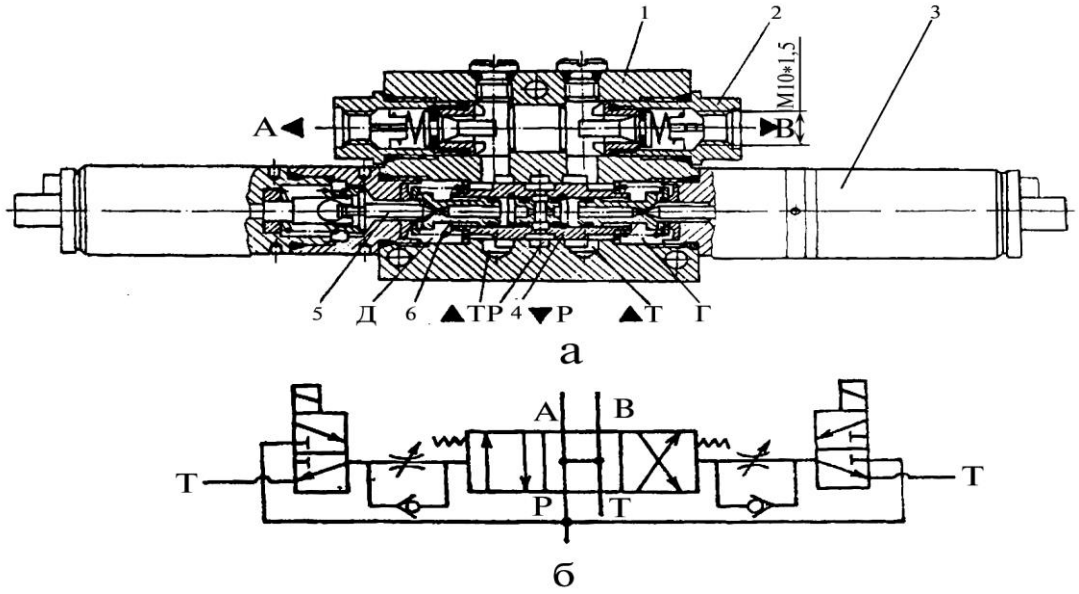


Рис. 3.37. Електрогідравлічний розподільник 4/3:

а – конструкція однієї робочої секції; б – умовна позначка розподільника РЭГ-50

Основними конструктивними елементами розподільника є: корпус 1 робочої секції зі вкрученими в нього клапанами 2 і керованими електромагнітами 3. У циліндричне розточення корпуса вставлений запірно-регулюючий елемент – циліндричний золотник 4. Робочі прохідні перерізи в розподільнику формуються кромками циліндричних розточень корпуса й циліндричних поясків золотника.

Установка золотників розподільника в робочі положення здійснюється подачею електричного сигналу на один з електромагнітів 3, якір якого зрушує голку 5, забезпечуючи тим самим прохід робочої рідини під тиском з кільцевої порожнини Р у порожнину Г чи Д.

Під дією тиску регулюючий золотник 4 зрушується "вправо" чи "вліво", відкриваючи прохід робочої рідини з порожнини Р до отворів А чи В для приєд-

нання до інших гідропристроїв. Утримання золотника 4 в одному з робочих положень відбувається протягом дії керуючого електричного сигналу (при включенні електромагніту). При виключенні електромагніту відбувається автоматична установка золотника 4 з робочого положення в нейтральне під дією пружин 6, при цьому робочі порожнини з'єднуються зі зливом рідини в гідробак. Промисловістю освоєний випуск розподільників з електрогідравлічним керуванням, технічні характеристики яких представлені в [9].

Підтримка заданих режимів роботи гідропривода здійснюється за рахунок застосування клапанів, дросельних пристроїв, гідроакумуляторів та іншої гідроапаратури.

3.4.3. Гідроклапани тиску

Гідроклапани тиску призначені для керування тиском робочої рідини.

За впливом потоку на запірно-регулюючий елемент розділяють клпни прямої і непрямої дії (із серводією).

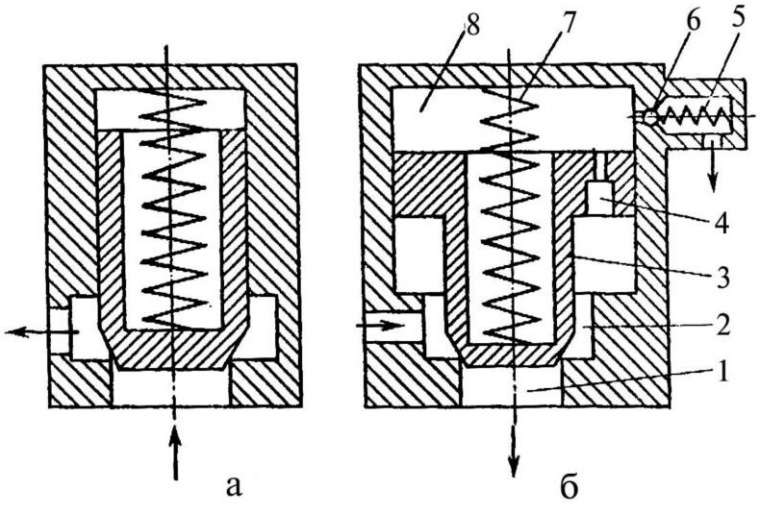


Рис. 3.38. Клапани регулювання тиску:

а – прямої дії; б – із серводією; 1, 2 і 8 – порожнини клапана;
3 – клапан; 4 – дросельний отвір; 5 і 7 – пружини; 6 – шариковий клапан

У клапанах прямої дії (рис. 3.38, а) робочий прохідний переріз змінюється в результаті безпосереднього впливу потоку робочої рідини на запірно-регулюючий елемент.

У клапанах непрямої дії (рис. 3.38, б) робочий прохідний переріз основного клапана змінюється в результаті впливу потоку робочої рідини на запірно-регулюючий елемент допоміжного клапана.

За конструкцією запірного пристрою гідроклапани можуть бути: шарикові, тарілчасті, плоскі і конічні, плунжерні й золотникові (рис. 3.39), і т. ін.

За функціональним призначенням клапани бувають запобіжні, зворотні, редукційні і переливні (перепускні), різниці тисків (диференційні) і співвідношення тисків.

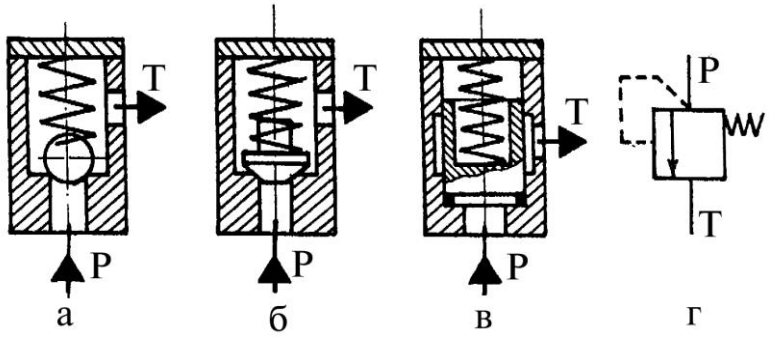


Рис. 3.39. Конструктивні схеми запобіжних клапанів (прямої дії):
а – шариковий; б – конічний; в – плунжерний;
г – умовна позначка запобіжного клапана прямої дії

Запобіжні клапани призначені для захисту гідроприводів від перевантажень шляхом обмеження максимального тиску. Запобіжний клапан повинний спрацьовувати швидко і мати високу пропускну здатність. Найпростіші конструкції запобіжних клапанів (рис. 3.38 і рис. 3.39) складаються з шарика, плунжера чи іншого запірного пристрою, навантаженого пружиною, відрегульованою на визначений тиск. Однак у гідроприводах з великими витратами робочої рідини такі клапани не застосовують, тому що для утримання клапана великих розмірів вимагаються могутні пружини, що не мають необхідної чутливості. У цих випадках застосовують запобіжні клапани із серводією (рис. 3.38, б). У такому клапані порожнина 2 сполучена з нагнітальною, а порожнина 1 – зі зливальною магістраллю. Дросельний отвір 4 з'єднує порожнину 2 з надклапанною порожниною 8. При тиску в гідроприводі нижче допустимого у порожнинах 2 і 5 тиск однаковий і клапан 3 притиснутий до сідла, тому що площа клапана в порожнині 8 більша, ніж у порожнині 2, і, крім того, клапан притиснутий пружиною 7. При підвищенні тиску в гідроприводі вище допустимого допоміжний шариковий клапан 6, переборюючи зусилля пружини 5, віджимається, у результаті чого частина робочої рідини з порожнини 8 відводиться в зливальну магістраль. Дросельний отвір 4 не дозволяє швидко відновити тиск у порожнині 8, тому тиск під клапаном у порожнині 2 стає більшим, і клапан піднімається, пропускаючи робочу рідину в порожнину 1, з'єднану з баком.

Відкриття запобіжного клапана відбудеться тоді, коли тиск досягне значення, що допускається, і закриється клапан 6, тиск у порожнинах 2 і 8 зрівняється, і клапан 3 опуститься на сідло, перекриваючи злив рідини в порожнину 1.

Зворотні клапани призначені для пропуску робочої рідини в одному напрямку і перекриття її руху у зворотному напрямку. Застосовують зворотні клапани з шариковими і конічними запірними елементами. На корпусах зворотних клапанів наносять стрілку, що вказує напрямок руху робочої рідини.

У гідроприводах ряду сільськогосподарських машин (навантажувачі і т. ін.) знайшли застосування спеціальні конструкції зворотних клапанів, що одержали назву гідрозамків. Гідрозамки застосовують у тих випадках, коли необхідна точна фіксація робочого органа в проміжному положенні шляхом зупинки гідродвигуна і виключення його зворотного руху під навантаженням. У корпусі 1 (рис. 3.40) гідрозамка розміщені два зворотні клапани 2 і 6, між якими поміщений плаваючий поршень 4. Робоча рідина надходить у корпус 1 через канали 3 і 5, а з корпуса до гідродвигуна – через канали 7 і 8. При підведенні робочої рідини до каналу 3 відк-

ривається лівий зворотний клапан 2, і робоча рідина через канал 8 надходить у гідродвигун. Одночасно поршень 4 під тиском робочої рідини зміщається вправо і відкриває зворотний клапан 6, забезпечуючи прохід робочої рідини, що відводиться, через канали 7 і 5 до гідророзподільника. При подачі робочої рідини в канал 5 гідрозамок спрацьовує аналогічно, але у зворотному напрямку. У випадку, якщо циркуляція робочої рідини не відбувається, зворотні клапани 2 і 6 замикають робочу рідину в гідродвигуні, фіксуючи його положення.

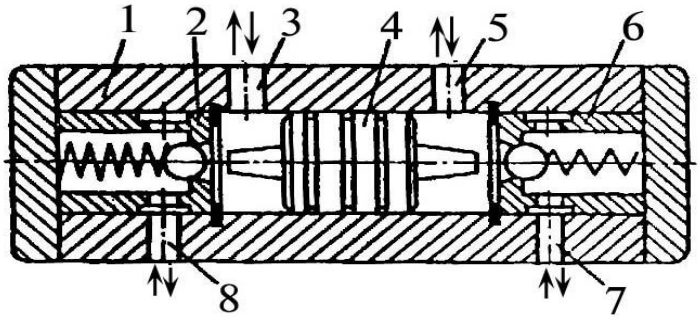


Рис. 3.40. Гідрозамок:

1 – корпус;
2 і 6 – зворотні клапани;
3, 5, 7 і 8 – клапани;
4 – поршень

Редукційні гідроклапани призначені для підтримки постійного тиску на виході p_2 = const, незалежно від тиску на вході p_1, за умови, що $p_2 < p_1$. Він складається з корпуса 1 (рис. 3.41, б), у циліндричному розточенні якого встановлено золотник 2, підпертий зусиллям пружини $F_{пр}$, що регулюється гвинтом 4. Якщо допустити, що сили тертя золотника 2 малі, то для досить еластичної пружини з малою погрішністю можна записати:

$$p_2 = \frac{4F_{пр}}{\pi d^2} = \text{const}. \qquad (3.70)$$

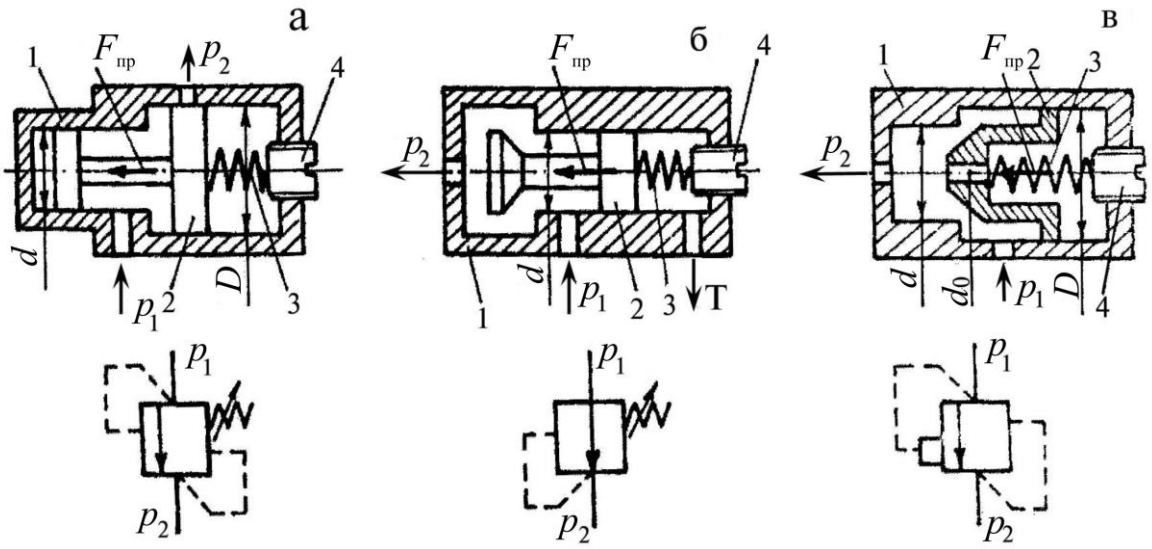


Рис. 3.41. Конструктивні схеми й умовні позначки гідроклапанів:

а – різниці тисків; б – редукційний одноступінчастий; в – співвідношення тисків

Редукційні гідроклапани звичайно встановлюють у системах, де від одного насоса працює кілька споживачів з різними значеннями робочого тиску. У цьому випадку насос розраховується на максимальний тиск p_{max}, необхідний для роботи одного зі споживачів, а перед іншими встановлюють редукційний клапан, що буде підтримувати p_i = const при p_1 = var.

Клапани різниці тисків (диференціальні) підтримують постійний перепад тиску $\Delta p = p_1 - p_2 = \text{const}$. При цьому зусилля попередньо стиснутої пружини 3 можна знайти зі співвідношення (рис. 3.41, а)

$$F_{\text{пр}} = p_{\text{зап кл}} \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \qquad (3.71)$$

Різниця площ основного D і допоміжного d поршнів може бути обрана як завгодно малою. На практиці для надійного подолання сили тертя необхідно витримувати умову: $\frac{D^2 - d^2}{D^2} \geq 0{,}25$.

Клапани співвідношення тисків (рис. 3.45, в) призначені для підтримки заданого співвідношення тисків у вхідному p_1 і вихідному p_2 потоках робочого середовища, тобто $p_1/p_2 = \text{const}$.

Переливні клапани призначені для підтримки заданого тиску в напірній магістралі шляхом безупинного перепуску робочої рідини на злив. Крім того, функціональне призначення переливних клапанів полягає у своєчасному розвантаженні насоса при завершенні робочого циклу і перепуску робочої рідини з напірної магістралі в зливальну при нейтральному положенні золотника розподільчого пристрою. Нерідко переливні клапани за наявності пристроїв, що регулюють витрату в зоні керування, використовують як регулятори швидкості переміщення робочих органів чи регулятори тиску. За конструкцією переливні клапани бувають шарикові, конусні, плунжерні і т. ін. З погляду надійності в гідроприводах з важкими режимами експлуатації перевагу варто віддавати плунжерним переливним клапанам, що за довговічністю перевершують усі інші.

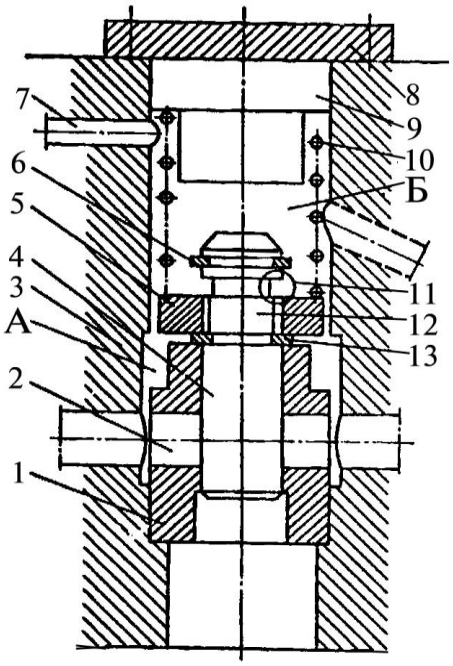


Рис. 3.42. Переливний клапан плунжерного типу:

1 – корпус клапана; 2 – напірна магістраль; 3 – корпус; 4 – плунжер; 5 – поршень; 6 і 13 – упори; 7 – канал керування; 8 і 9 – кришки; 10 – пружина; 11 – виточення; 12 – канал керування

Пристрій переливного клапана плунжерного типу показано на рис. 3.42 (А.с. СССР № 1315704).

У корпусі 1 клапана встановлені запірний орган, виконаний у вигляді плунжера 4, і поршень 5. Причому поршень 5 установлений на плунжері 4 з можливістю обмеженого переміщення щодо корпуса 3 за допомогою упорів 6 і 13.

Порожнина Б над поршнем 5 з'єднана з каналом керування 7, а порожнина А під поршнем 5 з'єднана з напірною магістраллю 2. У плунжері 4 клапана виконаний канал 12, що з'єднує порожнини А і Б, причому поршень 5 установлений з можливістю перекриття каналу 12 у крайньому верхньому положенні поршня 5.

При з'єднанні порожнини Б каналом керування зі зливом у порожнинах А і Б виникає перепад тиску, під дією якого поршень 5 переміщається вгору, перебороюючи опір пружини 10, і, впливаючи на упор 6, переміщає плунжер 4 в бік відкриття клапана. При цьому відкриття клапана відбувається під дією максимального

перепаду тиску, обумовленого величиною опору тільки кільцевого зазору між поршнем 5 і корпусом, тому що канал 12, який з'єднує порожнини Б і А під час відкриття клапана, перекритий поршнем 5. При закритті каналу керування перепад тиску зменшується, і поршень 5 під впливом пружини 10 починає переміщатися вниз, відкриваючи канал 12, що сприяє швидшому вирівнюванню тиску в порожнинах Б і А і тим самим більш прискореному переміщенню поршня 5 і запірного органа до моменту повного закриття клапана. Конструкція описаного переливного клапана забезпечує виконання заданих функцій у широкому діапазоні температури і витрат робочої рідини.

3.4.4. Дроселі і синхронізатори

Класифікація дроселів. Дроселі – це гідравлічні опори з постійним чи регульованим прохідним перерізом. Дросельні пристрої застосовують для регулювання швидкості гідродвигунів. За формою робочих елементів розрізняють голчасті, щілинні, канавкові, гвинтові, пластинчасті і золотникві дроселі.

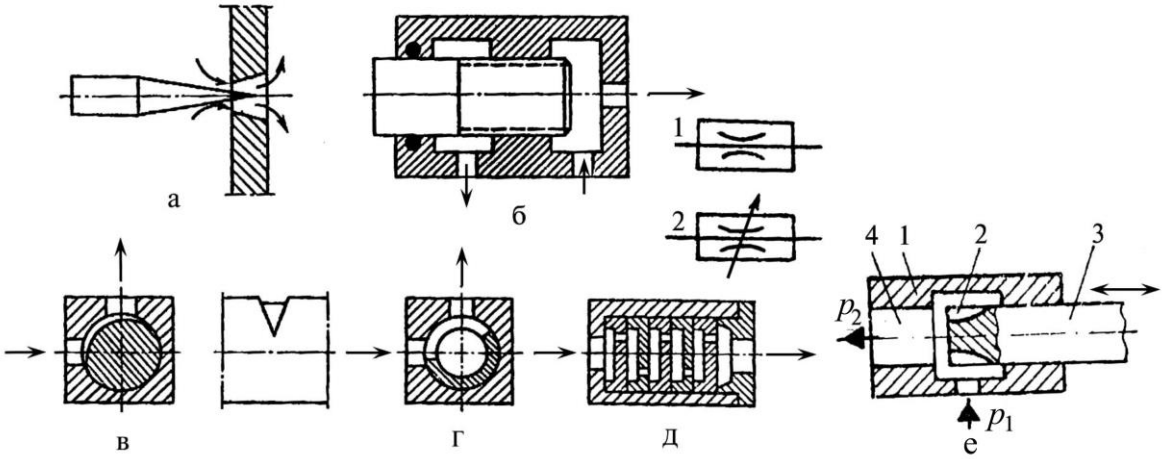


Рис. 3.43. Схеми дроселів і їхня умовна позначка:
а – голчастий; б – гвинтовий; в – канавковий; г – щілинний; д – пластинчастий;
е – золотниковий. 1 – дросель нерегульований; 2 – дросель регульований

У голчастому дроселі (рис. 3.43, а) прохідний переріз змінюють, переміщаючи голку вздовж осі.

У гвинтовому дроселі (рис. 3.43, б) на боковій поверхні голки чи плунжера виконана гвинтова нарізка.

Опір гвинтового дроселя залежить від довжини нарізки, тому прохідний переріз дроселів цього типу змінюють, вкручуючи чи викручуючи голку.

У канавкових (рис. 3.43, в) і щілинних (рис. 3.43, г) дроселях на боковій поверхні плунжера зроблені трикутні чи прямокутні канавки. Повертаючи плунжер відносно корпуса, можна регулювати прохідний переріз дроселя.

Прикладом дроселя постійного перерізу може служити пластинчастий дросель (рис. 3.43, д), що складається з набору пластин з отворами, розділеними тонкими металевими кільцями. Опір його залежить від розміру і кількості отворів у пластинах і загальної довжини набору пластин.

Втрати напору в дроселях при такому перепаді тиску залежать від швидкості потоку і від сили тертя, а отже, і від в'язкості робочої рідини.

У гідроприводах робочих органів невеликої потужності знайшли широке застосування дроселі регульовані, золотникові (рис. 3.43, е), що дозволяють одержати

будь-яку величину робочої витрати без розбирання дроселя. У корпус 1 вставлений золотник 2, на боковій поверхні якого профрезеровані робочі щілини 3 у вигляді трикутних поздовжніх пазів (“вусиків”). При переміщенні золотника 2 вліво, коли його кінець з “вусиками” почне входити в ліву циліндричну проточку 4, витрата буде плавно зменшуватися. Цей принцип регулювання витрати використаний у щілинному діафрагменному регульованому дроселі типу “ДР” (рис. 3.44) тонкого настроювання з лінійною характеристикою зміни витрати, що випускаються серійно.

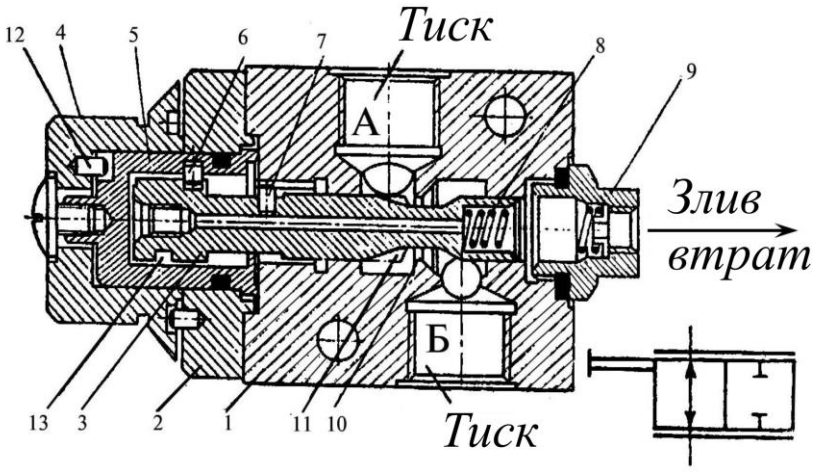


Рис. 3.44.
Щілинний діафрагменний регульований дросель типу “ДР” і його умовна позначка

Дросель складається з корпуса 1, у розточенні якого поміщений дросельний золотник 3, на боковій поверхні якого зроблені “вусики” у вигляді трикутних поздовжніх пазів 11. Величина перерізу робочої щілини 10 змінюється шляхом переміщення золотника вправо вздовж його осі. Це переміщення досягається поворотом лімба 4, що через штифт 12 повертає втулку, яка знаходиться в розточенні кришки 2. Штифтом 7, що переміщається по пазу корпуса, дросельний золотник утримується від прокручування навколо своєї осі, а за рахунок штифта 6, що обертається разом із втулкою 5 і занурений у гвинтову канавку 13, золотник 3 переміщається вправо, стискаючи пружину 8. При повороті лімба 4 на кут до 300° можна одержати будь-яку величину витрати в межах від $Q = 0$ до $Q = Q_{\max}$.

Підведення робочої рідини і відведення її здійснюється через отвори А і Б, а витоки виконуються по центральному каналу в золотнику 3 через штуцер 9. При зміні навантаження на вихідній ланці гідродвигуна, тобто зміні перепаду тиску на дроселі, і коливаннях температури (в’язкості) робочої рідини величина встановленої дроселем витрати буде також коливатися.

Витрата рідини через дросель прямо пропорційна перепаду тиску, а оскільки перепад тиску в дроселі залежить від навантаження, подоланого гідродвигуном, то при перемінному навантаженні змінюється і швидкість вихідної ланки гідродвигуна.

Для підтримки необхідної швидкості гідродвигуна в залежності від навантаження, застосовують регулятори витрати. До складу регуляторів, крім дроселів, входять клапани, що забезпечують постійний перепад тиску на дроселі.

Синхронізатори. У ряді сільськогосподарських машин для виконання заданого технологічного процесу необхідна синхронна робота всіх паралельно підключених гідродвигунів. Схеми синхронізації гідродвигунів створюються на базі дросельних чи об’ємних дільників і суматорів потоку, що за допомогою автомати-

чних регуляторів підтримують рівні витрати робочої рідини в рівнобіжних потоках (при їхньому поділі чи злитті) незалежно від навантаження.

Принцип дії дросельного дільника потоку полягає в наступному. Робоча рідина від насоса надходить у дільник через канал 2 (рис. 3.45, а) і потім через дроселі 1 і 3 по каналах 5 і 6 проходить до споживачів, обтікаючи поршень 4. Якщо обидва споживачі навантажені однаково, тиск у їхніх підвідних магістралях однаковий, а також через канали 5 і 6 протікає однакова кількість рідини. При неоднаковому навантаженні споживачів тиск в одній з камер дільника, наприклад у лівій, зростає, а отже, зменшується перепад тиску на дроселі 1. У результаті цього велика частина рідини прагне пройти через дросель 3. Однак завдяки збільшенню тиску в лівій камері поршень 4 пересувається вправо і частково перекриває канал 5.

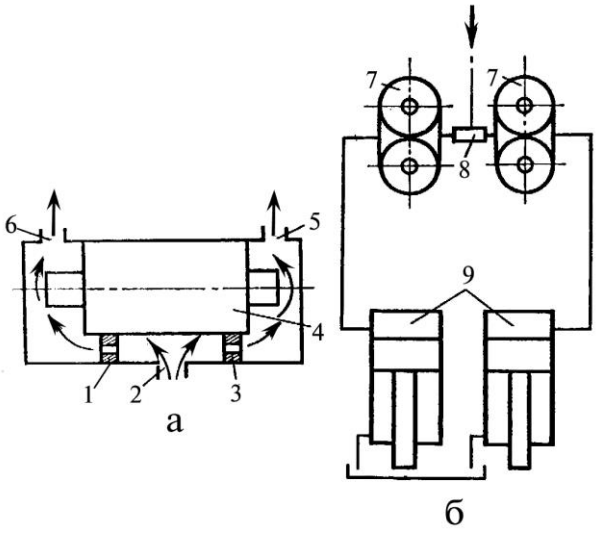


Рис. 3.45. Дільники потоку:
а – дросельний;
б – об'ємний:
1, 3 – дроселі;
2, 5 і 6 – канали;
4 – поршень;
7 – гідромотор;
8 – трійник;
9 – гідроциліндри

У цьому положенні поршень 4 буде знаходитися доти, доки тиск у камерах не врівноважиться, а кількість рідини, що надходить до споживачів, не стане однаковою.

Недолік дросельних дільників потоку – неминучі втрати напору в дроселях, а також те, що вони розраховані на обслуговування не більше двох споживачів. У цьому зв'язку їх застосовують лише в передачах з відносно невеликими витратами рідини.

Об'ємний дільник потоку (рис. 3.45, б) являє собою два чи більше гідромотори 7, найчастіше шестеренні, зібрані в один блок так, що їхні ведучі шестерні жорстко укріплені на одному загальному валу, а ведені шестерні вільно обертаються на загальній осі. Робоча рідина з насоса подається до трійника 8, звідки вона надходить до гідромоторів 7, приводячи їх в обертання.

Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку всі шестерні обертаються з однаковою частотою, тому в кожний з гідроциліндрів 9 надходить однакова кількість рідини, незалежно від розподілу навантаження між ними.

ККД об'ємних дільників потоку значно вищий, ніж у дросельних, тому їх застосовують у більш потужних гідроприводах.

3.4.5. Гідроакумулятори

Гідроакумулятори призначені для накопичення енергії і віддачі її гідродвигунам при короткочасних перевантаженнях, коли споживана потужність перевищує потужність, що розвивається насосом.

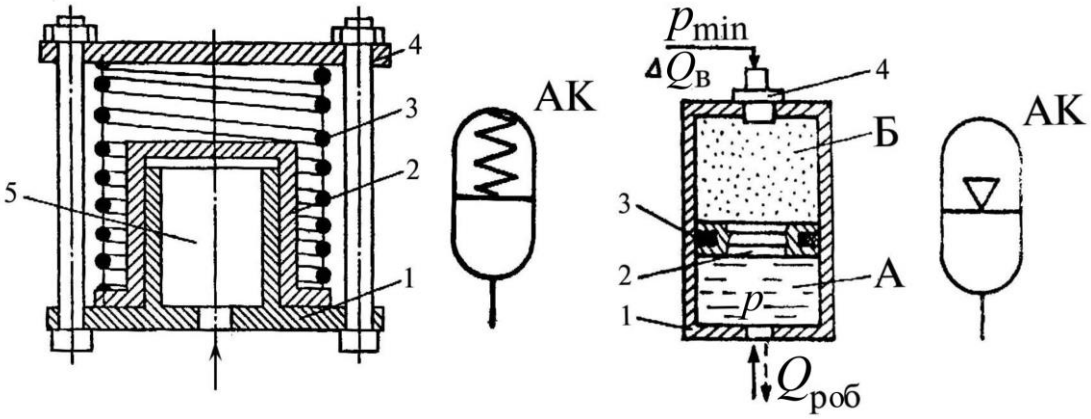


Рис. 3.46. Схеми й умовна позначка гідроакумуляторів:

а – пружинний; б – пневмогідравлічний

Гідроакумулятори використовуються також як буферні пристрої для згладжування різких коливань тиску в гідроприводах при перемінних навантаженнях і зменшеннях частоти включення запобіжного клапана.

У залежності від способу нагромадження енергії гідроакумулятори поділяють на пружинні і пневмогідроакумулятори (рис. 3.46).

Пружинні гідроакумулятори широко застосовують у гідросистемах заднього начіпного пристрою всіх марок тракторів “Бєларусь”, а також для підтримки тиску в бустері фрикційних гідропідтискних муфт при переключенні передач тракторів типу К-701 і Т-150. Пневмогідроакумулятори також використовують на різних сільськогосподарських машинах для зменшення пульсації витрати рідини в напірних гідравлічних магістралях і захисту гідросистем від гідравлічних ударів.

На мобільних сільськогосподарських машинах застосовують, головним чином, пружинні поршневі гідроакумулятори.

Пружинний гідроакумулятор (рис. 3.46) складається з корпуса 1, поршня 2 і пружини 3, що стискається під дією тиску рідини, яка надходить з насоса в камеру 5 через клапан зарядки (на рисунку не показаний), автоматично з’єднуючий зазначену порожнину 5 з нагнітальною магістраллю насоса при падінні тиску в гідроакумуляторі нижче визначеної величини, і відключає насос при досягненні заданого тиску зарядки. При з’єднанні порожнини 5 зі споживачем пружина 3 розтискається і виштовхує рідину з гідроакумулятора в робочу камеру споживача.

Пружинні гідроакумулятори мають малу ємність і розраховані на невеликі тиски (2 – 3 МПа).

У ряді мобільних машин застосовуються гідропневматичні акумулятори, що мають усередині герметичної ємкості дві камери – повітряну й рідинну, які розділені поршнем з ущільненням. Гідропневматичні акумулятори виготовляються на тиск до 20 МПа.

Ємність ΔW, м^3, пружинних акумуляторів визначають за формулою

$$\Delta W = Sh, \qquad (3.72)$$

де S – площа поршня, м^2; h – хід поршня (додатковий стиск пружини), м.

Тиск p рідини можна визначити (без обліку сил тертя) за формулою

$$p = \frac{F_{пр}}{S} = \frac{F_{пр1} + zh}{S}, \qquad (3.73)$$

де $F_{пр1}$ – сила пружності пружини при її попередній деформації, Н; z –твердість пружини, Н/м.

Пневмогідравлічний поршневий акумулятор (рис. 3.46, б) складається з циліндричного корпуса 1 поршня 2 з ущільнювальним кільцем 3.

Поршень 2 ділить внутрішню порожнину корпуса 1 на пневматичну порожнину Б, заповнювану через зворотний клапан 4 стисненим повітрям чи азотом ΔQ_B під деяким початковим тиском p_{min}. Гідравлічна порожнина А акумулятора приєднується до гідросистеми з тиском p. При збільшенні тиску робочої рідини в гідромережі до $p > p_{min}$ відбувається зарядка акумулятора, тобто поршень 2 переміщається вгору і стискає газ у порожнині Б до тиску $p_{max} = p$. Якщо тиск у гідромережі стає $p < p_{max}$, акумулятор розряджається, тобто поршень 2 переміщається вниз і витискає робочу рідину $Q_{роб}$ з порожнини А в гідролінію.

3.4.6. Кондиціонери робочої рідини і гідроємкості

Кондиціонери робочої рідини – це апарати, призначені для підтримки визначених фізичних властивостей рідини і її температурного режиму під час роботи гідропривода.

Серед фізичних властивостей робочої рідини важливою її характеристикою є забруднення. Забруднення рідин різними домішками в процесі транспортування й експлуатації є об'єктивним процесом і знижує надійність і термін служби гідроагрегатів. На всіх етапах використання робочих рідин прагнуть забезпечити їх очищення. Вплив якості очищення (фільтрації) рідин на роботу гідроагрегатів настільки великий, що термін служби гідромашин і гідроагрегатів може бути збільшений чи знижений у залежності від якості очищення рідин у декілька (до десятка) разів.

Фільтром називають пристрій, в якому рідина піддається очищенню від твердих і в'язких забруднюючих домішок, що потрапляють у гідросистему.

Відділення від рідин твердих забруднюючих домішок здійснюють механічним чи силовим методом. У першому випадку фільтрація здійснюється із застосуванням різних щілинних і пористих фільтрувальних елементів (матеріалів), а в другому – застосуванням силових полів: магнітного, електричного, відцентрового та ін.

У гідроприводах застосовують переважно перший метод очищення, при якому при її проходженні через фільтрувальний елемент робочої частини, забруднення затримуються фільтрувальною перегородкою.

У гідроприводах сільськогосподарських машин найбільше поширення одержали фільтроелементи з латунної сітки. В основному застосовують сітки з такими параметрами: 0,046; 0,06; 0,071; 0,09; 0,1; 0,15. Номер сітки одночасно вказує розмір сторони вічка у світлі в міліметрах.

Фільтруючі якості таких сіток (тонкість фільтрації і витрата рідини) характеризуються розміром вічка у світлі і щільністю чи площею живого (прохідного) перерізу вічок в одиниці площі поверхні. Останній параметр виражають через коефіцієнт живого перерізу b, що представляє собою відношення площі прохідних вічок S_0 до загальної площі сітки:

$$b = \frac{S_0}{S} = \left(\frac{a}{a+d} \right)^2, \qquad (3.74)$$

де d – діаметр дроту сітки; a – розмір сторони вічка у світлі.

Зменшення за всіх інших однакових умов величини вічка супроводжується зменшенням коефіцієнта живого перерізу сітки, і, як наслідок, збільшенням гідравлічного опору фільтра.

Для захисту фільтра від ушкодження при засміченні чи пуску насоса в умовах низької температури в ньому чи в паралельній йому гідролінії встановлюють запобіжний (перепускний) клапан, відрегульований на тиск фільтра $p_{\text{пер кл}} \geq 2p_{\text{ф}}$, але вище 0,5 МПа.

Тонкість фільтрації залежить від розміру вічка сітки у світлі, мінімальне значення якого для сіток простого переплетення дорівнює 0,08–0,1 мм.

Пористі фільтри поділяють на поверхневі (фільтроелемент з паперу, картону, рідше – тканини) і глибинні (фільтроелемент з пористої пластмаси).

Глибинні фільтри – це фільтри, в яких рідина проходить через товщу пористого матеріалу (наповнювача). Фільтри цього типу, кожен капіляр якого має велику кількість послідовно розташованих пор, можна порівняти за ефективністю фільтрування з багатошаровими фільтрами поверхневого типу з тією ж довжиною капілярів і кількістю пор у них. Тому що домішки затримуються в цих фільтрах в основному в порах товщі матеріалу. Ці фільтри при однаковому забрудненні рідини мають у порівнянні з поверхневими фільтрами вищу ємність і більший термін служби.

Широко поширені фільтри глибинного типу з наповнювачем з пористих металів і кераміки, одержувані шляхом спікання сферичних і несферичних порошків.

Розмір пор у такому матеріалі дорівнює $d = 0{,}1D$, де D – діаметр зерна (шарика) вихідного порошку.

Цілком можливо отримувати мінімальний розмір сфери металевого порошку приблизно 5 мкм, що відповідає умовному діаметру d пор елемента 0,5 мкм.

Цей умовний діаметр пори і визначає номінальну тонкість очищення рідини глибинним фільтром.

Розрахунок фільтрів зводиться до визначення витрати рідини і гідравлічного опору на одиницю площі поверхні фільтроматеріалу. Гідравлічні характеристики фільтроматеріалу визначаються, як правило, експериментальним шляхом.

Питома пропускна здатність q л/(хв·см^2) і відповідно витрата рідини через фільтр Q л/хв можуть бути виражені залежностями, що витікають із закону Пуазейля:

$$q = k\frac{\Delta p}{\mu}, \qquad (3.75)$$

$$Q = qS = k\frac{\Delta pS}{\mu}, \qquad (3.76)$$

де $k = q\mu / \Delta p$ – коефіцієнт пропорційності, що представляє собою питому пропускну здатність одиниці площі поверхні фільтроматеріалу в л/(хв·см^2) при

перепаді тиску 1 кг/см^2 і динамічній в'язкості рідини 1 пз; μ – динамічна в'язкість, пз; Δp – перепад тиску на фільтрі, кг/см^2; S – площа поверхні елемента, см^2.

Досвід показує, що коефіцієнт k для конкретного фільтроматеріалу зберігається, за всіх інших рівних умов, практично постійним у широкому діапазоні витрат і перепадів тиску, завдяки чому представляється можливість використовувати його як порівняльну оцінку гідравлічного опору цього матеріалу. Значення цього коефіцієнта приводяться в заводських характеристиках матеріалів.

Схеми включення фільтрів. Фільтрують або весь потік рідини, або його частину. Першу схему називають схемою послідовного, а другу – схемою паралельного включення фільтра. Схема послідовного включення фільтра забезпечує фільтрацію всієї рідини, що бере участь у циркуляції. Фільтр у цьому випадку повинний бути розрахований на повну витрату рідини.

Фільтрацію частини потоку звичайно застосовують у тому випадку, коли пред'являються вимоги особливо ретельного очищення рідини для дуже відповідальних гідроагрегатів, а також для профілактичного тонкого очищення рідини. Для фільтрації частини потоку звичайно застосовують глибинні фільтри тонкого очищення.

У більшості випадків доцільно застосовувати одночасно обидві схеми фільтрації: для фільтрації всього потоку застосовують фільтр, що має відносно високу пористість, а для захисту особливо відповідальних агрегатів – фільтри тонкого очищення.

При виборі місця для установки фільтра повної витрати керуються такими міркуваннями. Для захисту насоса, що найбільш чутливий до забруднення рідини, фільтр бажано встановлювати на усмоктувальній лінії (рис. 3.47, а).

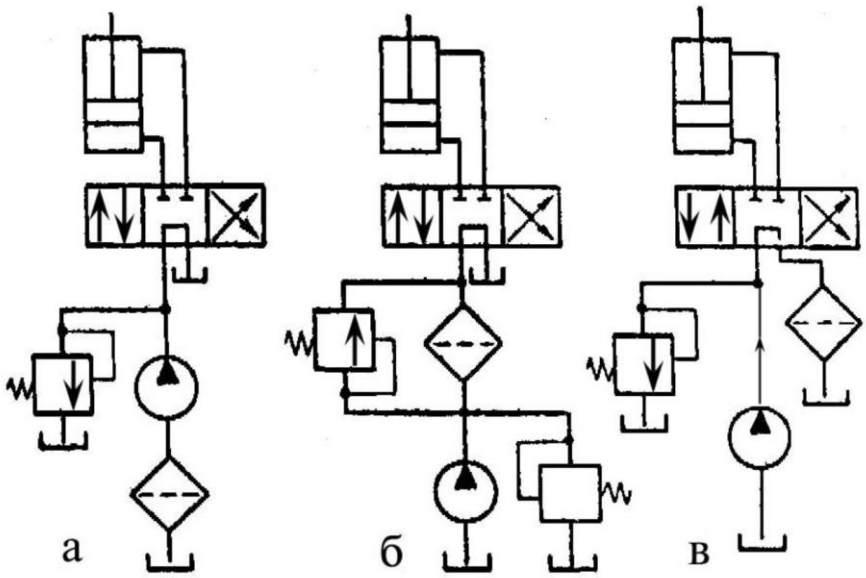


Рис. 3.47. Схеми розміщення фільтра в гідросистемі

Однак через те, що фільтр збільшує опір усмоктувальної лінії і погіршує умови заповнення насоса рідиною, цей спосіб установки фільтра в гідроприводах із самоусмоктувальним насосом не розповсюджений.

Звичайно на усмоктувальній лінії встановлюють фільтри грубого очищення з малим гідравлічним опором. Ступінь забруднення фільтра визначається вакуумметром. Рекомендується допустиме значення $[p_в] \le 0{,}025$ МПа.

Основні параметри деяких усмоктувальних фільтрів типу С 41-2 наведені в каталозі [7]. При установці фільтрів на лінії нагнітання (рис. 3.47, б) можуть бути допущені більш високі опори. Корпус фільтра в цьому випадку буде знаходитися під робочим тиском $p_{роб} > > 10$ МПа. У зв'язку з цим підвищуються вимоги до характеристик корпуса фільтра, а значить, збільшується і його маса, однак така схема дозволяє використовувати фільтри з великим гідравлічним опором $p_ф > 0{,}6$ МПа.

Застосовують також установку фільтра в зливальній магістралі (рис. 3.47, в). При цьому через фільтр проходить рідина також і в період розвантаження насоса. В якості робочих елементів таких фільтрів використовуються пористі перегородки з робочим тиском $p_м \le 0{,}63$ МПа, що працюють з рідиною до 1600 мм^2/с (сСт). Основні характеристики зливальних фільтрів наведені в каталозі [7].

При експлуатації гідроприводів необхідно стежити за показаннями приладів, що заміряють тиск. Не допускати, щоб спрацьовував запобіжний клапан фільтра (при $p_{надл} > p_{зап\ кл}$), тому що в цих випадках масло фактично не фільтрується і всі агрегати гідропривода піддаються прискореному зносу, збільшується ймовірність їхнього відмовлення.

Магнітні фільтри. Для вловлювання феромагнітних часток застосовують магнітні фільтри, які звичайно комбінують зі щілинним (пористим) фільтром. Першим ступенем таких комбінованих фільтрів є магнітний елемент, а другим – пористий фільтр, який затримує діамагнітні частки поряд з феромагнітними, що відірвалися від першого ступеня. Застосування магнітного поля в подібному комбінованому фільтрі підвищує тонкість фільтрації і термін служби пористого фільтра. На рис. 3.48 показаний комбінований фільтр, що складається із сітчастого фільтрувального пакета 2 і двох установлених на вході і виході постійних магнітів 1 і 3. Магнітні фільтри затримують дрібні феромагнітні частки, що, з'єднуючись у магнітному полі разом з феромагнітними частками, утворюють легковіддільні великі частки.

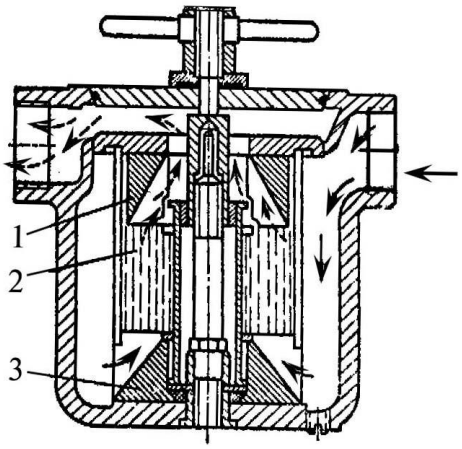


Рис. 3.48.
Щілинний фільтр
з магнітними вставками

Відцентрові очисники рідини. У гідросистемах деяких машин застосовують відцентрові очисники рідини (центрифуги). Ці фільтри очищають рідину від часток забруднювача зі щільністю, що перевищує щільність робочої рідини.

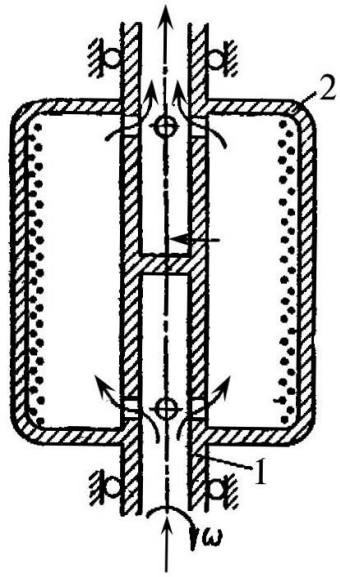


Рис. 3.49.
Схема відцентрового
очисника

Принципова схема відцентрового очисника представлена на рис. 3.49. Рідина, що підлягає очищенню, подається через порожню вісь 1 під тиском 0,3–0,6 МПа в обертовий ротор 2, в якому вона здобуває кутову швидкість, що наближається до швидкості ротора. Частки забруднювача з густиною, що перевищує густину рідини, відкидаються під дією відцентрової сили до стінок ротора й осаджуються на них.

Центрифуги працюють як з гідрореактивним приводом, так і з механічним чи електричним приводом. Оскіль-

ки практично неможливо одержувати великі значення реактивної сили, очищення з гідрореактивним приводом не може забезпечити високих умовних швидкостей ротора (6000 – 7000 об/хв), а отже, не може забезпечити високої тонкості очищення. Для порівняння: центрифуги з механічним чи електричним приводом у деяких конструкціях досягають 20 000 об/хв.

Охолоджувачі рідини. Різниця між потужністю, споживаною насосом, і корисною потужністю гідродвигунів перетворюється на тепло, і робоча рідина в процесі роботи гідропривода нагрівається. Це особливо стосується гідросистем з дросельним регулюванням.

Потужність ΔN, що втрачається, у гідросистемі можна визначити як різницю між потужністю насоса $N_н$ і корисною потужністю споживачів $N_к$: $\Delta N = N_н(1-\eta)$, де η – повний ККД гідропривода.

У гідроприводах з насосами невеликих потужностей (менше 6 кВт) робоча рідина охолоджується звичайно без застосування спеціальних охолоджувачів – шляхом теплового випромінювання і конвенційного переносу тепла навколишнім середовищем. Однак при великих потужностях і тривалих режимах роботи гідросистеми необхідно застосовувати для забезпечення необхідних температурних умов охолоджувальні пристрої (теплообмінні пристрої чи охолоджувачі).

Теплообмінники встановлюють, як правило, на зливальних лініях після гідродвигунів, переливних клапанів чи на лініях відводу витоків з гідросистеми, тому що в цих гідролініях перед поверненням у бак рідина має найбільшу температуру.

Теплообмінники повинні підтримувати оптимальну температуру в основних робочих органах гідропередачі. При високій температурі в'язкість рідини знижується, і витоки зростають. Якщо температура мала, а в'язкість рідини відповідно велика, зростають механічні втрати.

При надмірному підвищенні температури й зниженні в'язкості рідини виникає перехід до граничного тертя в навантажених парах і їхнє швидке зношування. Прискорюється при цьому зношування ущільнюючих гумових елементів і деструкція робочої рідини.

З розглянутого видно, що максимальні ККД і довговічність гідропередачі можна одержати при використанні робочої рідини в оптимальному інтервалі в'язкості, що відповідає оптимальному інтервалу температури. Найчастіше оптимальні інтервали складають: для в'язкості $\nu_{опт}$ = (0,16–0,25)10^{-4} м^2/с при температурі $t_{опт}$ = 40...60 °С. Мінімально припустима в'язкість ν_{min} = (0,04–0,06)10^{-4} м^2/с при максимальній температурі t_{max} = 80–90 °С. У зазначених граничних умовах роботи гідропередачі використовують тільки короткочасно.

Гідробаки. Гідробаком називають гідроємкість, призначену для збереження, відстою, очищення й охолодження робочої рідини, а також видалення з неї пухирців повітря і температурної компенсації зміни її об'єму.

Гідробаки бувають двох типів: відкриті – під атмосферним тиском; закриті – із внутрішнім тиском.

На рис. 3.50 представлена типова схема й умовна позначка гідробака з теплообмінником: корпус бака 1 з оглядовим вікном 2, закритий кришкою 3. Через кришку 3 у бак входить труба зливальної 4 й усмоктувальної 7 гідроліній. Заливна горловина 5 з фільтром призначена для заповнення бака рідиною. На кришці встановлюють сапун 6 для з'єднання внутрішньої порожнини бака з атмосферою. До складу сапуна входять пневмоклапан і повітряний фільтр.

У корпусі бака встановлені зливальні пробки 8, виконані у вигляді магнітного уловлювача. Дно бака має ухил 5...10° у бік пробок 8, що забезпечує повне спорожнювання бака. У баці між зливальною й усмоктувальною трубами розташована перегородка 9, яка збільшує шлях гарячої робочої рідини в баці. Це поліпшує відділення від робочої рідини повітря і підвищує ефективність її охолодження в теплообміннику 10. З цією ж метою труба зливальної гідролінії має зріз під кутом 45°, спрямований у бік стінки бака.

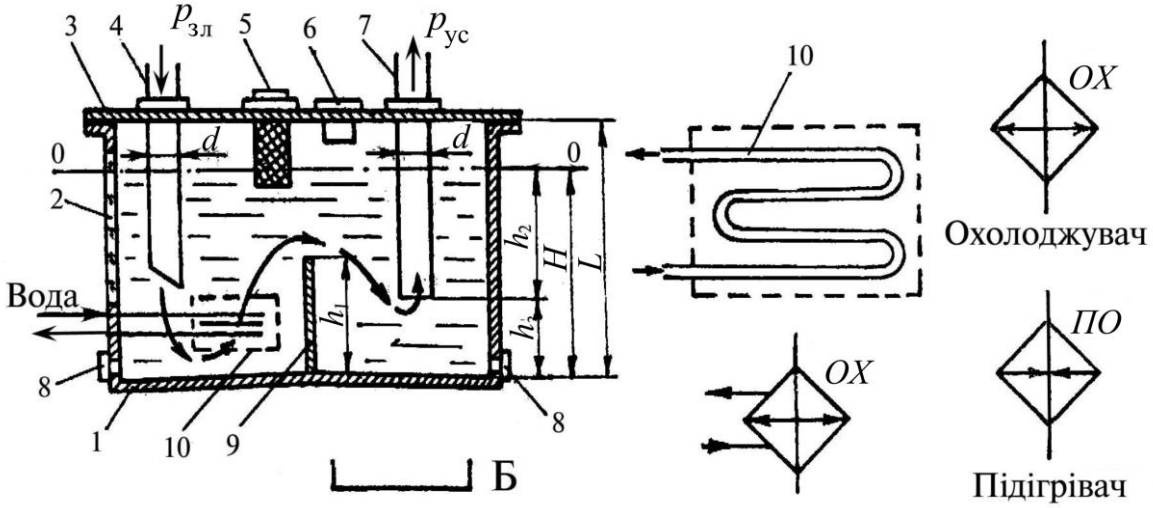


Рис. 3.50. Типова схема й умовні позначки гідробака і теплообмінників

Форма бака повинна забезпечувати мінімальний рівень 0-0 масла h_2 = 150 мм над усмоктувальним отвором при роботі агрегату на схилах, а максимальний рівень 0-0 – $H \le 0{,}8L$; висота перегородки $h_1 = 2/3H$; глибина занурення труб зливальної й усмоктувальних ліній $h_2 \ge (2\ldots3)d$; зріз усмоктувальної труби повинен знаходитись від дна бака на відстані $h_3 \ge 2d$. Бак варто встановлювати на машині так, щоб усмоктувальний фланець насоса знаходився над рівнем робочої рідини 0-0 у баці на висоті $h_{ус} \le 700$ мм**.**

Закриті баки найчастіше застосовують як *гідроакумулятори,* що призначені для акумулювання і повернення енергії робочої рідини, яка знаходиться під тиском.

3.4.7. Гідравлічні магістралі й ущільнення з’єднань

Подача рідини під робочим тиском від джерела витрати до споживачів і відведення її під зливальним тиском виконуються через магістралі (гідролінії), в якості яких служать жорсткі й еластичні, металеві й неметалеві трубопроводи, а також канали, виконані в корпусах гідроагрегатів.

За призначенням гідролінії поділяють на усмоктувальні, напірні, зливальні, дренажні й лінії керування.

Для гідроліній використовують металеві труби, гнучкі шланги і їхні з’єднання. У гідроприводах застосовують стальні безшовні холоднодеформовані труби, холодно- і теплодеформовані, а також мідні при тиску до 10 МПа.

Трубопроводи, крім навантажень від дії тиску, вібрації і температури, підлягають додатковим навантаженням внаслідок монтажних напруг, що виникають у результаті виробничих відхилень від норм точності виготовлення труб, а також точності розташування місць їхньої установки, тому зібрану гідромережу необхід-

но випробувати на міцність під пробним тиском рідини, прийнятим рівним $p_{вип} > 1{,}5\ p_{ном}$, і перевірити герметичність усіх з'єднань при максимальному тиску.

Розрахунок трубопроводів роблять, виходячи з об'ємної чи масової витрати рідини через живий переріз каналу. Відповідно до цього $Q = fV$; $M = fV\rho$, де Q і M – об'ємна і масова витрата рідини; ρ – гстина рідини; V – швидкість руху рідини; f – площа перерізу.

При виборі швидкості руху рідини керуються тим, що підвищення її приводить до збільшення опору і відповідно втрати потужності, а зниження – до збільшення питомої металоємності трубопроводів і арматури.

На підставі практики можна рекомендувати для трубопроводів напірних магістралей швидкості руху рідини в залежності від тиску, наведені в табл. 3.4 [4].

Таблиця 3.4. Рекомендована швидкість руху робочої рідини в напірних магістралях

p, МПа	5	10	150	200
V, м/с	3,0	4,5	5,5	6,0

Для усмоктувальних трубопроводів швидкість рідини вибирається 0,5 – 1,5 м/с, причому менше значення приймають для трубопроводів малого (10 – 20 мм) перерізу. Швидкість руху рідини в трубопроводах зливальних магістралей звичайно обмежують 2...2,5 м/с.

Розрахунок на поздовжній розрив прямих тонкостінних трубопроводів може бути зроблений за формулою

$$[\sigma_р] = \frac{p_{max} d}{2\delta}, \tag{3.77}$$

де $[\sigma_р]$ – допустиме напруження матеріалу трубопроводу при розтяганні (по колу), для стальних трубопроводів $[\sigma_р]$ = = 100…180 МН/м^2, для труб з кольорових металів і сплавів $[\sigma_р]$ = = 80…100 МН/м^2; p_{max} – максимальний тиск рідини, кг/см^2; D і δ – зовнішній діаметр і товщина стінки труби, см.

Під тонкостінними розуміють трубопроводи, в яких задовольняється така умова: $i = d/\delta \le 16$, $d/d_{вн} \le 1{,}7$, де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр перерізу трубопроводу.

Товщину стінки обчислюють за формулою

$$\delta = \frac{p(d+m)}{2\sigma_р n}, \tag{3.78}$$

де m = 0,3 – відхилення по діаметру трубопроводу, мм; n = 0,9 – коефіцієнт, враховуючий відхилення по товщині стінки трубопроводу.

Для розрахунку товстостінного трубопроводу ($i > 16$)

$$\sigma_р = p\frac{d^2 + 2\delta + 2\delta^2}{2\delta(d-\delta)}. \tag{3.79}$$

Мінімальна товщина стінки для цього трубопроводу

$$\delta_{\min} = \frac{d}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma_{\text{р}} + p}{\sigma_{\text{р}} - p}} - 1\right). \qquad (3.80)$$

З'єднання окремих трубопроводів між собою і з гідроагрегатами бувають різьбовими, фланцевими, швидкороз'ємними, за допомогою гнучких рукавів та інші. Нарізні сполучення поділяють на з'єднання по зовнішньому конусу і на з'єднання по внутрішньому конусу з ущільнювальними гумовими кільцями. Фланцеві з'єднання трубопроводів застосовують, як правило, для труб діаметром $d > 40$ мм.

У сільськогосподарському машинобудуванні використовують трубопровідну арматуру з шароподібним ніпелем і штуцером з кутом конуса 60°. Гідравлічна трубопровідна арматура обіймає: гідроарматуру сполучення лінійну і кутову, муфти запірні й розривні, клапани уповільнюючі, сапуни, рукава середнього і високого тиску, заглушки захисні.

Запірні муфти призначені для автоматичного запирання заповнених маслом порожнин гідравлічних агрегатів і шлангів (гнучких рукавів), що раптово від'єднуються від напірних гідроліній.

Розривні муфти призначені для автоматичного роз'єднання і запирання шлангів при виникненні аварійних розтяжних зусиль.

Клапани уповільнюючі забезпечують вільний пропуск робочої рідини в одному напрямку і дроселюють її при русі у зворотному напрямку.

Рукава середнього і високого тиску застосовують для з'єднання труб, осі яких не збігаються, чи для з'єднання гідроагрегатів, що мають значні відносні переміщення щодо трубопроводу чи щодо один одного.

Для надійного ущільнення всіх рухливих і нерухливих елементів гідроапаратів і гідравлічної трубопровідної арматури широко використовують ущільнення у вигляді кілець круглого перерізу й манжет.

Гумові кільця круглого перерізу нескладні за конструкцією і надійні в експлуатації. Вони призначені для ущільнення деталей нерухливих і рухливих з'єднань зі зворотно-поступальним переміщенням зі швидкістю до 0,3 м/с при тиску до 20 МПа, у діапазоні температур від -50 до 100 °С.

Манжети гумові зменшеного перерізу призначені для ущільнення поршнів і штоків гідроциліндрів різних гідравлічних пристроїв, що працюють при тиску до 10 МПа, а із застосуванням у манжеті захисних кілець – при тиску до 50 МПа, зі швидкістю зворотно-поступального руху до 0,5 м/с.

Для ущільнення обертових валів гідромашин призначені манжети гумові армовані. Ці манжети застосовують в умовах, коли швидкість переміщення валів досягає $V < 20$ м/с, а температура в місці контакту манжети з валом – від 45 до 150 °С й надлишковому тиску до 0,05 МПа.

3.4.8. Робочі рідини

Розробляючи машини й апарати, доводиться зустрічатися з проблемою вибору робочої рідини, що в гідроприводах в основному виконує функції робочого тіла. Крім того, робоча рідина є мастильним і охолоджуючим агентом пар тертя, середовищем, що видаляє з пар тертя продукти зносу й запобігає їхній корозії.

У деяких типах гідросистем рідина виконує основну функцію, але не є робочим тілом.

У системах змащення рідини називають маслами; у системах охолодження – охолоджуючими чи мастильно-охолоджуючими рідинами (МОР); у гідроприводах гальм – гальмовими рідинами.

Гідравлічні масла (гідравлічні рідини для гідравлічних систем) поділяють на нафтові, синтетичні і водно-гликолеві. За призначенням їх поділяють відповідно до сфери застосування:

- для мобільної наземної, авіа-, річкової й морської техніки;
- для гідрогальмових і амортизаційних пристроїв різних машин;
- для гідроприводів, гідропередач і циркуляційних масляних систем різних агрегатів, машин, механізмів, складових устаткування різних підприємств.

Основна функція робочих рідин для гідроприводів – передача механічної енергії від її джерела до місця використання зі зміною значення чи напрямку прикладеної сили.

Гідропривод не може діяти без рідкого робочого середовища, що є необхідним конструкційним елементом будь-якої гідравлічної системи. У постійному вдосконалюванні конструкції гідроприводів відзначаються такі тенденції:

- підвищення робочих тисків і зв’язане з цим розширення верхніх температурних меж експлуатації робочих рідин;
- зменшення загальної маси привода або збільшення відношення переданої потужності до маси, що обумовлює більш інтенсивну експлуатацію робочої рідини;
- зменшення робочих зазорів між деталями робочих органів, що посилює вимоги до чистоти робочої рідини.

З метою задоволення вимог, продиктованих зазначеними тенденціями розвитку гідроприводів, сучасні робочі рідини (гідравлічні масла) повинні мати визначені характеристики:

- оптимальний рівень в’язкості і гарні в’язкісно-температурні властивості в широкому діапазоні температур, тобто високий індекс в’язкості;
- відрізнятися високим антиокисним потенціалом, а також термічною і хімічною стабільністю, що забезпечує тривалу беззмінну роботу рідини в гідросистемі;
- захищати деталі гідропривода від корозії;
- мати гарну фільтраційність;
- мати необхідні деаеруючі, деемульгуючі й антипінні властивості;
- запобігати зносу деталей гідросистеми;
- бути сумісними з матеріалами гідросистеми.

Більшість масових сортів гідравлічних масел виробляють на основі добре очищених базових масел, одержуваних з рядових нафтових фракцій з використанням сучасних технологічних процесів екстракційного і гідрокаталітичного очищення.

Фізико-хімічні й експлуатаційні властивості сучасних гідравлічних масел значно поліпшуються при введенні в них функціональних присадок – антиокисних, антикорозійних, протизносних, антипінних, в’язкісно-температурних та ін.

У складі гідравлічних масел не повинно бути механічних домішок і води. Унаслідок дуже малих зазорів робочих пар гідросистем (особливо оснащених аксіально-поршневими механізмами) наявність забруднень може призвести не тільки до зносу елементів гідроустаткування, але і до заклинювання деталей. Для очи-

щення робочої рідини від забруднень у гідросистемах застосовують фільтри різних типів. Навіть незначна кількість (0,05...0,1%) води негативно впливає на роботу гідросистем. Вода, що потрапляє в гідросистему в процесі експлуатації, прискорює процес окислювання робочої рідини, викликає гідроліз гідролітично нестабільних компонентів масла (зокрема присадок-солей металів). Продукти гідролізу присадок викликають електрохімічну корозію металів гідросистеми. Вода сприяє утворенню шламу неорганічного й органічного походження, що забиває фільтри й зазори устаткування, тим самим порушуючи роботу гідросистеми.

Система позначення гідравлічних масел. Прийнята у світі класифікація мінеральних гідравлічних масел заснована на їхній в'язкості й наявності присадок, що забезпечують необхідний рівень експлуатаційних властивостей. Позначення вітчизняних гідравлічних масел складається з груп знаків, перша з який позначається буквами МГ (мінеральне гідравлічне), друга – цифрами і характеризує клас кінематичної в'язкості, третя – буквами й указує на приналежність масла до групи експлуатаційних властивостей. За ДСТУ 17479.3-85 (аналогічно міжнародному стандарту ISO 3448) гідравлічні масла за значенням в'язкості при 40 °С поділяються на 10 класів (табл. 3.5).

У залежності від експлуатаційних властивостей і складу (наявності відповідних функціональних присадок) гідравлічні масла поділяють на групи А, Б і В.

Група А (група НН за ISO) – нафтові масла без присадок, які застосовуються в малонавантажених гідросистемах із шестеренними чи поршневими насосами, що працюють при тиску до 15 МПа і максимальній температурі до 80 °С.

Група Б (група HL за ISO) – масла з антиоксидними, антикорозійними присадками. Призначені для середньонавантажених гідросистем з різними насосами, що працюють при тисках до 25 МПа і температурі масла понад 80 °С.

Група В (група НМ за ISO) – добре очищені масла з антиоксидними, антикорозійними і протизносними присадками. Призначені для гідросистем, що працюють при тиску понад 25 МПа і температурі масла понад 90 °С.

Таблиця 3.5. Класи в'язкості гідравлічних масел

Клас в'язкості	Кінематична в'язкість при 40 °С, мм^2/с	Клас в'язкості	Кінематична в'язкість при 40 °С, мм^2/с
1	2	3	4
5	4,14–5,06	32	28,80–35,20
7	6,12–7,48	46	41,40–50,60
10	9,00–11,00	68	61,20–74,80
15	13,50–16,50	100	90,00–110,00
22	19,802–24,20	150	135,00–165,00

У маслах всіх зазначених груп можуть бути введені загущуючі (в'язкісні) і антипінні присадки.

Загущені в'язкісними полімерними присадками гідравлічні масла відповідають групі HV за ISO 6743/4.

У табл. 3.6 наведене позначення гідравлічних масел. Крім чисто гідравлічних масел включені масла марок А, Р, МГТ, віднесені до категорії трансмісійних

масел для гідромеханічних передач. Однак завдяки високому індексу в'язкості, гарним низькотемпературним і експлуатаційним властивостям і через відсутність гідравлічних масел такого рівня в'язкості вони також використовуються в гідрооб'ємних передачах і гідросистемах навісного устаткування наземної техніки.

Деякі давно розроблені гідравлічні масла, що випускаються, за значенням в'язкості не жорстко відповідають класу за класифікацією, позначеною ДСТУ 17479.3-85, а займають проміжне положення. Наприклад, масло МГТ-50 має в'язкість при 40 °С 17–18 мм^2/с, знаходиться в ряді класифікації між 15 і 22 класами в'язкості.

За в'язкісними властивостями гідравлічні масла умовно поділяються на такі:

- малов'язкі – класи в'язкості з 5 до 15;
- середньов'язкі – класи в'язкості 22 і 32;
- в'язкі – класи в'язкості з 46 до 150.

Таблиця 3.6. Умовне позначення гідравлічних масел

Умовне позначення	Товарна марка	Умовне позначення	Товарна марка
1	2	3	4
МГ-5-Б	МГЕ-4А, ЛЗ-МГ-2	МГ-22-В	Р
МГ-7-Б	МГ-7-Б, РМ	МГ-32-А	ЭШ
МГ-10-Б	МГ-10-Б, РМЦ	МГ-32-В	А, МГТ
МГ-15-Б	АМГ-10	МГ-46-В	МГЕ-46В
МГ-15-В	МГЕ-ЮА, ВМГЗ	МГ-68-В	МГ-8А-(М8-А)
МГ-22-А	АУ	МГ-100-Б	ГЖД-14с
МГ-22-Б	АУП		

Гальмові й амортизаційні рідини є особливою групою рідких робочих середовищ для гідравлічних систем. Перші з них використовують як робочу рідину гідропривода гальмової системи автомобіля й у ходових системах сільськогосподарської техніки, другі – як рідке середовище в телескопічних і важільно-кулачкових амортизаторах автомобілів, а також у телескопічних стійках.

Основне призначення ***гальмової рідини*** – передача енергії від головного гальмового циліндра до колісних циліндрів, що притискають гальмові накладки до гальмових дисків чи барабанів.

Робочий тиск у гідроприводі гальм досягає 10 МПа, а температура гальмової рідини в дискових гальмах піднімається до 150 – 190 °С. У результаті постійних коливань температури в гальмову систему через гумові ущільнення проникає атмосферна волога. При цьому гальмова рідина "зволожується", і відповідно знижується її температура кипіння.

Якщо в процесі експлуатації температура кипіння гальмової рідини стає нижче 150 °С, то при високих швидкостях руху й інтенсивних гальмуваннях створюється небезпека її "закипання". При цьому в рідині виділяються пухирці газу і пари, утворюються парові пробки, що може призвести до відмовлення гальм і можливості аварії.

Температура кипіння гальмової рідини – найважливіший показник, який

визначає гранично припустиму робочу температуру гідропривода гальм.

При експлуатації, внаслідок обводнювання, температура кипіння гальмової рідини неминуче знижується, тому поряд з температурою кипіння “сухої” гальмової рідини визначають температуру кипіння “зволоженої” рідини, що містить 3,5% води.

Температура кипіння “зволоженої” рідини побічно характеризує температуру, при якій рідина буде “закипати” через 1,5 – 2 роки її роботи в гідроприводі гальм автомобіля.

В останні роки основним напрямком у поліпшенні якості гальмових рідин було збільшення температури кипіння, особливо у “зволоженому” стані.

Гальмові рідини повинні мати гарні в’язкісно-температурні характеристики, антикорозійні, змащувальні властивості, достатню сумісність з гумовими ущільнювачами, стабільність при високих і низьких температурах.

Сучасні гальмові рідини являють собою суміші різних ефірів з низькомолекулярними полімерами з додаванням антикорозійних і антиокисних присадок.

Гальмова рідина “Нева” працездатна при температурі навколишнього повітря – (-40...+45 °С). Застосовують її у гідроприводі гальм і зчеплень старих моделей вантажних і легкових автомобілів (випуску до 1985 р.). Строк служби – не більше одного року.

Гальмова рідина “Томь” має кращі експлуатаційні властивості, ніж “Нева”, більш високу температуру кипіння. Сумісна з “Невою” при змішуванні в будь-яких співвідношеннях.

Працездатна при температурі навколишнього повітря – (-40...+45 °С). Застосовують у гідроприводі гальм і зчеплень усіх моделей вантажних і легкових автомобілів, за винятком передньоприводних автомобілів ВАЗ. Термін служби рідини “Томь” – 2 роки.

Гальмові рідини “Роса”, “Роса-3” і “РосаДОТ-4” – високотемпературні рідини, що представляють собою композиції на основі бороутримуючих поліефірів, містять антиокисні й антикорозійні присадки.

Рідини “Роса” і “Роса-3” відрізняються від рідини “Роса ДОТ-4” наявністю в їхньому складі різних пластифікаторів, однак через відсутність сировини ці марки практично не випускають. Рідини мають високі значення температури кипіння (260 °С) і температури кипіння “зволоженої” рідини (165 °С). Працездатні в діапазоні температур навколишнього повітря – (-40...+45 °С). Застосовуються в гальмових системах сучасних вантажних і легкових автомобілів, у тому числі передньоприводних автомобілів ВАЗ.

Сумісні з гальмовими рідинами “Томь” і “Нева” у будь-яких співвідношеннях. Термін служби – 3 роки.

Гальмова рідина БСК – суміш рівних частин касторової олії і бутанолу. За рахунок органічного барвника пофарбована в помаранчево-червоний колір. Працездатна при температурі навколишнього повітря – (-20...+30 °С). Застосовують у гідроприводі гальм і зчеплень старих моделей вантажних і легкових автомобілів, за винятком автомобілів ВАЗ.

Амортизаційні рідини є робочим середовищем у гідравлічних амортизаторах важільно-кулачкового і телескопічного типу, а також у телескопічних стійках.

Основним показником амортизаційних рідин є кінематична в'язкість при позитивних і негативних температурах. Так, при температурі -20 °С в'язкість не повинна перевищувати 800 мм^2/с. При більш високій в'язкості робота амортизаторів різко погіршується, і відбувається блокування підвіски.

Амортизаційні рідини повинні мати гарні змащувальні властивості, забезпечувати достатню зносостійкість амортизаторів, не повинні бути схильні до піноутворення, тому що це знижує енергоємність амортизатора і погіршує умови змащення пар тертя.

Також важливими характеристиками амортизаційних рідин є стабільність проти окислювання, механічна стабільність, випаровуваність і сумісність з гумовими ущільнювачами.

Амортизаційні рідини являють собою малов'язку нафтову основу, що містить, як правило, в'язкісну, депресорну, антиокисну, протизносну, диспергуючу й антипінну присадки.

Випускають кілька марок амортизаційних рідин: АЖ-12Т, ГРЖ-12 і МГП-12 (під торговою маркою "Славол-Аж").

3.5. Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки

3.5.1. Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів

Під об'ємним розуміється такий гідропривод, основою якого є об'ємна гідропередача (ОГП). Як уже відзначалося, об'ємна гідропередача визначається як гідравлічна передача, складена з об'ємного насоса, об'ємного гідродвигуна, регулюючої, розподільчої і запобіжної апаратури й магістралей.

Об'ємні гідроприводи класифікуються за такими ознаками: за характером руху вихідної ланки – поступального, поворотного й обертального руху; за джерелом подачі робочого середовища – насосні, акумуляторні й магістральні; за циркуляцією робочого середовища – з розімкнутим і замкнутим потоком; за наявністю керування і типом керуючого пристрою – з дросельним, машинним (об'ємним), машинно-дросельними типами керування, з керуванням протитиском, з керуванням двигуном чи без керування.

За задачею керування гідроприводи з автоматичним керуванням класифікуються на стабілізуючі, програмні і слідкуючі.

У гідроприводах поступального руху об'ємний гідродвигун – це гідроцилiндр, у гідроприводах поворотного руху – поворотний гідродвигун, а в гідроприводах обертального руху – відповідно гідромотор.

За джерелом подачі робочого середовища найбільше застосування в техніці одержали насосні гідроприводи, в яких робоча рідина від насоса надходить у гідродвигун. В інших типах гідроприводів робоча рідина в гідродвигун надходить або від пневмогідроакумулятора – акумуляторний гідропривод, або від загальної магістралі, яка живить кілька гідроприводів – магістральний гідропривод.

Насосний гідропривод, в якому робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить у гідробак, називається гідроприводом з розімкнутим потоком. У гідроприводі із замкнутим потоком робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить безпосередньо на вхід насоса.

Гідропривод з розімкнутим потоком звичайно використовується при невеликій частоті обертання чи швидкості переміщення робочого органа, а також при нереверсивній його роботі.

Там, де потрібно забезпечити реверсивний характер роботи і керування параметрами вихідної ланки, як правило, застосовують гідропривод із замкнутим потоком. При цьому внутрішні витоки робочої рідини в елементах гідропривода компенсуються спеціальним додатковим насосом.

Об'ємний гідропривод, в якого параметри руху вихідної ланки змінюються, називається керованим гідроприводом, і навпаки, якщо в об'ємному гідроприводі параметри руху, зокрема швидкість, не змінюються, то такий гідропривод прийнято вважати некерованим.

Гідравлічні схеми різних приводів виконуються відповідно до ДСТУ 2704-76. Види і типи схем і загальні вимоги до їхнього виконання регламентуються ДСТУ 2701-76. Найчастіше використовуються структурні і принципові схеми.

На структурній схемі (рис. 3.51, а) зображують суцільними лініями у вигляді прямокутників усі основні функціональні частини гідроагрегатів (елементи, пристрої і функціональні групи) і головні зв'язки між ними.

Найменування кожної функціональної частини агрегату, типи, позначення і функціональні залежності рекомендується вписувати в середину прямокутників у вигляді літерного позначення, що являє собою скорочене найменування елемента, складене з його початкових чи характерних букв.

Наприклад, апарат теплообмінний – АТ (охолоджувач – ОХ, підігрівач – ПО); насос – Н, насос пластинчастий – НП, насос радіально-поршневий – НР і т. ін.

На принциповій схемі (рис. 3.51, б) ці ж агрегати і пристрої зображують у вигляді умовних графічних позначень.

На структурній схемі (рис. 3.51, а) використані такі літерні позначення гідроагрегатів: Б – гідробак; Н – насос; КП – клапан запобіжний; ДР – гідродросель; Ф – фільтр; ОХ – охолоджувач; Ц – гідроциліндр.

На рис. 3.51, б показана принципова схема гідропривода поступального руху, коли золотник трипозиційного розподільника 3 знаходиться в нейтральному положенні.

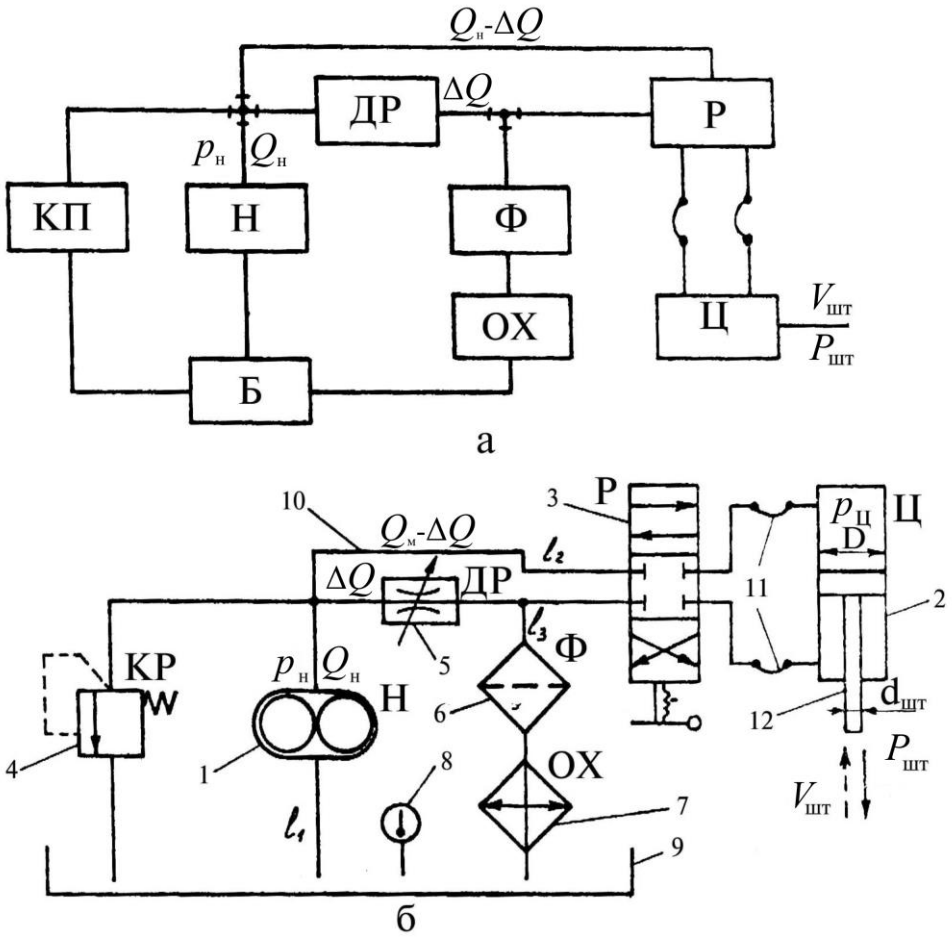


Рис. 3.51. Схеми гідроприводів зворотно-поступального руху:

а – структурна;
б – принципова

Робоча рідина з бака 9 шестеренним насосом 1 по трубопроводу (гідролінії) 10 подається в розподільник 3 і далі через фільтр 6 і теплообмінник 7 зливається в бак 9. При цьому циліндр 2 знаходиться в замкненому положенні. При преміщенні золотника розподільника 3 вгору чи вниз робоча рідина через нього і гнучкі шланги 11 буде надходити у поршневу чи штокову порожнину циліндра 2, і поршень зі штоком 12 (вихідна ланка) буде відповідно рухатись вниз зі швидкістю $V_{шт} = V_{з\,п}$ чи вгору $V'_{шт}$, а на вихідній ланці (шток 12) гідродвигуна буде реалізуватися зусилля $P_{шт}$. Якщо робоча рідина з гідродвигуна зливається в масляний бак, як на рис. 3.51, б, то це гідропривод з розімкнутою циркуляцією. Якщо ж рідина від гідродвигуна надходить безпосередньо в усмоктувальний трубопровід насоса – це гідропривод із замкнутою циркуляцією.

Гідропривод, в якому $V_{з\,п}$ = const, називають нерегульованим, а якщо $V_{з\,п}$ перемінна – то регульованим.

Відповідно до вищевказаних визначень, на рис. 3.51, б зображена гідравлічна схема гідропривода зворотно-поступального руху з розімкнутою циркуляцією і дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки, в якій установлений запобіжний клапан.

На рис. 3.52, а наведена принципова схема гідропривода з поворотним характером руху вихідної ланки з розімкнутою циркуляцією потоку, а на рис. 3.52, б – принципова схема із замкнутою (закритою) циркуляцією потоку обертального руху, з об’ємним регулюванням насоса.

Від мотора M, яким може бути ДВЗ чи електродвигун, приводиться в обертальний рух $n_н$ вал регульованого насоса 7, що створює тиск $p_н$, забезпечує подачу $Q_н$ по гідролінії 3 або 4 до нерегульованого реверсивного гідромотора 2. При подачі рідини $Q_н$ з високим тиском $p_н$ по трубопроводу 3 (гідролінія високого тиску)

вал гідромотора 2 (вихідна ланка) буде обертатися проти годинникової стрілки, а трубопровід 4 буде гідролінією низького тиску, в яку з бака 10 живильний насос 5 забезпечує подачу ΔQ через зворотний клапан 6 для компенсації втрат ΔQ робочої рідини з гідромашин.

Якщо робоча рідина $Q_н$ з високим тиском $p_н$ буде подаватися до гідромотора по трубопроводу 4 (гідролінія високого тиску), вал гідромотора 2 буде обертатися за годинниковою стрілкою, а трубопровід 3 стане гідролінією низького тиску, в яку буде подаватися ΔQ через зворотний клапан 7. При перенавантаженні вала гідромотора і підвищенні робочого тиску до $p_{max} = 1{,}25\, p_н^{роб}$ робоча рідина буде скидатися, минаючи гідромотор, з гідролінії високого в гідролінію низького тиску відповідно через запобіжні клапани 8 чи 9.

На рис. 3.52, в наведена принципова схема гідропривода з розімкнутою циркуляцією потоку, обертального руху, з об'ємним регулюванням гідромотора.

Схема потоку робочої рідини при роботі ОГП з регульованим гідромотором така: Н-2-М-3-Б-1-Н, де 1, 2, 3 – відповідно усмоктувальна, нагнітальна й зливальна гідролінії.

У цій схемі діапазон регулювання частоти обертання вала менше, ніж у схемі на рис. 3.52, б. При цьому буде також відсутня можливість здійснення його гідравлічного реверса.

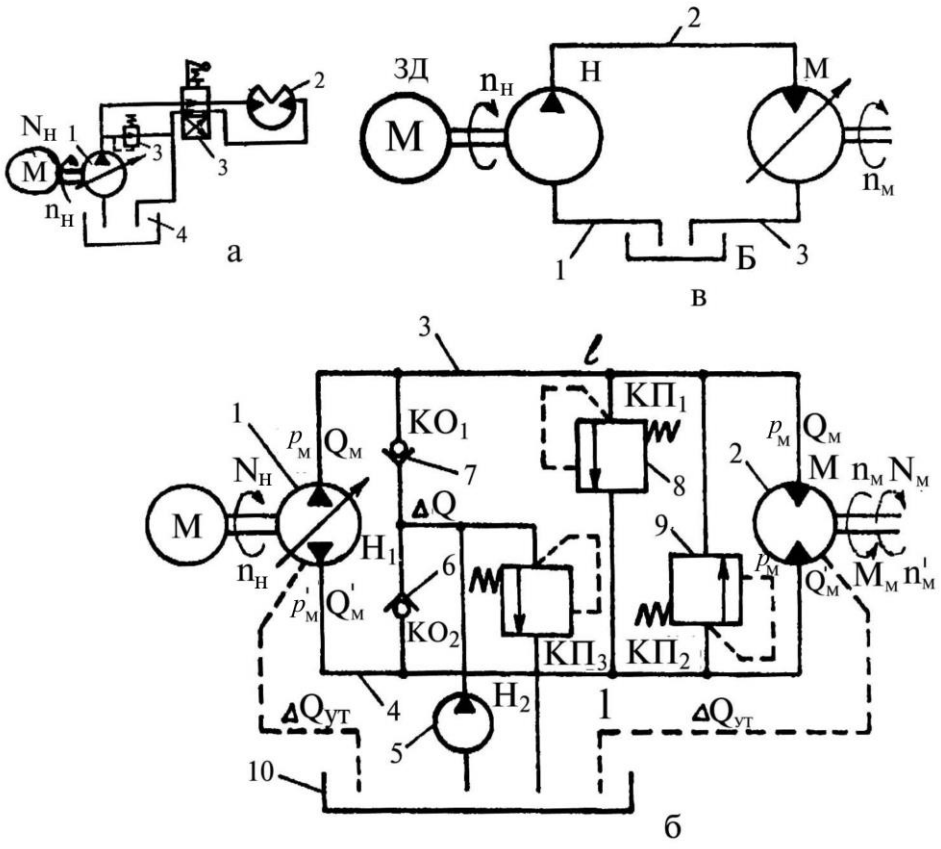


Рис. 3.52. Принципові схеми гідроприводів:

а – з поворотним характером руху вихідної ланки, з розімкнутою циркуляцією потоку;
б – з обертальним характером руху вихідної ланки, замкнутою циркуляцією;
в – з обертальним характером руху вихідної ланки, розімкнутою циркуляцією потоку й регульованим гідромотором

На збиральних комбайнах застосовують найбільш економну й зручну в експлуатації ОГП, виконану за схемою (рис. 3.52, б), з регульованим насосом і гідравлічним реверсом гідромотора.

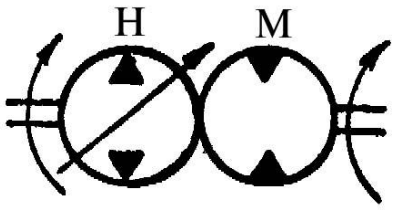


Рис. 3.53. Умовне графічне зображення нероздільного виконання ОГП

У верстатобудуванні й ряді інших галузей промисловості знайшли використання ОГП нероздільного виконання за схемою (рис. 3.53) – моноблочна ОГП. У моноблочній ОГП в одному корпусі змонтовані регульований аксіально-поршневий насос з похилим диском і нерегульований реверсивний аксіально-поршневий гідромотор, блоки циліндрів яких спираються з двох сторін на загальну опорну шайбу з клапанами керування і каналами, що з'єднують порожнини циліндрів.

3.5.2. Регулювання об'ємного гідропривода

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкість руху вихідних ланок гідродвигунів змінюється за допомогою регулюючих гідроагрегатів, а в гідроприводах з об'ємним – за допомогою регульованих гідромашин.

У стабілізуючому гідроприводі швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна підтримується постійною, у програмному гідроприводі – змінюється за заданою програмою, а в слідкуючому гідроприводі – змінюється за визначеним законом у залежності від заданого впливу, величина якого заздалегідь невідома.

У сільськогосподарських машинах найбільше застосування знаходять гідроприводи з дросельним регулюванням, а в самохідних машинах з гідротрансмісією застосовуються гідропередачі з об'ємним регулюванням.

Дросельний спосіб регулювання швидкості через великі втрати потужності менш ефективний, особливо при експлуатації гідроприводів великої потужності. Однак гідравлічні схеми з дросельним регулюванням простіші і дешевші.

У гідроприводах із дросельним регулюванням застосовують переважно нерегульовані насоси, гідросхеми виконуються з розімкнутою циркуляцією. Характерною для цього способу є нерівність $Q_н > Q_д$, тобто подача насоса $Q_н$ більша, ніж витрата робочої рідини $Q_д$ через гідродвигуни, і частина робочої рідини постійно зливається в бак, не виконавши ніякої корисної роботи.

При дросельному регулюванні можливі два принципово різні способи включення регулюючого дроселя: послідовно з гідродвигуном і паралельно гідродвигуну.

Послідовне включення регулюючого дроселя може бути здійснене в трьох варіантах: дросель включений на вході в гідродвигун, на виході з нього й на вході і виході одночасно (рис. 3.54). У наведених схемах нерегульований насос 1, гідродвигун-гідроциліндр 2 із двостороннім штоком, розподільник 3 двопозиційний на схемах **а** і **б**, трипозиційний на схемі **в**. Клапан 4 у цьому випадку є переливним. Дроселем 5 (чи дроселюючим розподільником на схемі **в**) можна регулювати швидкість переміщення поршня.

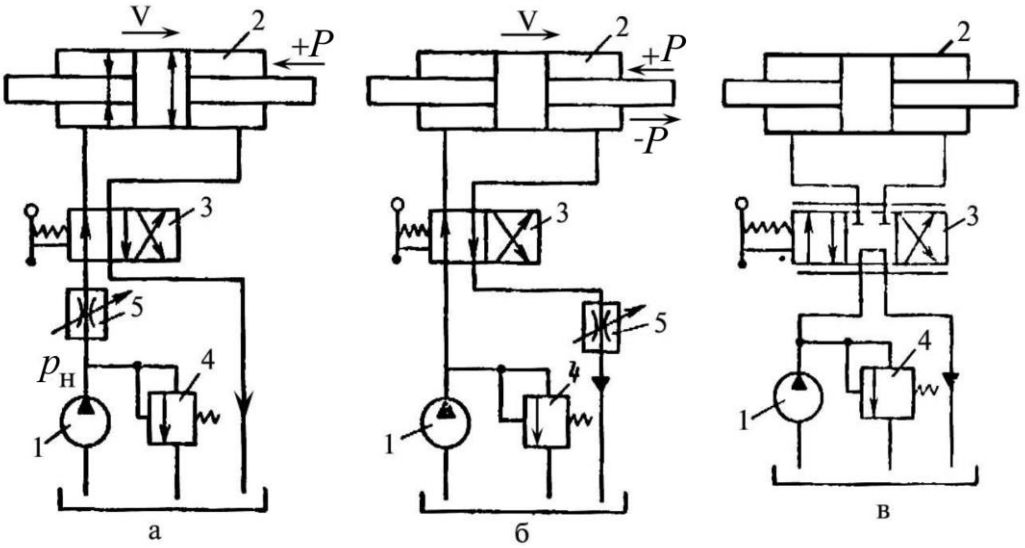


Рис. 3.54. Схеми гідроприводів з дросельним регулюванням:
а – дросель на вході;
б – дросель на виході;
в – дроселювання в розподільнику на вході і виході

При повному відкритті дроселя швидкість поршня буде максимальна. При зменшенні відкриття тиск перед дроселем підвищується, клапан відкривається і пропускає частину рідини від насоса. Швидкість $V_п$ поршня при цьому зменшується. При повному закритті дроселя вся рідина від насоса направляється через клапан на злив у бак, а швидкість поршня дорівнює нулю. При постійному відкритті дроселя й збільшенні подоланого навантаження, тобто сили P, тиск насоса зростає, витрата через клапан збільшується, а швидкість поршня зменшується.

Знайдемо залежність між швидкістю $V_п$ поршня й навантаженням P, зневажаючи всіма гідравлічними опорами, крім дроселя (чи вікон дроселюючого розподільника): $V_п = Q / S_п$, де Q – витрата рідини через гідроциліндр, дорівнює витраті через дросель:

$$Q_п = Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{(2/\rho) p_{др}}, \qquad (3.81)$$

де μ – коефіцієнт витрати; $S_{др}$ – площа прохідного отвору дроселя; $p_{др}$ – перепад тиску на дроселі:

$$p_{др} = p_н - p_ц, \qquad (3.82)$$

де $p_ц$ – тиск у гідроциліндрі, обумовлений навантаженням і площею поршня:

$$p_ц = P / S_п, \qquad (3.83)$$

де $S_п$ – ефективна площа поршня.

Гідродвигун, наприклад гідроциліндр, при розрахунку гідропривода можна розглядати як особливий місцевий гідравлічний опір, що викликає втрату тиску. Виражаючи його з урахуванням формул (3.81) – (3.83), будемо мати:

$$V_п = \mu (S_{др} / S_п) \sqrt{(2/\rho)\left[p_н - (P / S_п)\right]}. \qquad (3.84)$$

Швидкість $V_п$ при цьому не залежить від того, чи розташований дросель на вході в гідродвигун, чи на виході з нього.

Для симетричного дроселюючого золотникового розподільника і для гідроциліндра з двостороннім штоком витрати в робочих вікнах і перепади тиску в них однакові, тому для перепаду тиску на золотнику і $V_п$ будемо мати $\Delta p_{др\ з} = 0{,}5(p_н - p_з)$:

$$V_{\text{П}} = \mu_{\text{др з}}(S_{\text{др з}} / S_{\text{п}})\sqrt{(p_{\text{н}} - P/S_{\text{п}})/\rho}. \qquad (3.85)$$

Отже, при однакових навантаженнях P і швидкостях $V_{\text{п}}$

$$\sqrt{2}\mu S_{\text{др}} = \mu_{\text{др з}} S_{\text{др з}}, \qquad (3.86)$$

а при $\mu = \mu_{\text{др з}}$ $\sqrt{2}S_{\text{др}} = S_{\text{др з}}$, тобто площа кожного з робочих вікон дроселюючого золотника в $\sqrt{2}$ рази більше площі отвору дроселя.

Як видно з формул (3.84) і (3.85), залежність $V_{\text{п}} = f(P)$, тобто навантажувальна характеристика гідропривода при одночасному дроселюванні на вході і виході така ж, як і при одному дроселі на вході чи виході, і зображується спадаючою параболою (рис. 3.55). Кожна з парабол відповідає своєму ступеню відкриття дроселя $\overline{S} = S_{\text{др}} / S_{\text{др max}}$.

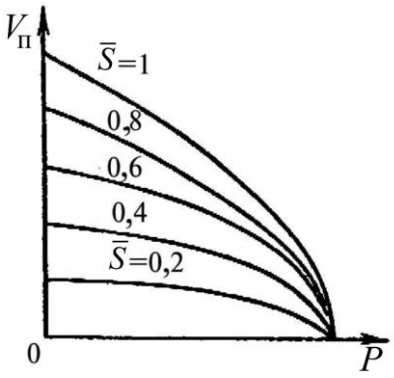


Рис. 3.55. Навантажувальні характеристики гідропривода при послідовному включенні дроселя

Швидкість вихідної ланки при її регулюванні послідовно включеним дроселем пропорційна $\overline{S}$, і її максимальне значення виходить при $\overline{S} = 1$. Максимальне навантаження $P_{\max}$, при якому вихідна ланка гальмується ($V_{\text{п}} = 0$), від ступеня відкриття дроселя не залежить.

Стосовно втрат тиску і ККД при регулюванні послідовно включеним дроселем байдуже, де виконується дроселювання потоку: на вході в гідродвигун, на виході чи на вході і виході одночасно. Однак дроселювання потоку на виході має свої переваги. При цьому гідродвигун працює більш стійко, особливо при знакозмінному навантаженні. Мається можливість регулювання гідропривода при від'ємних навантаженнях, тобто при напрямку подоланої сили P у сторону переміщення поршня. Крім того, при установці дроселя в зливальній гідролінії тепло, що виділяється при дроселюванні потоку рідини, відводиться в бак без нагрівання гідродвигуна, як це має місце в схемі з дроселем на вході. У результаті гідродвигун працює в більш сприятливих умовах.

При використанні в якості гідродвигуна гідроциліндра з однобічним штоком варто мати на увазі, що витрата рідини Q у напірній лінії не дорівнює витраті Q' у зливальній лінії, тому що ефективна площа поршня з однієї сторони менша, ніж з іншої, на площу перерізу штока. При цьому можливі такі два випадки: шток працює на стискання (штовхаючий шток), і $Q' < Q$; шток працює на розтягання (тягнучий шток), і $Q' > Q$.

При дросельному регулюванні і будь-якому його включенні повний ККД гідропривода визначається як втратами енергії в насосі і гідродвигуні, так і втратами, обумовленими процесом керування. Через це доцільно ввести поняття ККД процесу керування $\eta_{\text{п к}}$, що являє собою відношення потужності потоку $N_{\text{г}} = p_{\text{г}}Q_{\text{г}}$, витраченої в гідродвигуні, до потужності потоку $N_{\text{п н}} = p_{\text{н}}Q_{\text{н}}$, що подається насосом, тобто

$$\eta_{\text{п к}} = p_{\text{г}}Q_{\text{г}} / (p_{\text{н}}Q_{\text{н}}). \qquad (3.87)$$

Величина $\eta_{\text{п к}}$ оцінює втрати потужності на регулювання швидкості вихідної ланки гідропривода (ним же можна враховувати і втрати тиску в сполучаних трубопроводах).

Повний ККД гідропривода $\eta_{\text{гп}}$ дорівнює добутку ККД насоса на ККД процесу керування й на ККД гідродвигуна. Наприклад, при використанні гідроциліндра

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{P \cdot V_{\text{п}}}{N_{\text{п}}} = \frac{p_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{N_{\text{н}}} \frac{p_{\text{г}} Q_{\text{г}} P V_{\text{п}}}{p_{\text{н}} Q_{\text{н}} p_{\text{г}} Q_{\text{г}}} = \eta_{\text{н}} \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{г}}. \qquad (3.88)$$

У [4] викладений доказ того, що навіть при ККД насоса і гідродвигуна, рівних одиниці, ККД регульованого гідропривода з послідовним включенням дроселя не може бути більше 0,385.

Настільки низьке значення $\eta_{\text{п к}}$ пояснюється тим, що на оптимальному режимі роботи гідропривода тільки 58% подачі насоса направляється в гідродвигун (інша частина йде через клапан), і лише 2/3 тиску насоса використовується в гідродвигуні (інша губиться в дроселі), тобто втрати потужності відбуваються одночасно і в дроселі, і в клапані.

Варто мати на увазі, що загальний ККД гідропривода буде ще нижчим за рахунок втрат потужності в насосі і гідродвигуні.

Паралельне включення дроселя показане на схемі гідропривода (рис. 3.56).

У точці М робоча рідина розгалужується: один потік через розподільник 2 направляється в гідроциліндр, а інший – у регулюючий дросель 3. Клапан 4 у цьому випадку є запобіжним. Він відкривається лише при надмірному підвищенні тиску в системі.

Швидкість $V_{\text{п}}$ вихідної ланки (штока гідроциліндра) регулюється зміною ступеня відкриття дроселя. Чим вона менша, тим більша частка подачі насоса направляється в гідроциліндр, і тим більша швидкість $V_{\text{п}}$. При повному закритті дроселя швидкість $V_{\text{п}}$ найбільша. При повному відкритті дроселя швидкість поршня зменшується до нуля чи до мінімального значення, у залежності від навантаження P.

Для паралельного включення дроселя, припускаючи, що втрати тиску в розподільнику і гідролініях відсутні, маємо:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{г}} + Q_{\text{др}}; \quad p_{\text{н}} = p_{\text{г}} - p_{\text{др}} = P / S_{\text{п}}. \qquad (3.89)$$

Друге рівняння записане на підставі рівності втрат тиску в паралельних трубопроводах.

Швидкість поршня

$$V_{\text{п}} = Q_{\text{г}} / S_{\text{п}} = (Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}}) / S_{\text{п}}; \qquad (3.90)$$

витрата через дросель

$$Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{\text{др}}} = \mu S_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{P}{S_{\text{др}}}}. \qquad (3.91)$$

Після підстановки в рівняння (3.90) швидкості поршня рівняння (3.91) одержимо:

$$V_{\text{п}} = \frac{1}{S_{\text{п}}} \left(Q_{\text{н}} - \mu S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P}{S_{\text{п}}}} \right). \qquad (3.92)$$

На рис. 3.57 показані навантажувальні характеристики гідропривода при його регулюванні паралельно включеним дроселем, побудовані за формулою (3.92) для ряду постійних значень $\bar{S} = S_{др} / S_{др\,max}$.

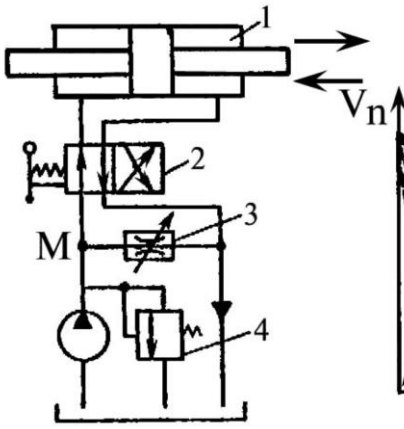


Рис. 3.56.
Схема гідропривода з дросельним регулюванням при рівнобіжному включенні дроселя

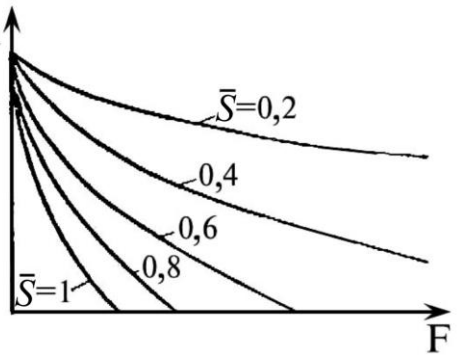


Рис. 3.57.
Навантажувальні характеристики гідроприводу при рівнобіжному включенні дроселя

На відміну від характеристик при послідовному включенні дроселя, вони мають протилежну кривизну і виходять з однієї точки, що відповідає $V_{п\,max}$ і $P = 0$. Навантаження P_{max}, яке викликає гальмування вихідної ланки, зменшується зі збільшенням ступеня відкриття дроселя і при $S \to 0$ – $P_{max} \to \infty$. При паралельному включенні дроселя виключається можливість регулювання при напрямку подоланої сили вздовж штока в бік його переміщення.

ККД гідропривода при паралельному включенні дроселя визначається так само, як і при послідовному включенні, – формулою (3.88), а при допущенні, що $\eta_н = \eta_г = 1$, він дорівнює ККД процесу керування $\eta_{г\,п} = \eta_{п\,к}$.

У [4] доведено, що ККД гідропривода при паралельному включенні дроселя визначається за формулою

$$\eta_{пк} = 1 - \bar{S}. \qquad (3.93)$$

Об'ємне регулювання здійснюється при наявності в схемі гідропривода регульованого насоса чи гідродвигуна. Нерідко використовується регулювання як насосом, так і гідродвигуном.

Як регульовані насоси і гідромотори, одержали поширення роторно-поршневі і пластинчасті гідромашини.

Введемо в розгляд безрозмірний параметр e регулювання гідромашини, який дорівнює відношенню поточного значення робочого об'єму q_0^1 до максимального його значення q_0, тобто $e = q_0^1 / q_0$.

Регулювання зміною робочого об'єму насоса (рис. 3.59, а) полягає в плавній зміні швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна шляхом зміни параметра $e_н$. Мінімальне його значення відповідає мінімальному робочому об'єму насоса і, отже, мінімальній швидкості вихідної ланки. Максимальної швидкості гідропривод досягатиме при $e_н = 1$, тобто при $q_{он}^1 = q_{он}$.

При закритому запобіжному клапані швидкість вихідної ланки гідропривода визначається розмірами машин, їхніми об'ємними ККД і змінюється пропорційно параметру регулювання, тобто для гідропривода поступального руху – за формулою

$$V_{\text{п}} = e_{\text{н}}(q_{\text{он}} / S_{\text{п}})n_{\text{н}}\eta_{\text{о}}\ , \qquad (3.94)$$

для гідропривода обертального руху – за формулою

$$n_{\text{г}} = (e_{\text{н}}q_{\text{он}} / q_{\text{ог}})n_{\text{н}}\eta_{\text{о}}\,, \qquad (3.95)$$

де об'ємний ККД гідропривода $\eta_{\text{о}} = \eta_{\text{он}}\eta_{\text{ог}}$ є лінійно спадаючою функцією тиску в системі, тобто навантаження на вихідній ланці. Крім того, об'ємний ККД трохи зменшується зі зменшенням параметра $e_{\text{н}}$, тому що витрата рідини мало залежить від робочого об'єму, але ця витрата відноситься до ідеальної подачі насоса, що йде на спад зі зменшенням параметра $e_{\text{н}}$.

Таким чином, при постійному $e_{\text{н}}$ і збільшенні навантаження на вихідній ланці гідродвигуна швидкість цієї ланки трохи йде на спад через вплив втрат у насосі і гідродвигуні. Однак через те, що об'ємні ККД сучасних гідромашин досить високі, це зменшення швидкості вихідної ланки невелике.

При установці декількох значень $e_{\text{н}}$ = const навантажувальні характеристики гідропривода, тобто залежності $V_{\text{п}}$ від P для поступального руху поршня гідроциліндра чи $n_{\text{г}}$ від $M_{\text{кр г}}$ для обертального руху вала гідромотора мають вигляд, показаний на рис. 3.58 (область OEBC).

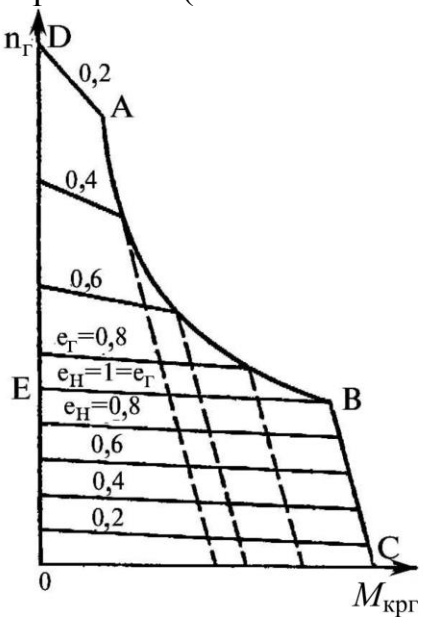


Рис. 3.58.
Навантажувальні характеристики регульованого гідропривода

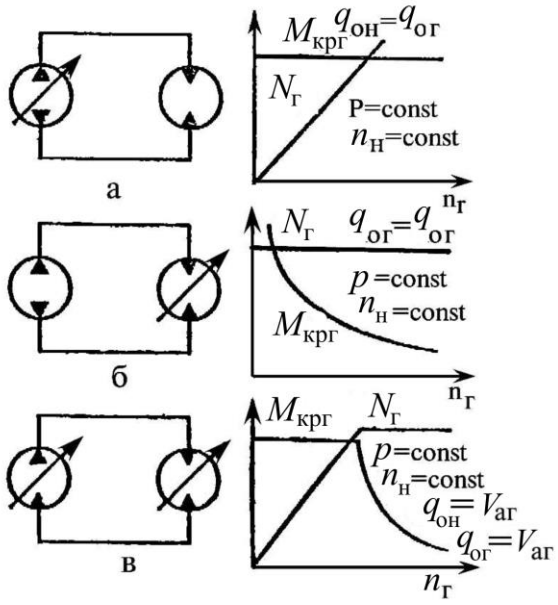


Рис. 3.59.
Варіанти об'ємного регулювання гідропривода: а – регулювання насосом; б – регулювання гідромотором; в – регулювання насосом і гідромотором

При деякому граничному значенні навантаження (максимальному тиску в системі) спрацьовує запобіжний клапан або автомат зміни робочого об'єму насоса, і швидкість вихідної ланки круто зменшується до нуля (гілка BC), тому що відбувається гальмування гідродвигуна під навантаженням.

Навантажувальні характеристики показують так зване осідання гідропривода, тобто зниження швидкості вихідної ланки, обумовлене навантаженням.

При використанні гідромотора повне осідання гідропривода при закритому запобіжному клапані дорівнює відношенню частот обертання при граничному й нульовому навантаженнях і складає $e_{гп} = \eta_{он} \cdot \eta_{ог}$.

На цю величину при значних тисках відчутно впливає стискальність рідини.

Стискальність робочої рідини збільшує осідання гідропривода і тим більша, чим вищий тиск.

Регулювання зміною робочого об'єму гідронасоса відбувається при p = const і $n_н$ = const.

Потужність, що розвивається гідроприводом при постійному тиску в системі, зростає при регулюванні (збільшенні робочого об'єму) насоса. Швидкість вихідної ланки при цьому зростає, а зусилля на штоку гідроциліндра чи момент на валу гідромотора залишаються постійними (рис. 3.59, а).

Реверс гідродвигуна, тобто зміну напряму руху вихідної ланки гідропривода при регульованому насосі, можна здійснити двома способами: за допомогою гідророзподільників чи зміною напрямку подачі (реверсом подачі насоса). Другий спосіб можливий лише в гідроприводах із замкнутою циркуляцією рідини й здійснюється спочатку зменшенням робочого об'єму насоса до нуля, а потім – зміною знака ексцентриситету в шиберному й радіальному роторно-поршневому насосі чи зміною знака кута відхилення диска (блока) β в аксіальних роторно-поршневих насосах. При переході через нульовий робочий об'єм доводиться проходити зону нечутливості, на границях якої гідромотор зупиняється, тому що вся подача насоса йде на компенсацію втрат. Усередині цієї зони насос нездатний компенсувати втрати. Тому разом з частотою обертання гідромотора тиск у гідроприводі поступово зменшується до нуля.

Регулювання зміною робочого об'єму гідромотора можливе лише в гідроприводах обертального руху. Якщо насос працює при постійних частоті обертання і тиску, то регулювання гідропривода здійснюється при постійній потужності насоса (рис. 3.59, б).

При зменшенні робочого об'єму $q_г$ гідромотора від максимального його значення ($e_г$ = 1) до мінімального ($e_г = e_{г\ min}$) частота обертання його вала $n_г$ буде збільшуватися. Крутильний момент $M_{кр\,г}$ на валу гідромотора через приблизну сталість потужності, яку він розвиває, рівну $N_г = M_{кр\,г}\omega_г$, буде йти на спад зворотно пропорційно $\omega_г$, тобто за гіперболічним законом. При такому регулюванні частота обертання гідромотора

$$n_г = q_н n_н \eta_{он} \eta_{ог} / (e_г q_г). \qquad (3.96)$$

При зменшенні робочого об'єму гідромотора й збільшенні моменту $M_{кр\,г}$ (тиску $p_г$) об'ємний ККД гідропривода $\eta_{огп} = \eta_{о\,н}\eta_{о\,г}$ зменшується. Тому навантажувальні характеристики гідропривода в цьому випадку (рис. 3.58, область ABED) зображуються лініями, нахил яких у бік осі абсцис зі зменшенням параметра $C_г$ збільшується. Крива AB обмежує область можливих режимів роботи, обумовлену настроюванням запобіжного клапана.

Як випливає з формули (3.96), при $e_г \to 0$ частота обертання гідромотора прагне до нескінченності. Допускати занадто малі значення робочого обєму гідромотора не можна. При цьому виникає спочатку нестійка робота, а потім і самога-

льмування гідромотора. Момент $M_{\text{кр г}}$, що розвивається гідромотором, при $q_{\text{г}}^{/} = a$ (рис. 3.60) стає рівним моменту тертя всередині його механізму, і останній зупиняється навіть при відсутності навантаження.

Найчастіше регулювання за допомогою гідромотора застосовується в системах, де регульованим також є й насос.

Регулювання зміною робочих об'ємів насоса і гідромотора (рис. 3.59, в) здійснюється з метою розширення діапазону регулювання гідропривода. Регулювання виконується послідовно. Якщо потрібно поступово збільшити швидкість обертання вала гідромотора до $n_{\text{г max}}$ (наприклад при зрушенні з місця й розгоні транспортного засобу), то регулювання виконується в такому порядку:

1) насос встановлюють у положення нульового робочого об'єму, а гідромотор – у положення максимального, приводний двигун виводять на задану постійну частоту обертання;

2) робочий об'єм насоса поступово збільшують до максимального, унаслідок чого швидкість вихідної ланки зростає до значення, що відповідає номінальній потужності привода;

3) збільшують швидкість вихідної ланки зменшенням робочого об'єму гідромотора до мінімального значення, обумовленого початком хитливої роботи.

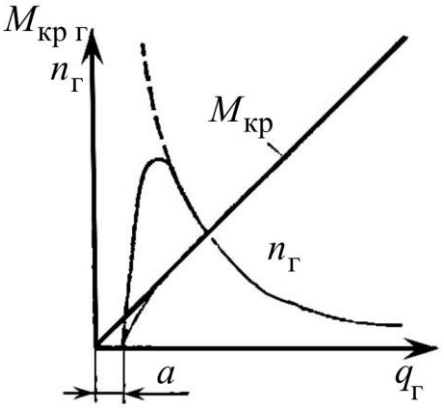


Рис. 3.60.
Зона самогальмування гідромотора

Перший етап розгону відбувається при постійному моменті $M_{\text{г}}$ і зростаючій потужності привода. Для другого характерне зменшення крутильного моменту і постійна потужність.

При закритих клапанах у загальному випадку об'ємного регулювання з рівняння $Q_{\text{н}} = Q_{\text{г}}$ одержимо:

$$n_{\text{г}} = \left[(e_{\text{н}} q_{\text{н}})/(e_{\text{г}} q_{\text{г}})\right] n_{\text{н}} \eta_{\text{о н}} \eta_{\text{о г}}. \qquad (3.97)$$

ККД об'ємного гідропривода з об'ємним регулюванням визначають так само, як і у випадку нерегульованого привода. На відміну від нерегульованого гідропривода, ККД гідромашин, крім тиску, частоти обертання і в'язкості, істотно залежать ще і від параметрів регулювання $e_{\text{н}}$ і $e_{\text{г}}$. Максимальний ККД гідропривода має місце в області максимальних робочих об'ємів насоса і гідромотора, тобто при $e_{\text{н}} = e_{\text{г}} = 1$.

Порівняння різних способів регулювання гідропривода, розглянутих раніше, – дросельного й об'ємного – доцільно провести за трьома показниками: за навантажувальними характеристиками, ККД і вартістю застосовуваних гідромашин і апаратури.

Найбільшу стабільність навантажувальної характеристики має гідропривод з об'ємним регулюванням. Значно гірше в цьому відношенні дросельне регулювання з послідовним включенням дроселя, ще гірше дросельне регулювання з паралельним включенням дроселя.

Найвищого ККД гідропривод досягає при об'ємному регулюванні, більш низького – при дросельному з паралельним включенням дроселя, і ще нижчого – при дросельному з послідовним його включенням.

Отже, за двома найважливішими показниками – навантажувальною характеристикою і ККД – кращу якість має гідропривод з об'ємним регулюванням. Однак при виборі способу регулювання гідропривода необхідно враховувати ще економічні показники.

Регульовані гідромашини – насоси і гідромотори – більш дорогі, ніж нерегульовані. Тому, використовуючи регульований гідропривод, ідуть на значні капітальні витрати, але зате завдяки більш високому ККД одержують економію в експлуатаційних витратах, тобто у вартості енерговитрат. У зв'язку з цим об'ємне регулювання гідропривода звичайно застосовують, коли істотними є енергетичні показники, наприклад для гідроприводів великої потужності і з тривалими режимами роботи. Гідроприводи з дросельним регулюванням і дешевими, наприклад шестеренними, насосами використовують звичайно в малопотужних системах, а також, коли режими роботи гідропривода короткочасні.

3.5.3. Основи розрахунку об'ємного гідропривода

Загальні відомості. До розрахунку гідропривода можна приступати при наявності:

- технічної характеристики і схеми машини, частиною якої повинний бути гідропривод;
- чіткого уявлення про призначення гідропривода і про вимоги, що до нього ставляться;
- вихідних параметрів гідропривода – зусилля на штоці гідроциліндра і швидкості руху виконавчого механізму з поступальним рухом, крутильного моменту і частоти обертання вихідного вала виконавчого механізму з обертальним рухом;
- принципової схеми гідропривода.

На першому етапі проводяться оцінка потужності і вибір типу гідропривода.

Оцінка необхідної потужності насосного агрегату виконується за допомогою формули $N_н \geq N/\eta$, де $N_н$ – потужність насосної станції, кВт; N – потужність, необхідна для виконання технологічної операції за допомогою гідродвигуна; η – ККД гідропривода, що, як правило, складає 0,6...0,8.

Якщо необхідна потужність перевищує потужність насосного агрегату, встановленого на енергетичному засобі, то приймається обґрунтоване рішення про створення автономної насосної станції.

При проектуванні гідропривода задача зводиться до вибору типу й марки гідромашин, розподільчої й регулюючої апаратури, інших допоміжних елементів і розрахування діаметрів труб гідроліній.

У першу чергу необхідно виконати розрахунки, необхідні для вибору типу й марки гідродвигуна, тобто вихідної ланки.

Нерідко при проектуванні гідроприводів дані каталогів на гідроагрегати, у тому числі і гідромашини, можуть не задовольняти вимогам, що пред'являються до знову створюваного гідропривода.

У цьому випадку доводиться створювати новий гідроагрегат і освоювати його виробництво.

Вибір гідроциліндрів при проектуванні гідросистем здійснюється за відповідними каталогами чи галузевими стандартами. При виборі типу й марки гідро-

циліндра насамперед необхідно розрахувати його основні конструктивні параметри, зокрема внутрішній діаметр циліндра D і діаметр штока d.

Внутрішній діаметр циліндра визначається в залежності від значення й напрямку діючого навантаження. Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень, можна записати в такому вигляді:

$$p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{\text{шт}} = 0, \tag{3.98}$$

де p_1, p_2 – тиск у порожнинах циліндра, з'єднаних відповідно з напірною й зливальною гідролініями, Па; S_1, S_2 – площа поршня з боку відповідно напірної й зливальної гідроліній, м^2; $F_{\text{шт}}$ – дійсне навантаження без урахування інерційних сил, Н. З урахуванням механічного ККД гідроциліндра $F_{\text{шт}} = P / \eta_{\text{мех}}$.

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, що працює на стиск при виштовхуванні поршня (рис. 3.61, а), діаметр визначається за формулою

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi\eta_{\text{мех}}(p_1 - p_2/\psi)}}, \tag{3.99}$$

де P – задане робоче зусилля, кН; p_1, p_2 – тиск відповідно в напірній і зливальній порожнинах гідроциліндра, МПа; $\psi = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$ – відношення площ поршня з боку відповідно поршневої і штокової порожнин.

Якщо шток працює на розтягування при втягуванні поршня, то штокова порожнина з'єднана з напірною гідролінією, а поршнева – зі зливальною (рис. 3.61, б). Діаметр гідроциліндра в цьому випадку

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi\eta_{\text{мех}}(p_1/\psi - p_2)}}. \tag{3.100}$$

Протитиск p_2 визначається гідравлічними втратами, що дорівнюють сумі втрат на лінійних і місцевих опорах трубопроводів і гідроапаратів, установлених на зливальній гідролінії. При розрахунку попередньо приймемо $p_1 = p_{\text{н}}$, p_2 = 0,3...0,5 МПа, а потім уточнимо прийнятий тиск після виконання гідравлічного розрахунку.

Якщо тиском зливу зневажити і вважати, що $p_2 \approx 0$, тоді розрахункове значення діаметра поршня одноштокового гідроциліндра при роботі штока на стиск можна визначити за спрощеною формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_1 \eta_{\text{мех}}}}, \tag{3.101}$$

а при роботі штока на розтягування –

$$D = \sqrt{\frac{4P\psi}{\pi p_1 \eta_{\text{мех}}}}. \tag{3.102}$$

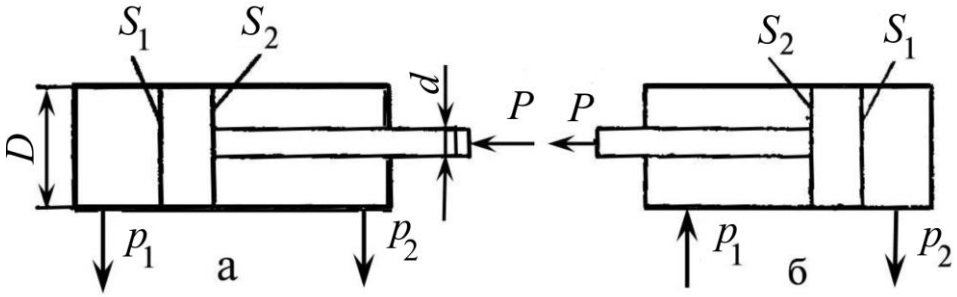


Рис. 3.61. Схеми до розрахунку гідроциліндра:

а – шток працює на стиск; б – шток працює на розтягування

Коефіцієнт відношення площ у залежності від виконання циліндра може приймати значення:

– зі зменшеним діаметром штока – ψ = 1,25;
– з нормальним діаметром штока – ψ = l,33;
– зі збільшеним діаметром штока – ψ = l,6.

Великі значення Ψ приймають для гідроциліндрів з великим ходом. Якщо необхідно забезпечити однакову швидкість при прямому й зворотному ході, то $\psi = 2$, і гідроциліндр підключають за диференціальною схемою. Значення Ψ можна також визначити в залежності від необхідного співвідношення швидкостей прямого й зворотного ходу:

$$c = V_{\text{п}} / V_{\text{зх}} = \frac{1}{\psi}, \tag{3.103}$$

діаметр штока визначають зі співвідношення

$$d = D\sqrt{1 - 1/\psi}\,. \tag{3.104}$$

Для гідроциліндрів із двостороннім штоком $\psi = 1$.

Механічний ККД гідроциліндра залежить від типу застосовуваних ущільнень. Для гідроциліндрів з манжетними ущільненнями $\eta_{\text{мех}}$ = 0,93...0,97, з гумовими ущільненнями й металевими кільцями $\eta_{\text{мех}}$ = 0,95...0,97.

Розрахункові діаметри поршня і штока округлюємо до найближчого за стандартом значення: 10, 12, 16.20, 25, 32, 40, 50, 63.80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 мм (додатковий ряд, мм: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710) – і уточнюємо величину тиску в поршневій або в штоковій порожнині гідроциліндра:

$$p_{\text{ц}} = \frac{4P}{\pi D^2}. \tag{3.105}$$

За знайденим значенням D, d і $p_{\text{ц}}$ з урахуванням заданого ходу штока з каталогу [7] вибираємо марку необхідного силового циліндра й записуємо його паспортні дані: D, d, $p_{\text{ном}}$, $p_{\max}$ і $\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{г мех}}$.

Витрата масла на вході в гідроциліндр за умови забезпечення заданої швидкості визначається за формулою

$$Q_{\text{ц}} = \frac{\pi D^2 V_{\text{шт}}}{4\eta_{\text{оц}}}, \tag{3.106}$$

де $\eta_{оц} = \eta_ц / \eta_{г\,мех}$ – об'ємний ККД гідроциліндра.

Вибір насоса виконується за умови дотримання рівності $Q_н = Q_ц$ і $p_н = p_ц + \Sigma\Delta p_{утр}$, де $\Delta p_{утр}$ – втрати тиску при русі рідини від насоса до циліндра.

Для попереднього розрахунку можна прийняти

$$\sum \Delta p_{утр} = 0{,}1 p_ц . \qquad (3.107)$$

Вибравши привод насоса, а також знаючи частоту обертання $n_{пр}$ його вала, приймаємо частоту обертання вала насоса рівну $n_н = n_{пр}$, обчислюємо необхідну його об'ємну постійну (подачу за один оберт):

$$q_{нр} = \frac{Q_ц}{n_н \eta_{он}}, \qquad (3.108)$$

де $\eta_{он}$ – об'ємний ККД насоса (попередньо для шестеренного насоса можна прийняти $\eta_{он} = 0{,}93$).

За знайденим значенням $q_{нр}$ вибираємо за каталогом [7] марку шестеренного насоса типу НШ, що має $q_{нт} \geq q_{нр}$ (з максимально можливим наближенням цих величин), і записуємо його технічні характеристики.

Фактична подача обраного шестеренного насоса типу НШ при частоті обертання його вала $n_н$ буде дорівнювати

$$Q_н = n_н q_{нт} \eta_{он} . \qquad (3.109)$$

Якщо при виборі марки насоса довелося взяти насос, що має $q_{нт} > q_{нр}$, то, природно, одержимо $Q_н > Q_ц$. Це приведе до збільшення заданої швидкості руху штока. Щоб одержати $Q^I_н = Q_ц$, необхідно зменшити подачу насоса на величину $\Delta Q_н = Q_н - Q_ц$. Це можна здійснити або шляхом зменшення частоти обертання його вала за рахунок установки понижуючої передачі між валом насоса і валом привода, або при робочому ході поршня циліндра надлишок витрати $\Delta Q_н = (q_{нт} - q_{нр}) \cdot n_н$ відвести з нагнітального трубопроводу через регульований дросель (рис. 3.51, поз. 5) і через зливальну гідролінію l_3 в масляний бак 9. Цей варіант рішення допускається, якщо $\Delta Q_н \leq 0{,}2 Q_н$, тому що при дроселюванні виникають втрати енергії (тиску), які перетворюються на теплову енергію, що знижує ККД гідрооб'ємної передачі.

Якщо при виборі насоса довелося взяти насос, що має $q_{нт} < q_{нр}$, то для одержання $Q_н = Q_ц$ необхідно підвищити частоту обертання вала насоса, поставивши між приводом і насосом підвищувальний редуктор з $i_{ред} = q_{нр}/q_{нт}$.

Вибір трубопроводів (гідроліній) виконується на основі розрахунку внутрішніх діаметрів і товщини стінок.

Діаметри усмоктувального $d_{ус\,р}$, нагнітального $d_{наг\,р}$ і зливального $d_{зл\,р}$ трубопроводів визначаються за формулою

$$d_р = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q_р}{V_р}}, \qquad (3.110)$$

де $V_р$ – швидкість робочої рідини (рекомендується в розрахунках приймати для усмоктувальних l_1 гідроліній $V_р = 0{,}5...1{,}5$ м/с, для напірних l_2 – $V_р = 3...6$ м/с,

для зливальних l_3 – $V_р$ = 1,4...2,2 м/с); $Q_р$ – розрахункова витрата, в усмоктувальному – $Q_{ус\,р} = Q_н/\eta_{он}$ (теоретична подача насоса), у нагнітальному трубопроводі можна прийняти $Q_{наг\,р} = Q_ц$, у зливальному трубопроводі $Q_{зл\,р} = V_{шт}\cdot S$.

Отримані розрахункові значення діаметрів трубопроводів округлюються в бік збільшення до найближчого стандартного.

Товщину стінки нагнітального трубопроводу можна визначити за формулою (3.80).

Отримані розрахункові значення $\delta_р$ округлюються у більшу сторону до найближчого за стандартом значення, відповідно до обраного внутрішнього діаметра $d_{наг}$ нагнітального трубопроводу [6]. Враховуючи можливість зовнішніх впливів на трубопровід, товщину його стінок не слід вибирати меншу за 1,0 мм для кольорових металів і 0,5 мм для сталей. Параметри гнучких армованих рукавів середнього тиску ($p_{ном} \le 8$ МПа), високого тиску ($p_{ном}$ = 15...25 МПа) і трубопровідної арматури за РТМ-А23.1.036-78 можна вибрати з [10].

Гідроагрегати (розподільники, клапани, дроселі, регулятори потоку) і допоміжні пристрої вибираються при забезпеченні заданих умов роботи й надійності гідропривода протягом установленого ресурсу.

Типорозміри запобіжного клапана, розподільника й регульованого дроселя підбираються за максимальним значенням тиску p_{max} і витрати Q_{max} у трубопроводі тієї гідролінії, в якій вони встановлені. У гідролінії на виході з насоса $p_{max} = 1{,}25p_ц$, у трубопроводі зливальної гідролінії можна приймати p_{max} = 0,6 МПа. Типорозмір розподільника можна вибрати з [6] запобіжного клапана й регульованого дроселя з каталогу [7]. При цьому з довідкової літератури виписують значення номінальної витрати $Q^{га}_{ном}$, номінального тиску $p^{га}_{ном}$, внутрішніх витоків $\Delta Q^{га}_{ном}$ і втрати тиску $\Delta p^{га}_{ном}$. При виборі типорозміру гідроагрегату необхідно, щоб величини $p^{га}_{ном}$ і $Q^{га}_{ном}$ були рівні чи більше p_{max} і Q_{max} в трубопроводах гідроліній, в яких установлені ці гідроагрегати.

При підборі фільтра враховують тонкість очищення, пропускну здатність $Q^{ф}_{ном}$ і тиск, під яким він буде працювати. Для гідроприводів із застосуванням шестеренних насосів, золотникових розподільників рекомендується застосовувати фільтри з тонкістю фільтрації 25...40 мкм, що встановлюються звичайно на зливальній гідролінії.

Гідробаки. При проектуванні гідробака варто керуватися ДСТУ 14065-68. Основні конструктивні розміри бака вибираються згідно з каталогом [7].

Вибір гідромотора базується на розрахунку основних його параметрів. Вихідні дані для вибору гідромотора – крутильний момент $M_{кр\,м}$ і частота обертання вихідного вала $n_м$. Якщо відношення $M_{кр\,м}/n_м > 10$, гідромотор вважається високомоментним, при $M_{кр\,м}/n_м < 10$ – низькомоментним. Гідромотор вибирають відповідно до технічної характеристики за каталогами.

При відомих параметрах робочого органа $M_{кр\,ро}$ і $n_{ро}$, що приводиться в дію валом гідромотора (вихідна ланка), приймаємо значення $M_{кр\,м} = M_{кр\,ро}$, $n_м = n_{ро}$ і знаходимо величину потужності на валу гідромотора:

$$N_м = M_{кр\,м} 2\pi n_м, \qquad (3.111)$$

де $M_{кр\ м}$ – крутильний момент на валу гідромотора, Н·м; $n_м$ – частота обертання вала гідромотора, с$^{-1}$.

Потужність на валу гідромотора через його гідравлічні параметри дорівнює

$$N_м = \Delta p_м Q_м \eta_м = \Delta p_м q_{мр} n_м \eta_м. \quad (3.112)$$

Якщо порівняти ліві частини рівнянь (3.111) і (3.112), вирішуючи відносно $q_{мр}$, одержимо:

$$q_{мр} = \frac{2\pi M_{кр\ м}}{\Delta p_м \eta_м}, \quad (3.113)$$

де $q_{мр}$ – необхідна подача в гідромотор за один оберт його вала, м^3/об; $\Delta p_м$ – перепад тиску на гідромоторі, Па; $\eta_м = \eta_{ом} \cdot \eta_{г\ мех}$ – ККД гідромотора.

Задавшись типом гідромотора, можна спочатку прийняти $\Delta p_м$ рівним номінальному тиску $p_м^{ном}$ для конкретного типу гідромотора і з рівняння (3.113) знайти розрахункове значення $q_{мр}$. Знаючи $q_{мр}$, $p_м^{ном}$, $n_м$ і тип гідромотора, у каталозі вибираємо його марку і, приймаючи остаточні значення $q_{мт}$, $p_м^{ном}$, $n_м$, $\eta_м$, знаходимо витрату рідини через гідромотор:

$$Q_м = \frac{q_{мт} n_м}{\eta_{ом}}, \quad (3.114)$$

де $\eta_{ом}$ – об'ємний ККД гідромотора (за каталогом).

Вибір марки насоса. Витрату рідини $Q_м$ можна знайти через подачу насоса $Q_{нр}$:

$$Q_м = Q_{нр} \eta_{он} = q_{нр} n_н \eta_{он}. \quad (3.115)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (3.114) і (3.115), вирішуючи відносно $q_{нр}$, одержимо:

$$q_{нр} = \frac{q_{мт} n_м}{n_н \eta_{он} \eta_{ом}}, \quad (3.116)$$

де $q_{нр}$ – необхідна розрахункова подача насоса за один оберт його вала, м^3/об; $\eta_{он}$ – об'ємний ККД насоса.

Робочий тиск на виході з насоса можна знайти за формулою

$$p_{нр} = p_м + \Delta p_{утр}, \quad (3.117)$$

де $\Delta p_{утр}$ – утрати тиску при русі рідини від насоса до гідромотора (рис. 3.56, б). У попередньому розрахунку можна прийняти $\Delta p_{утр} = 0{,}1 p_м^{ном}$ і $p_м = p_м^{ном}$ (номінальний тиск мотора).

Знаючи $q_{нр}$, $p_н$, $n_н$ і задавшись типом гідронасоса з каталогу, вибираємо його марку і приймаємо остаточні значення $q_{нт}$, $p_н^{ном}$ і $n_н$.

Далі типорозміри гідроагрегатів і діаметри трубопроводів розраховуються і підбираються за максимальним значенням тиску p_{max} і Q_{max} у трубопроводі тієї гідролінії, в якій вони встановлені.

Уточнений гідравлічний розрахунок гідропривода полягає в остаточній перевірці прийнятих техніко-економічних рішень при попередніх розрахунках при виборі марки і типу гідроагрегатів і їхньому компонуванню в принциповій схемі.

Для цього використовуються паспортні дані вибраних гідроагрегатів і діаметри трубопроводів.

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються із втрат на гідравлічне тертя $\Delta p_т$, втрат у місцевих опорах $\Delta p_м$ і втрат у гідроагрегатах $\Delta p_га$.

Втрати тиску на тертя визначаються за формулою

$$\Delta p_т = (0{,}5\lambda l \rho V^2)/d, \qquad (3.118)$$

де λ – коефіцієнт тертя; l – довжина ділянки, м; ρ – густина рідини, кг/м^3; V – середня швидкість рідини, м/с; d – діаметр труби чи шланга, м.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму руху рідини і визначається за числом Рейнольдса:

$$R_e = Vd/\nu. \qquad (3.119)$$

При ламінарному режимі руху рідини $(R_e \le 2300)$

$$\lambda = 75/R_e. \qquad (3.120)$$

При турбулентному режимі руху ($R_e > 2300$) коефіцієнт тертя λ залежить від числа Рейнольдса і від відносної шорсткості стінок каналу. Стальні труби мають шорсткість $\Delta = 0{,}03$ мм, труби з кольорових металів вважаються практично гладкими. Значення швидкості для труб з різних матеріалів наведені в додатку 2. Якщо $\Delta d_m < 10$, то шорсткістю можна зневажити, і коефіцієнт тертя буде

$$\lambda = 0{,}316\sqrt[4]{R_e}. \qquad (3.121)$$

При $R_e > 10^5$ коефіцієнт тертя практично не залежить від R_e, і можна прийняти $\lambda = 0{,}02$.

Втрати на місцевих опорах визначимо за формулою

$$\Delta p_м = 0{,}5\rho\xi V^2, \qquad (3.122)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Втрати в гідроагрегатах, установлених на ділянці, що розраховується, наведені в довідниках і каталогах на гідроапаратуру і даються для максимальної витрати через гідроагрегат. Якщо для конкретного випадку втрата менша за максимальну, то табличні значення втрат необхідно перерахувати за формулою

$$\Delta p_га = \Delta p_м\left(\frac{Q_д}{Q_{max}}\right), \qquad (3.123)$$

де $\Delta p_га$ – втрати тиску на гідроагрегаті при дійсному значенні витрати $Q_д$; $\Delta p_м$ – утрати тиску, узяті з каталогу при максимальному значенні витрати Q_{max}.

При послідовному з'єднанні загальні втрати тиску являють собою суму втрат тиску на всіх ділянках:

$$\Delta p_\Sigma = \sum_{i=1}^{n}\Delta p_{тpi} + \sum_{i=1}^{n}\Delta p_{мi} + \sum_{i=1}^{n}\Delta p_{гai}. \qquad (3.124)$$

Необхідний тиск $p_{нр}$ насоса визначається за формулою

$$p_{нр} = p_{гд} + \Delta p_{\sum} \ , \qquad (3.125)$$

де $p_{гд}$ – уточнений робочий тиск у гідродвигуні:
для гідромотора

$$p_{м} = \frac{2\pi M_{кр\,м}}{q_{мт}\eta_{м}} \ , \qquad (3.126)$$

для гідроциліндра

$$\Delta p_{ц} = \frac{4P_{шт}}{\pi D_{п}^{2}\eta_{мех}} + p_{зл}(1 - \frac{d_{шт}^{2}}{D_{п}^{2}}) \ , \qquad (3.127)$$

де $p_{зл}$ – тиск у зливальній гідролінії.

Втрати $\sum_{i=1}^{n}\Delta p_{трі}$, $\sum_{i=1}^{n}\Delta p_{мі}$ і $\sum_{i=1}^{n}\Delta p_{гаі}$ розраховують у нагнітальному (наг) трубопроводі від насоса до гідродвигуна.

Якщо одержимо $p_{нр} < p_{н}^{ном}$, то насос обраний правильно. Якщо $p_{нр} > p_{н}^{ном}$ зазначеного в паспорті насоса, то необхідно збільшити діаметри трубопроводів і підібрати інші гідроапарати, щоб зменшити величину втрат у них чи змінити марку насоса. У правильно спроектованому гідроприводі $\Delta p_{i} \le 0{,}06 p_{нр}$.

Для розрахунку уточненого ККД гідропривода $\eta_{гп} = \frac{N_{гд}}{N_{н}}$ знаходимо потужність на валу насоса $N_{н} = \frac{p_{нр} \cdot Q_{н}}{\eta_{н\,г\,мех}}$, а також на вихідній ланці $N_{гд}$ гідродвигуна: гідроциліндра $N_{ц} = P \cdot V_{шт}$ чи гідромотора $N_{м} = \Delta p_{м} \cdot Q_{м} \cdot \eta_{м\,г\,мех}$; де $\eta_{м\,г\,мех} = \eta_{м} / \eta_{о\,м}$ – гідромеханічний ККД гідромотора; $\eta_{н\,г\,мех} = \eta_{н} / \eta_{о\,м}$ – гідромеханічний ККД насоса; $\eta_{м}$, $\eta_{н}$ – відповідно повний ККД мотора й насоса (наводиться в паспорті гідромашин).

У правильно спроектованому гідроприводі його ККД повинен бути в межах $\eta_{гп} = 0{,}70...0{,}80$.

Тепловий розрахунок гідропривода проводиться з метою виключити перегрів робочої рідини, який зменшує продуктивність і ресурс гідроагрегатів. При роботі гідропривода внаслідок механічних, гідравлічних і об'ємних втрат відбувається виділення теплової енергії, що йде на нагрівання гідробака з маслом, а також розсіюється в навколишнє середовище.

Перевищення сталої температури масла в баці Δt над температурою навколишнього середовища визначають за формулою

$$\Delta t = \theta / (KF) \ , \qquad (3.128)$$

де θ – кількість теплоти, виділеної в гідроприводі за час t; K – коефіцієнт теплопередачі від масла навколишньому середовищу, при відсутності місцевої

циркуляції K = 12 Вт/(м^2·кал), при обдуві бака K = 17 Вт/(м^2·кал); F – площа поверхні гідробака, мм^2;

$$F = 0{,}064\sqrt[3]{W_б^2}\,, \tag{3.129}$$

де $W_б$ – об'єм масла в баці, дм^3.

$$\theta = 3600(N_н - N_е)t\,, \tag{3.130}$$

де $N_н$ – потужність, що розвивається насосом:

$$N_н = \frac{p_н Q_н}{60\eta_н}; \tag{3.131}$$

а $N_е$ – ефективна потужність гідродвигунів:

$$N_е = \frac{p_г Q_г}{60\eta_г}\,, \tag{3.132}$$

де $p_н$ – тиск на виході насоса, МПа; $Q_н$ – подача насоса, л/хв; $\eta_н$ – повний ККД насоса; $p_г$ – тиск у гідродвигуні, МПа; $Q_г$ – витрата, споживана гідродвигуном, л/хв; $\eta_г$ – повний ККД гідродвигуна.

Якщо прийняти Δt = 35 °С, то необхідний об'єм масла в баці визначиться за формулою

$$W_м = \sqrt{\left(\frac{\theta}{0{,}064K\Delta t}\right)^3}\,. \tag{3.133}$$

Об'єм масла в гідробаці не повинний перевищувати дво-, трихвилинної подачі насоса, тобто

$$W_м = (2-3)Q_н\,. \tag{3.134}$$

Якщо з одного бака живляться два насоси, то

$$W_{max} = 1{,}3(W_{м1} + W_{м2})\,, \tag{3.135}$$

де $W_{м_1}$ і $W_{м_2}$ – об'єм рідини, необхідний для живлення кожного насоса, м^3.

Повний геометричний об'єм гідробака $W_б$ визначають за умови його заповнення на 0,8 висоти й округлюють до найближчого значення за каталогом: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250 дм^3.

Якщо в результаті розрахунку об'єм масла виявиться більше дво-, трихвилинної подачі насоса, варто прийняти $W_м = W_{max}$ і визначити кількість теплоти $\theta_б$, що буде відводитися через стінки гідробака:

$$\theta_б = 0{,}64K\Delta t\sqrt[3]{W_{max}^2}\,. \tag{3.136}$$

Для відводу надлишкової кількості теплоти $\theta_т = \theta - \theta_б$ необхідно застосовувати теплообмінник (радіатор).

Площа радіатора $F_р$, м^2:

$$F_р = F_п - \sum F_{г\,п}\,, \tag{3.137}$$

де $F_{\text{п}}$ – необхідна площа охолодження, м^2; $\sum F_{\text{г п}}$ – сума площ поверхні всіх елементів цього гідропривода, м^2.

$$F_{\text{п}} = 859{,}52 \frac{\Delta N_{\text{п}} K_{\text{в}}}{k_{\text{т}}(T - T_0)}, \tag{3.138}$$

де $\Delta N_{\text{п}}$ – втрати потужності гідроприводом, кВт; T – максимальна розрахункова температура робочої рідини, °С; T_0 – задана температура навколишнього середовища, °С; $k_{\text{т}}$ = 13 ккал/мг – теплопровідність для вільнообтічної повітрям поверхні гідропривода [10].

$$\Delta N_{\text{п}} = N_{\text{н}} - N_{\text{е}}, \tag{3.139}$$

$$K_{\text{в}} = \frac{t_{\text{роб}}}{t_{\text{зм}}}, \tag{3.140}$$

де $N_{\text{е}}$ – ефективна потужність гідродвигунів, кВт; $t_{\text{роб}}$ – фактичний час роботи гідропривода, год; $t_{\text{зм}}$ – змінний час роботи машини, год.

При практичних розрахунках можна користуватися такими даними: площа насосів НШ50 і НШ67 дорівнює відповідно 0,067 і 0,1 м^2, гідророзподільників Р80 і Р160 – 0,16 і 0,2 м^2, баків тракторів Т-0150 К і К-701 – відповідно 0,7 і 0,8 м^2.

3.5.4. Застосування об’ємного гідроприводу в сільськогосподарській техніці

У наш час у сільськогосподарському машинобудуванні широко впроваджуються гідрооб’ємні передачі. Багато років вже експлуатуються в сільському господарстві гідрофіковані машини, що випускаються серійно: косилка-плющилка самохідна КПС5-Г і пневматичні сівалки СУПН 8…12; самохідні комбайни: силосозбиральний
КСК-100, кукурудзозбиральний КСКУ-6 “Херсонец-200”, коренезбиральний РКС-6Б, зернозбиральний СК-10 “Ротор”, “ДОН-1500” та ряд інших машин. Досвід експлуатації показав, що застосування гідрооб’ємних приводів замість механічних передач дозволяє підвищити продуктивність комбайнів і машинно-тракторних агрегатів (МТА) у різних географічних зонах землеробства на 20...45%.

Подальше впровадження об’ємних гідроприводів на сільськогосподарських машинах полягає в переході до комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки, включаючи як самохідні машини, так і МТА.

З великої різноманітності гідроприводів, застосовуваних на сільськогосподарській техніці, найбільш характерні:

- гідроприводи керування машинами і сільськогосподарськими агрегатами;
- гідрооб’ємні кермові механізми, гідропідтискні фрикційні механізми;
- гідроначіпні пристрої тракторів, гідрогальма і т. ін.

Гідроприводи робочих органів сільськогосподарських машин:

а) гідрооб’ємні приводи активних робочих органів обертального руху: ґрунтових фрез, валів причіпних збиральних машин, шнеків, дискових ножів, пилок і т. ін.;

б) гідрооб'ємні приводи робочих органів зворотно-поступального руху: ріжучих апаратів жниварок і косарок, вібраційних пристроїв сільськогосподарських машин і т. ін.

Гідрооб'ємні силові трансмісії (ГСТ) ходових систем комбайнів, тракторів та інших самохідних сільськогосподарських машин.

Гідропривод допоміжного призначення, що полегшує працю механізатора: гідрофікований гак, сервомеханізм муфти зчеплення та інші сервоприводи механізмів машин.

Для всіх перерахованих груп гідроприводів, крім ГСТ, характерним є те, що вони можуть бути автономними чи неавтономними. Використання неавтономних гідроприводів пов'язане з рішенням питання гідравлічного відбору потужності.

Усі сучасні трактори і комбайни з механічною трансмісією обладнані гідравлічним відбором потужності загального призначення – ГВП-ЗП (допоміжний шестеренний насос), з якого можна зняти потік гідравлічної потужності в межах $N_{ГВП-ЗП}$ = 15-20 кВт. ГВП-ЗП призначений в основному для роботи начіпного пристрою трактора і керування його робочими органами. Його можна використовувати для приводу робочих органів малої потужності сільськогосподарських машин, наприклад вентилятора сівалки СУПН. Звичайно потужність ГВП-ЗП не перевищує 0,3 $N_{двг}$ двигуна, установленого на тракторі чи комбайні.

Для приводу енергоємних робочих органів необхідний гідравлічний відбір підвищеної потужності (ГВП-ПП). Звичайно в якості ГВП-ПП використовують роторно-поршневий регульований насос, що може створити потік рідини для передачі потужності $N_{ГВП-ПП}$ = = 0,6$N_{двг}$. Структурна схема ГВП-ПП представлена на рис. 3.62.

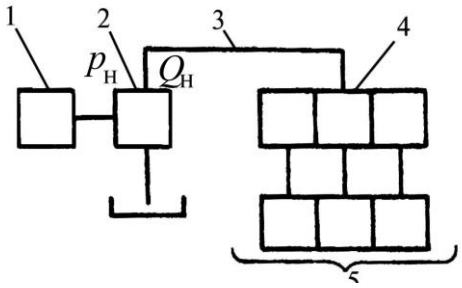


Рис. 3.62.
Структурна схема ГВП-ПП

У ГВП-ПП частина потужності від вала двигуна 1 витрачається на привод насоса 2, що створює потік рідини, який має гідравлічну потужність, рівну $N_н = p_н \cdot Q_н$. Рідина рухається по трубопроводу 3 і через розподільник направляється в гідродвигуни 5 для приводу різних робочих органів сільськогосподарської машини. Впровадження ГВП-ПП на тракторах з відповідним шлейфом сільськогосподарських машин дозволяє підвищити продуктивність МТА на 25...30% і дає економію металу приблизно 250 т на кожну тисячу машин.

Роздільно-агрегатна гідросистема сучасних енергонасичених тракторів складається з уніфікованих вузлів і агрегатів.

Послідовність з'єднання гідроагрегатів тракторної гідросистеми показана на рис. 3.63.

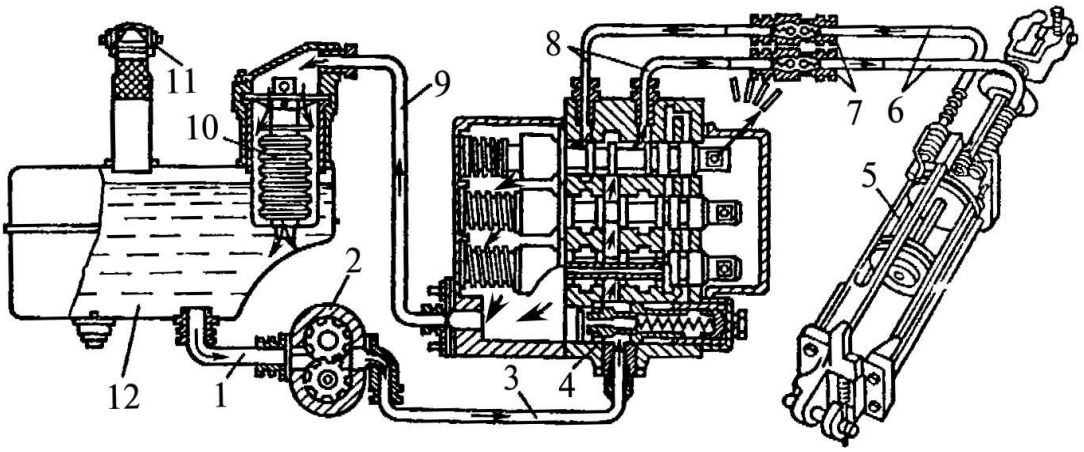


Рис. 3.63. Схема роздільно-агрегатної навісної гідросистеми трактора:

1, 3, 6, 8 і 9 – гідролінії; 2 – насос; 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндр; 7 – запірні клапани; 10 і 11 – кондиціонери робочої рідини; 12 – робоча рідина

У процесі роботи гідросистеми насос, що приводиться в дію від двигуна трактора, усмоктує робочу рідину з бака й нагнітає її в гідророзподільник, який має, крім золотників керування, запобіжний клапан із сервокеруванням і перепускний клапан. При нейтральному положенні золотників робоча рідина, проходячи гідророзподільник, через фільтр зливається в бак. При переміщенні золотника гідророзподільника в положення “Підйом” чи “Опускання” робоча рідина по трубопроводах надходить у поршневу чи штокову порожнину гідроциліндра начіпної системи, опускаючи чи піднімаючи робоче знаряддя. З іншої порожнини гідроциліндра робоча рідина надходить у гідророзподільник і зливається в бак.

На більшості тракторів, крім гідроциліндра начіпної системи, для агрегатування із сільськогосподарськими машинами гідророзподільник має ще два золотники для керування виносними гідродвигунами.

Крім цих гідроагрегатів, трактори обладнані також спеціальними гідравлічними пристроями: гідропідсилювачем руля, гідрозбільшувачем зчіпної ваги (колісні трактори) і сервоприводами керування агрегатами трансмісії (гусеничні трактори) та ін.

Неавтономний гідропривод активних робочих органів може бути розглянутий на прикладі гідропривода розкидувача мінеральних добрив, вапна і гіпсу КСА-3 (рис. 3.64).

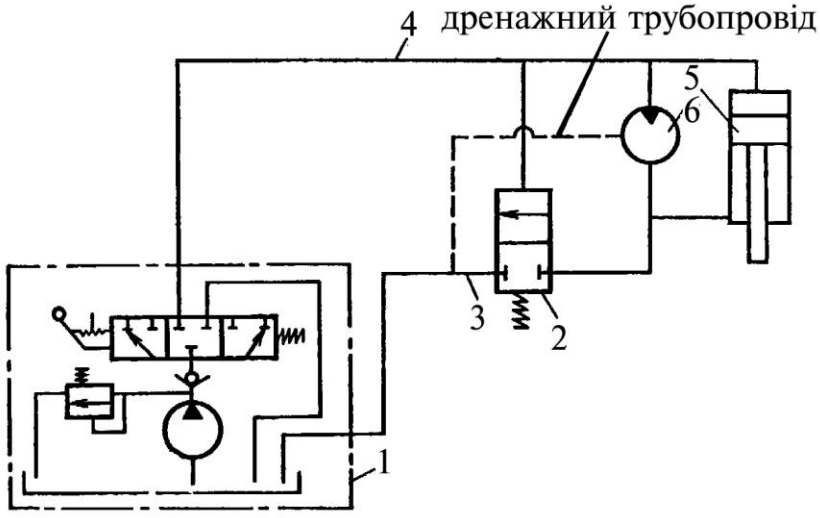


Рис. 3.64. Гідравлічна схема гідропривода розкидувача мінеральних добрив КСА-3:

1 – гідросистема автомобіля;
2 – клапан запірний:
3, 4 – гідролінії;
5 – гідроциліндр;
6 – гідромотор

Гідропривод причіпного розкидувача КСА-3 на автомобілі ЗІЛ-ММЗ-555 призначений для приведення в рух відцентрового розсіюючого диска і керування гідроциліндром включення привода транспортера, що подає добрива на відцентровий диск.

При включенні рукоятки гідророзподільника автомобіля робоча рідина від насоса по напірній магістралі 4 надходить до гідромотора 6, у штокову порожнину гідроциліндрів 5 і 6 напірного золотника 2. При цьому починається обертання відцентрового диска, включається привод транспортера, і зливальна магістраль від гідромотора з'єднується з баком автомобіля.

При відключенні подачі рідини напірний золотник 2 під дією пружини займає вихідне положення, і гідромотор 6 під дією інерційних сил диска починає нагнітати рідину в штокову порожнину гідроциліндра 5, відводячи його у вихідне положення й цим включаючи привод транспортера. Дренажні витоки відводяться в зливальний трубопровід.

Гідрооб'ємні силові трансмісії (ГСТ). До 1980 р. успішно пройшли випробування дослідних зразків колісних тракторів (МТЗ-80, Т40), самохідних шасі Т-16М і Ш-104М, а також різних марок самохідних комбайнів, обладнаних ГСТ для приведення в рух ходових систем машин.

Наприклад, трактор МТЗ-80, обладнаний ГСТ, у залежності від виконуваних операцій показав підвищення продуктивності МТА на 15...35%, хоча коефіцієнт корисної дії в ГСТ на 10...15% нижчий, ніж у механічної передачі. У самохідного шасі Ш-104М, створеного ХТЗ, тягове зусилля зросло в залежності від ґрунтових умов на 31...41%, що виявилося наслідком різкого зниження буксування коліс, які мають привод від гідромоторів. Крім того, з'явилася можливість роботи з одноосьовим причепом, що було недосяжно для серійної машини Ш-104М з механічною трансмісією. Невипадково в США всі садово-городні трактори і ряд інших міні-тракторів потужністю до 25 кВт випускають цілком гідрофікованими з широким шлейфом причіпних і начіпних гідрофікованих машин. ГСТ виготовляються за трьома схемами: двохагрегатні, трьохагрегатні і багатоагрегатні.

Найбільше поширення на сільськогосподарських машинах одержала двохагрегатна ГСТ, структурна схема якої наведена на рис. 3.65, а. У цій схемі об'ємна гідравлічна передача (ОГП), що складається з насоса 2 і гідромотора 3, установлюється між валом двигуна 1 і вхідним валом КЗП 4. Далі крутильний момент через головну передачу 5, бортові редуктори 6 передається на ведучі колеса 7.

В якості насоса ГВП поки що застосовують нерегульовані шестеренні насоси. У трьохагрегатній ГСТ, зображеній на рис. 3.65, б, установлюють гідромотори 8 зі ступінчастим регулюванням, вихідні вали яких відразу з'єднують з бортовими редукто-

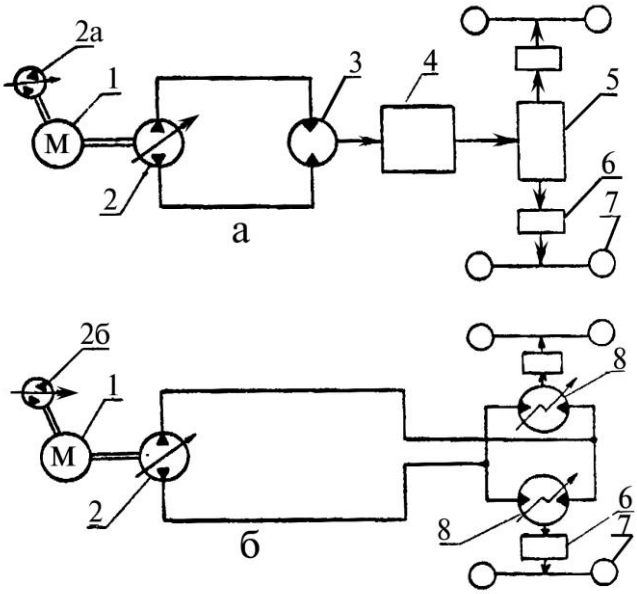


Рис. 3.65. Структурні схеми ГСТ:
а – двохагрегатна; б – трьохагрегатна

рами 6.

На самохідних комбайнах ГСТ застосовується в сполученні з гідроприводом активних робочих органів, тобто виконується комплексна гідрофікація сільськогосподарської машини із застосуванням багатоагрегатної ОГП.

При комплексній гідрофікації (рис. 3.66) використовують два насоси 1 і 2, один з яких, наприклад H_1, виконує функції ГВП, а другий – H_2 – подає рідину в гідромотори тягові ($M_т$) привода коліс сільськогосподарської машини.

Гідромотори 4 зі ступінчастим регулюванням призначені для приведення в рух тягових коліс, а гідромотори нерегульовані 5 періодично підключаються в роботу від насоса H_1 через розподільник 3 для привода керованих коліс, що дозволяє збільшувати тягове зусилля сільськогосподарської машини. Постійно через розподільник 3 потік робочої рідини від насоса H_1 підводиться в гідромотори привода $M_п$ робочих органів сільськогосподарської машини.

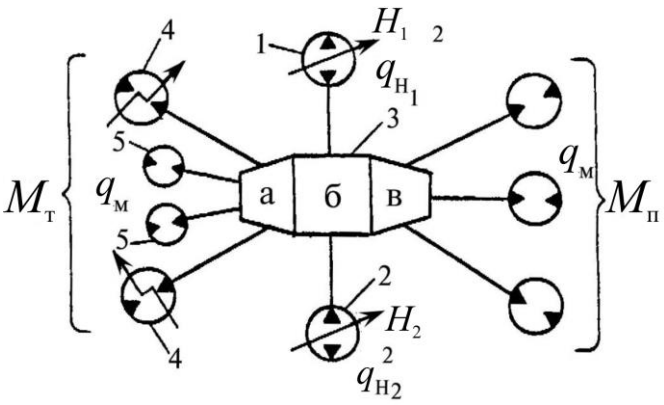


Рис. 3.66.
Структурна схема багатоагрегатної ОГП

Для ГСТ тракторів класу від 6 до 30 кН з ГВП і комплексної гідрофікації самохідних зернозбиральних комбайнів досить мати чотири типорозміри насосів з робочим об'ємом $q_н$ = 16, 40, 90, 125 см^3/об і три типорозміри гідромоторів $q_м$ = 40, 90, 125 см^3/об.

Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки дозволяє внести істотні якісні зміни в технологічні процеси виробництва:

- сполучати технологічні операції;
- оптимізувати режими роботи окремих робочих органів і машини в цілому;
- розширити застосування й удосконалити системи автоматичного водіння і керування роботою машинно-тракторного агрегату чи комбайна.

У результаті продуктивність, наприклад, комбайнів підвищується на 25...30%.

Основними причинами, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки, є:

- недостатня номенклатура гідромашин та інших гідроагрегатів, що випускаються промисловістю;
- недостатня довговічність гідромашин (3000...5000 мотогодин), що достатня для комбайнів, а для тракторів необхідно мати 7000...10000 мотогодин;
- мала потужність ГВП-ЗП на тракторах, що серійно випускаються;
- висока вартість ГСТ у порівнянні з механічною трансмісією;
- недостатня підготовленість ремонтної бази в господарствах і низька культура експлуатації гідромашин, особливо в частині забезпечення ГСТ необхідними марками масел і підтримки їхньої чистоти.

Гідропривод об'ємний ГСТ-90. На сучасних самохідних комбайнах, що випускаються серійно, встановлюється уніфікована двохагрегатна гідрооб'ємна силова трансмісія ГСТ-90, яка виготовляється за схемою згідно з рис. 3.65. Можливість уніфікації її застосування на мобільних сільськогосподарських машинах різ-

ного класу – від косилки-плющилки КПС-5М до зернозбиральних комбайнів СК-10 “Дон-Ротор”, “Дон-1500” – забезпечується за рахунок конструкції, а також зміни передаточних чисел КЗП (поз. 4), головної передачі (поз. 5) і бортових редукторів (поз. 6).

Гідравлічна схема ГСТ-90 наведена на рис. 3.67. Гідропривод ГСТ-90 містить у собі: бак 1 з датчиком дистанційного термометра 2, фільтром 3 і вакуумметром 5; теплообмінник 4; реверсивний регульований насос 6 з гідроапаратурою керування; нерегульований гідромотор 7 із клапанною коробкою; зливальну гідролінію 8; напірні гідролінії 9 і 9а високого чи низького тиску поперемінно з гнучкими шлангами 10; гідролінії всмоктувальну 11 і дренажну 12.

Тяговий насос 6.1 і гідромотор 7.1, аксіально-плунжерні з похилим диском, мають такі основні параметри: $p_{ном}$ = 22 МПа і p_{max} = 35 МПа, $n_{ном}$ = 1500 хв$^{-1}$ і n_{max} = 2590 хв$^{-1}$; робочий об’єм: насоса $q_н$ = 0...90 см^3/об, мотора $q_м$ = 91 см^3/об; потужність насоса – 46 кВт.

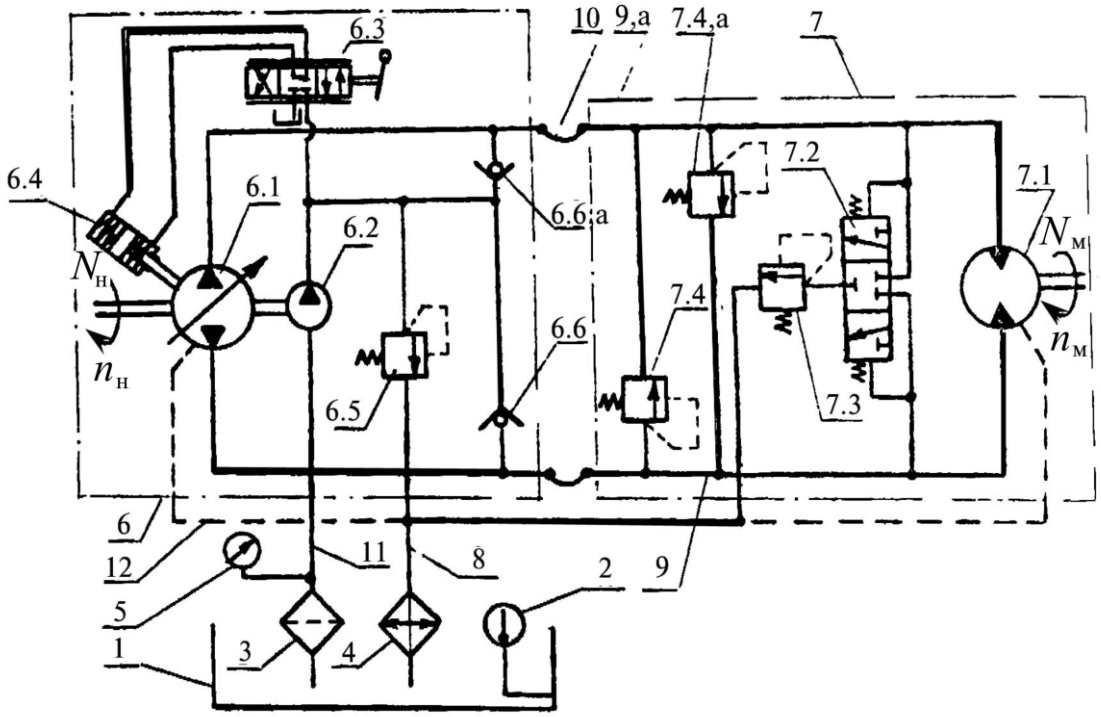


Рис. 3.67. Схема гідравлічна принципова трансмісії ГСТ-90

Від вала тягового насоса 6.1 приводиться допоміжний шестеренний насос 6.2 із запобіжним клапаном 6.5, відрегульованим на тиск 1,5...1,8 МПа. Допоміжний насос обслуговує системи: керування, охолодження, очищення масла і підживлення гідроліній низького тиску, заповнення витоку робочої рідини з насоса 6.1 і гідромотора 7.7 і підтримки тиску на виході з гідромотора і вході в насос у межах 1,3...1,5 МПа.

Надійна робота гідропривода ГСТ-90 можлива при ретельному дотриманні таких ***основних правил експлуатації і технічного обслуговування***:

- температура робочої рідини повинна бути в межах 50...80 °С;
- вакуум за фільтром 3 повинний бути не більше 0,025 МПа, для чого фільтруючий елемент необхідно змінювати після перших 10, а потім через 50, 100 і 500, а далі через кожні 1000 мотогодин роботи ГСТ чи при показанні вакуумметра 5, відмітки 0,025 МПа при температурі масла (45±5) °С;

- як робочу рідину застосовувати тільки мінеральні масла марок А, ЭШ і МГЕ-46 (МГ-30У);
- заміну робочої рідини робити спочатку через 500, а потім регулярно через 2000 мотогодин;
- буксирувати сільськогосподарську машину, обладнану ГСТ, допускається тільки при роз'єднаному зв'язку гідромотора з ходовою частиною (тобто КЗП у нейтральному положенні).

Гідрооб'ємні приводи робочих органів комбайна "Дон-1500". У комбайнах "Дон-1500", крім гідропривода ведучих коліс ГСТ-90, застосовують ще дві незалежні гідросистеми: основну (для керування всіма робочими органами комбайна) і гідросистему рульового керування. Принципові схеми цих гідросистем показані на рис. 3.68.

Основна гідросистема, що має у своєму складі шестеренний насос 1 типу НШ-32-3, призначається для виконання дванадцяти операцій за допомогою включення відповідних гідроциліндрів: 8 – підйому й опускання жниварки; 10 – керування варіатором мотовила; 11 – вертикального переміщення мотовила; 12 – горизонтального переміщення (виносу) мотовила; 13 – включення і виключення робочих органів молотарки; 14 – реверса жниварки; 15 – включення і виключення вивантажувальних шнеків бункера; 17 – керування варіатором молотильного барабана; 18 – повороту похилого вивантажувального шнека бункера; 20 – вібратора бункера; 21 і 22 – відкриття і відповідно закриття копнувача.

Потік масла від насоса 1 до гідроциліндрів підводиться через відповідні золотники в п'ятисекційному гідророзподільнику 7 з ручним керуванням, двосекційному 16, трисекційному 19 гідророзподільниках з електрогідравлічним керуванням і спеціального гідророзподільника 23 керування копнувачем.

На рис. 3.68 зображене нейтральне положення золотників усіх гідророзподільників – 7, 16, 19, 23. Насос 1, усмоктуючи робочу рідину з бака 2, одночасно подає її в трубопровід нагнітання і через дросель запобіжно-переливного клапана 5 і відкритий гідроклапан 6 з електромагнітним керуванням у трубопроводи каналу керування (позначено стрілками). При наявності руху потоку в каналі керування рідина через трубопроводи зливу, переливний клапан 5 і фільтр при невеликому тиску зливається в бак 2. При включенні будь-якого золотника з ручним керуванням чи золотника розподільника 23 копнувача канал керування перекривається пояском цього золотника, і робоча рідина з каналу, зв'язаного з трубопроводом нагнітання, направляється до відповідного гідроциліндра, а в нагнітальному трубопроводі створюється необхідний робочий тиск рідини, тому що при перекритті каналу керування запобіжно-переливний клапан закривається. З включенням будь-якої секції електрогідравлічних розподільників 16 і 19 одночасно перекривається потік керування за рахунок включення гідроклапана 6. Далі відбувається те ж, що і при переміщенні золотника з ручним керуванням.

У системі рульового керування встановлений насос 29 шестеренного типу НШ-10Е-3 з приводом від розподільчої шестерні ДВЗ і насос-дозатор 30 типу НД-80 з приводом від кермового колеса 25.

При роботі насоса 29 і нерухомому кермовому колесі вся робоча рідина, що подається насосом, проходить через насос-дозатор і через фільтр основної системи зливається в бак 2.

При обертанні кермового колеса частина масла (кількість залежить від інтенсивності обертання) направляється до підсилювача потоку 26, а частина його скидається на злив через фільтр у бак 2. Потік масла, що потрапив з насоса-дозатора 30 у підсилювач потоку 26, з тиском, що збільшився за рахунок потоку масла, яке надходить туди від шестеренного насоса, направляється в гідроцилінди 24 повороту керованих коліс.

У випадку відмовлення шестеренного насоса 29 і при буксируванні комбайна з непрацюючим двигуном насос-дозатор діє як ручний насос із приводом від кермового колеса і перекачує масло з однієї порожнини гідроциліндрів в іншу.

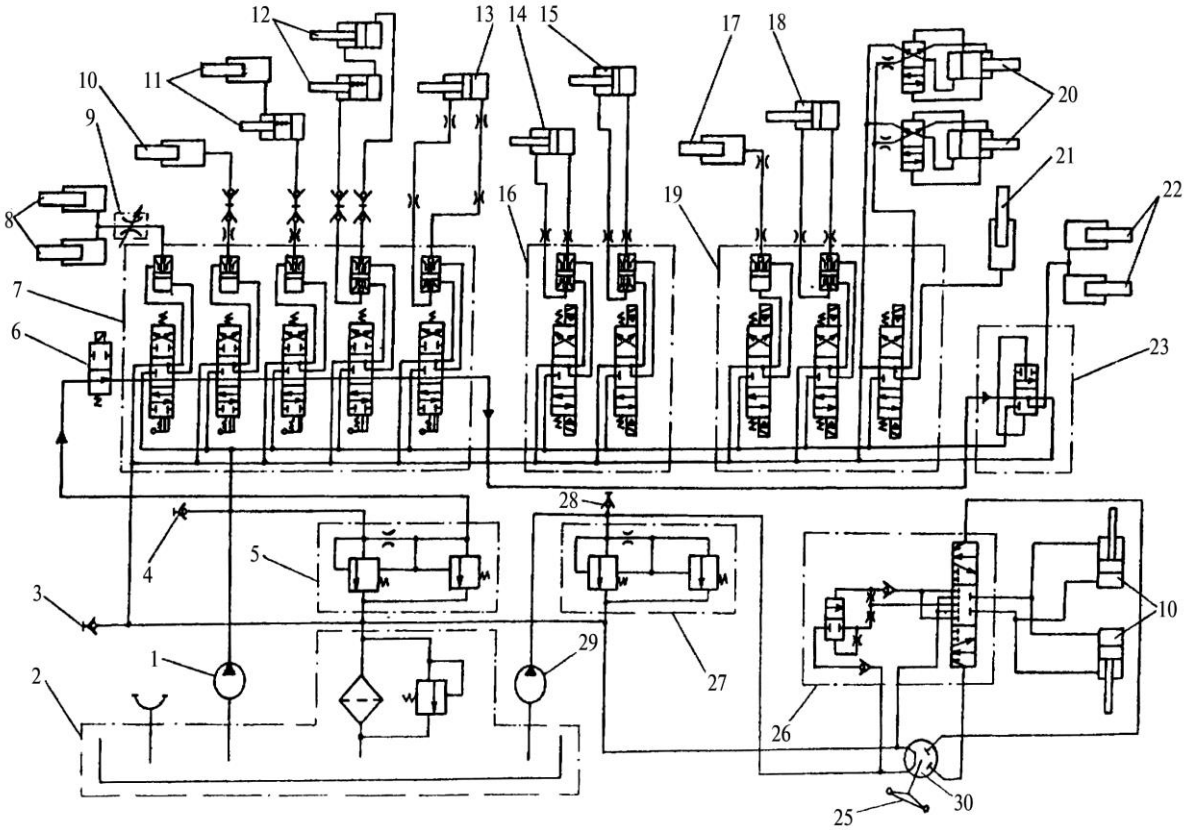


Рис. 3.68. Схема принципова основної гідросистеми
та гідросистеми рульового керування комбайна “Дон-1500”

У наш час у м. Харкові ведеться серійний монтаж зернозбирального гідрофікованого комбайна “Бізон” з використанням готових деталей, що поставляються Польщею, а в м. Херсоні освоєний випуск нового зернозбирального комбайна з гідроприводом ходових коліс ГСТ-112, більшої потужності, ніж ГСТ-90, що дозволяє підвищити експлуатаційну надійність гідросилової трансмісії комбайна.

Відмовлення в роботі ГСТ-90 найчастіше відбуваються через неполадки в роботі клапанів і золотників, розташованих у насосах і гідромоторі ГСТ-90. Найбільш характерні відмовлення в роботі ГСТ-90 зі вказівкою на можливі причини такі:

1. Після запуску ДВЗ комбайн не рухається ні вперед, ні назад.

Причини: у КЗП включена нейтральна передача, недостатня кількість масла в баці 1; інтенсивне піноутворення масла (наявність вологи в маслі); засмічений фільтр 3 (показання вакуумметра 5 більше 0,25 МПа); засмітився запобіжний клапан 6.5 насоса 6.2 чи підпірний переливний клапан 7.3 у гідромоторі 7. У результаті цього величина тиску підживлення зменшилася, що недостат-

ньо для роботи циліндрів 6.4, повороту похилої шайби насоса 6.1; несправність у приводі золотника розподільника 6.3 чи в самому розподільнику.

2. При працюючому ДВЗ комбайн рухається тільки в одну сторону (вперед чи назад).

Причини: у гідромоторі засмітився запобіжний клапан 7.4, а (робоча рідина іде в гідролінію низького тиску, минаючи гідромотор); золотник шунтуючого клапана 7.2 заклинює у верхньому чи в нижньому положенні, у результаті чого робоча рідина з гідролінії високого тиску, минаючи гідромотор, може зливатися в бак 1 через переливний клапан 7.3.

3. Зменшилася робоча швидкість комбайна (особливо при подоланні підйомів) або температура масла перевищує 80 °С.

Причини: збільшилися витоки рідини в гідромашинах за рахунок зносу опорної п'яти ротора насоса 6.1 чи гідромотора 7 (тиск у дренажній лінії 12 збільшується: $p_{\text{дрен}} > 12$ МПа, температура робочої рідини $t_{\text{р р}} < 80$ °С); мають місце витоки робочої рідини через запобіжний клапан 7.4, а при робочому тиску $p_{\text{роб}} \le p_{\text{ном}}$ 22 МПа (тиск у дренажній лінії 12 зберігається в припустимих межах $p_{\text{дрен}} \le 0{,}25$ МПа, а температура робочої рідини зростає і стає $t_{\text{р р}} > 80$ °С).

3.6. Гідродинамічні і гідромеханічні передачі

3.6.1. Принцип дії гідродинамічної передачі

В автомобілях, тракторах і складних сільськогосподарських машинах часто при передачі енергії між валами, що обертаються з різними і перемінними в процесі роботи частотами обертання, застосовують гідродинамічну передачу.

Гідродинамічною передачею називають сукупність механізмів і систем, що передають механічну енергію від двигуна до споживача за допомогою потоку рідини.

Гідродинамічні передачі, як правило, складаються з двох частин: насосної і турбінної.

У насосній частині механічна енергія перетворюється на енергію потоку рідини (динамічний напір). У турбінній частині гідравлічна енергія потоку рідини знову перетворюється на механічну.

У гідродинамічних передачах установлюють лопатеві гідромашини (рис. 3.69).

Гідродинамічні передачі на мобільній техніці використовують як складову частину трансмісії, що встановлюється між валом двигуна внутрішнього згоряння 1 і вхідним валом коробки зміни передач 6. Робоча рідина подається лопатевим насосом 2 по нагнітальному трубопроводі 3 до лопатевої турбіни 4 і, пройшовши через неї, по усмоктувальному трубопроводу 3а повертається до насоса 2. В усмоктувальному трубопроводі 3а може бути встановлений направляючий апарат 5, що завдяки взаємодії потоку рідини з його лопатками дозволяє змінювати величину крутильного моменту на валу турбіни $M_{\text{кр т}}$ у порівнянні з величиною моменту на насосі $M_{\text{кр н}}$. За рахунок великих втрат енергії на подолання сил тертя в нерухомих корпусах насоса 2 і турбіни 4, а також у трубопроводах 3 і 3а максимальний ККД гідродинамічної передачі, виконаної за схемою (рис. 3.69), знаходиться в межах $\eta = 0{,}5...0{,}65$.

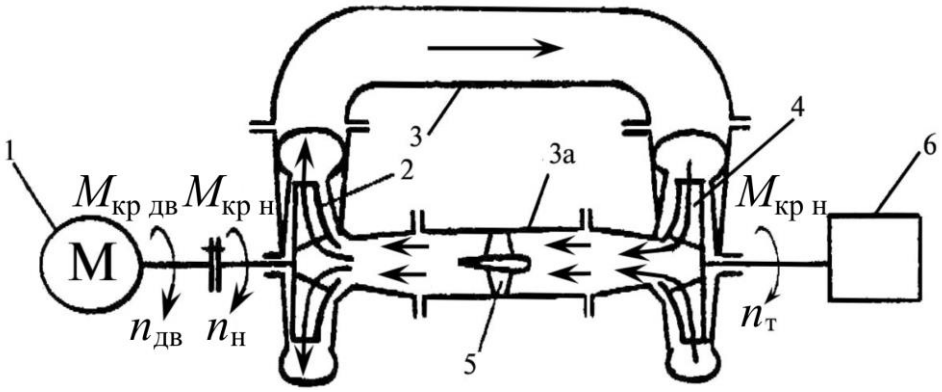


Рис. 3.69. Принципова схема гідродинамічної передачі

Німецький учений проф. Феттінгер запропонував ліквідувати трубопроводи і розташувати насос 2, направляючий апарат і турбіну 4 в одному обертальному кожусі, і назвав цю гідродинамічну передачу гідротрансформатором. При цьому максимальний ККД гідротрансформатора досягає $\eta_{гтр} = 0{,}9...0{,}92$.

Якщо в гідродинамічній передачі вимкнути направляючий апарат, то утворюється гідромуфта, максимальний ККД якої дорівнює $\eta_{гм} = 0{,}97...0{,}98$, а крутильний момент на її вторинному валу дорівнює крутильному моменту на первинному.

Основна перевага гідродинамічних передач – це безступінчаста й автоматична зміна частоти обертання ведучого вала в залежності від навантаження на веденому валу.

Інші переваги гідродинамічних передач полягають у швидкохідності і плавності роботи (плавне зрушення з місця і плавний розгін), відсутності тертьових пар (практично відсутній знос в основних деталях), безшумності передачі, відсутності крутильних коливань, можливості здійснення дистанційного й автоматичного керування, експлуатаційної надійності.

У цілому застосування гідродинамічних передач робить зручним керування машинами і підвищує економічність останніх.

Гідродинамічні передачі в машинобудівній практиці застосовуються:

- для регулювання швидкості обертання веденого вала при збереженні постійної швидкості обертання ведучого вала;
- для розгону великих махових мас (напри стартера при запуску газових турбін);
- для відключення пристроїв і апаратів розгону на автомобілях, тракторах і тепловозах;
- для складання потужностей і реверса.

3.6.2. Гідромуфти

Типова конструктивна схема гідромуфти (ГМ) представлена меридіональним перерізом (рис. 3.70).

Переріз гідромуфти площиною, яка проходить через її вісь, називається меридіональним.

Гідромуфта складається з насосного колеса 1, установленого на ведучому валу 5, тур-

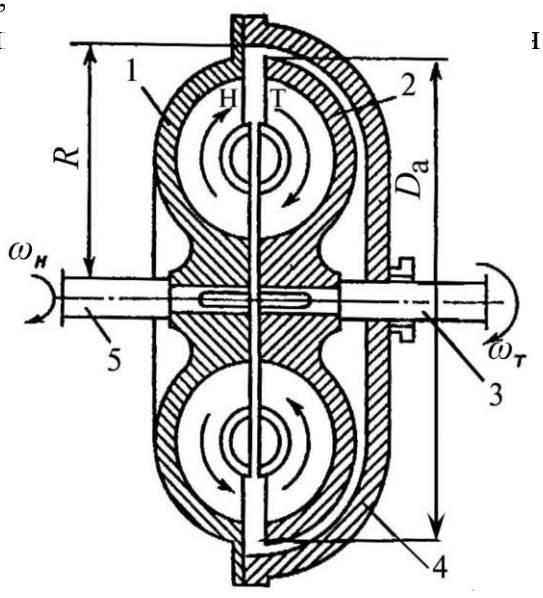


Рис. 3.70.
Меридіональний переріз робочої порожнини гідромуфти

бінного колеса 2, насадженого на ведений вал 3, і корпуса 4.

Оскільки гідромуфта не має направляючих апаратів, то момент веденого вала дорівнює моменту ведучого, тобто не відбувається трансформації енергії.

Між торцями насосного 1 і турбінного 2 коліс є деякий зазор. Енергія від насосного колеса 1 на турбінне 2 передається через робочу рідину.

В якості робочих рідин у гідродинамічних передачах застосовуються масла: індустріальне 12, індустріальне 20, турбінне і трансформаторне. Температура робочої рідини повинна знаходитися в межах 55…135 °С.

Щоб уникнути надмірного підвищення тиску в робочій порожнині при нагріванні рідини, гідромуфти заповнюють на 85...87%.

Насосне колесо 1, обертаючись від двигуна, подібно до відцентрового насоса, забирає рідину з турбінного колеса 2, що під впливом відцентрової сили відкидається до периферії, переміщаючи її вздовж лопаток і обертаючи її одночасно з колесом. Унаслідок цього робоча рідина здобуває запас кінетичної енергії й енергії тиску. З насосного колеса рідина потрапляє на лопатки турбінного колеса 2, перетворюючи цей запас енергії на механічну роботу обертання веденого вала. Утративши деяку кількість енергії на подолання опору обертання турбінного колеса 2, рідина по його лопатках направляється до центру гідромуфти, де вона знову переходить на насосне колесо 1, і цикл її руху повторюється.

Таким чином, рідина в гідромуфті циркулює від насосного колеса 1 до турбінного 2 (відносний рух), обертається разом з колесом (переносний рух) і утворює вихрове кільце (абсолютний рух), яке називається кругом циркуляції.

Оскільки вихідний переріз насосного колеса дорівнює вхідному перерізу турбінного колеса і вихідний переріз турбінного колеса дорівнює вхідному перерізу насосного колеса, то крутильний момент насосного колеса дорівнює крутильному моменту на валу турбінного колеса без урахування втрат на тертя :

$$M_{\text{кр н}} = M_{\text{кр т}}. \tag{3.141}$$

При розрахунку гідромуфти потужність на валу насосного колеса і частота обертання двигуна відомі. Насосне колесо від двигуна одержує потужність

$$N_{\text{н}} = \frac{\rho g Q H}{\eta_{\text{н}}}, \tag{3.142}$$

де $\eta_{\text{н}}$ – ККД насосного колеса гідромуфти, $\eta_{\text{н}}$ = 0,92…0,98 [45]; H і Q – відповідно напір і подача, які створює насосне колесо.

$N_{\text{н}}$ може бути також визначена за формулою

$$N_{\text{н}} = N_{\text{д}} - N_{\text{доп}}, \tag{3.143}$$

де $N_{\text{д}}$ – максимальна потужність двигуна; $N_{\text{доп}}$ – потужність, витрачена на допоміжні механізми:

$$N_{\text{доп}} = 0{,}1 N_{\text{д}}. \tag{3.144}$$

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти

$$\eta = \frac{N_{\text{т}}}{N_{\text{н}}} = \frac{M_{\text{кр т}} n_{\text{т}}}{M_{\text{кр н}} n_{\text{н}}}, \tag{3.145}$$

де $N_т$ – потужність турбінного колеса; $n_н$, $n_т$ – частота обертання насосного і турбінного коліс, хв$^{-1}$.

Відомо, що $M_{кр\,т} = M_{кр\,н}$, тоді

$$\eta = n_т / n_н = i, \qquad (3.146)$$

де i – передатне число.

Гідромуфта працює при наявності циркуляції рідини: $n_н > n_т$.

Різниця між частотою обертання насосного і турбінного коліс гідромуфти, віднесена до частоти обертання насосного колеса, називається коефіцієнтом ковзання гідромуфти S:

$$S = \frac{n_н - n_т}{n_н}. \qquad (3.147)$$

З урахування рівняння (3.146) величина ковзання може бути визначена за залежністю

$$S = 1 - i. \qquad (3.148)$$

Ковзання регулюється заповненням гідромуфти робочою рідиною і складає від 2 до 4%.

Гідромуфти виготовляють без тора чи з тором незначної величини. Внутрішнє кільце гідромуфти називається тором, тому що це вихрове кільце має геометричну форму у вигляді порожнього тора. Тор може бути металевий і повітряний.

Гідромуфти поділяються на регульовані й нерегульовані, постійного і перемінного наповнення.

У регульованій гідромуфті швидкість обертання веденого вала залежить не тільки від швидкості обертання ведучого вала, але і від положення керованого ззовні регулюючого пристрою. Регульовані гідромуфти дозволяють при $n_н = n_1 = \text{const}$ одержувати різні величини $M_{кр\,т}$ і $n_т$.

У регульованих гідромуфтах передбачається пристрій для керування потоком рідини всередині гідромуфти впливом ззовні.

До нерегульованих належать гідромуфти, в яких при постійній швидкості обертання ведучого вала швидкість обертання веденого вала залежить тільки від навантажувального моменту на веденому валу.

Бувають ще запобіжні ГМ з постійним, але неповним заповненням робочої порожнини. У робочій порожнині таких ГМ установлюють додаткові опори (пороги) чи додаткові камери, що дозволяють при збільшенні ковзання зменшити величину переданого крутильного моменту $M_{кр\,т}$ і тим самим попередити зупинку двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Для аналізу можливості використання і вивчення властивостей динамічних передач використовують їхні характеристики.

У залежності від збігу параметрів гідродинамічної передачі, наведених на графіках, характеристики бувають: зовнішні, універсальні і приведені.

Зовнішньою характеристикою гідромуфти називається залежність крутильного моменту і ККД від частоти обертання турбінного колеса при постійній частоті обертання насосного колеса.

Вона будується за результатами випробування гідромуфти при повному чи частковому заповненні її робочою рідиною (якщо об’єм робочої камери заповне-

ний рідиною на 90%, то таке наповнення називається повним, нижче 90% – частковим).

Зовнішню характеристику гідромуфти (рис 3.71) будують так: на осі абсцис відкладають частоту обертання турбінного колеса чи відносну частоту обертання турбіни $i_{гм} = n_т / n_н$ або величину ковзання S, а на осі ординат – зміну крутильного моменту, значення ККД і потужності. За нормальну розрахункову точку приймається значення крутильного моменту $M_{кр\,гм} = 0$ при ковзанні $S = 2...4\%$ ($i = n_т / n_н = 0{,}96...0{,}98$). З графіка (рис. 3.71) видно, що гідромуфта належить до передач, в яких кінематичні характеристики залежать від прикладеного навантаження. Максимальний ККД в зоні робочих режимів $i_{гм} = 0{,}85...0{,}98$ має місце на розрахунковому режимі і дорівнює $\eta^*_{гм} = \eta_{max} = 0{,}96...0{,}98$. Це основна особливість гідродинамічних передач.

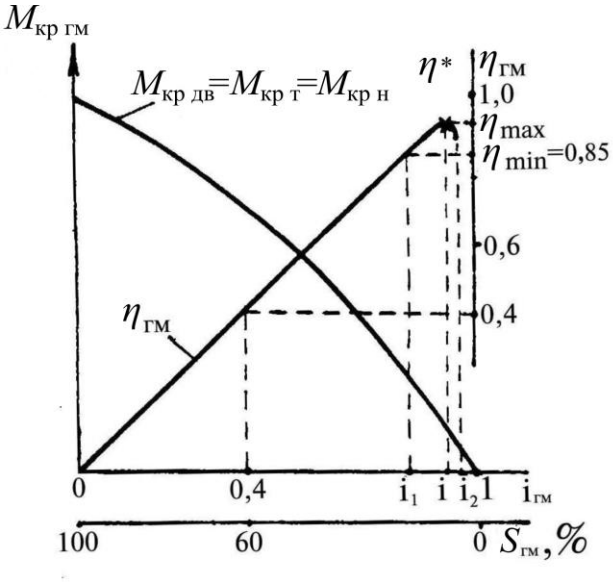


Рис. 3.71.
Зовнішня характеристика ГМ
($n_н = \text{const}$)

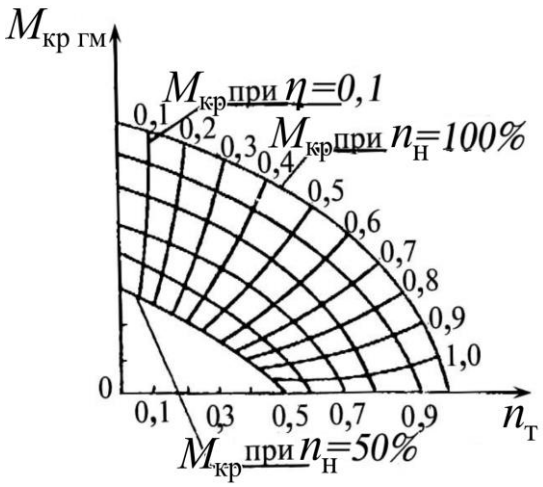


Рис. 3.72.
Універсальна характеристика ГМ

Універсальною характеристикою гідромуфти називають залежність її крутильних моментів від частоти обертання турбінного колеса при різних частотах обертання насосного колеса (рис. 3.72).

Універсальну характеристику будують за зовнішніми характеристиками гідромуфти, що одержують у ході випробувань при постійних частотах обертання насосного колеса, приймаючи послідовно $n_н = 100\%$, $n'_н = 90\%$, $n''_н = 80\%$ і т. д.

На універсальній характеристиці будуються графіки залежності крутильних моментів гідромуфти при однакових значеннях ККД, тобто $M_{кр\,гм} = f(n_н, n_т)$ при $\eta_{гм} = \text{const}$ для значення $\eta_{гм} = 0{,}1;\ 0{,}2;\ 0{,}3$ і т. д.

Універсальні характеристики гідромуфт використовують для побудови характеристики гідропривода, що відображає спільну роботу передачі і двигуна.

Більш універсальними є наведені характеристики залежностей безрозмірних критеріїв, одержаних на основі теорії подібності, відповідно до основного рівняння лопатевих гідромашин (рівняння Ейлера). Ці характеристики будуються на

основі даних, отриманих при побудові зовнішніх характеристик, і дозволяють знайти основні параметри гідродинамічної передачі на різних режимах роботи і при різній частоті обертання вала насоса.

Режим роботи гідромуфти регулюється різними способами.

Регулювання частоти обертання веденого вала і передавального моменту можна виконувати при постійній частоті обертання ведучого вала і при перемінній.

При роботі гідромуфти з постійною частотою обертання ведучого вала регулювання частоти обертання веденого вала можна здійснювати трьома способами: різним ступенем заповнення робочої порожнини; механічною зміною форми робочої порожнини; перевантаженням гідромуфти шляхом прогресуючого збільшення передавального моменту чи навпаки, шляхом зняття навантаження.

Найбільше поширення одержав рідинний спосіб регулювання – зміна ступеня наповнення рідиною робочої порожнини.

Регулювання зміною частоти обертання ведучого вала двигуна застосовується на транспортних (автомобілі, трактори) і вантажопідйомних машинах. Цей спосіб розглянемо на прикладі автомобіля. Якщо залишковий момент на валу гідромуфти менше, ніж опір автомобіля при його русі, то машину можна зупинити, не включаючи двигун, а тільки знизивши частоту обертання його вала.

Якщо ж залишковий момент у гідромуфти великий, то для зупинки машини застосовують гальма для ведучих осей.

Гідромуфти, керовані за рахунок зміни форми проточної частини при незмінному ступені заповнення, чи механічно керовані гідромуфти до останнього часу практично не застосовувалися, головним чином, через малу глибину регулювання за моментом.

Механічно керовані гідромуфти за способом впливу їхніх органів керування на потік рідини поділяють на дві групи:

– гідромуфти, регульовані при постійних розмірах робочих коліс;
– гідромуфти, регульовані при зміні розміру одного чи обох робочих коліс.

Дослідження показали, що друга група може дати велику глибину регулювання за моментом.

Глибиною регулювання за моментом називають відношення крутильного моменту при основному робочому режимі веденого вала до мінімального моменту на тому ж валу при зупиненій турбіні.

Глибина регулювання за швидкістю – це відношення номінальної частоти обертання веденого вала до мінімально можливої частоти обертання того ж вала.

Для здійснення рідинного регулювання застосовують кілька систем керування, але вони виконують ту саму задачу – змінюють величину відносного заповнення робочої порожнини гідромуфти.

Ці системи регулювання можуть бути розділені на 3 групи: з регулюванням потоку рідини на вході в гідромуфту; з регулюванням потоку рідини на виході з гідромуфти; з регулюванням потоку рідини при вході в гідромуфту й на виході з неї.

Системи регулювання можуть мати декілька конструктивних розбіжностей в окремих вузлах чи в компонуванні всієї гідромуфти.

3.6.3. Гідротрансформатори

Гідротрансформатор (ГТР) забезпечує перетворення крутильного моменту і плавність його наростання при переході від двигуна до ведучих органів.

На відміну від гідромуфти, гідротрансформатор має третє колесо, що, як правило, закріплене нерухомо, тому він може передавати крутильний момент зі зміною за величиною, а в деяких випадках і за знаком.

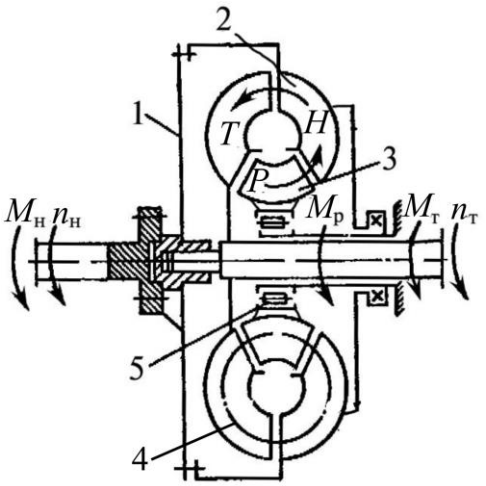


Рис. 3.73. Меридіональний переріз робочої порожнини одноступінчастого (триколісного) гідротрансформатора:

1 – корпус; 2 – насосне колесо;
3 – реактор; 4 – турбінне колесо;
5 – муфта вільного ходу

Гідротрансформатори (рис. 3.73) мають робочі колеса трьох найменувань: насосні (ведучі) Н, турбінні (ведені) Т, реакторні (реактивні) Р.

Гідротрансформатори можуть бути виготовлені три-, чотири- і багатоколісними з одноступінчастим насосом, одно-, дво- і триступінчастою турбіною з одним чи декількома реакторами.

Багатоколісні ГТР в залежності від кількості турбінних коліс бувають: одноступінчасті (одне турбінне колесо), двоступінчасті (два турбінних колеса) і т. ін. За напрямком обертання насоса і турбіни розрізняють ГТР прямого ходу, зворотного ходу, реверсивні.

Найпростіший гідротрансформатор – триколісний (рис. 3.73) – складається з насосного колеса 2, турбінного колеса 4 й нерухомого реактора 3 (направляючого агрегату). Всі колеса встановлені в корпусі 1.

Вал насосного колеса 2 з'єднаний з валом двигуна, а вал турбіни – з механізмом трансмісії, який передає крутильний момент на ведучі колеса (гусениці) трактора.

Принцип дії гідротрансформатора полягає в наступному. У процесі роботи гідротрансформатора лопатки насосного колеса 2 впливають на рідину, змушуючи її не тільки обертатися разом з колесом, але і переміщатися вздовж лопаток у напрямку від входу до виходу. При цьому потенціальна енергія тиску лопаток насоса на рідину під дією відцентрових сил перетвориться на кінетичну енергію руху рідини. Вийшовши з насосного колеса 2, потік рідини потрапляє в розташоване за ним турбінне колесо 4 і, вдаряючись об лопатки його колеса, зменшує свою швидкість. При русі потоку по міжлопатевих каналах його напрямок змінюється відповідно до профілю лопаток. Кінетична енергія потоку рідини зменшується, і на лопатках колеса турбіни виникає крутильний момент, який дорівнює крутильному моменту $M_{кр\ н}$, прикладеному до вала насоса. При перетіканні по міжлопатевих каналах колеса реактора, які звужуються, швидкість потоку рідини зростає, а напрямок потоку збігається з напрямком обертання насосного колеса 2. На лопатках реактора створюється реактивний момент $M_{кр\ р}$, який сприймається корпусом 1.

У кожному робочому колесі рідина протікає суцільним потоком від входу до виходу, обтікаючи лопатки й знаходячись з ними в силовій взаємодії.

Коло циркуляції рідини в гідротрансформаторах по меридіанній площині може відбуватися за двома схемами: *а* – насос–турбіна–реактор (НТР); *б* – насос–

реактор–турбіна (НРТ). До особливості робочого процесу гідротрансформаторів відносять наступне:

1. Силові і кінематичні зв'язки між робочими колесами здійснюються через робочу рідину.

2. Робоча рідина являє собою одну нескінченну і безупинну кільцеву ланку, що знаходиться в силовій взаємодії одночасно з усіма робочими колесами без існування жорстких кінематичних зв'язків між ними.

Існування силових зв'язків між робочими колесами (коло циркуляції) можливо тільки при обертанні хоча б одного робочого колеса.

Гідротрансформатори за характером взаємодії з двигуном поділяються на ***прозорі*** і ***непрозорі***. Прозорі гідротрансформатори мають властивість змінювати режим роботи двигуна в залежності від зміни навантаження опору руху машини. Непрозорі гідротрансформатори ізолюють двигун від впливу на нього постійно мінливих зовнішніх опорів.

Основними робочими параметрами ГТР, зображеного на рис. 3.73, є: моменти на робочих колесах ($M_{кр\,н}$, $M_{кр\,т}$, $M_{кр\,р}$); частоти обертання цих коліс ($n_н$, $n_т$, $n_р$); активний діаметр D_a (характерний розмір перерізу робочої порожнини ГТР).

Інші параметри ГТР можна знайти за формулами:

– передатне відношення

$$i_{гтр} = n_т / n_н \qquad (3.149)$$

характеризує режим роботи ГТР, наприклад, при $n_т = 0$ будемо мати стоповий режим $i_{гтр} = 0$;

– коефіцієнт трансформації моменту

$$k_{гтр} = M_{кр\,т} / M_{кр\,н}; \qquad (3.150)$$

– взаємозв'язок крутильних моментів на робочих колесах

$$M_{кр\,т} = M_{кр\,н} + M_{кр\,р}; \qquad (3.151)$$

– потужність на робочих колесах ГТР

$$N_н = 2\pi \cdot n_н \cdot M_{кр\,н}, \qquad (3.152)$$

$$N_т = 2\pi \cdot n_т \cdot M_{кр\,т}; \qquad (3.153)$$

– ККД гідротрансформатора

$$\eta_{гтр} = N_т / N_н = k_{гтр} i_{гтр}. \qquad (3.154)$$

Графік, на якому нанесені криві $M_{кр\,н} = f_1(i_{гтр})$, $M_{кр\,т} = f_2(i_{гтр})$, $\eta_{гтр} = f_3(i_{гтр})$ при $n_н$ = const, називають зовнішньою характеристикою ГТР.

Зовнішня характеристика ГТР (рис. 3.74) будується експериментально при $n_н = n_1$ = const. Робочими режимами ГТР є зона передатних відносин від i_1 до i_2, у котрій маємо $\eta_{гтр} \geq \eta_{min} = 0{,}85$. На розрахунковому режимі i^* ГТР працює з максимальним ККД ($\eta^* = \eta_{max} = = 0{,}88...0{,}91$). На режимах $i_1 < i_3$ реактор має додатній крутильний момент $+M_{кр\,р}$, і відповідно до рівняння (3.151) $M_{кр\,т} > M_{кр\,н}$.

При $i_1 > i_3$ на реакторі має місце від'ємний крутильний момент $-M_{кр\,р}$, і відповідно $M_{кр\,т} < M_{кр\,н}$.

У точці А на режимі i_3 момент на направляючому апараті дорівнює: $M_{кр\,р} = 0$, а $M_{кр\,т} = M_{кр\,н}$, і ГТР працює як гідромуфта.

Слід зазначити, що при значних змінах навантаження на веденому валу гідротрансформатора навантаження на ведучому валу змінюється мало. Явище “не пропускати” навантаження з боку веденого вала на ведучий називається “непрозорістю”.

Коефіцієнт корисної дії гідротрансформатора, згідно з характеристикою, буде дорівнювати нулю у двох точках: при $n_т = 0$ і $n_т = n_{max}$.

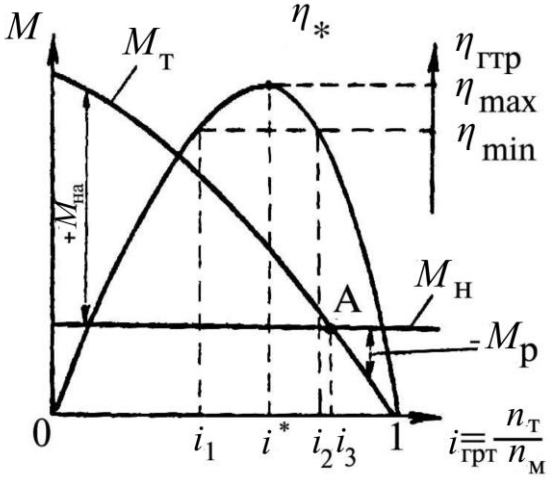


Рис. 3.74.
Зовнішня характеристика ГТР (при $n_н = n_1 = const$)

Така форма зниження ККД небажана, особливо при зниженні ККД зі зменшенням навантаження на веденому валу. У мобільних машинах режим малих навантажень відповідає пересуванню по рівній дорозі з твердим покриттям. Малий ККД на таких режимах веде до перевитрати пального.

На тракторах і автомобілях застосовуються гідромеханічні трансмісії і гідропередачі, що можуть працювати як гідротрансформатор і як гідромуфта (перехід з одного режиму роботи на інший відбувається автоматично). Останні створені на основі триколісного гідротрансформатора. Особливості роботи цих так званих комплексних гідропередач полягають у наступному.

При постійній частоті обертання насосного колеса 2 турбінне колесо 4 має частоту обертання, обумовлену прикладеним до нього опором, тобто чим більше крутильний момент, що знімається, на валу вихідної ланки, тим менша його частота обертання.

Якщо на турбінному колесі опір валу відсутній (холостий хід), частота його обертання майже дорівнює частоті обертання насосного колеса 2 (частота обертання вала двигуна).

При незначному опорі на гаку трактора момент опору, прикладений через трансмісію до вала турбінного колеса, також невеликий. У цьому випадку встановиться рівновага між моментом опору й моментом, з яким впливає потік робочої рідини насосного колеса 2 на лопатки турбінного колеса 4.

Реактор 3 дозволяє змінювати крутильний момент, що виникає на турбінному колесі 4, пропорційно зміні моменту опору на валу коробки передач. У так званій комплексній гідропередачі реактор 3 в корпусі 1 (рис. 3.73) установлений на муфті вільного ходу 5.

Якщо момент турбінного колеса більше моменту насосного колеса, то дія рідини на лопатки колеса реактора викликає заклинювання реактора муфтою, і момент $M_{кр\,т}$ збільшується пропорційно збільшенню навантаження. При $M_{кр\,т} < M_{кр\,н}$ змінюється напрямок руху рідини, крутильний момент на реакторі змінює напрямок обертання, ролики муфти вільного ходу розклинюються, і реактор обертається як одне ціле з турбінним колесом. Це буде відбуватися при $i_{гтр} \geq i_A$. У цьому випадку гідротрансформатор працює як гідромуфта, тому що перетворююча дія реактора дорівнює нулю, а при $M_{кр\,р} = 0$ $\omega_н = \omega_т$.

При роботі гідродинамічної передачі (ГДП) на режимах гідротрансформатора, виходячи із зовнішньої характеристики (рис. 3.75) при $i_{гтр} = 0...i_A$, то на реакторі буде діяти момент $+M_{кр\,р}$.

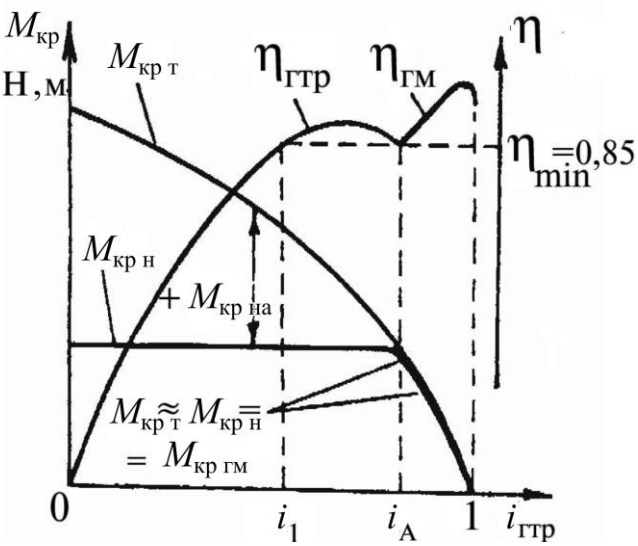


Рис. 3.75.
Зовнішня характеристика комплексного гідротрансформатора ($n_н = n_1$ = const)

Відзначимо такі важливі властивості, обумовлені особливостями робочого процесу гідротрансформатора.

Крутильний момент $M_{кр\,т}$ на веденому валу автоматично і безступінчасто зменшується зі збільшенням частоти обертання веденого вала від нуля до максимуму.

Силова взаємодія рідини й лопаток відбувається при незначній за величиною частоті обертання, що служить причиною втрат енергії на тертя й зниження значення ККД.

Силова взаємодія рідини й лопаток при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між ведучим і веденим валами приводить до взаємозалежності силових і кінематичних показників режиму роботи.

Умовне позначення гідротрансформатора складається: з індексу Г – гідротрансформатор; цифри 3 чи 4 – числа коліс; тризначного числа, що позначає активний діаметр у мм; дво- чи тризначного числа, що позначає крутильний момент у кгс·м.

Приклад: гідротрансформатор триколісний з активним діаметром 470 мм і крутильним моментом $M_{кр}$ = 150 кгс·м – Г-3-470-150.

На відміну від гідромуфт, гідротрансформатори працюють тільки при повному заповненні їх робочою рідиною. З метою компенсації впливу великих швидкостей і високих температур рідина в проточну порожнину гідротрансформатора подається під тиском.

Крутильний момент на насосному колесі дорівнює різниці моментів на турбінному колесі й реакторі, а крутильний момент на турбінному колесі дорівнює сумі крутильних моментів на насосному колесі й реакторі:

$$M_{кр\,н} = M_{кр\,т} - M_{кр\,р},$$
$$M_{кр\,т} = M_{кр\,н} + M_{кр\,р}. \qquad (3.155)$$

Якщо скласти алгебраїчну суму моментів лопатевих коліс, то співвідношення моменту на будь-якому режимі роботи передачі визначається рівнянням

$$M_{кр\,н} + M_{кр\,т} + M_{кр\,р} = 0, \qquad (3.156)$$

тобто алгебраїчна сума моментів усіх коліс гідротрансформатора дорівнює нулю.

Для будь-якого сталого режиму роботи гідротрансформатора при нерухомому реакторі рівняння балансу енергії (потужності) можна представити в такому вигляді:

$$N_1 = N_2 + N_в, \tag{3.157}$$

де N_1 – потужність, що надається насосом потокові рідини; N_2 – потужність, що відводиться від потоку рідини турбіною; $N_в$ – втрати потужності на подолання опорів при русі рідини в порожнині гідротрансформатора. Значення моментів на колесах ГТР можна визначити, виходячи з рівняння Ейлера для лопатевих гідромашин:

$$M_{кр} = \rho Q_ц (V_{u2} R_2 - V_{u1} R_1). \tag{3.158}$$

З рис. 3.70 видно, що в ГТР, як і в ГМ, характерним розміром робочих коліс у робочій порожнині є активний діаметр D_a, за характерну частоту обертання можна прийняти $n_н$. При цьому очевидні такі пропорції:

$$R \equiv D_a; \quad V \equiv V_u \equiv nR \equiv n_н \cdot D_a; \quad Q_ц \equiv V \cdot D_a^2 \equiv n_н \cdot D_a^3; \quad \rho \equiv \gamma. \tag{3.159}$$

З урахуванням записаних пропорцій рівняння можна записати в такому вигляді:

$$M_{кр} = \gamma n_н D_a^3 n_н D_a D_a \equiv \gamma n_н^2 D_a^5. \tag{3.160}$$

Увівши поняття коефіцієнта пропорційності (λ), пропорцію (3.160) можна записати у вигляді рівняння

$$M_{кр} = \lambda \gamma n_н^2 D_a^5. \tag{3.161}$$

Використовуючи рівняння (3.161), знаходимо крутильні моменти на робочих колесах ГТР чи ГМ за формулами подібності ГДП:

$$M_{кр\,н} = \lambda_н \gamma n_н^2 D_a^5, \tag{3.162}$$

$$M_{кр\,т} = \lambda_т \gamma n_н^2 D_a^5, \tag{3.163}$$

де γ – питома вага робочої рідини ГДП; $\lambda_н$, $\lambda_т$ – відповідно коефіцієнти пропорційності моментів насоса і турбіни.

Величини $\lambda_н$, $\lambda_т$ і $n_{гтр}$ залежать від геометрії лопатевих систем відповідно насоса і турбіни. Використовуючи зовнішні характеристики ГМ (рис. 3.71), ГТР (рис. 3.74) і рівняння (3.162), (3.163), можна знайти коефіцієнти пропорційності моментів:

$$\lambda_н = \frac{M_{кр\,н}}{\gamma n_н^2 D_a^5}, \tag{3.164}$$

$$\lambda_т = \frac{M_{кр\,т}}{\gamma n_н^2 D_a^5}. \tag{3.165}$$

Оскільки $M_{кр\,н} = f_1(i), \quad M_{кр\,т} = f_2(i)$, то очевидно, що знайдені значення $\lambda_н$ і $\lambda_т$ будуть також функціями $\lambda_н = f_3(i), \ \lambda_т = f_4(i)$, при цьому

$$\lambda_р = \lambda_т - \lambda_н, \tag{3.166}$$

$$k_{\text{гтр}} = \frac{\lambda_{\text{т}}}{\lambda_{\text{н}}}. \qquad (3.167)$$

Універсальна характеристика гідротрансформатора може бути двох видів.

Універсальна характеристика першого виду будується шляхом сполучення на одному графіку ряду зовнішніх характеристик, побудованих за результатами іспитів при декількох постійних частотах обертання насосного колеса, як і для гідромуфти.

При побудові характеристик користуються наступними залежностями і прийомами.

Відношення моментів турбінного колеса $M_{\text{кр 1т}}/M_{\text{кр 2т}}$ буде прямо пропорційно відношенню квадратів частот обертання насосного колеса:

$$M_{\text{кр 2т}} = M_{\text{кр 1т}}\left(\frac{n_{2\text{н}}}{n_{1\text{н}}}\right)^2. \qquad (3.168)$$

Частоту обертання турбінного колеса $n_{2\text{т}}$, що відповідає $M_{\text{кр 2т}}$, знаходять з рівності моментів:

$$n_{1\text{т}} = n_{2\text{т}} \qquad \text{або} \qquad \frac{M_{\text{кр 1т}} n_{1\text{т}}}{M_{\text{кр 1н}} n_{1\text{н}}} = \frac{M_{\text{кр 2т}} n_{2\text{т}}}{M_{\text{кр 2н}} n_{2\text{н}}}. \qquad (3.169)$$

Знаючи значення моментів $M_{\text{кр 1н}}$ при $n_{1\text{н}}$ і $M_{\text{кр 2н}}$ при $n_{2\text{н}}$, одержимо:

$$n_{2\text{т}} = n_{1\text{т}} \frac{n_{2\text{н}}}{n_{1\text{н}}}. \qquad (3.170)$$

За відомим $n_{2\text{т}}$ відкладають $M_{\text{кр 2т}}$.

За кривою моментів насосного колеса на зовнішній характеристиці при нормальній частоті обертання колеса будують криві моментів насосного колеса для інших значень частот обертання.

Момент насосного колеса знаходять за залежністю

$$M_{\text{кр 2н}} = M_{\text{кр 1н}}\left(\frac{n_{2\text{н}}}{n_{1\text{н}}}\right)^2. \qquad (3.171)$$

Потім за відомими крутильними моментами і частотами обертання визначають ККД гідротрансформатора за формулою

$$\eta_{\text{т}} = \frac{M_{\text{кр т}} n_{\text{т}}}{M_{\text{кр н}} n_{\text{н}}}. \qquad (3.172)$$

Другий вид універсальної характеристики гідротрансформатора будують за його приведеною характеристикою.

При побудові цієї характеристики частоту обертання насосного колеса приймають постійною ($n_{\text{н}} = \text{const}$) і задають послідовно ряд значень i, тоді $n_{2\text{т}} = i n_{1\text{н}}$. Криві $M_{\text{кр1}}$ і $M_{\text{кр2}}$ у залежності від частоти обертання турбінного колеса будують на підставі рівнянь

$$M_{кр1} = \lambda_н \rho D^5 n_1^2,$$

$$M_{кр2} = \lambda_т \rho D^5 i n_1^2, \qquad (3.173)$$

$$\eta = f(i) = f(n_2).$$

Задаючись частотою обертання насосного колеса $n^I = an_1$, a = 0,7; 0,8; 0,9 і т. ін., будують інші криві в тому ж масштабі.

У деяких випадках до гідротрансформаторів пред'являють вимоги, щоб крутильний момент $M_{кр1}$ змінювався в залежності від передатного відношення. Таку характеристику називають "прозорою". Якщо зі збільшенням $M_{кр2}$ одночасно збільшується й момент $M_{кр1}$, то таку характеристику прийнято називати "з прямою прозорістю". Якщо при збільшенні моменту $M_{кр2}$ момент $M_{кр1}$ зменшується, то така характеристика гідротрансформатора називається "зі зворотною прозорістю".

Для побудови спільних характеристик гідротрансформатора з агрегатом необхідно мати характеристики двигуна, гідротрансформатора і виконавчої машини. Спільна робота гідродвигуна з гідротрансформатором визначається точкою перетинання характеристики гідродвигуна й насосного колеса гідротрансформатора.

Добір гідротрансформаторів виконується за характеристиками з використанням формули (3.173).

Регулювання гідротрансформаторів здійснюється такими способами:

- зміною частоти обертання насосного колеса;
- зміною наповнення кола циркуляції;
- механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції;
- заміною робочих коліс.

Зміна частоти обертання насосного колеса можлива тоді, коли двигун регулюється за частотою обертання. Цей спосіб регулювання найбільш економічний і широко застосовується на транспортних машинах з дизелями (автомобілі, трактори, екскаватори).

Момент насосного й момент турбінного колеса змінюються при такому регулюванні пропорційно квадрату частоти обертання насосного колеса, а ККД при цьому залишається таким, як і до регулювання.

Регулювання зміною наповнення при зливі рідини з кола циркуляції приводить до різкого падіння вторинного моменту і до значного зменшення ККД гідротрансформатора. Цей метод регулювання неекономний і застосовується дуже рідко.

Регулювання механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції може здійснюватися двома способами: поворотом лопаток коліс гідротрансформатора й застосуванням дросельних заслінок. У більшості конструкцій поворотні лопатки встановлюються в насосному колесі чи в реакторі. Цей спосіб більш економний, ніж регулювання зміною наповнення. Наприклад, при зменшенні переданої гідротрансформатором потужності до половини від номінальної максимальне значення ККД знижується всього до 15% проти максимального значення ККД при

повній потужності. При регулюванні наповненням для подібного режиму ККД знижується на 50%.

Регулювання дросельною заслінкою здійснюється перекриттям потоку рідини в насосному колесі.

У нерегульованих двигунах найбільш стійке регулювання гідротрансформаторів досягається механічним способом.

3.6.4. Приведені характеристики гідродинамічної передачі

На основі знайдених значень $\lambda_н = f_1(i), \quad \lambda_т = f_2(i)$ і $\eta_н = f_3(i)$ будують приведені характеристики гідротрансформатора (рис. 3.76, а) і гідромуфти (рис. 3.76, б), що справедливі для всіх значень $n_н = n_і = \text{var}$.

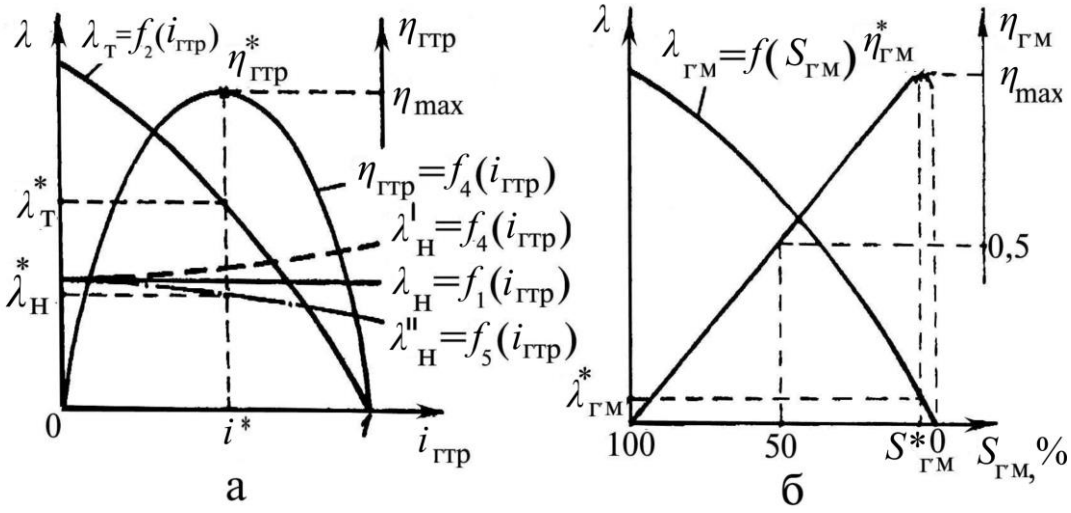


Рис. 3.76. Приведені характеристики:
а – ГТР; б – ГМ; ($n_н = n_і = \text{var}$)

У всіх ГТР зі збільшенням $i_{гтр}$ коефіцієнт $\lambda_т = f_2(i)$ зменшується. ГТР, у якого зі зменшенням $\lambda_т$ коефіцієнт $\lambda_н = f_1(i_{гтр}) = \text{const}$ (рис. 3.76, а) називають непрозорим. Якщо зі збільшенням $i_{гтр}$ величина $\lambda''_н = f_5(i_{гтр})$ зменшується – ГТР з ***прямою прозорістю***, а якщо $\lambda''_н = f_4(i_{гтр})$ збільшується – ГТР зі ***зворотною прозорістю***. ГМ завжди має пряму прозорість (рис. 3.76, б).

Використовуючи приведені характеристики ГДП, можна за формулами (3.162) і (3.163) знайти величину крутильного моменту, що передається робочими колесами ГТР чи ГМ на будь-яких режимах роботи і при будь-якій частоті обертання вала насоса $n_{нi}$. Наприклад, на розрахунковому режимі i^* для прозорого ГТР (рис. 3.76, а) будемо мати: $M^*_{кр\,н} = \gamma \cdot \lambda^*_н \cdot n_і^2 \cdot D_а^5; \quad M^*_{кр\,т} = \gamma \cdot \lambda^*_т \cdot n_і^2 \cdot D_а^5$, а для ГМ (рис. 3.76, б) на розрахунковому ковзанні $S^*_{гм}$ відповідно одержимо:

$$M^*_{кр\,гм} = M^*_{кр\,н} = M^*_{кр\,т} = \gamma \lambda^*_{гм} n_і^2 D_а^5. \qquad (3.174)$$

З рис. 3.75 видно, що в гідротрансформаторі комплексному (ГТК) збільшується робоча зона передатних відносин $i_{гтр} = i_1 ... i_А$ за рахунок роботи його на режимах гідромуфти $i_{гм} = i_А ... 1$. Для більшого розширення зони високих ККД

($\eta_{\text{гтр}} \geq 0{,}85$), у ГТК реактор поділяють на дві половини (рис. 3.77), кожна з яких установлюється на муфті вільного ходу (МВХ). Приведена характеристика такого ГТК представлена на рис. 3.78.

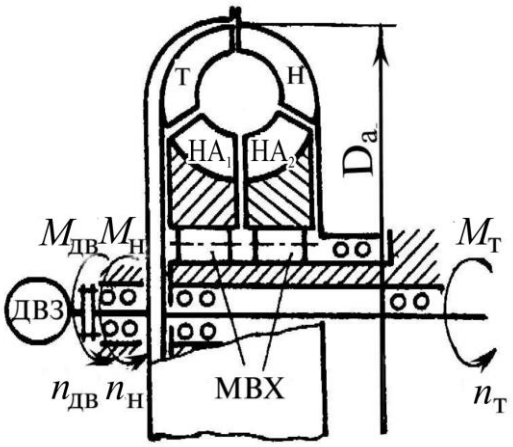


Рис. 3.77. Комплексний ГТР (багатоколісний, одноступінчастий)

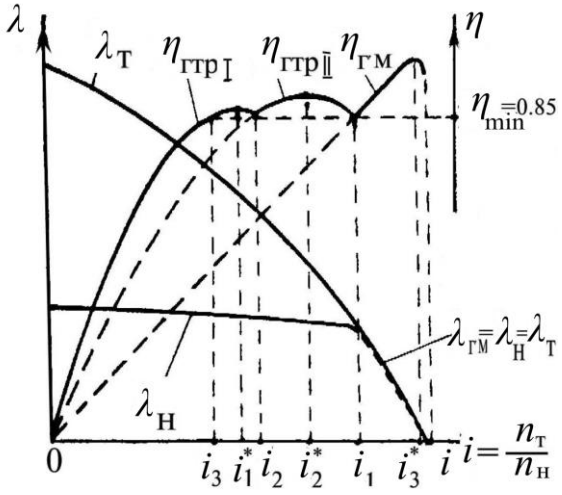


Рис. 3.78. Приведена характеристика ГТР з двома реакторами з муфтами вільного ходу

При передатних відношеннях (рис. 3.77) від $i = 0$ до i_2 маємо *I* режим ГТР, коли обидва реактори нерухомі.

Від i_2 до i_1 буде *II* режим ГТР, на якому реактор $НА_1$ обертається, а $НА_2$ – нерухомий.

Від i_1 до $i = 1$ ГТР працює в режимі ГМ, при цьому обидва реактори обертаються.

Від i_3 до $i = 1$ одержуємо розширену робочу зону комплексного гідротрансформатора, в якій будемо мати $\eta_{\text{гтк}} \geq 0{,}85$.

Комплексний гідротрансформатор з двома реакторами НА, встановленими на муфті вільного ходу, що мають розширену зону $i_{\text{гтк}}$ з $\eta_{\text{гтк}} \geq 0{,}85$, знайшов широке застосування на тракторах, автомобілях та інших машинах, на яких установлюються ДВЗ, що мають малий коефіцієнт пристосованості за крутильним моментом на валу двигуна.

Для одержання максимальних економічних показників системи ДВЗ – ГДП необхідно визначити величину $D_{\text{а}}$ гідротрансформатора чи гідромуфти, при якій буде зніматися повна (номінальна) потужність ДВЗ. Якщо вал насоса прозорого ГТР (рис. 3.76, а) $\lambda''_{\text{н}} = f_5(i_{\text{гтр}})$ зв'язаний безпосередньо з валом ДВЗ (рис. 3.77), то можна записати: $n_{\text{н}} = n_{\text{дв}}^{\text{ном}}$ і $M_{\text{кр н}} = M_{\text{кр дв}}^{\text{ном}}$. Прийнявши $\lambda_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}}^*$ при $i_{\text{гтр}} = i^*$, коли маємо $\eta_{\text{гтр}}^* = \eta_{\max}$ (рис. 3.76, а), з рівняння (3.162) знаходимо:

$$M_{\text{кр дв}}^{\text{ном}} = \gamma \lambda_{\text{н}}^* (n_{\text{дв}}^{\text{ном}})^2 D_{\text{а}}^5 \qquad (3.175)$$

чи

$$D_{\text{а}} = \sqrt[5]{\frac{M_{\text{кр дв}}^{\text{ном}}}{\gamma \lambda_{\text{н}}^{*} (n_{\text{дв}}^{\text{ном}})^2}}. \qquad (3.176)$$

Активний діаметр $D_{\text{а}}$ ГМ можна знайти, вирішивши рівняння (3.174) стосовно $D_{\text{а}}$. Знайшовши значення $D_{\text{а}}$ і використовуючи рівняння (3.162) у вигляді

$$M_{\text{кр н}} = \gamma \lambda_{\text{ні}} n_{\text{ні}}^2 D_{\text{а}}^5 , \qquad (3.177)$$

можна побудувати характеристику спільної роботи ДВЗ і прозорого ГТР (рис. 3.79)

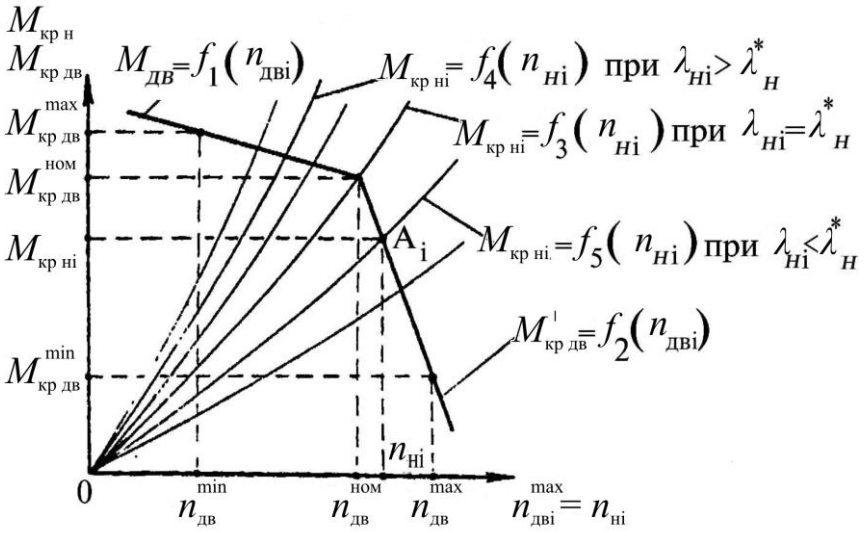


Рис. 3.79. Характеристика спільної роботи ДВЗ з гідротрансформатором

На рис. 3.79 показані зовнішня характеристика ДВЗ $M_{\text{кр дв}} = f_1(n_{\text{дві}})$, його регуляторна характеристика $M'_{\text{кр дв}} = f_2(n_{\text{дві}})$ і параболи навантаження двигуна насосом ГТР, $M_{\text{кр ні}} = f_{\text{і}}(n_{\text{ні}})$. Кожна парабола навантаження обчислюється за рівнянням (3.177) при визначеному значені $\lambda_{\text{ні}}$, що береться з графіка (рис. 3.76) по кривій $\lambda''_{\text{н}} = f_5(i_{\text{гтр}})$ для різних значень $i_{\text{гтр}}$. Числове значення $n_{\text{ні}}$ задається в межах $n_{\text{ні}} = n_{\text{дв}}^{\min} \ldots n_{\text{дв}}^{\max}$. Точки перетину $\text{A}_{\text{і}}$ парабол $M_{\text{кр ні}} = f_{\text{і}}(n_{\text{ні}})$ із зовнішніми характеристиками ДВЗ $M_{\text{кр дв}} = f(n_{\text{дві}})$ і $M'_{\text{кр дв}} = f_2(n_{\text{дві}})$ називають точками спільної роботи ДВЗ і ГТР. Величини $n_{\text{ні}}$ й $M_{\text{кр ні}}$ у цих точках використовуються для знаходження параметрів турбіни $M_{\text{кр ті}} = M_{\text{кр ні}} \cdot k_{\text{гтрі}}$, $n_{\text{ті}} = n_{\text{ні}} \cdot i_{\text{гтрі}}$ і подальшого тягово-економічного розрахунку машини з ГДП.

Якщо з ДВЗ працює непрозорий ГТР, в якого $\lambda_{\text{н}} = f_1(i_{\text{гтр}}) = \text{const}$, то замість пучка парабол виходить одна парабола, що проходить через точку з координатами $M_{\text{кр дв}}^{\text{ном}}$ і $n_{\text{дв}}^{\text{ном}}$. У цьому випадку не використовується швидкісний діапазон ДВЗ $n_{\text{дві}} = n_{\text{дв}}^{\min} \ldots n_{\text{дв}}^{\max}$ і пристосованість його за величиною моменту $M_{\text{кр дві}} = M_{\text{кр дв}}^{\min} \ldots M_{\text{кр дв}}^{\max}$ (рис. 3.79).

3.6.5. Застосування гідродинамічних передач на мобільній сільськогосподарській техніці

Гідродинамічні передачі з ГТР чи ГМ на мобільних машинах, як правило, встановлюють разом з механічною коробкою зміни передач (КЗП). Таке сполучення (рис. 3.80) називають гідромеханічною передачею (ГМП).

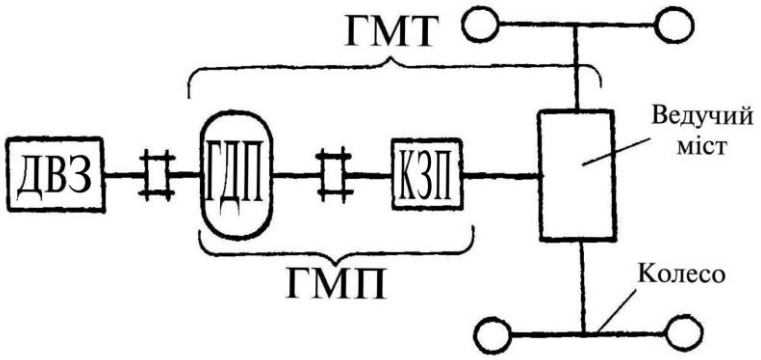


Рис. 3.80. Структурна схема гідромеханічної трансмісії колісного трактора

Об'єднання гідродинамічної передачі з механічними передачами від вала насоса ГДП до коліс машини називають гідромеханічною трансмісією (ГМТ). Випробування дослідних зразків тракторів різних класів із застосуванням ГМТ показали, що застосування ГМТ замість механічної дозволяє:

- одержати плавну (безступінчасту) зміну сили тяги і швидкості трактора у всьому робочому діапазоні; забезпечити коефіцієнт використання потужності ДВЗ рівним одиниці, а також підвищити продуктивність машинно-тракторного агрегату;
- зменшити кількість ступенів у КЗП до двох – трьох;
- поліпшити маневреність і розгінні якості, підвищити прохідність трактора по слабких ґрунтах;
- знизити динамічні навантаження у вузлах механічної частини трансмісії, у результаті чого довговічність шестерень КЗП підвищується в 2...2,5 рази;
- різко поліпшити і полегшити працю тракториста, тому що зміна швидкості і сили тяги трактора відбувається автоматично за рахунок зміни режиму роботи ГТР, без переключення КЗП.

За даними НАТІ, на гусеничному тракторі класу 30кН із механічною трансмісією при типовому розподілі тривалості роботи на різних сільськогосподарських операціях трактористу доводиться кожні три хвилини робити переключення КЗП, вимикати педаль муфти зчеплення.

У наш час серійно випускається з гідромеханічною трансмісією енергонасичений швидкісний гусеничний трактор ДТ-175С "Волгарь", створений на базі трактора ДТ-75М.

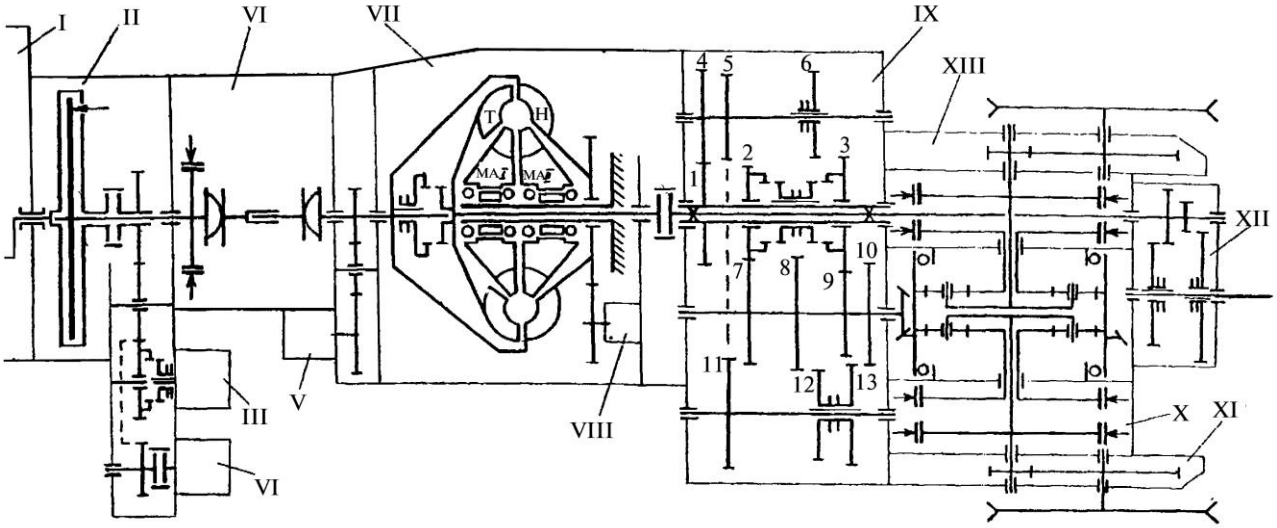


Рис. 3.81. Гідромеханічна передача трактора ДТ-175С “Волгарь”

Кінематична схема ГМТ трактора ДТ-175С зображена на рис. 3.81. Потужність від двигуна I через муфту зчеплення II, карданну передачу VI, гідротрансформатор VII з насосом підживлення VIII, коробку зміни передач IX, задній міст X і кінцеві передачі – ліву XI і праву XII – передається на ведучі зірки трактора. Насоси IV і V обслуговують відповідно гідросистему керування й змащення трансмісії, а насос III гідроначіпної системи можна використовувати як гідравлічний вал відбору потужності загального призначення (ГВП-3П). Механічний ВВП XII приводиться від вала турбіни гідротрансформатора VII марки Г4-400-70 і забезпечує відбір максимальної вільної потужності $N_{ввп}$ = 88 кВт.

Фрагмент конструкції поздовжнього розрізу гідротрансформатора марки Г4-400-70 представлений на рис. 3.82. Гідротрансформатор дозволяє автоматично і безступінчасто змінювати швидкість руху трактора в залежності від тягового навантаження на гаку, а також розриває жорсткий кінематичний зв’язок між ДВЗ і КЗП, демпфірує коливальні процеси, зменшуючи величину пікових динамічних навантажень, що сприяє значному збільшенню терміну служби всіх механізмів і деталей трансмісії трактора.

Технічна характеристика гідротрансформатора Г4-400-70: одноступінчастий, комплексний, двореакторний; активний діаметр D_a = 0,4 м; коефіцієнт трансформації на “стоповому” режимі ($i_{гтр} = 0$) дорівнює k = 3,3 ± 0,3; максимальний ККД на режимі трансформації крутильного моменту η_{max} = 0,89...0,9; “прозорість” у діапазоні передаточних чисел при $\eta_{гтр} \geq 0{,}8$ дорівнює $П_р = M_{кр\,н}^{max} \big/ M_{кр\,н}^{min}$ = 1,3 ± 0,1, і передаточне число при переході на режим гідромуфти $i_{гм}$ = 0,85...0,87.

Основними елементами ГТК є чотири лопатеві робочі колеса, відлиті з алюмінієвого сплаву, *Н* – насосне колесо 10, *Т* – турбінне колесо 9, *НА* I – перший направляючий апарат 8 і *НА* II – другий направляючий апарат 11. Вони утворюють робочу порожнину ГТК, в якій циркулює робоча рідина, що передає потужність від насосного колеса до турбінного.

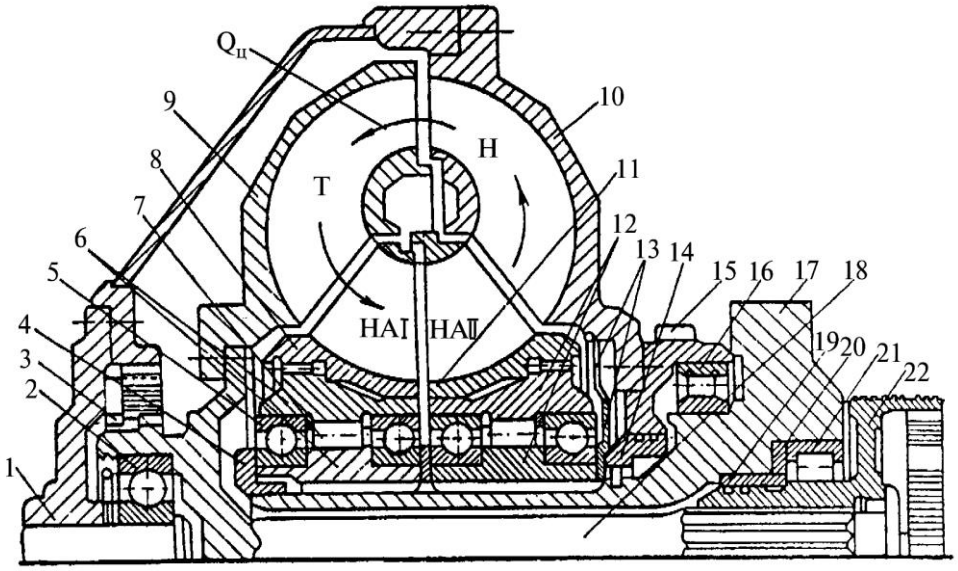


Рис. 3.82. Поздовжній розріз гідротрансформатора марки Г4-400-70

Несучою деталлю ГТР є ступиця 17 реакторів, що кріпиться до нерухомого корпуса ГТР. На шліцах ступиці за допомогою гайки 4 закріплені внутрішні, з циліндричною поверхнею, обойми 6 і 12 муфт вільного ходу 7 направляючих апаратів *НА* I і *НА* II, екрануючі шайби 13 і втулка 14 з чавунними ущільнювальними кільцями.

На внутрішній обоймі за допомогою двох роликів 7 і чотирьох шарикопідшипників 5 установлені дві зовнішні, з перфорованими пазами, обойми МВХ, що за допомогою зовнішніх зубчастих шліців з'єднуються з направляючими апаратами 8 і 11.

По центральному отвору ступиці 17 проходить вал 18, до фланця якого кріпиться турбіна 9. На шліцьовому кінці вала 18 змонтована зубчаста напівмуфта 22. На ній виконана доріжка роликового підшипника 21, зовнішнє кільце якого запресоване в розточення ступиці 17 до упора в шайбу 20, а підшипник є задньою опорою турбінного вала 18. На ступиці напівмуфти 22 встановлені чавунні ущільнюючі кільця, що контактують із втулкою 19 ступиці 17 реакторів. Другою опорою комплекту деталей, пов'язаних з турбінним колесом, служить підшипник 2, внутрішнє кільце якого встановлене на шийку деталі, зцентрованої по осьовому розточенню вала 1 насосного колеса, а зовнішнє кільце цього підшипника входить у розточення у фланці вала 18 турбінного колеса. Таким чином, підшипник 2 є проміжною опорою між валами насоса і турбіни. Насосне колесо 10 з'єднується з ведучим валом 1 насосного колеса через його штампозварний корпус, усередині якого змонтована шліцьова муфта 3 (зубчаста) блокування гідротрансформатора, при включенні якої крутильний момент від вала 1 насосного колеса передається безпосередньо на фланець вала 18 турбінного колеса; при цьому робоча рідина в порожнині ГТР не циркулює, тобто $Q_{ц} = 0$. Роликовий підшипник 16 є задньою опорою комплекту деталей, зв'язаних з насосним колесом, у тому числі ведучого зубчастого колеса 15, у внутрішньому розточенні якого встановлений цей підшипник. Зубчасте колесо 15 служить для приведення насоса системи підживлення в дію, що забезпечує охолодження масла і безкавітаційний режим у потоці рідини $Q_{ц}$, яка циркулює в робочій порожнині ГТР. У системі підживлення встановлені кілька запобіжних клапанів: для насоса підживлення; клапан, розрахований на тиск

$p_{пр1}$ = 0,6 МПа; для робочої порожнини ГТР $p_{пр2}$ = 0,25 МПа і радіатора $p_{пр3}$ = 0,2 МПа; у корпусі фільтра передбачений грязьовий клапан.

Хоча ККД гідромеханічної трансмісії з ГТР на 8...10% нижчий, ніж у механічної, за рахунок підвищення продуктивності МТА витрата палива трактором ДТ-175С на 1 га виконаної роботи складає менше, ніж у трактора з механічною передачею. Наприклад, ДТ-175С у порівнянні з трактором такої ж потужності, але з механічною передачею, дозволяє збільшити продуктивність МТА: на дисковому лущінні – на 10...19%; на посіві – на 7,1...9% і на різних видах оранки – на 4...12%.

3.7. Пневмоприводи

3.7.1. Загальні визначення і принцип дії пневмоприводів

Пневмоприводом називають сукупність пристроїв, у число яких входить один або декілька об'ємних пневмодвигунів, призначених для приведення в рух механізмів і машин за допомогою робочого газу під тиском. До складу пневмоприводів, крім пневмодвигунів, може входити таке пневматичне обладнання: джерела енергії робочого газу, пневмоапаратура, кондиціонери робочого газу, пневмоємкість, пневмомагістралі, а також засоби вимірювання, наприклад манометри, термометри і т. ін.

За допомогою пневматичних пристроїв (приводів) вирішуються складні задачі щодо автоматизації керування машинами і виробничими процесами. Застосування їх має переваги в тих випадках, коли потрібно здійснити швидкі переміщення вихідної ланки, а також коли застосування гідравлічних приладів з масляним робочим середовищем неприпустиме за вимогами санітарії, як це має місце в харчовій і переробній промисловості, у ряді хімічних виробництв.

До основних переваг пневматичних пристроїв належать надійність і довговічність, швидкість дії (спрацьовування), простота й економічність, обумовлені одноканальним живленням виконавчих пневмомеханізмів (відпрацьоване повітря випускається безпосередньо в атмосферу) і дешевизною самого робочого середовища.

Поряд з позитивними якостями пневмосистеми мають місце й недоліки, що випливають з природи робочого середовища – повітря. Повітря має високу стискальність, через що воно при стискуванні накопичує енергію, яка за відомих умов може перетворитися на кінетичну енергію рухомих мас і викликати ударні навантаження.

Внаслідок цього пневматичні силові системи не забезпечують без спеціальних додаткових засобів необхідну плавність і точність ходу. Стискальність повітря в пневмосистемах виключає можливість безпосередньої фіксації органів керування в заданих проміжних положеннях. У пневмоприводі важко одержувати при перемінному навантаженні рівномірну і стабільну швидкість.

Крім цього, пневмоприводи мають, як правило, більш низький ККД в порівнянні з гідроприводами, а також вимагають застосування мастильних пристроїв.

Стиснене повітря для живлення пневмосистем звичайно виробляється компресорами, що обслуговують пневмомашини всього підприємства або визначену їхню групу. У централізованих і групових системах живлення, як правило, застосовується тиск 0,5…0,6 МПа, при індивідуальному живленні 5,0...10 МПа і вище.

Потік стисненого повітря передається по трубопроводу до пневмодвигуна, в якому енергія стисненого повітря перетворюється на механічну.

Пневмодвигуни, що входять до складу пневмоприводів, поділяють на пневмоциліндри, пневмодвигуни і поворотні пневмодвигуни. У пневмоциліндрах вихідні ланки роблять зворотно-поступальний рух, у пневмодвигунах – обертальний, у поворотних пневмодвигунах – обертальний з обмеженим кутом повороту.

За допомогою пневмоапаратури в пневмоприводах змінюють або підтримують заданий тиск чи витрату робочого газу, роблять пуск, перекривають або змінюють напрямок потоку робочого газу. У пневмоприводах застосовують такі види пневмоапаратів: пневморозподільники, пневмоклапани, пневмодроселі і т. ін.

Кондиціонери робочого газу призначені для одержання необхідних якісних показників робочого газу. До них належать повітряні фільтри, вологовідділювачі, мастилорозпилювачі, холодильники і пневмоглушники.

Пневмоємкості (ресивери і пневмоакумулятори) призначені для вміщення в них робочого газу з метою подальшого використання його в процесі роботи пневмопривода.

У пневмоприводах немає зливальних і дренажних ліній, оскільки відпрацьований робочий газ випускається безпосередньо в атмосферу. Пневмолінії підрозділяють на усмоктувальні, напірні, пневмолінії керування і вихлопні. Робочим тілом у пневмоприводах є стиснене повітря, тому розрахунок процесів у цьому приводі ґрунтується на законах і рівняннях газо- і термодинаміки.

3.7.2. Властивості газу й рівняння, що описують ці властивості

Головними характеристиками робочого газу, що визначають його стан, є тиск, питомий об’єм (густина) і термодинамічна температура.

Тиск стисненого повітря в магістральних пневмоприводах загального застосування звичайно не перевищує 1 МПа (10 кгс/см^2). Однак у пневмоприводах з індивідуальними джерелами енергії робочого газу тиск може досягати 10 МПа (100 кгс/см^2) і більше.

Питомим об’ємом газу V, **м^3/кг,** називають фізичну величину, рівну відношенню об’єму газу до його маси:

$$V = \frac{W}{M}, \qquad (3.178)$$

де W – об’єм газу, м^3; M – маса газу, кг.

Питомим об’ємом є величина, зворотна густині ρ (кг/м^3):

$$V = \frac{1}{\rho} \quad \text{або} \quad V\rho = 1. \qquad (3.179)$$

Термодинамічну температуру T вимірюють у кельвінах **(К)**. Співвідношення між температурою, обмірюваною за шкалою Цельсія, °С, і термодинамічною температурою визначається рівнянням

$$T = t + 273{,}15\ ^\circ\text{C}. \qquad (3.180)$$

Для різниці температур розмір кельвіна і градуса Цельсія однаковий. Звідси випливає, що температура t може бути від’ємною, а абсолютному нулю температури $T = 0$ відповідає t = -273,15 °С.

До нормальних умов стану газу відносять температуру T = 273,15 К і тиск p = 1013 ГПа (760 мм рт. ст.).

Параметри стану газу (p; W; T) однозначно зв'язані між собою рівнянням стану ідеального газу Клайперона – Менделєєва:

$$pW = MRT, \tag{3.181}$$

або для одиниці маси газу

$$pV = RT, \tag{3.182}$$

де p – тиск газу, Па; R – питома газова постійна, Дж/(кг К).

Питомою газовою постійною R є питома робота розширення 1 кг газу при нагріванні його на 1 К. Питома газова постійна сухого повітря R = 287,1 Дж/(кг К).

Рівняння стану дозволяють обчислити за двома відомими параметрами газу невідомий третій.

Крім перерахованих параметрів стану, робочий газ характеризується питомою теплоємністю, в'язкістю і стискальністю.

Теплоємністю С системи, **Дж/К,** називають кількість теплоти, необхідної для зміни температури тіла на 1 К:

$$C = \frac{Q}{T}, \tag{3.183}$$

де Q – кількість теплоти, Дж; T – температура, К.

Питомою теплоємністю с, Дж/(кг К), називають відношення теплоємності C системи до маси тіла:

$$c = \frac{C}{M}. \tag{3.184}$$

Питома теплоємність залежить від характеру термодинамічного процесу. Розрізняють ізобарну питому теплоємність c_p – при постійному тиску, та ізохорну питому теплоємність C_v – при постійному питомому об'ємі. При температурах від 273 до 373 К (від 0 до 100 °С) питома теплоємність повітря практично постійна: $c_p = 1{,}01 \cdot 10^3$ Дж/(кг К); $C_v = 0{,}72\ 10^3$ Дж/(кг К).

В'язкість повітря в порівнянні з в'язкістю робочих рідин, застосовуваних у гідроприводах, дуже мала. Так, наприклад, динамічна в'язкість повітря при атмосферному тиску і температурі T = 293 К (t = 20 °С) дорівнює μ = 18,5 мкПа·с. На відміну від краплинних рідин, в'язкість повітря з підвищенням температури збільшується. Однак ця залежність незначна.

Повітря характеризується значною пружністю**.** Під стискальністю газу розуміють зменшення його об'єму при збільшенні тиску. Одиницею об'ємної стискальності $\beta_{ст}$ є $Па^{-1}$

$$\beta_{cm} = \frac{1}{W}\frac{\Delta W}{\Delta p}, \tag{3.185}$$

де W – первинний об'єм, $м^3$; ΔW – зменшення об'єму, $м^3$; Δp – збільшення тиску, Па.

Технічні вимоги до повітря, призначеного для живлення пневматичних пристроїв, встановлює ДСТУ 11882-73. До стисненого повітря пред'являються високі вимоги щодо чистоти. ДСТУ 17433-72 встановлює 15 класів забрудненого стисненого повітря: 0, 1, 2, ..., 14. Компоненти забруднень стисненого повітря мо-

жна розділити на три групи: вода і компресорне масло в рідкому і пароподібному стані, тверді і газоподібні забруднення.

У роботі пневмоприводів можливі різні умови теплообміну між газом, що рухається в каналах, і навколишнім середовищем. При малій швидкості течії і гарному теплообміні між стінками каналів (трубопроводів) і навколишнім середовищем процеси, що протікають у межах елементарних об'ємів газу, можуть бути близькими до ізотермічного. Останнє підтверджується досвідом і теоретичними дослідженнями, які показують, що, у зв'язку з опором течії газу (робота сил тертя перетворюється на теплоту), у довгому трубопроводі процес протікає по ізотермі.

Однак у загальному випадку зміна стану газу в залежності від тривалості процесу і конкретних навколишніх умов може протікати за різними законами, з різною зміною параметрів p, W і T. При цьому в усіх випадках задовольняється рівняння стану (3.182).

Такими процесами є політропні процеси, що характеризуються рівнянням

$$p_2 V_2^n = p_1 V_1^n = \text{const}, \qquad (3.186)$$

де p_1 і p_2 – початковий і кінцевий тиски; V_1 і V_2 – початковий і кінцевий питомі об'єми; n – показник політропи.

Показник політропи в процесах, що використовуються у техніці, перебуває звичайно в обмежених межах. Цими межами є описані нижче окремі випадки.

Ізотермічний процес. Цей процес описується рівняннями: T = const; n = 1.

Відповідно до закону Бойля – Маріотта, питомий об'єм газу зворотно пропорційний його тиску p:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}, \qquad (3.187)$$

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const}.$$

В описаному процесі, що одержав назву ізотермічного, газ стискується чи розширюється при збереженні постійної температури.

Очевидно, що подібний процес може мати місце лише при дуже повільній зміні стану (стиску чи розширенні) газу. До такого випадку належить, наприклад, процес розрядки газогідравлічного акумулятора гідросистеми преса при витримці оброблюваного виробу під тиском.

Адіабатний процес. При допущенні, що процес зміни стану газу протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, будемо мати:

$$pV^k = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{p}{\rho^k} = \text{const}, \qquad (3.188)$$

де $k = \dfrac{c_p}{c_v}$ – показник адіабати (для сухого повітря k = 1,405).

Процес, описаний цими рівняннями, називається адіабатним. У практиці процес, близький до адіабатного, спостерігається при витіканні газу з резервуара через насадку чи отвір у тонкій стінці, коли внаслідок короткочасного перебування газу в межах насадки можна зневажити силами тертя і теплообміном з навколишнім середовищем (зі стінками каналу).

При розгляді останнього процесу варто мати на увазі, що теплова ізоляція не є, через сили опору тертя при плині газу, робота якого перетворюється на теплоту, достатньою підставою для того, щоб показник політропи можна було приймати рівним показнику ізоентропи (під ізоентропним потоком розуміють теплоізольований потік ідеального газу, в якому відсутні сили тертя). Останнє може бути справедливе лише для ідеального газу (чи коли можна зневажити силами тертя).

Питомий об'єм V, тиск p і абсолютна температура T ідеального газу зв'язані в адіабатному процесі співвідношеннями

$$V_2 = V_1(p_1/p_2)^{\frac{1}{k}}; \quad V_2 = V_1(T_1/T_2)^{k-1}, \tag{3.189}$$

$$p_2 = p_1(V_1/V_2)^{k}; \quad p_2 = p_1(T_2/T_1)^{\frac{k}{k-1}}, \tag{3.190}$$

$$T_2 = T_1(V_1/V_2)^{k-1}; \quad T_2 = T_1(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \tag{3.191}$$

Політропний процес. Оскільки в реальних умовах при зміні стану газу неминуче відбувається деякий теплообмін між газом, стінками посудини й рідиною, має місце так звана політропна зміна стану газу, що представляє собою щось середнє з розглянутих граничних змін (ізотермічного й адіабатного процесів).

Рівняння для цього стану, що охоплює всі його можливі в практиці зміни, має вигляд

$$pV^n = \text{const}; \quad \frac{p}{\rho^n} = \text{const}, \tag{3.192}$$

де $k > n > 1$ – показник політропи (при $n = 1$ маємо ізотермічний і при $n = k$ – адіабатний процеси).

Відповідно до цього маємо:

$$p_1^{1/n}V_1 = p_2^{1/n}V_2. \tag{3.193}$$

Співвідношення параметрів у політропному процесі виражаються рівняннями для адіабати із заміною коефіцієнта k на коефіцієнт n.

Якщо для газових систем, в яких використовуються двохатомні гази при низьких тисках (7…10 кГ/см^2), показник політропи процесів спорожнювання (і заповнення) балонів (ємкостей) практично коливається між показниками ізотермічного та адіабатного процесів $k > n > 1$, то в системах високого тиску (50…200 кГ/см^2) він може перевищувати показник адіабати ідеального газу $k = 1{,}4$. Так, наприклад, для реальних газів, у тому числі і для повітря, він може досягати при температурах від +100 до -60 °С і тиску 50…100 кГ/см^2 значення $n = 2$ і більше. Це пояснюється зміною фізичних властивостей газів в області зазначених тисків і температур у порівнянні з властивостями ідеальних газів. Очевидно, що неправильний вибір показника політропи призводить до значних помилок при аналізі системи, при визначенні тисків і температур, і зокрема при спорожнюванні балонів. Останнє особливо помітне при великих розширеннях газу.

Показник політропи n можна визначити лише для конкретних газів і умов їхнього стиску, розширення і відведення теплоти (теплообміну).

Швидкість поширення звуку. У теорії руху газів важливим параметром є швидкість звуку a, що представляє собою швидкість поширення в газовому середовищі малих збурювань. Зі швидкістю поширення в газі звукової хвилі пов'язана швидкість руху газу, причому швидкість руху газу, рівна швидкості звуку, є ме-

жею, при переході якої змінюються закономірності газового потоку і видаткові характеристики пневмосистеми.

Зв'язок швидкості звуку a з властивостями газів виражається відомим з курсу газодинаміки рівнянням

$$a = \sqrt{k\frac{p}{\rho}}. \tag{3.194}$$

Для ідеального газу, для якого справедливо $\frac{p}{\rho} = RT$, остання залежність може бути переписана у вигляді

$$a = \sqrt{kRT}. \tag{3.195}$$

Якщо повітря чи рідина рухаються, то для оцінки їхньої стискальності користуються звичайно не абсолютним значенням швидкості звуку, а відношенням швидкості потоку u до швидкості звуку a в конкретному газі, що називається числом Маха:

$$M = \frac{u}{a}. \tag{3.196}$$

Якщо швидкість руху повітря мала в порівнянні зі швидкістю поширення в ньому звуку, тобто число Маха значно менше одиниці, то, незалежно від абсолютного значення швидкості звуку, краплинну рідину чи газ при такому русі можна вважати практично нестисливими.

3.7.3. Енергетична оцінка руху газу в елементах пневмоприводів

Інженерні розрахунки руху газу в елементах пневмоприводів зводяться до розрахунків, пов'язаних з витіканням газу з резервуарів з їх заповненням, а також із рухом по трубопроводах і через місцеві опори, якими є пневмодвигуни та інші пневмоагрегати. Ці розрахунки через стискання повітря представляють відомі труднощі, обумовлені тим, що рух його в трубопроводах пневмосистем і каналах агрегатів супроводжується, як це було зазначено, зміною тиску і питомого об'єму. Через це при розрахунках виходять з умови, що при сталому процесі руху масова витрата повітря m через будь-який поперечний переріз трубопроводу площею f залишається постійною, відповідно до чого масова витрата визначається з рівняння суцільності (нерозривності) потоку:

$$m = fu\rho = \frac{uf}{V} = \text{const}, \tag{3.197}$$

де f – площа перерізу газового потоку (трубопроводу); u і ρ – середні швидкість і густина повітря в цьому перерізі; V – питомий об'єм повітря.

Оскільки об'ємна витрата

$$Q = uf = \frac{m}{\rho} \tag{3.198}$$

по шляху руху повітря трубопроводом не зберігається, а збільшується внаслідок розширення, викликаного зниженням тиску при русі, згід-

но з виразом (3.182), середня швидкість повітря по довжині трубопроводу $u = \dfrac{Q}{f}$ також буде зростати. При цьому внаслідок розширення повітря відбувається також зміна його температури, що і повинно бути враховане при розрахунках.

Питома енергія e, споживана пневмодвигуном, дорівнює різниці повних питомих енергій повітря (газу) у вхідному і вихідному патрубках пневмодвигуна, що визначаються з рівняння Бернуллі, тобто $e = e_1 - e_2$.

Прийнято оцінювати питому енергію повітря за теоретичними процесами. При ізотермічному й адіабатному процесах розширення повітря в пневмодвигунах рівняння будуть мати відповідний вигляд:

$$e_{\text{із}} = \left(\frac{a_1 u_1^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_0}{\rho_0} + g z_1 \right) - \left(\frac{a_2 u_2^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_2}{\rho_0} + g z_2 \right), \qquad (3.199)$$

$$e_{\text{ад}} = \left(\frac{a_1 u_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + g z_1 \right) - \left(\frac{a_2 u_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + g z_2 \right). \qquad (3.200)$$

Найчастіше для пневмодвигунів збільшення кінетичної енергії ($\alpha_1 u_1^2 / 2 - \alpha_2 u_2^2 / 2$) і енергії положення ($g z_1 - g z_2$) настільки малі, що ними можна зневажити. Крім того, при адіабатному процесі справедливе рівняння $p_1 / \rho_1^k = p_2 / \rho_2^k$, звідки $\rho_1 / \rho_2 = (p_2 / p_1)^{-1/k}$.

Це дозволяє спростити рівняння (3.199) і (3.200):

$$e_{\text{із}} = \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_1}{p_2}, \qquad (3.201)$$

$$e_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} \right) = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right]. \qquad (3.202)$$

Наприклад, використовуючи конкретні дані, можна визначити питому енергію повітря при ізотермічному й адіабатному процесах розширення при початковому тиску повітря $p_1 = 0{,}4$ МПа, температурі $T_1 = 293$ К, кінцевому тиску $p_2 = 0{,}1$ МПа.

Густина повітря при початкових умовах

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{p_1 T_0}{p_0 T_1} = 1{,}29 \frac{0{,}4 \cdot 273}{0{,}101 \cdot 293} = 4{,}76 \text{ кг/м}^3, \qquad (3.203)$$

де $\rho_0 = 1{,}29$ кг/м^3 – густина повітря при нормальних атмосферних умовах ($\rho_0 = 0{,}101$ МПа; $T_0 = 273$ К).

Згідно з (3.201) і (3.202), питома енергія повітря

$$e_{\text{із}} = \frac{0{,}101 \cdot 10^6}{1{,}2} \ln \frac{0{,}4}{0{,}1} = 117000 \text{ Дж/кг}, \qquad (3.204)$$

$$e_{\text{ад}} = \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot \frac{0{,}4 \cdot 10^6}{4{,}76} \left[1 - \left(\frac{0{,}1}{0{,}4} \right)^{(1{,}4-1)/1{,}4} \right] = 96190 \text{ Дж/кг.} \qquad (3.205)$$

Як видно з розрахунку, питома енергія повітря при ізотермічному процесі більша, ніж при адіабатному. Це пояснюється тим, що для підтримки постійної температури повітря при ізотермічному розширенні до двигуна ззовні повинна підводитися теплова енергія. У реальних умовах перетворення енергії стисненого повітря на механічну в пневмодвигуні протікає настільки швидко, що теплова енергія встигає підводитися до нього лише в дуже незначній кількості. Тому процес вважається практично завжди адіабатним.

У процесі розширення температура повітря в пневмодвигуні зменшується. Відповідно до рівняння (3.181), для початкового стану повітря і кінцевого його стану справедливі співвідношення $p_1 / \rho_1 = RT_1$, $p_2 / \rho_2 = RT_2$, де T_1 і T_2 – початкова і кінцева абсолютна температура повітря. Вирішуючи спільно ці рівняння для адіабатного процесу розширення, можна визначити кінцеву температуру:

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} . \qquad (3.206)$$

Якщо в рівняння (3.206) підставити наведені раніше конкретні величини, то кінцева температура повітря при адіабатному процесі розширення буде дорівнювати $T_2 = 293 \cdot (0{,}1/0{,}4)^{(1{,}4-1)/1{,}4} = 197 \text{ К} = -76 \text{ °С}$.

У пневмодвигунах кінцева температура повітря повинна бути не нижче -40 °С (233 К), тому що в протилежному випадку відбувається неприпустиме підвищення в’язкості повітря і погіршення умов змащення, а також обмерзання вихлопних вікон, і двигун перестає працювати. Тому ступінь розширення повітря (ступінь зниження тиску) у відповідності з рівнянням (3.206) повинний бути не менше

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\min} = \left(\frac{T_{2\min}}{T_1} \right)^{k/k-1} = \left(\frac{233}{293} \right)^{1{,}4/(1{,}4-1)} = 0{,}45. \qquad (3.207)$$

При повному розширенні повітря в пневмодвигунах від початкового тиску до кінцевого (тиску навколишнього середовища) умова (3.207) виконується тільки за рахунок зменшення значення p_1.

Визначимо припустимий максимальний тиск $p_{1\max}$, при якому не буде відбуватися обмерзання вихлопних вікон пневмодвигуна:

$$p_{1\max} = \frac{p_2}{0{,}45} = \frac{0{,}1}{0{,}45} \approx 0{,}22 \text{ МПа.} \qquad (3.208)$$

Таким чином, при $p_1 = 0{,}4$ МПа двигун не може працювати з повним розширенням стисненого повітря, тому всі пневмодвигуни, як правило, працюють з неповним розширенням, тобто частина стисненого повітря скидається в атмосферу, не виконавши роботу при розширенні.

Значення проміжного тиску, при якому не буде відбуватися обмерзання вихлопних вікон, якщо p_1 = 0,4 МПа, за умовою (3.207) буде дорівнювати

$$p_{\text{пр}} = 0{,}45 \cdot 0{,}4 = 1{,}8 \text{ МПа}. \qquad (3.209)$$

Оскільки пневмодвигуни звичайно працюють при абсолютному тиску p_1 = 0,5÷0,6 МПа, а підведення тепла для їхнього підігріву не здійснюється, то практично всі пневмодвигуни також працюють з неповним розширенням стисненого повітря.

У повітропроводах, що працюють при високому тиску, для більш повного використання енергії стисненого повітря застосовують двоступінчасте розширення: між ступенями (циліндрами високого й низького тиску) встановлюють повітропідігрівачі, що утилізують тепло навколишнього середовища.

3.7.4. Пневматичні виконавчі механізми

Пневматичні виконавчі механізми за принципом дії поділяються на механізми поступального руху й механізми обертального руху. У свою чергу механізми поступального руху за конструктивним виконанням поділяються на поршневі й мембранні, а механізми обертального – на лопатеві, поршневі і шестеренні.

Поршневі пневмодвигуни можуть бути двосторонньої дії, коли робочий і холостий хід здійснюється стисненим повітрям (рис. 3.83, а), і односторонньої, коли робочий хід виконується стисненим повітрям, а холостий – силою пружини (рис. 3.83, б).

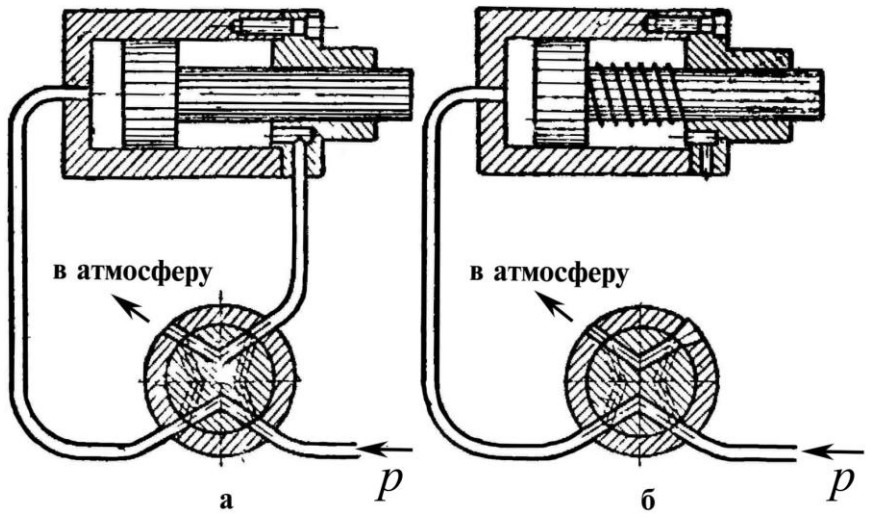


Рис. 3.83. Поршневі пневмоциліндри:

а – двосторонньої дії;
б – односторонньої дії

На рис. 3.84 показана схема поршневого привода однобічної дії, поршень якого переміщається з перемінною швидкістю при миттєвій подачі на привод повного тиску.

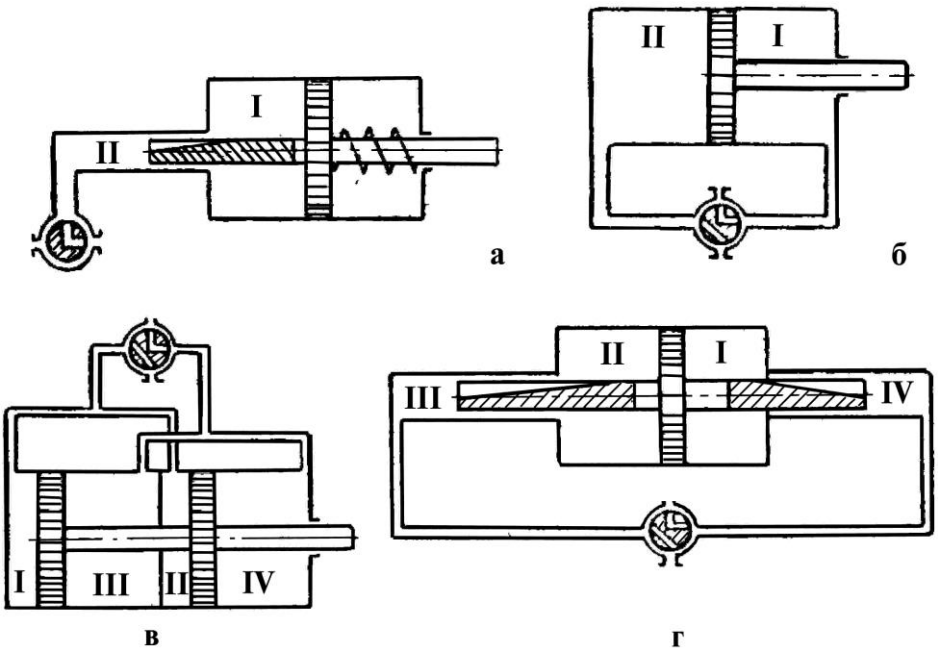


Рис. 3.84. Схеми поршневих гідроциліндрів:

а – однобічної дії з перемінною швидкістю поршня; б – двосторонньої дії;
в – двосторонньої дії з перемінною швидкістю поршня; г – здвоєний двосторонньої дії

Конструктивною особливістю цього пневмоциліндра є наявність додаткової порожнини II. Робоча порожнина I і порожнина II з'єднуються між собою за допомогою канавки перемінного перерізу, виконаної на штоці. Така конструкція привода передбачає можливість одержання перемінної швидкості заповнення робочої порожнини I циліндра повітрям і, отже, зміни швидкості руху поршня в залежності від його шляху. У цьому циліндрі немає ударних навантажень, тому що зі збільшенням тиску повітря на поршень збільшується опір зворотної пружини.

При необхідності одержання значних зусиль і обмеженості габаритів за діаметром пневматичні поршневі циліндри однобічної дії виконуються також здвоєними, строєними і багатократними.

Пневмоциліндр, схематично представлений на рис. 3.84, б, працює таким способом: при заповненні стисненим повітрям порожнини I поршень переміщається вліво, витісняючи повітря з порожнини II в атмосферу через розподільник. Зворотний рух поршень робить при подачі стисненого повітря в порожнину циліндра II.

На рис. 3.84, в представлена схема поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії, в якому передбачена можливість одержання перемінної швидкості руху поршня таким шляхом, що передбачені допоміжні порожнини III і IV при наявності перемінного перерізу на штоках, які зв'язують порожнину I з порожниною IV і порожнину II з порожниною III.

Припустимо, поршень знаходиться в крайньому лівому положенні. При подачі тиску через розподільник у порожнині III тиск одразу стає рівним вхідному. У порожнині ж II цей тиск значно нижчий за рахунок дроселювання через канавку на лівому штоці.

З рухом поршня вправо площа перерізу канавки на штоці зростає, і тиск у порожнині II росте. Однак одночасно з цим у порожнині I за рахунок зменшення площі перерізу канавки правого штока створюється повітряна подушка. У результаті в приводі не створюється ударне навантаження.

При подачі тиску в порожнину I повітряна подушка створюється в порожнині II.

У здвоєного пневмоциліндра (рис. 3.84) двосторонньої дії одночасно заповнюються повітрям порожнини I і II чи порожнини III і IV в залежності від необхідного напрямку руху поршня.

На рис. 3.85 наведені приклади конструкцій поршневих пневмоциліндрів.

На рис. 3.85, а показаний приклад конструктивного виконання пневматичного циліндра зі здвоєним поршнем.

Пневматичні циліндри в ряді галузей промисловості нормалізовані. Так, для затискних пристосувань металорізальних верстатів випускаються циліндри з внутрішніми діаметрами 50, 75, 100, 150, 250 і 300 мм.

У багатьох випадках доводиться застосовувати поршневий привод в умовах, коли його шток (отже, і поршень, і циліндр) повинні обертатися (наприклад на токарських верстатах).

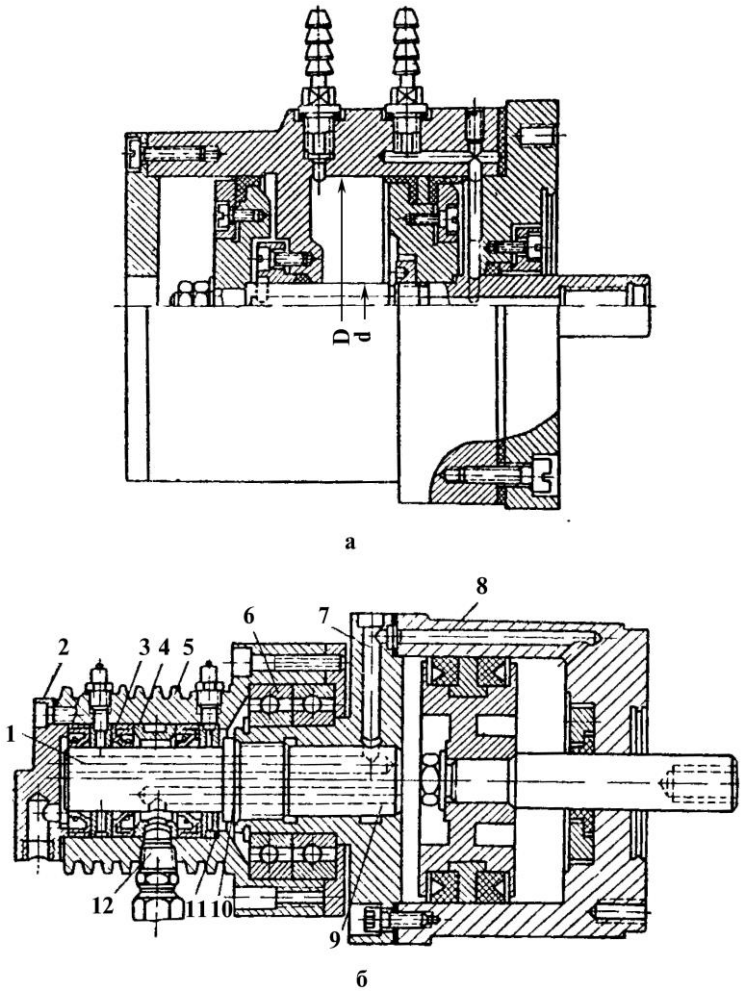


Рис. 3.85.
Приклади конструкцій пневмоциліндрів:

а – зі здвоєним поршнем;
б – обертовий пневматичний циліндр

Приклад такого обертового пневматичного циліндра зі спеціальною повітророзподільчою муфтою представлений на рис. 3.85, б.

Повітророзподільча муфта монтується на циліндричній виступаючій частині задньої кришки циліндра за допомогою двох шарикопідшипників 6.

У корпусі повітророзподільчої муфти спеціально розточуються отвори, в які встановлюються два кільця 11, проміжне кільце 4 й ущільнюючий повітророзподільчий палець 10, сальники 3. Стиснене повітря від розподільника подається через два штуцери 12 за допомогою гумових шлангів у

кришку муфти 2 і в її корпус 5. У задню порожнину циліндра повітря надходить через отвір у кільці 4 і канал 9.

У передню порожнину стиснене повітря надходить через отвір у кришці 2, канал 1, і далі по каналах 7 і 8.

Розрахунок зусилля на штоці пневмоциліндрів виконується аналогічно розрахунку гідроциліндрів.

На рис. 3.86, а наведена конструктивна схема типового пластинчастого двигуна (пневмодвигуна) обертального руху. Стиснене повітря підводиться через канал *a* корпуса, і далі через отвори в статорі 2 воно надходить у відповідну робочу камеру двигуна, утворену двома суміжними пластинами 3 і поверхнями статора 2 і ротора 1, діючи на ці пластини, розвиває крутильний момент. Після того, як камера заповнення відсічеться при обертанні ротора 1 від зв'язаних з вікном живлення каналів *b* у статорі, наповнення її стисненим повітрям припиняється. При подальшому обертанні ротора обсяг камери збільшується ($q_1 < q_2$) і повітря, що розширюється, продовжує діяти на її обмежуючі пластини, розвиваючи крутильний момент. При з'єднанні камери, заповненої повітрям, яке частково розширилося, з каналами *c* статора 2 повітря відводиться в атмосферу.

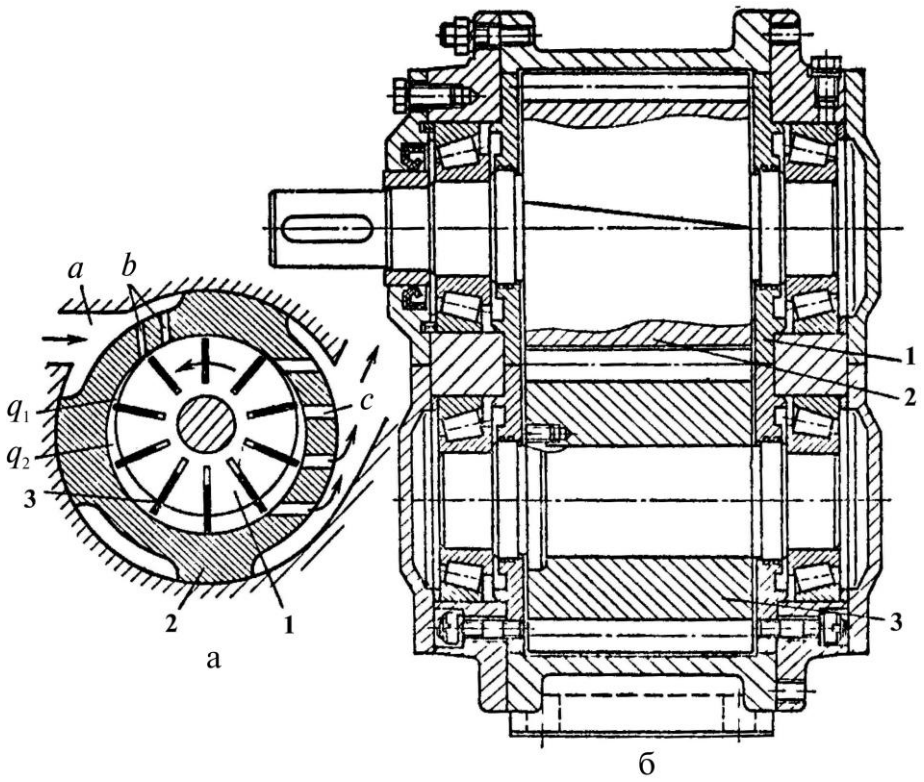


Рис. 3.86. Пневмодвигуни обертального руху:
а – пластинчастий;
б – шестеренний

Швидкість пневмодвигуна регулюється шляхом повороту його статора 2, при якому змінюється тривалість з'єднання робочих камер з отворами живлення *b*, а отже, і ступінь наповнення камер стисненим повітрям. Подібний пневмодвигун, в якому регулювання виконується шляхом відсічення потоку робочого газу, називають пневмодвигуном з регульованим відсіченням, причому під відсіченням розуміється припинення подачі робочого газу в робочі камери пневмодвигуна в момент, коли ще відбувається збільшення їхнього об'єму.

Робота пневмодвигуна може протікати і при повному розширенні повітря до тиску, близького до атмосферного, однак в реальних машинах застосовується часткове розширення, тому що повне розширення веде, внаслідок значного зни-

ження температури, до збільшення розмірів машини і до обмерзання повітряних каналів.

На рис. 3.86, б представлена конструкція пневмодвигуна шестеренного типу, що являє собою пару скіснозубих шестерень 2 і 3 (кут нахилу зубів 6…8°), валики яких установлені на підшипниках кочення. Для забезпечення роботи в умовах поганого змащення застосовані бакові диски 1 з антифрикційного матеріалу. Змащення шестерень при роботі пневмодвигуна здійснюється автомаслянкою, що подає масло в потік стисненого повітря, яке через кран керування по каналах у корпусі пневмодвигуна подається до блоку роторів.

У ряді конструкцій застосовані автоматичні пристрої відцентрового типу, що обмежують максимальну швидкість пневмодвигуна.

Середнє значення розрахункового крутильного моменту пневмодвигуна може бути обчислене за рівнянням

$$M_{\text{кр}} = \frac{N}{2\pi n}, \tag{3.210}$$

де N – розрахункова потужність; n – частота обертання, $с^{-1}$.

Підставивши значення $N = \Delta pQ = \Delta pqn$, одержимо:

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Delta pq}{2\pi}, \tag{3.211}$$

де Δp – середній перепад тиску, обчислений по індикаторній діаграмі; q – робочий об’єм двигуна.

Швидкість обертання ротора пневмодвигуна регулюється зміною витрат стисненого повітря за допомогою дроселя, що включається звичайно у вхідну магістраль, а крутильний момент – зміною тиску, здійснюваного регулятором (редуктором) тиску.

Мембранні виконавчі пневмомеханізми. У пневмосистемах, і особливо в пневмоавтоматиці з невеликими ходами виконавчих механізмів і тисками (< 10 кг/см^2), широко поширені пневмоапарати, засновані на використанні пружних елементів (мембрани, сильфони і т. ін.). Ці апарати застосовуються як виконавчі механізми, як і чутливі елементи, що сприймають вимірювану величину.

У системах промислової пневмоавтоматики застосовуються переважно прилади з еластичними неметалевими (гумовими і пластмасовими) мембранами, що відрізняються простотою конструкції, а також можливістю забезпечення повної герметичності.

На рис. 3.87 наведені схеми діафрагменних пневмоциліндрів однобічної і двосторонньої дії. У приводів однобічної дії (рис. 3.87, а) при заповненні повітрям порожнини I на штоку розвивається робоче зусилля.

Для запобігання утворенню повітряної подушки порожнина II через отвір з’єднується з атмосферою. Повернення штока у вихідне положення виконує поворотна пружина. У привода двосторонньої дії (рис. 3.87, б) обидві порожнини – I і II – є робочими.

При розрахунку корисної сили на штоку деформацією розтягання діафрагми зневажаємо. Вважаючи, що тиск від елементарної площадки кільця між центром і корпусом діафрагми (рис. 3.87, в) передається на жорсткий центр пропорційно відношенню пліч $\frac{r-\rho}{r-r'}$, де $r=\frac{D}{2}$ і $r'=\frac{d}{2}$ (рис. 3.87, б), одержуємо вираз для обчислення сили R на штоку.

Сила на штоку привода однобічної дії (рис. 3.87, а) дорівнює

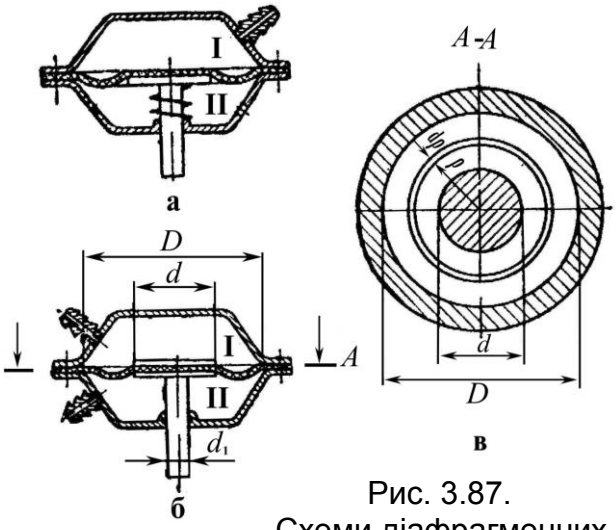


Рис. 3.87.
Схеми діафрагменних пневмоциліндрів:

а – односторонньої дії;
б – двосторонньої дії;
в – розрахункова схема

$$R=\frac{\pi}{3}\left(r^2+r'+r_/^{\,2}\right)p-R_{\text{тр}}-S, \quad (3.212)$$

де S – сила пружини.

Діафрагменні приводи в порівнянні з поршневими мають деякі переваги: вони простіші у виготовленні, їхня вартість нижча, термін служби діафрагми, як правило, у 5 – 6 разів більший, ніж у манжет поршневих приводів. Однак у ряді випадків, де потрібне одержання великого ходу штока, застосування діафрагменних приводів неможливе.

Крім того, діафрагменні приводи мають обмежені можливості при роботі на підвищених тисках, тому що діафрагми звичайно виготовляються з прогумованої тканини.

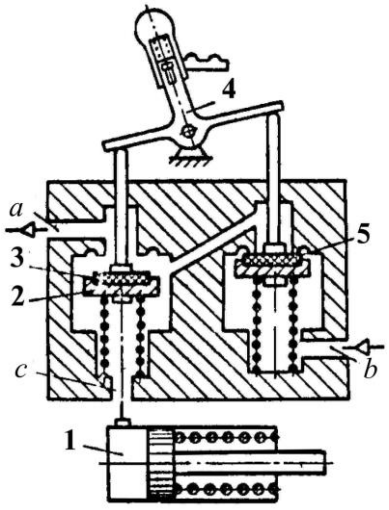


Рис. 3.88.
Схема клапанного пневморозподільника

Силова характеристика мембрани залежить від відношення діаметра жорсткого центра d до діаметра затискача мембрани по контуру D. Однак збільшення цього відношення понад 0,6…0,8 неможливе через значне зменшення ходу штока привода.

Надійність роботи діафрагменних пневмоциліндрів залежить в основному від якості діафрагми, способу її кріплення в корпусі і якості з'єднання зі штоком.

Кращі експлуатаційні характеристики мають діафрагми увігнутої форми, виготовлені методом гарячого пресування з маслостійкої гумової суміші прогумованої тканини. Такі діафрагми мають гарну зносостійкість і забезпечують найбільшу величину ходу штока.

3.7.5. Пневматичні агрегати і пристрої

У пневмосистемах застосовується розподільча й регулююча апаратура тих же типів і конструктивних виконань, що й у гідросистемах, і лише в окремих випадках застосовуються додаткові засоби для підвищення герметичності і забезпечення змащення. Так, наприклад, скрізь застосовуються розподільчі та інші регу-

люючі клапани з додатковими засобами герметизації у вигляді гумових ущільнювальних кілець, а також клапани з еластичними затворами.

Розподільчі клапани. Для розподілу повітря застосовуються двопозиційні клапани й золотники з плоскими розподільчими елементами, що забезпечують високу герметичність з'єднань.

На рис. 3.88 наведена принципова схема клапанного розподільника для керування пневмоциліндром односторонньої дії. Підведення стисненого повітря виконується до каналу ***b***, а відведення відпрацьованого повітря – через канал ***a***. Робоча порожнина силового циліндра 1 з'єднана з каналом ***c***.

При повороті важеля 4 втоплюється той чи інший клапан 2 чи 5, у результаті повітря або підводиться у робочу порожнину циліндра 1, або відводиться з неї в атмосферу. Герметизація затворів клапанів здійснюється плоскими суцільними прокладками чи гумовими фторопластовими кільцями 3, забитими в металеві частини затворів.

Клапан керується вручну різними важелями і штовхальниками, а також електромагнітами і стисненим повітрям, причому при відсутності керуючого впливу затвор клапана звичайно перекриває під впливом пружини прохід повітря від підвідного до вихідного отвору. На рис. 3.89 представлені клапани з ручним впливом на штовхальник 2, здійснюваним через важіль 1 (рис. 3.89, а), і механічним впливом на цей штовхальник (рис. 3.89, в).

Стиснене повітря (тиск до 6 кг/см^2) підводиться до каналу ***b*** (рис. 3.89, а).

У положенні затвора клапана 4, показаному на рис. 3.89, а (штовхальник 2 не натиснутий), він зусиллям пружини 5 і тиску стисненого повітря притискається до сідла втулки 6 і герметично перекриває за допомогою гумової прокладки 3 прохід повітря від вхідного отвору до отвору ***a***, що з'єднується через осьове свердління штовхальника 2 з атмосферою. При переміщенні вправо штовхальника 2 він упирається спочатку своїм торцем у гумову прокладку 3 затвора, відключаючи отвір ***a*** від атмосфери, і при подальшому переміщенні відривається затвор клапана 4 від сідла, відкриваючи при цьому прохід стисненому повітрю від вхідного отвору ***b*** в отвір ***a*** пневмодвигуна.

На рис. 3.89, б показаний клапан із пневматичним впливом на штовхальник 3 через поршень 2 пневмоциліндра 1. Стиснене повітря подається в канал *a*. У тих випадках, коли потрібно забезпечити фіксування затвора в обох крайніх його положен-

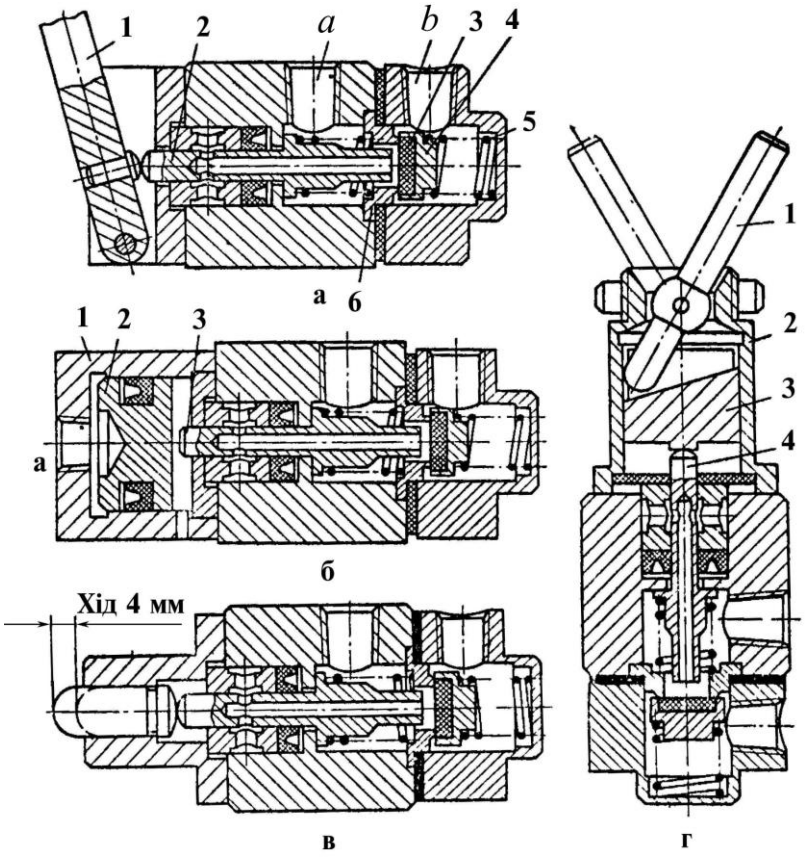


Рис. 3.89. Типові конструкції пневмоклапанів

нях, застосовуються різні механічні засоби. У клапані, представленому на рис. 3.89, г, це забезпечується тим, що важіль 1 впливає на штовхальник 4 через косу шайбу 3, що переміщається в направляючих 2, за допомогою якої важіль 1 фіксується в обох крайніх своїх положеннях. Ця фіксація забезпечується тим, що в обох крайніх положеннях важеля зусилля реакції підпружиненої косої шайби 3 прагне утримати його в цьому положенні.

Золотники з плоским розподільчим елементом. Поширені пневморозподільники з плоским розподільчим елементом (золотником), що виконуються з різним (ручним, пневматичним і електричним) керуванням.

Конструктивно ці золотники подібні аналогічним золотникам гідросистем.

Керування цими розподільниками здійснюється, як правило, за допомогою пневматичних пристроїв чи електромагнітів.

На рис. 3.90 показана принципова пневмосхема з електропневматичним розподільником у вигляді плоского золотника 9, що приводиться зв'язаним з ним диференціальним плунжером 1 (діаметр $D > d$).

Командними елементами в цій схемі є кінцеві вимикачі 7 і 8, на які впливають упори, встановлені на штоку силового пневмоциліндра 6. Виконавчим елементом є сердечник електромагніта 3, що переміщає керуючі пневмоклапани 2 і 4, які віджимаються пружиною 5 у ліве положення, в якому клапан 2 перекриває канал *d*, з'єднаний з міжпоршневою камерою ***b*** і вхідним каналом ***a***.

При втягуванні сердечника в котушку пневмоклапан 4 від'єднує камеру ***c*** від атмосфери, а клапан 2 з'єднує її з каналом пневмосіті. У результаті стиснене повітря, впливаючи на диференціальний плунжер, переміщає плоский золотник 9 у ліве положення, відповідно до чого поршень пневмоциліндра 6 переміщається вліво.

Наприкінці ходу штока пневмоциліндра 6 ним приводиться в дію вимикач 5, що знеструмлює електромагніт 3. У результаті клапан 4 з'єднує камеру ***c*** з атмосферою, а клапан 2 перекриває канал ***d***, що з'єднує її з камерою між диференціальними поршнями розподільчого плунжера. При цьому плунжер разом із золотником 5 у результаті дії на його поршні неврівноваженого, внаслідок різниці площ, тиску в камері переміщається вправо у положення, показане на рис. 3.90, з'єднуючи ліву порожнину пневмоциліндра 6 з каналом живлення ***a***. У результаті шток пневмоциліндра 6 повернеться у вихідне положення, впливаючи наприкінці свого ходу на вимикач 7. Далі цикл повторюється.

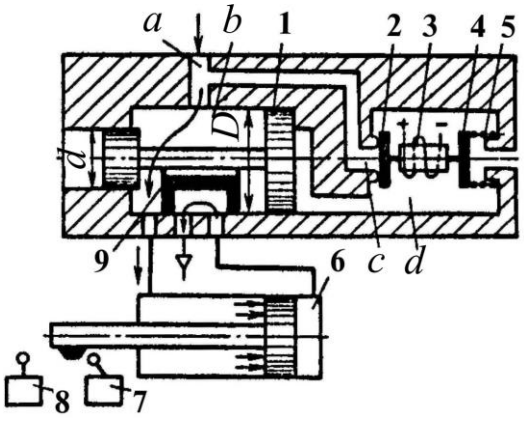


Рис. 3.90. Принципова схема пневмопривода з плоским золотником і електропневматичним керуванням

На рис. 3.91, а представлена конструкція золотника з двостороннім пневматичним керуванням прямої дії.

Плоский золотник 5 переміщається з одного крайнього положення в інше поршнями 1 і 4, загальний шток 2 яких механічно зв'язаний із золотником. До дзеркала корпуса 6 розподільника золотник 5 притискається зусиллям пружини 3 і тиском повітря в камері ***d***, з'єднаної з каналом ***c*** живлення.

Стиснене повітря підводиться до каналу ***c*** і виділяється в атмосферу через канал ***e***. Переміщення золотника здійснюється тиском стисненого повітря, яке підводиться по черзі в циліндри двостороннього поршня від якого-небудь джерела через отвори ***a*** і ***b***.

В одному з крайніх положень золотника 5 стиснене повітря проходить до отвору ***f***, зв'язаного з однією з порожнин пневмоциліндра, а отвір ***d*** у цей час з'єднується з атмосферою. В іншому крайньому положенні золотника отвір ***f*** з'єднується з атмосферою, а отвір ***d*** другої порожнини пневмопривода – з магістраллю стисненого повітря. Отже, отвори ***f*** і ***d***, з'єднані з порожнинами силового пневмоциліндра, з'єднуються поперемінно при переміщенні золотника 5 або з каналом живлення, або з атмосферою. Необхідно врахувати, що золотник у цій схемі розподілу буде навантажений тиском повітря, що діє на всю омивану ним поверхню.

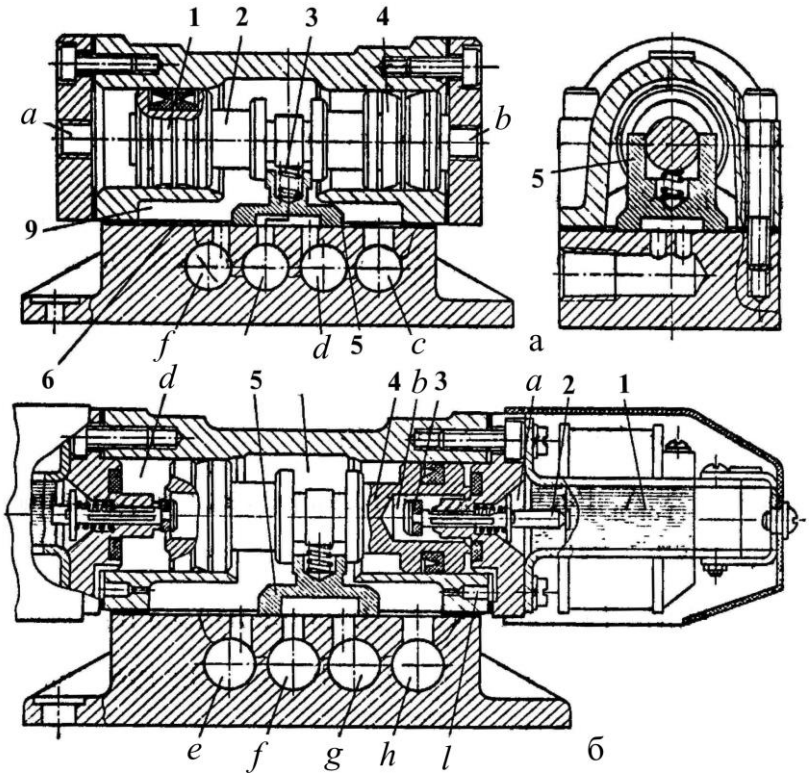


Рис. 3.91.
Конструкції плоского золотника з керуванням:

а – пневматичним;
б – електропневматичним

На рис. 3.91, б показана конструкція двопозиційного чотириходового повітророзподільника з двостороннім електропневматичним керуванням. Стиснене повітря підводиться до внутрішньої порожнини з повітророзподільника через вхідний отвір ***h*** і далі, залежно від положення золотника 5, надходить до відповідних каналів ***e*** чи ***g***, зв'язаних з порожнинами пневмоциліндра.

На рис. 3.91, б правий електромагніт показаний у включеному положенні, а лівий – у виключеному.

Якір правого електромагніта, утягуючись, натискає на стрижень 2 клапана керування, відкриваючи затвори. Стиснене повітря з порожнини ***c*** через отвір ***i*** малої площі перерізу (дросель) надходить у порожнини ***d*** і ***b*** під торці поршня 4. При включеному правому електромагніті стрижень 3 разом з гумовою прокладкою відсувається вліво, відкриваючи вихід стисненому повітрю з порожнини ***b*** через отвір ***a*** в атмосферу. У результаті тиск повітря в порожнині ***b*** падає, тоді як у порожнині ***d*** він дорівнює тому, що підводиться, через що поршень 4 із золотником 5 переміщається в праве положення. У цьому положенні золотника стиснене повітря з порожнини ***c*** надходить в отвір ***i***, а отвір ***g*** з'єднується з атмосферою через отвір

f. При цьому поршень 4 кільцевим виступом (рильцем) упирається в гумову прокладку 6 і закриває вихід стисненому повітрю через отвір ***a*** в атмосферу протягом усього часу, доки електромагніт включений.

При виключенні правого електромагніта стрижень (затвор клапана) 3 повертається у вихідне положення.

При включенні лівого електромагніта порожнина ***d*** з'єднується з атмосферою, і поршень 4 разом із золотником 5 переміщається вліво. При цьому стиснене повітря з порожнини ***c*** надходить в отвір ***g***, а отвір ***e*** з'єднується з атмосферою через отвір ***f***.

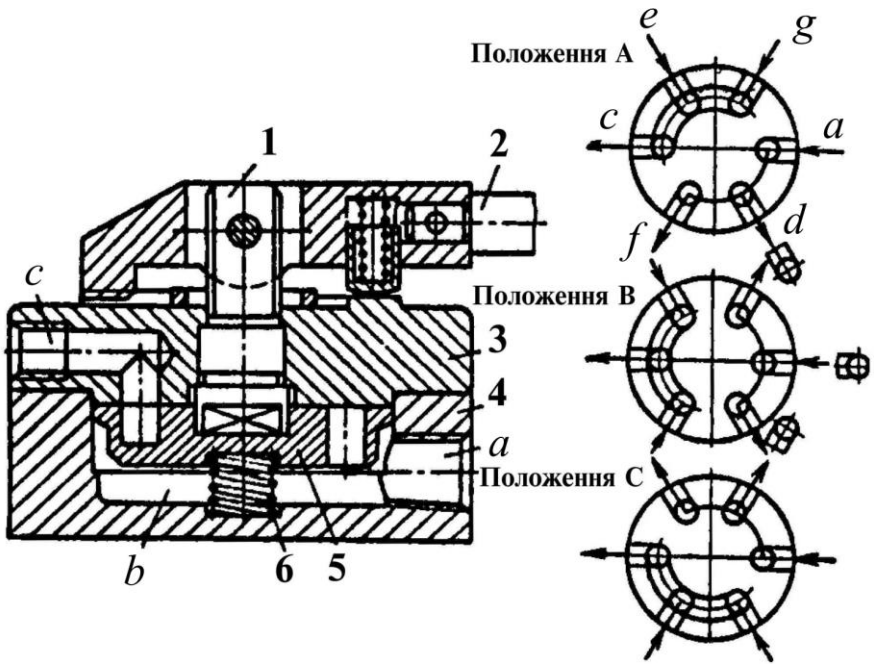


Рис. 3.92. Кран послідовного включення

Крани послідовного включення. Для послідовного включення двох силових пневмоциліндрів при русі їхніх штоків в одному напрямку і для одночасного повернення в інший напрямок, що часто потрібно в пневмоприводах верстатів та інших машин, застосовуються багатопозиційні поворотні золотники (крани) із плоским розподільчим елементом. Розподільник (рис. 3.92) являє собою трипозиційний шестиходовий кран з ручним керуванням. Стиснене повітря підводиться до крана через канал ***a*** до внутрішньої порожнини ***b*** крана, створеної корпусом 4 і кришкою 3, і відводиться в атмосферу через канал ***c***. До дзеркала кришки притискається тиском стисненого повітря і пружиною 6 плоский золотник 5, поворот якого виконується за допомогою валика 1 і рукоятки 2, що має три фіксовані положення, в яких канали розподільника ***d, e, f*** і ***g***, що ведуть до порожнин керованих пневмоциліндрів (двигунів), з'єднуються поперемінно з порожниною тиску чи з атмосферою. У положенні А вхідний канал ***a*** з'єднується с каналами ***d*** і ***f,*** вихідний канал ***c*** – з каналами ***e*** і ***g*** при повороті крана проти годинникової стрілки (у положення В), вхідний канал ***a*** з'єднаний з каналами ***d*** і ***g***, а при повороті крана за годинниковою стрілкою (положення С) вхідний канал з'єднаний з каналами ***g*** і ***e***.

Пневматичний регулятор. У машинобудуванні широке застосування одержали автоматичні пневматичні регулятори витрати, схема одного з яких наведена на рис. 3.93.

Зміна параметра (витрати повітря, що протікає по магістралі 14) передається у вигляді сигналу (зміни тиску) датчику 4, що переміщає заслінку 6 регулятора,

змінюючи відстань (зазор) між зрізом сопла 5 і заслінкою. У результаті змінюється тиск у передсопловій камері ***b*** і в камері ***c*** сильфона 8, причому при зменшенні відстані тиск p_1 підвищується і навпаки. Відповідно до цього змінюється також і тиск p_2 на виході з регулятора, що і служить тиском середовища, яке живить виконавчий механізм (у цьому випадку мембранний привод 15 перекривного вентиля магістралі 14). Тиск p_2 діє також на другий сильфон 7, площа якого менше площі сильфона 8.

Для забезпечення рівноважного стану процесу при різних величинах регульованого параметра в схему регулятора включений зворотний зв'язок, що складається з камери ***a*** із сильфоном 1 і пружини 2. У камеру ***a*** передається тиск p_2 регульованого (командного) потоку повітря, що впливає на сильфон 1 і переміщає за допомогою штока 3 заслінку 6, знижуючи вхідний сигнал датчика 4.

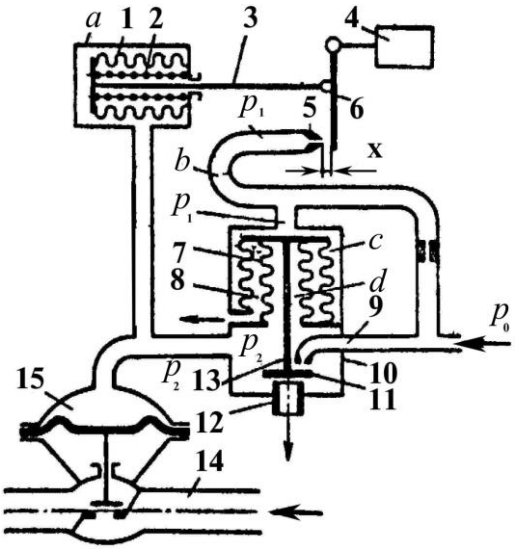


Рис. 3.93.
Схема пневматичного регулятора

У цій схемі сопло – заслінка 5–6 є підсилювачем сигналу, що надходить у сильфонний датчик ***a*** (підсилювач першого ступеня), а сильфонна коробка 10 – підсилювачем другого ступеня, що підвищує за допомогою регульованого дроселя 11–12 тиск повітря з p_1 до p_2 на вході у виконавчий механізм.

Розглянемо дію сильфонної коробки 10, що є підсилювачем другого ступеня. Стиснене повітря під тиском через регульований дросель типу сопло – заслінка 9–11 надходить у сильфонну камеру ***d***, з'єднану з однієї сторони з порожниною мембранного привода 15, і одночасно через другий регульований дросель, що складається з тієї ж заслінки 11 і трубки 12, – з атмосферою. Заслінка 11 стрижнем зв'язана із сильфонною коробкою, унаслідок чого відстань її від зрізу сопла 9 і торця дренажної трубки 12 визначається тиском підсилювача першого ступеня (тиском перед соплом 5). При переміщенні заслінки 11 униз збільшується прохідний переріз між нею і соплом 9 і одночасно зменшується переріз торцевої щілини 1 між заслінкою і трубкою 12. При повному перекритті заслінкою прохідного перерізу трубки 12 у камері ***d***, а отже, і в мембранному приводі 15, установиться максимальний тиск.

Рівновага сильфонного датчика визначиться рівнянням

$$p_1 F_1 = p_2 F_2, \qquad (3.213)$$

де F_1 і F_2 – ефективні площі сильфонів 7 і 8. Через те, що $F_1 > F_2$, будемо мати $p_2 > p_1$.

Регулятором цього типу забезпечується з великим ступенем точності лінійна залежність між зміною регульованого параметра і вихідним тиском p_2, тобто переміщенням виконавчого мембранного привода перекривного вентиля магістралі 14. Інакше кажучи, кожному значенню регульованого параметра відповідає суворо визначене значення тиску p_2 у мембранному приводі.

Апарати регулювання тиску повітря. Для нормальної роботи пневмосистеми живлення вона повинна забезпечуватися повітрям з постійним тиском, що

виконується спеціальними регуляторами тиску (редукторами тиску чи редукційними клапанами).

Редуктор тиску – регулятор, що служить для автоматичного зниження тиску стисненого повітря й автоматичної підтримки його на заданому рівні.

В якості редукторів тиску застосовуються переважно діафрагменні і сильфонні типи. Ці редуктори використовуються для одержання відносно невисоких тисків (до 30...40 кГ/см^2), внаслідок обмеженої міцності діафрагми і сильфона.

Затвор у клапанах, призначених для роботи з газами, виконують звичайно у вигляді плоского (пластинчастого) прогумованого чи виготовленого з еластичного матеріалу клапана.

На рис. 3.94, а показаний один з апаратів цього призначення, що в практиці одержав назву стабілізатора (редуктора) тиску. Принцип його роботи заснований на автоматичній зміні прохідного перерізу потоку повітря при зміні тиску, витраті повітря в живильній мережі і підтримці, таким чином, сталості тиску повітря на виході стабілізатора (у лінії споживачів). Сталість тиску забезпечується автоматичною зміною положення дросельного клапана, що регулює прохідний переріз потоку повітря при коливаннях тиску в камері ***а***, зв'язаної з виходом.

Для установки необхідного робочого тиску на виході стабілізатора служить регулювальний (дросельний) гвинт 1, за допомогою якого змінюють зусилля пружини 2, що впливає на мембрану 3, пов'язану з клапаном 4, який утримується в сідлі пружиною 5. Зміна тиску і витрати повітря в мережі викликає переміщення мембрани 3 і клапана 4, унаслідок чого змінюється прохідний переріз потоку повітря доти, доки сили, що впливають на мембрану 5, не врівноважаться, і тиск у камері ***а*** не стабілізується.

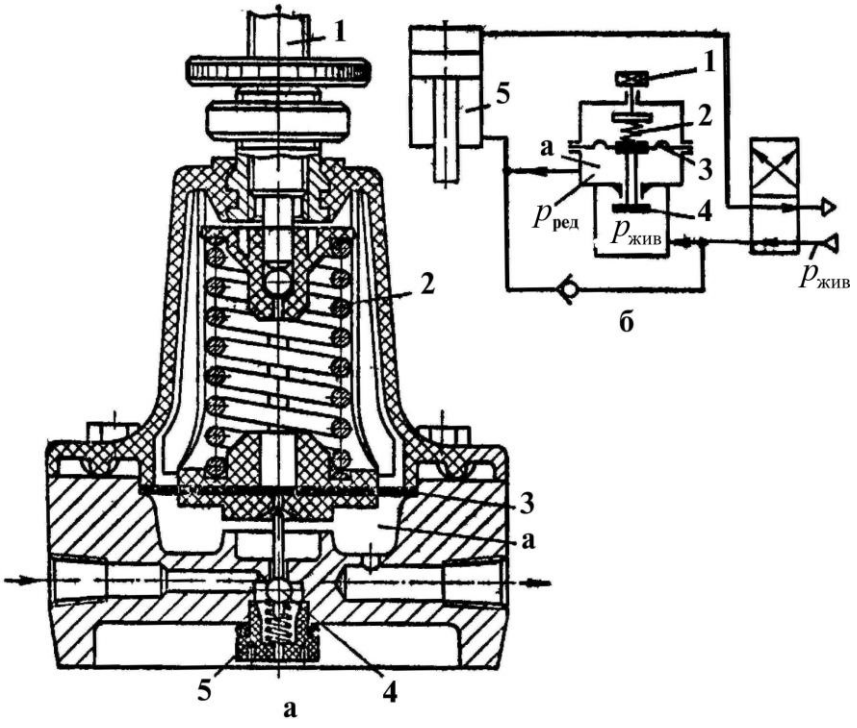


Рис. 3.94.
Редуктор (регулятор) тиску повітря:

а – загальний вигляд редуктора;
б – схема його використання в пневмоприводі

При зменшенні тиску в камері ***а***, що може бути викликано зменшенням тиску в живильній мережі чи збільшенням витрати повітря споживачами, мембрана 3 під дією пружини опуститься і, перемістивши вниз клапан 4, збільшить прохідний переріз потоку повітря, що забезпечить вирівнювання тиску в камері ***а*** до заданого.

Збільшення тиску в камері ***a*** викликає зворотна дія зазначених частин стабілізатора. Найменша зміна тиску в камері ***a*** викликає миттєву зміну положення клапана 4.

На рис. 3.94, б зображена схема пневмосистеми з діафрагменним регулятором, встановленим у магістралі живлення штокової (нижньої) порожнини пневмоциліндра 5, тиск у якому повинен бути нижчим за тиск $p_{жив}$ у магістралі живлення ($p_{ред} < p_{жив}$).

При підвищенні тиску $p_{ред}$ повітря на виході з регулятора (у камері ***a***) мембрана 3 вигинається вгору і, переборюючи зусилля пружини 2, переміщаючи вгору плоский затвор клапана 4, зменшує прохідний його переріз. При зниженні тиску на виході прохідний переріз клапана збільшується. Настроювання регулятора на необхідний тиск здійснюється гвинтом 1, що стискає пружину 2 і переміщає нагору плоский затвор клапана 4, зменшуючи його прохідний переріз. При зменшенні тиску на виході прохідний переріз клапана збільшується.

Пропорційне редукування тиску. У системах пневмоавтоматики застосовують також прилади регулювання тиску, які мають властивості пропорційного редукування (редукування тиску в заданому відношенні), що досягається застосуванням послідовно з'єднаних двох і більше дроселів у сполученні з редукційним клапаном.

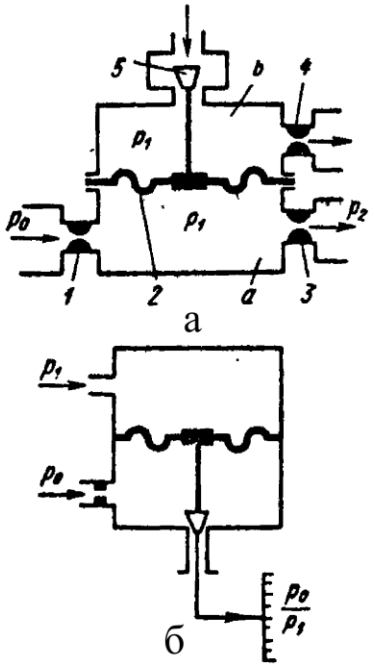


Рис. 3.95.
Пневмоприлади регулювання тиску

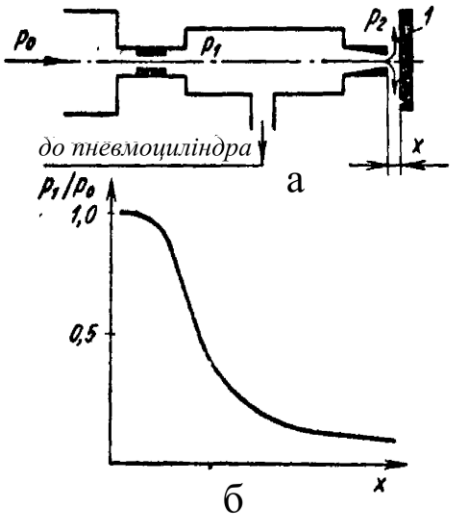


Рис. 3.96.
Проточна пневмокамера з дроселем типу сопло – заслінка

Принципова схема подібного регулятора наведена на рис. 3.95, а. Регулятор складається з двох камер ***a*** і ***b***, що роз'єднані мембраною 2, пов'язаною з редукційним клапаном 5, встановленим у верхній камері ***b***. На вході в нижню проточну камеру ***a*** та на виході з неї встановлені дроселі 1 та 3 постійного опору. На виході з верхньої камери встановлений дросель 4.

У нижній камері діє тиск p_1, що визначається виразом $p_0 \geq p_1 \geq p_2$, де p_0 – тиск перед дроселем 1 та p_2 – тиск після дроселя 3. Шляхом підбору перерізів цих дроселів f_1 і f_3 встановлюється необхідний тиск p_1 в нижній камері ***a***, який підтри-

мується також і у верхній камері (вважаємо мембрану абсолютно еластичною), шляхом добору перерізу $\boldsymbol{f}_4$ дроселя на виході з верхньої камери регулюється витрата повітря через редукційний клапан 5.

Розрахунок такого типу регулятора зводиться до розрахунку заповнення та випорожнення камер ***a*** і ***b*** через дроселі 1, 3, 4. Аналіз показує, що відношення p_1/p_0 тисків p_1 у камері ***a*** та p_0 на вході в цю камеру визначиться відношенням площ дроселів $\boldsymbol{f}_3/\boldsymbol{f}_1$, причому при надкритичному процесі течії в обох дроселях маємо

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{f_1}{f_3}. \qquad (3.214)$$

За аналогією з електричним потенціометром розглянуту камеру називають пневматичним потенціометром.

На цьому принципі побудований також і аналогічний датчик відношення тисків p_0/p_1, схема якого представлена на рис. 3.96, б.

Проточна камера з вихідним регулюючим дроселем типу сопло – заслінка широко застосовується в пневмогідравлічних слідкуючих приводах в якості першого ступеня посилення (рис. 3.96, а).

Змінюючи переміщенням заслінки ***a*** відстань ***x***, тобто змінюючи переріз вихідного регулюючого дроселя, можна керувати тиском p_1 в проточній (міждроселній) камері та в з'єднаному з нею пневмоциліндрі. На рис. 3.96, б показана експериментальна крива функції $p = f(x)$ цієї системи.

При малих тисках живлення ($p_0 \geq 0{,}5$ кГ/см^2) пневматичний прилад цього типу можна приблизно розрахувати як гідравлічний, використовуючи рівняння постійності витрати Q через обидва дроселя.

3.7.6. Регулювання швидкості пневмодвигунів і схеми управління

Регулювання швидкості пневмодвигунів здійснюється, головним чином, за допомогою дроселя.

Дросельне регулювання з паралельно включеним дроселем є недоцільним, тому що цей спосіб не приводить до зменшення потужності компресора, на відміну від регулювання гідро двигунів.

Тому з усіх можливих способів регулювання застосовується тільки дросельне з послідовним включенням дроселя і пневмодвигуна. Характеристики об'ємного двигуна при цьому способі регулювання не залежать від місця установки дроселя: до двигуна чи після нього. При коливаннях навантаження, а отже, і швидкості переміщення виходу, дросель установлюється на виході. Це дозволяє згладжувати коливання швидкості.

Для підтримки заданого режиму застосовуються як ручні, так і автоматичні пристрої, регулювання яких здійснюється в більшості випадків у функції тиску чи шляху; рідше застосовуються керування у функції часу.

При шляховому керуванні команди на спрацьовування пневмоциліндра надходять від керуючих клапанів, що переключаються у відповідному місці ходу елементом, який рухається, пневмоциліндра чи іншої рухливої частини машини.

Схема пневмопривода з таким керуванням наведена на рис. 3.97, а. Елементи пневмосистеми показані у вихідному положенні, тобто в положенні, що передує початку циклу. Система має пусковий клапан 5 і два клапани 1 і 3, керовані

упором 2 на штоку пневмоциліндра 4, через які виконується живлення сервопривода плоского розподільчого золотника 6. Переміщення останнього забезпечується зменшенням тиску з відповідної (правої чи лівої) порожнини циліндрів сервопривода. Для цього стиснене повітря постійно підводиться через дросельні отвори ***a*** в поршеньках плунжера золотника 6 в обидві порожнини циліндрів (сервопривода) керування цим золотником.

Система приводиться в дію вручну за допомогою пускового клапана 5, при переміщенні якого вниз ліва порожнина циліндра золотника 6 з'єднується через клапан 5, що відкривається, і через відкритий упором 2 на штоці клапан 3 з атмосферою. У результаті тиск у лівій порожнині пневмоциліндра 4 зменшиться практично до атмосферного. Оскільки ж клапан 1 при цьому залишається закритим, тиск у правій порожнині циліндра золотника 6 буде дорівнювати тиску в мережі, і плунжер золотника під дією перепаду тиску переміститься вліво. При цьому стиснене повітря буде підводитися в ліву порожнину пневмоциліндра 4, а відпрацьоване – відводитися в атмосферу. Під дією сили тиску стисненого повітря поршень силового пневмоциліндра 4 буде переміщатися вправо. При цьому при відході упора 2 від клапана 3 останній під дією внутрішньої пружини переміститься вліво, від'єднавши праву порожнину приводного циліндра золотника 6 від лінії живлення і з'єднавши цю порожнину з атмосферою.

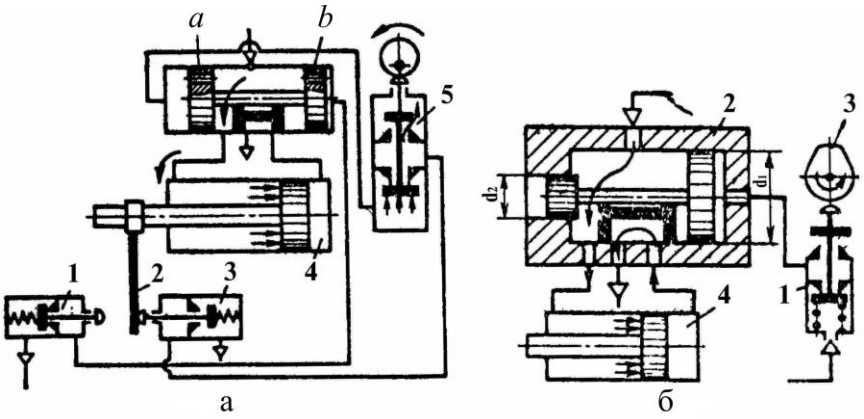


Рис. 3.97. Пневмоприводи з керуванням:

а – від шляху;
б – від часу

Наприкінці прямого ходу штока упор 2 приведе в дію клапан 1, відкриваючи вихід стисненому повітрю з правої порожнини циліндра керування золотником 6; у результаті відбудеться переключення його в положення зворотного ходу штока пневмоциліндра 4. По закінченні цього ходу цикл повториться. Опір дросельних отворів ***a*** в поршеньках золотника 6 повинен бути якомога більшим (значно вище опору трубопроводу і клапанів 1 і 3).

3.8. Гідропневмотранспорт

3.8.1. Основні відомості і класифікація

Висока концентрація і спеціалізація виробництва в агропромисловому комплексі вимагають нового рішення механізації і автоматизації технологічних процесів, особливо у області транспортування різних матеріалів. Так, наприклад, на свинокомплексі по вирощуванню і відгодівлі 108 тис. голів щорічно транспортують і роздають до 600 т рідких кормів і видаляють до 1 млн. м^3 гнойових стоків (при гідрозмивному способі прибирання гною). Таке завдання з найбільш економічними показниками може вирішити тільки гідропневмотранспорт. Його переваги - безперервність процесу, високий коефіцієнт експлуатаційної надійності,

простота конструкції, збереження матеріалу, що транспортується, гігієнічність, зручність експлуатації і можливість автоматизації процесів.

Гідропневмотранспорт - це комплекс пристроїв і устаткування, призначених для переміщення продуктів сільськогосподарського виробництва і матеріалів за допомогою рідини (у рідкому стані) або повітря (у сухому стані).

У сільськогосподарському виробництві гідропневмотранспорт використовують:

для приготування і транспортування рідких кормів на тваринницьких підприємствах, транспортування гною усередині будівель і до місць переробки, зберігання або використання;

для транспортування сипких матеріалів, наприклад зерна, мінеральних добрив.

Гідропневмотранспорт дозволяє повністю перейти на комплексну механізацію навантажувально-розвантажувальних робіт майже всіх матеріалів сільськогосподарського виробництва.

Крім того, гідропневмотранспорт попутно дозволяє провести ряд технологічних процесів: охолоджування, підсушування, зволоження і очищення від домішок і бруду.

Класифікація гідропневмотранспортних установок. Гідропневмотранспортні установки підрозділяють на напірні і безнапірні.

Якщо технологічний процес достатньо забезпечений водою, а трубопровід має належний ухил, то застосовують простіші і дешеві безнапірні установки. Для роздачі кормів, замінників цілісного молока у зв'язку з складністю гідравлічних ліній застосовують напірні установки. Для прибирання гною з тваринницьких приміщень і подальшого транспортування його на місце зберігання або на поля зрошування застосовують комбіновані установки.

Загальна класифікація гідропневмотранспортних установок приведена на рис. 3.99.

Пневматичні установки за способом створення різниці тиску діляться на установки всмоктуючого, нагнітального і змішаного типів. Вони можуть бути стаціонарні і мобільні. Стаціонарні використовують для видалення гною, транспортування молока, приготування і роздачі кормових сумішей на зерносховищах; мобільні - для перевантаження зерна, сіна, соломи, силосу і інш.

По величині напору установки, діляться на низьконапірні з тиском до 0,5 МПа, середньонапірні - з тиском від 0,5 до 1 МПа і високонапірні - з тиском вище 1 МПа.

За способом створення напору їх ділять на насосні, компресорні, насосно-компресорні і гідростатичні.

Залежно від гідравлічної схеми роботи гідропневмотранспортних установок вони діляться на прості і складні.

Безнапірні установки застосовуються при видаленні гною з приміщень, а також при міжопераційних переміщеннях зерна в аеролотках.

Гідравлічні безнапірні установки можна розділити на системи прямого змиву, Рециркуляційні і змивні.

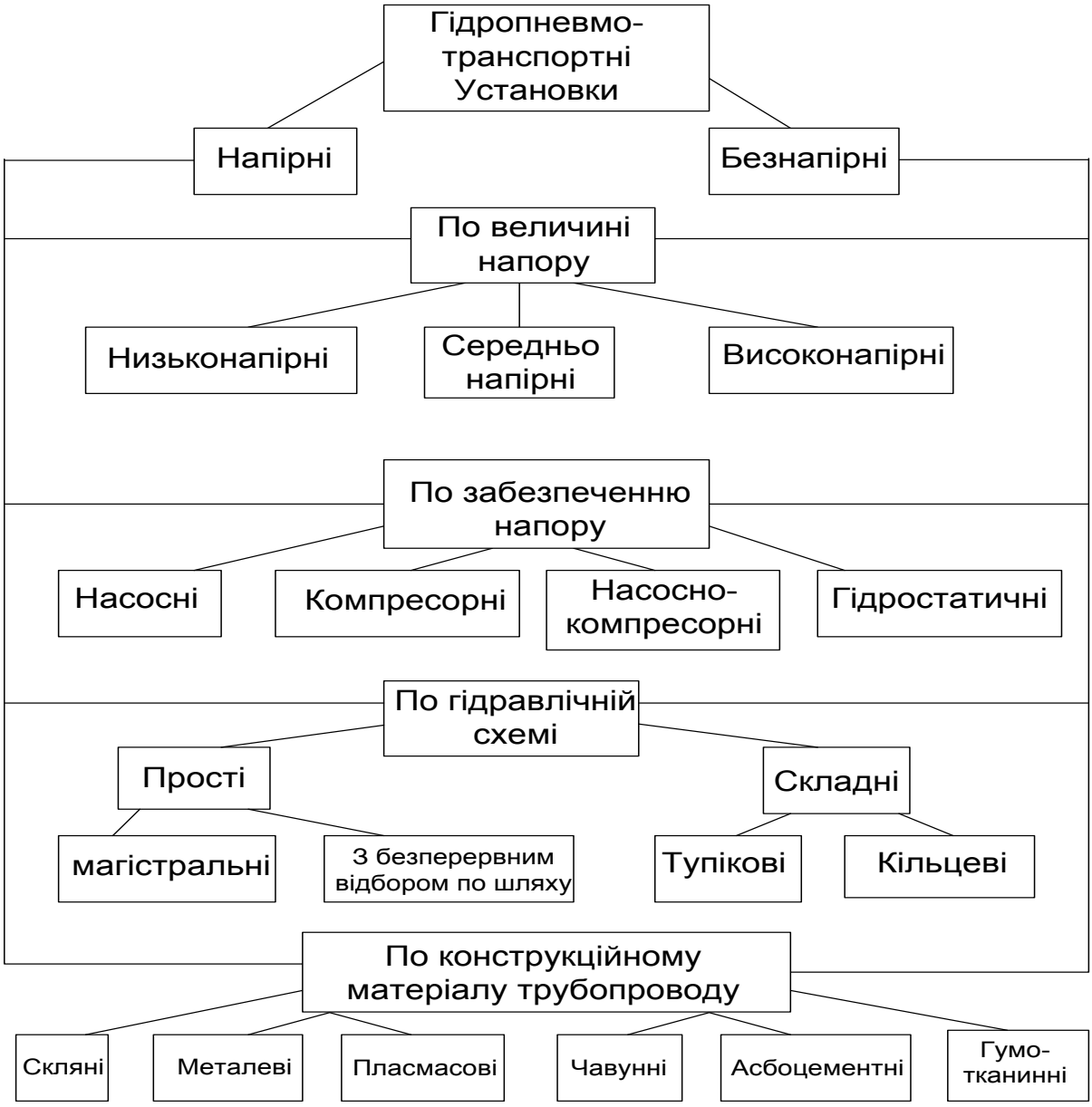


Рис. 3.99. Класифікація гідропневмотранспортних установок

Кормопроводи можуть бути сталеві, пластмасові, керамічні, азбестоцементні і скляні; гноєпроводи - чавунні, азбестоцементні, керамічні, пластмасові, сталеві і гумовотканинні.

При розробці гідропневмотранспортних установок враховують фізико-механічні властивості матеріалів.

3.8.2. Основні фізико-механічні властивості і реологічні параметри гідросумішей

Якщо несуче середовище - краплинна рідина, то такий трубопровідний транспорт називається *гідравлічним;* якщо несуче середовище газ - *пневматичним.*

Фізико-механічні властивості гідросумішей визначаються властивостями складових рідкої і твердої частин.

У сільськогосподарських технологічних процесах в якості рідкої складової гідросуміші використовується вода, молочний перегін, жомова вода і рідкі фізіологічні виділення тварин; як тверда складова - корм, тверді фракції біологічних відходів тварин і т.д.

Температура гідросуміші звичайно знаходиться в межах від 5 до 100°С.

До основних фізико-механічних властивостей гідросумішей відносять: густину, механічну грубість, гідравлічну грубість, вологість, в'язкість, клейкість (адгезія) і ін.

Питома густина гідросуміші визначається відношенням твердої фракції до рідкої. Вона залежить від температури і концентрації гідросуміші і в розрахунках виражається залежністю

$$\rho_г = \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_p} \qquad (3.215)$$

де ρ_m - густина твердої фракції, кг/м^3; ρ_p - густина рідкої фракції кг/м^3.

Тверда частина (грубість частинок) гідросуміші суттєво впливає на роботу гідропневмотранспортних установок.

Величина частинок характеризується геометричними розмірами твердої фракції компоненту гідросуміші і класифікується таким чином:

велика (розмір частинок твердого компоненту досягає 200 мм. Сюди відносять коренеплоди - картоплю, буряк, моркву і ін.);

дрібна (до неї відносять зернові матеріали грубістю частинок від 2 до 10 мм);

грубодисперсна (розмір частинок від 2 до 7 мм. Це продукти переробки сільськогосподарських матеріалів - жом; роздріблені коренеплоди, відходи круп'яної промисловості);

тонкодисперсна (до них відноситься запарена протерта картопля, патока, замінник молока, кормові пасти і ін. Розмір частинок - від колоїдної суміші до 0,5 мм);

неоднорідна (розмір частинок - від колоїдних до 70 мм).

При транспортуванні гідросуміші з великими частинками активну роль в перенесенні твердої фракції грає рідина.

Транспортування гідросуміші дрібними частинками характеризується переривчастим зваженим переміщенням твердих частинок по вертикалі трубопроводу.

Грубодисперсні частинки при транспортуванні знаходяться в зваженому стані завдяки турбулентному режиму руху.

Тонкодисперсні гідросуміші також переміщаються при турбулентному режимі, де тверді компоненти по перетину розподіляються рівномірно. Швидкість переміщення досягає 1,5 м/с. Однорідність цих гідросумішів з високою концентрацією твердих компонентів має псевдопластичність або чисто пластичні властивості.

Вплив компонентного складу гідросуміші такий, що тонкодисперсні суміші можна віднести приблизно до структурних рідин, грубодисперсні - до неоднорідних сумішей.

Гідравлічною грубістю твердих частинок в гідросуміші називається швидкість рівномірного випадання їх в осад. Вона залежить від геометричної форми і розмірів частинок, густини речовини і від в'язкості рідкої фракції. Гідравлічна грубість позначається ω для тонко дисперсних і неоднорідних матеріалів і знаходиться за формулою

$$\omega = \frac{0{,}545 \cdot d^2 \cdot a}{\mu} \qquad (3.216)$$

де d - середній діаметр частинок, мм; a – насичення потоку транспортуючим продуктом; μ - динамічна в'язкість рідини в гідросуміші

$$a = \frac{\rho_г - \rho_{ж}}{\rho_г} \qquad (3.217)$$

Як приклад слід сказати, що концентровані гідросуміші мають частинки від 0,5 до 1,5 мм.

Комбікорми характеризуються середнім розміром частинок (модулем): дрібні 0,2... 1,0; середні 1,0... 1,8; великі 1,8... 2,6 мм.

Фракційний склад зернових (цілих і подрібнених) різноманітний: для борошняних кормів розміри частинок мають значення від 0,53 (борошно просяне) до 2,39 мм (борошно рибне); для цілого зерна - від 3,9 (зерно пшениці) до 5,6 мм (зерно гороху).

Тверді екскременти гною - це полідисперсна гідромаса, що містить до 30% колоїдних частинок. Фракційний склад гною залежить від раціону годування.

Таким чином, при гідропневмотранспорті сільськогосподарських кормових і гнойових мас необхідно враховувати розміри частинок, які по своєму гранулометричному складу можуть бути тонкодисперсними з розміром частинок від 0,001 до 0,2мм; неоднорідними, розміри частинок в яких коливаються від колоїдних до 7,0 мм, і грубодисперсними з розміром частинок від 2,0 до 70 мм.

Коефіцієнт тертя твердої складової гідросуміші має широкі межі зміни: статичний - 0,68... 1,64; динамічний - 0,31...1,46. Крім того, коефіцієнти тертя залежать від конструкційного матеріалу, стану поверхні, з якою контактує гідро чи пневмомаса що транспортується, швидкості руху, тиску і інших факторів.

Седиментація (осаджуваність) тонкодисперсних сільськогосподарських гідросумішів залежить від розчинності у воді і утворення структури. Так, для замінників молока основна маса розчиняється у воді і лише незначна її частина йде в осад.

Для кормових матеріалів, що погано розчиняються, у воді відбувається дуже швидке розшарування.

В залежності від гранулометричного складу, концентрації, способу приготування рідин швидкість осадження їх коливається від $0{,}069 \cdot 10^{-5}$ до $300 \cdot 10^{-5}$ м/с.

Питома вага сільськогосподарських гідросумішів коливається від 8900 до 11280 Н/м^3, а компонентів, що входять до складу гідросуміші, - в значно великих межах - від 6000 до 26000 Н/м^3.

Консистенція гідросуміші є ступенем насичення твердим компонентом і виражається об'ємними або масовими співвідношеннями

$$C = \frac{\rho_Г - \rho_В}{\rho_Г - \rho_В} \cdot 100\% = \frac{\gamma_Г - \gamma_В}{\gamma_Г - \gamma_В} \cdot 100\% \qquad (3.218)$$

Вологість гідросуміш - це частка води, що міститься в масі змішай, виражена у відсотках:

$$W = \frac{m - m_c}{m} \cdot 100\% \qquad (3.219)$$

де m - маса вологої суміші, кг; m_c - маса сухої суміші, кг.

По зоотехнічним вимогам вологість кормосумішів для свиней не повинна перевищувати 65%. Кормова суміш може мати вологість в межах 85... 90%, але вся волога буде у вільному стані. Остання гідросуміш транспортується краще.

Реологічні параметри гідросумішей. Вони характеризуються необоротними залишковими деформаціями і рухом різноманітних в'язких і пластичних матеріалів.

Реологію можна розглядати як механіку реальних, суцільних середовищ, використовуючи певною мірою основні положення теорії пружності, пластичності і гідродинаміки

Основні реологічні параметри - в'язкість ньютонівська, ефективна, пластична, модулі пружності, гранична напруга зрушення, повзучість, період релаксації.

Для знаходження реологічних параметрів гідросумішей частіше всього використовують ротаційні віскозиметри, які мають два концентричні циліндри, - внутрішній і зовнішній. Для вимірювання найбільшої в'язкості у області незруйнованої структури, модуля пружності, періоду релаксації і інших властивостей застосовують прилади з тангенціальним зсувом пластин або осьовим зсувом циліндрів.

В'язкість - одна з головних причин гідравлічних опорів і втрат енергії рухомих гідросумішей. Кормові і гнойові маси - це не ньютонівські рідини, бо їх в'язкість залежить від швидкості деформації.

Для цих матеріалів дотична сила тертя виражається залежністю

$$\tau = \tau_0 + \eta \frac{du}{dr} \qquad (3.220)$$

де τ_0 - гранична напруга зрушення; η - структурна в'язкість; du/dr - градієнт швидкості.

Для більшості кормосумішей із збільшенням швидкості зрушення в'язкість зменшується до певної межі, а потім залишається практично постійною. Із зменшенням консистенції і із збільшенням вологості в'язкість і гранична напруга зрушення зменшуються. В’язкісні властивості кормосумішей більшою мірою залежать від температури. При цьому у більшості кормосумішей в'язкість і гранична напруга зрушення зменшуються при підвищенні температури. Для кормів, що містять крохмаль, спостерігається підвищення в'язкості при збільшенні температури за рахунок того, що відбувається набухання матеріалу.

В'язкість замінників молока змінюється залежно від його складу в межах від 0,03 до 0,15 Па·с. Підвищення температури замінників молока супроводжується зменшенням в'язкості, і в діапазоні температур 70...80°С в'язкість замінника молока наближається до в'язкості води.

В'язкість гнойових мас змінюється у великих межах - від 0,7...0,006 Па·с (великої рогатої худоби) до 0,38...0,004 Па·с (свиней) залежно від вологості, вмісту підстилки в гною, раціону годування, температури і інших чинників.

В'язкість гною зростає із збільшенням вмісту в ньому підстилки, але в цьому випадку в'язкість знижується за рахунок розбавлення його водою. Коров'ячий гній володіє значно більшими в'язкістю і опором зрушенню, чим свинячий.

За певних умов кормові і гнойові маси при швидкостях зрушення понад 0,5... 1,0 $с^{-1}$ проявляють тиксотропні властивості. Якщо за міру тиксотропності брати відношення максимальної і мінімальної в'язкості, то для кормових і гнойових мас він коливається в межах від 1,5 до 2,0.

У загальному випадку в'язкість кормових і гнойових гідросумішів характеризується значеннями від 0,0034 до 20,4 Па·с, а напруга зрушення від 0,15 до 382,2 Па.

Клейкість, або адгезійні властивості гідросуміші, характеризує взаємодію останніх з матеріалом трубопроводів.

Адгезійні властивості кормових і гнойових мас, так само як і в'язкісні визначаються складом даного матеріалу, вологістю, температурою і іншими чинниками. Адгезія (клейкість) кормосумішей коливається в діапазоні 10...1300 Па, а гнойових мас - від 40 до 2000 Па.

У розрахунках чисельні значення адгезії не використовуються, проте по їх величині можна судити про силу прилипання гідросуміші.

Радіус розтікання рідких кормів і гнойових мас коливається в межах 0,18... 0,25 м і залежить від виду конструкційного матеріалу, адгезії і в'язкості.

3.8.3. Транспортуюча спроможність потоку

Транспортуюча спроможність потоку - це такий його стан, при якому він переміщує максимально можливу кількість матеріалу.

Рух неньютонівських рідин по трубах і лотках характеризується цілим рядом особливостей в порівнянні з рухом ньютонівських рідин.

Клас неньютонівських рідин - в'язко пластичних - звичайно називають *бінгемовською рідиною,* названою на честь американського вченого Бінгема.

До таких рідин належать суспензії і колоїдні розчини, що складаються з двох фаз, - твердої і рідкої, кормові і гнойові суміші.

Реологічні властивості бінгемовської рідини характеризуються в основному двома параметрами: початковою напругою зрушення і *бінгемовською*, або пластичною в'язкістю:

$$\mu_{пл} = \frac{(\tau - \tau_0)}{\frac{du}{dr}} \qquad (3.221)$$

В деяких випадках при гідравлічних розрахунках користуються ефективною в'язкістю

$$\mu_E = \frac{\mu_{пл} + \tau_0}{\frac{du}{dr}} \qquad (3.222)$$

Для початкового руху не ньютонівської рідини необхідно створити різницю тиску, відповідну виникаючій в рідині дотичній напрузі τ і її початковій напрузі зрушення τ_0. Це пояснюється наявністю просторової решітки, коли рідина знаходиться у спокої. Надалі вся маса рідини відривається від стінок трубопроводу і рухається спочатку як одне ціле з однаковими швидкостями для всіх частинок, у міру збільшення різниці тиску зростає і швидкість руху рідини. У центральній частині поперечного перетину виникає так зване центральне ядро, і

рідина знову продовжує рухатися як тверде тіло. Це так званий структурний режим руху. При підвищенні різниці тиску центральне ядро зменшується, а область ламінарного режиму збільшується, і при подальшому зростанні ΔP структурний режим повністю перейде в ламінарній . Але ламінарній режим повністю не існує, оскільки ще за наявності центрального ядра зароджується турбулентний режим руху. Отже, структурний режим переходить безпосередньо в турбулентний.

Кількісна оцінка транспортуючої здатності потоку - критична швидкість. При критичній швидкості транспортування потік максимально насичений твердими частинками матеріалу і транспортуюча здатність потоку використовується повністю. Добавки матеріалів в такий потік призводять до випадання твердих частинок на дно.

Для знаходження значення критичної швидкості при русі гідросуміші в літературі запропоновано безліч емпіричних формул і залежностей, що різною мірою задовольняють практиці.

При практичних розрахунках частіше всього поступають таким чином. По формулі

$$V_{кр} = 1{,}25\sqrt{\tau_0 / \rho g} \qquad (3.223)$$

знаходять критичну швидкість і, порівнюючи її з середньою швидкістю потоку V, встановлюють характер режиму: при $V<V_{кр}$ - режим ламінарний, при $V>V_{кр}$ - режим турбулентний.

На закінчення слід зазначити, що режим руху неньютонівських рідин встановлюється по критичному значенню узагальненого числа Рейнольдса.

3.8.4 Напірний і безнапірний гідропневмотранспорт.

Напірним гідропневмотранспортом називається такий транспорт, коли гідравлічна суміш переміщається під тиском. Переміщення гідросумішей може відбуватися в горизонтальній і вертикальній площинах по складній криволінійній траєкторії. Напірний гідро пневмотранспорт ділиться на компресорний, насосно-компресорний, насосно-напірний і насосно - всмоктуючий.

Безнапірний рух здійснюється переважно по відкритих лотках і металевих жолобах під дією сил тяжіння.

У сільськогосподарському виробництві безнапірний гідротранспорт, наприклад, застосовується при очищенні від гною тваринницьких приміщень. Гідравлічні безнапірні установки можна розділити на системи прямого змиву, рециркуляційні і самотічні.

До безнапірного пневмотранспорту відносяться аерожолоби, де за допомогою вентилятора створюється потік повітря, яке за допомогою спеціальної решітки прямує в шар зерна (або іншого сипкого матеріалу) і переводить останній в псевдо-зріджений стан. Транспортування сипкого матеріалу в цьому стані відбувається за рахунок сил тяжіння у бік нахилу аерожолоба.

Характеристика роботи напірного і безнапірного гідротранспорту - критична швидкість.

Критичною швидкістю називається така швидкість руху гідросуміші, при якій велика частина твердої фази, що міститься в потоці, повністю переміщається, не осідаючи на дні трубопроводу. Для нормальної роботи напірного гідрот-

ранспорту необхідно, щоб швидкість руху суміші була рівна або дещо перевищувала критичну. Аналіз ряду емпіричних формул для визначення критичної швидкості показав, що вона залежить від гранулометричного складу гідросуміш, його гідравлічній великій, питомої ваги частинок і діаметру трубопроводів.

При проектуванні безнапірного гідротранспорту основний параметр - це нахил дна, який повинен забезпечити таку швидкість гідросуміші, щоб грубі частинки не випадали на дно (не замулювали).

Після визначення нахилу необхідно обчислити швидкість і порівняти її з критичної. Нахил лотка (жолоба) збільшують до отримання рівності $V_{кр}=V$.

3.8.5. Основні методи розрахунку гідротропневмотранспорта

Основні розрахункові параметри гідротропневмотранспортної системи - діаметр труб, товщина стінки і їх матеріал. У безпосередньому зв'язку з діаметром труб знаходяться втрати тиску (напору).

Діаметр трубопроводу для транспортування гідросуміші знаходиться з рівняння нерозривності потоку

$$Q = \omega \cdot V = const \qquad (3.224)$$

Середня швидкість транспортування суміші визначається техніко-економічними розрахунками з умови $V_к<V<2$ м/с, де $V_к$ =0,6...0,8 м/с - швидкість самоочищення труб.

По знайденому значенню діаметру вибирається стандартний діаметр трубопроводу, уточнюється швидкість руху гідросуміш і робиться перевірка виконання умови ($V_к$ <V<2 м/с)

По критерію Рейнольдса визначають режим руху рідини.

Критерій Рейнольдса для бінгемовських рідин може бути знайдений за формулою

$$R_e^* = \frac{R_e}{1+1/6(\tau_0 d/\mu V)} = \frac{R_e}{1+1/6\,sen} \qquad (3.25)$$

де sen = $\tau_0 d/\mu V$ - критерії Сен-Венона (Ільюшина) -характеристика пластичних властивостей рідини для кормових сумішей.

$$R_e^* = \frac{1}{\frac{\mu}{Vd\rho} + \frac{\tau}{6V^2\rho}} \qquad (3.226)$$

Якщо Re*< 1500... 5000, то має місце перехідний режим руху. І в цьому випадку діаметр труби і швидкість вибрані правильно.

Якщо Re*> 1500... 5000, то режим руху турбулентний і в трубопроводі матимуть місце надмірно великі втрати тиску. Тому необхідно збільшити діаметр і зменшити швидкість руху гідросуміші в трубопроводі.

При вологості кормових і гнойових мас понад 95% можна застосовувати турбулентний режим. І розрахунок ведуть по тих же закономірностях, як і для води.

При розрахунку втрат тиску керуються наступним: режим руху кормових сумішей - структурно-гідравлічні опори при транспортуванні кормових сумішей пропорційні об'ємній витраті або швидкості; при однаковій об'ємній витраті втрати тиску зростають із зменшенням діаметру трубопроводу; збільшення втрат тис-

ку випереджає зменшення площі поперечного перетину трубопроводу; зниження вартості трубопроводу (за рахунок зменшення діаметру) викликає підвищення втрат тиску.

Втрати тиску (напору) в основному залежать від структурної в'язкості і граничної напруги зрушення

Гідравлічний розрахунок гідротропневмотранспорту проводять по спрощеній формулі Букингема

$$i = \frac{16\tau_0}{3\gamma d} + \frac{32v\eta}{\gamma d^2} \qquad (3.227)$$

де i - гідравлічний нахил; τ_0 - початкова напруга зрушення; η - структурна в'язкість; v - середня швидкість гідросуміші, м/с.

$$\tau_0 = \frac{3id\rho g}{16}; \eta = \frac{d^2\rho g}{32v}(i - i_0) \qquad (3.228)$$

де i _ початковий гідравлічний нахил, відповідний нульовій швидкості. Втрати тиску можна знати за методикою Дарсі - Вейсбаха на підставі формул

$$\Delta P_{дл} = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}\rho; \lambda = 64 / R^*_e \qquad (3.29)$$

Місцеві втрати тиску рекомендується розраховувати, як втрати на деякій додатковій ділянці основного трубопроводу

$$l_э = (\xi / \lambda)D \qquad (3.230)$$

де *D-діаметр* трубопроводу, мм.

Втрати тиску на підйом гідросуміші знаходять за формулою

$$\Delta P_п = R\frac{\rho_г}{\rho_0} \qquad (3.231)$$

де $\rho_г$ - густина гідросуміші, кг/м^3; ρ_0 - густина рідкої складової (води), кг/м^3.

Витрата рідини при структурному режимі може бути знайдена по спрощеній формулі Букингема

$$Q = \frac{\pi r^4}{8\mu L}(\Delta p - \frac{4}{3}\Delta p_0) \qquad (3.232)$$

де r - радіус трубопроводу, мм; Δp - прикладена різниця тиску, Па; Δp_0 - різниця тиску, відповідна початку руху рідини ($\Delta p_0 = p_1 - p_2 = 4\tau_0 l/d$), Па; L - довжина об'єму рідини усередині труби, мм; l - довжина трубопроводу, м.

Тиск, який необхідно створити на початку трубопроводу, щоб забезпечити задану подачу гідротропневмотранспортної установки, обчислюють по залежності

$$P_{н.у.} = (\Delta_к - \Delta_н)\rho g + \Delta p \qquad (3.233)$$

де $\Delta_к, \Delta_н$ - відповідно відмітки центрів тяжіння початкового і кінцевого перетину трубопроводу; Δp - загальні втрати тиску в гідромережі, Па

В практиці проектування склалися наступні практичні методи розрахунку гідротранспорту:

засновані на дослідних даних, які характеризуються інтегральними кривими, або табличними даними;

на підставі порівняння інтегральних характеристик води і гідросуміш;

по емпіричним формулам, одержаних на базі узагальнення матеріалів по дослідженню гідротранспорту;

засновані на теоретичних передумовах про закономірності руху гідросуміші.

Запитання для самоконтролю

1. *Призначення гідронасоса і гідродвигуна.* ***2.*** *Основні характеристики гідромашини (гідронасоса, гідродвигуна).* ***3.*** *Класифікація й умовна позначка насосів.* ***4.*** *Які типи роторно-поступальних ГМ вам відомі?* ***5.*** *Які роторно-обертальні ГМ вам відомі?* ***6.*** *Яку ГМ називають реверсивною й обертовою?* ***7.*** *За якою формулою розраховується подача роторного насоса будь-якого типу?* ***8.*** *Які існують способи регулювання подачі роторних насосів?* ***9.*** *Перелічіть групи виконання шестеренних насосів.* ***10.*** *Розшифруйте марки гідромашин: НШ50-3-Р, ГМШ-10, НМШ-25, МНШ-32У і НШ-32-10-2.* ***11.*** *Які переваги має "круглий" шестеренний насос перед насосом, що має прямокутну форму перерізу корпуса?* ***12.*** *Особливості конструкції насосів НШ-У, НШ-К.* ***13.*** *Пристрій гідростатичного розвантаження насоса НШ-К.* ***14.*** *Пристрій і принцип дії насосів з циклоїдальним внутрішнім зчепленням.* ***15.*** *Класифікація й умовне позначення гідродвигунів.* ***16.*** *Улаштування і принцип дії поршневих гідродвигунів.* ***17.*** *Улаштування, принцип дії і способи підвищення пускового моменту шестеренних гідромоторів.* ***18.*** *Улаштування і принцип дії аксіально-поршневих, радіально-поршневих і планетарних гідромоторів.* ***19.*** *Класифікація і принцип дії поворотних гідродвигунів (шиберного, поршневого, діафрагменного).* ***20.*** *Улаштування ущільнення камери нагнітання мотор-насоса МНШ і ГМШ.* ***21.*** *Призначення й улаштування дренажної системи МНШ.* ***22.*** *Призначення і принцип дії гідростатичного розвантаження деталей гідромоторів.* ***23.*** *Що розуміється під гідропневмоприводом?* ***24.*** *Які вам відомі передачі?* ***25.*** *Переваги й недоліки об'ємного гідропривода?* ***26.*** *Принцип дії об'ємного гідропривода?* ***27.*** *Сутність аналогії між гідравлічною й механічною передачами?* ***28.*** *Потужність, загальний ККД, передатне відношення гідропривода.* ***29.*** *Що є головним розміром гідроагрегату.* ***30.*** *Назвіть основні характеристики гідроагрегатів.* ***31.*** *Призначення, типи і принцип дії розподільників.* ***32.*** *Умовна позначка й маркування розподільників на схемах.* ***33.*** *Класифікація, умовна позначка, призначення і принцип дії клапанів.* ***34.*** *Призначення, умовна позначка і пристрій дроселів.* ***35.*** *Призначення, умовна позначка й улаштування гідробака.* ***36.*** *Призначення, принцип дії й умовна позначка дросельного й об'ємного дільника потоку.* ***37.*** *Призначення, принцип дії й умовна позначка гідроакумуляторів.* ***38.*** *Класифікація, пристрій і умовна позначка фільтрів, сепараторів і кондиціонерів робочої рідини.* ***39.*** *Основні схеми включення фільтрів.* ***40.*** *Вимоги до робочих рідин.* ***41.*** *Основні фізико-хімічні властивості робочих рідин.* ***42.*** *Умовна позначка робочих рідин для об'ємних гідроприводів.* ***43.*** *Накреслити схему установки: радіатора і клапана, що забезпечують циркуляцію тільки прогрітого масла; фільтра і*

клапана, що забезпечують надійну роботу гідропривода. ***44.*** *Перелічіть сільськогосподарські машини, на яких установлені ГСТ привода ходових коліс.* ***45.*** *Перелічіть напрямки комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки.* ***46.*** *Сформулюйте призначення гідравлічного відбору потужності загального призначення (ГВП-ЗП).* ***47.*** *Сформулюйте призначення ГВП підвищеної потужності.* ***48.*** *Що дає впровадження ГВП-ПП замість ГВП-ЗП?* ***49.*** *Перелічіть назви схем, за якими виконується ГСТ.* ***50.*** *Перелічіть переваги двохагрегатної схеми в порівнянні з іншими схемами ГСТ.* ***51.*** *Назвіть якісні зміни в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва, що можливі при комплексній гідрофікації сільськогосподарської техніки.* ***52.*** *Перелічіть основні причини, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки.* ***53.*** *За рахунок чого забезпечується уніфікація установки ГСТ-90 на різних сільськогосподарських машинах.* ***54.*** *Перелічіть основні правила експлуатації і технічного обслуговування, що забезпечують надійну роботу ГСТ-90.* ***55.*** *Яку передачу називають гідродинамічною (ГДП)?* ***56.*** *Яку ГДП називають гідротрансформатором (ГТР)?* ***57.*** *Яку ГДП називають гідромуфтою (ГМ)?* ***58.*** *Які типи ГТР і ГМ вам відомі?* ***59.*** *Чим відрізняється багатоколісний ГТР від багатоступінчастого?* ***60.*** *Чим відрізняється зовнішня характеристика ГТР від приведеної?* ***61.*** *Чому максимальний ККД гідромуфти більше максимального ККД гідротрансформатора?* ***62.*** *Який гідротрансформатор називається комплексним (ГТК)?* ***63.*** *Які переваги в ГТК перед ГТР?* ***64.*** *З якою метою в ГТК направляючий апарат поділяють на дві частини?* ***65.*** *Від яких параметрів залежить величина моменту на робочому колесі ГТР?* ***66.*** *Який ГТР називається "прозорим", а який "непрозорим"?* ***67.*** *Чи може гідромуфта бути "непрозорою" і чому?* ***68.*** *Яку передачу називають гідромеханічною (ГМП)?* ***69.*** *Які переваги ГМП перед механічною передачею?* ***70.*** *Перелічіть основні елементи пневмопривода і вкажіть їхнє призначення.* ***71.*** *Перелічіть переваги й недоліки пневмопривода.* ***72.*** *Запишіть і проаналізуйте рівняння питомої енергії пневмодвигуна при адіабатному й ізотермічному процесах розширення повітря. Який з процесів ближчий до реального і чому?* ***73.*** *Яким фактором і чому обмежується ступінь розширення стисненого повітря в пневмодвигуні?* ***74.*** *Чому витрата пневмодвигуна приводиться до нормальних умов навколишнього середовища?* ***75.*** *Які втрати енергії в пневмодвигуні враховує адіабатний ККД?* ***76.*** *За яких умов можливий "рознос" пневмодвигуна і як цьому можна запобігти?* ***77.*** *Яке призначення клапана швидкого вихлопу? Накресліть його умовну позначку на схемі.* ***78.*** *Яке призначення має пневмореле?****79.*** *Дайте класифікацію гідро пневмотранспорту.****80.*** *Перерахуйте фізико-механічні властивості гідросумішей.****81.*** *Назвіть реологічні параметри сільськогосподарських матеріалів.*

82. *Визначте кінцеву температуру повітря пневмодвигуна при адіабатному розширенні, якщо початкова температура 20 °С, абсолютний тиск стискання 0,6 МПа, а розширення – 0,4 МПа.*

(Відповідь: -12 °С)

83. *Визначте теоретичну витрату чотирициліндрового пневмодвигуна при частоті обертання 700 хв$^{-1}$, якщо об'єм стисненого повітря, переміщуваного одним поршнем за цикл, складає 0,5 дм^3, абсолютний тиск стискання – 0,6 МПа, тиск вихлопу – 0,4 МПа, температура стисненого повітря – 300 К.*

(Відповідь: 5,7 м^3/хв)

4. ГІДРО- І ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

4.1. Гідроенергетичні установки

4.1.1. Енергія води та її природа. Потужність потоку води

Енергія води є відновлювальним і екологічно чистим джерелом енергії. Кожен водний потік є носієм цілком визначеної кількості енергії.

Під впливом сонця на земній кулі відбувається безперервний круговорот води: вода, яка знаходиться в ґрунтах, річках, морях, океанах, випаровується, а потім у вигляді опадів – дощу чи снігу – знову повертається на земну поверхню.

На земній поверхні, під дією сили тяжіння, вода стікає в понижені місця рельєфу, створюючи струмки, річки, які несуть воду в озера, моря й океани. Таким чином, енергія водотоків є різновидом сонячної енергії, вона практично невичерпна і постійно відновлюється. Цілком природно обернути цю енергію на користь людині. Найбільш ефективно енергію водотоків можна використати для вироблення
електроенергії. Здійснюється це за допомогою спеціальних установок, які називаються ***гідроенергетичними установками***. У сільській енергетиці для отримання електричної енергії можуть бути використані малі та середні річки, іригаційні та обводнювальні канали.

Енергія будь-якого потоку води витрачається на подолання внутрішніх і зовнішніх сил опору, на розмив русла і транспортування продуктів розмиву вниз за течією. Кінетична енергія водотоку нерівномірно розподіляється по його довжині – у верхів'ях, де нахили дна більші, вона більша, у середній частині, де нахили менші, вона також менша, а на кінцевій ділянці (перед впаданням у водоймища), де нахили зовсім незначні, водотік має ще меншу кінетичну енергію, тут можливі відкладення продуктів розмиву русла.

Потужність потоку води на ділянці АВ (рис. 4.1) встановимо, скориставшись рівнянням Бернуллі для питомої енергії, тобто енергії тієї маси води, вага якої дорівнює 1 Н (одному ньютону). Згідно з законом збереження, енергія у створі В дорівнює сумі енергії у створі А та втраченої енергії на ділянці АВ.

Рівняння Бернуллі для цієї ділянки має вигляд

$$z_{\text{A}} + \frac{p_{\text{A}}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_{\text{A}} V_{\text{A}}^2}{2g} = z_{\text{B}} + \frac{p_{\text{B}}}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_{\text{B}} V_{\text{B}}^2}{2g} + e_{\text{AB}}, \qquad (4.1)$$

де z_{A} і z_{B} – висоти точок центрів тяжіння перерізів потоку у створах А і В над довільною площиною порівняння 0-0, м; p_{A} і p_{B} – тиск у центрах тяжіння перерізів А і В, Па; ρ – густина води, кг/м^3; V_{A} і V_{B} – середня швидкість руху води у створах А і В, м/с; α_{A} і α_{B} – коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей у перерізах А і В, α = 1,03…1,1.

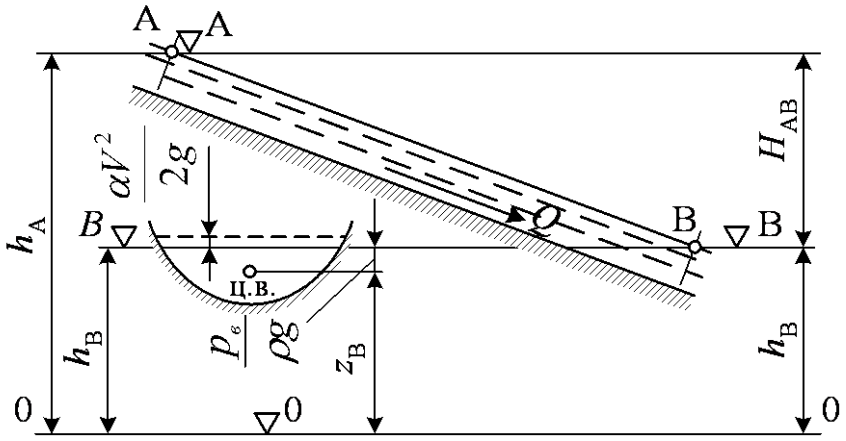


Рис. 4.1. Схема до виведення формули потужності потоку води

Величини z визначають питому потенціальну енергію положення, $p/(\rho g)$ – питому потенціальну енергію тиску, $z+p/(\rho g) = e$ – питома сумарна потенціальна енергія, постійна для всіх точок перерізу, оскільки при збільшенні z на таке ж значення зменшиться $p/(\rho g)$ (рис. 4.1). Це дозволяє оцінювати потенціальну енергію в перерізі по висотному розташуванню точок його вільної поверхні, де $p/(\rho g) = 0$ і $e = h$ (h – висота розташування точок вільної поверхні відносно площини порівняння 0-0).

Величини $\alpha V^2/(2g)$ визначають питому кінетичну енергію в перерізах. Перевіривши розмірності, легко впевнитися, що всі члени рівняння (4.1) вимірюються в метрах.

Перепишемо рівняння (4.1) для вільної поверхні води, враховуючи, що $p/(\rho g) = 0$:

$$h_{\text{A}} + \frac{\alpha_{\text{A}} V_{\text{A}}^2}{2g} = h_{\text{B}} + \frac{\alpha_{\text{B}}^2 V_{\text{B}}^2}{2g} + e_{\text{AB}}. \qquad (4.2)$$

Звідси

$$e_{\text{AB}} = h_{\text{A}} - h_{\text{B}} + \frac{\alpha_{\text{A}}^2 V_{\text{A}}^2}{2g} - \frac{\alpha_{\text{B}} V_{\text{B}}^2}{2g}. \qquad (4.3)$$

Різниця кінетичних енергій у перерізах А і В, а саме: $\alpha_{\text{A}} V_{\text{A}}^2/(2g) - \alpha_{\text{B}} V_{\text{B}}^2/(2g)$, у природних умовах невелика, і нею можна знехтувати.

Тоді

$$e_{\text{AB}} = h_{\text{A}} - h_{\text{B}} = H_{\text{AB}}, \qquad (4.4)$$

де H_{AB} – перепад рівнів води на ділянці між перерізами А і В.

Якщо в якості площини порівняння прийняти рівень моря чи нульову відмітку $\nabla 0$, то $h_{\text{A}} = \nabla \text{A}$; $h_{\text{B}} = \nabla \text{B}$; $e_{\text{AB}} = \nabla \text{A} - \nabla \text{B} = H_{\text{AB}}$. При визначенні повної енергії потоку води необхідно врахувати водність потоку, яка визначається витратою води Q, м^3/с. За деякий проміжок часу t на ділянку АВ через створ А ввійде об'єм води $Q \cdot t$ і такий же об'єм вийде через створ В. Вага цього об'єму складе $Q \cdot t \cdot \rho g$, а повна енергія, Дж, яка виділиться на ділянці АВ, визначиться залежністю

$$E_{\text{AB}} = Q \cdot H_{\text{AB}} \cdot \rho \cdot g \cdot t. \qquad (4.5)$$

Потужність потоку $N_{АВ}$, тобто енергія, яка виділяється за секунду, визначається залежністю

$$N_{АВ} = \frac{E_{АВ}}{t} = Q \cdot H_{АВ} \cdot \rho \cdot g . \qquad (4.6)$$

Розмірність $N_{АВ}$ у формулі (4.6) буде

$$\text{м} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot \frac{\text{Н}}{\text{м}^3} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт} . \qquad (4.7)$$

Ват – дуже мала одиниця, а тому в енергетиці застосовуються більш великі кратні одиниці потужності – кіловат (1 кВт = 1000 Вт) і мегават (1 МВт = 1000 кВт = 10^6 Вт). Виразивши $N_{АВ}$ у кіловатах і ввівши числові значення прискорення вільного падіння g = 9,81 м/с^2 та ρ = 1000 кг/м^3, отримаємо:

$$N_{АВ} = 9{,}81 \cdot Q \cdot H_{АВ} . \qquad (4.8)$$

У виробничих умовах енергію прийнято вимірювати в кіловат-годинах (1 кВт·год = 3600 Дж). Позначивши через T відрізок часу, який розглядається, енергія в кіловат-годинах визначиться залежністю

$$E_{АВ} = 9{,}81 \cdot Q \cdot H_{АВ} \cdot T . \qquad (4.9)$$

Зокрема енергія, яка виділяється потоком за рік, T = 8760 год, визначиться залежністю

$$E_{АВ}^{\text{річ}} = 85936 \cdot Q \cdot H_{АВ} . \qquad (4.10)$$

Формули (4.8) і (4.10) застосовуються для підрахунку гідроенергетичного потенціалу потоку води при його середній багаторічній витраті.

4.1.2. Способи створення напору

У природних умовах енергія річок розосереджена по всій їхній довжині, і використати її практично неможливо. Для того, щоб використати енергію води, необхідно в певному місці зосередити перепад ділянки річки в одному створі й одержати в ньому напір H та сконцентрувати певний запас води об'ємом W. Досягається це за допомогою штучних гідротехнічних споруд. Встановивши у вищеназваному створі турбіни і пропускаючи через них воду витратою Q під напором H, отримаємо певну потужність N.

Існують два основні способи створення напору: греблевий і деривaційний.

Греблевий спосіб. Полягає в тому, що в кінці ділянки річки, яка планується до використання (рис. 4.2, створ В), річка перегороджується греблею, яка створює підпір води, що розповсюджується до початку ділянки (рис. 4.2, створ А), при цьому перепад $H_{АВ}$ зосереджується у створі В, а перед греблею утворюється водосховище, тобто штучна водойма, утворювана підпірною спорудою.

Різниця рівнів води у верхньому й нижньому б'єфах називається статичним напором:

$$H = \nabla\text{РВБ} - \nabla\text{РНБ} , \qquad (4.11)$$

де ∇РВБ і ∇РНБ – рівень відповідно верхнього й нижнього б'єфів (рис. 4.2).

Статичний напір H дещо менший за перепад рівнів $H_{АВ}$, оскільки поверхня води у верхньому б'єфі не горизонтальна, а має ввігнуту форму, яка називається кривою підпору. Втрати напору (рис. 4.2) $h_{підп} = H_{АВ} - H$ ідуть на переміщення води у верхньому б'єфі. У створі В будується гідроелектростанція, через турбіни якої під напором H пропускається вода, і таким чином виробляється електроенергія. Побудувати греблю, яка б дозволяла використати весь перепад річки від гирла (місця впадіння річки в море і т. д.) до її верхів'я неможливо, оскільки для цього потрібна великої висоти гребля, і це призвело б до великих затоплень територій. Тому річка звичайно розбивається на декілька ділянок по довжині, і в кінці кожної з них будується гребля, підпір від якої розповсюджується до вищерозташованої греблі.

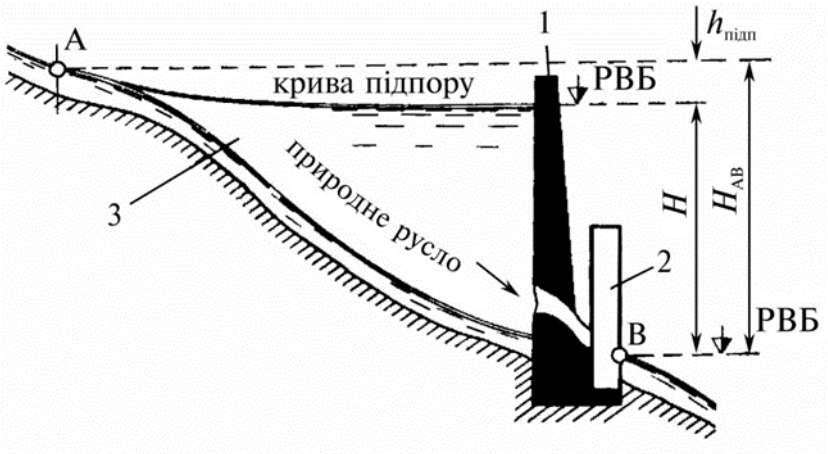


Рис. 4.2.
Схема греблевого способу створення напору:
1 – гребля; 2 – будівля ГЕС; 3 – водосховище

Сукупність гідровузлів, розташованих на одній річці, називається ***каскадом***, а кожна окрема ділянка з гідроелектростанцією на ній – ***ступенем каскаду*** (рис. 4.3).

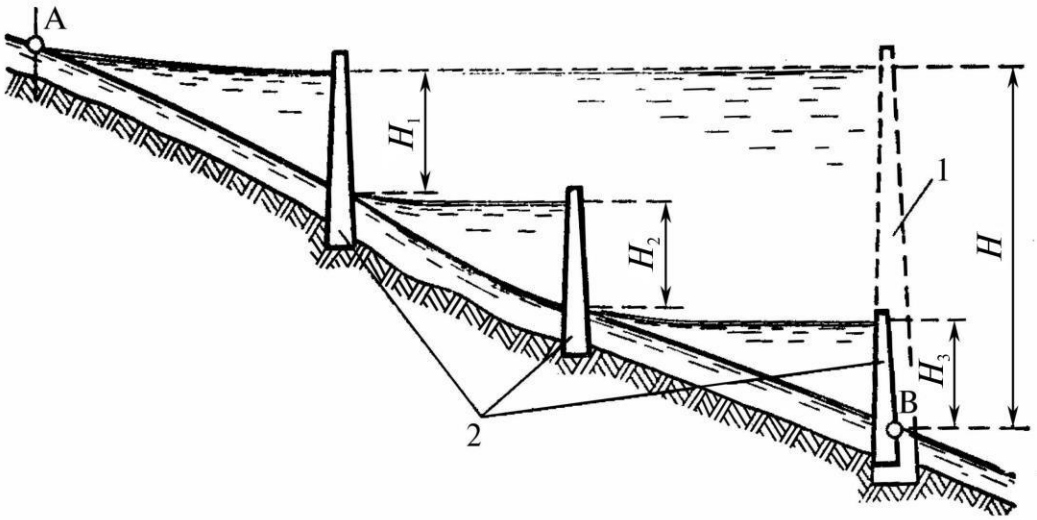


Рис. 4.3. Схема каскаду гідровузлів:
1 – гребля при одноступеневій схемі; 2 – ступені каскаду

Деріваційний спосіб. Він полягає в тому, що на початку ділянки (рис. 4.4, створ А) вода відводиться з природного русла в штучне водоймище (напірний басейн) за допомогою деривації – каналу чи тунелю.

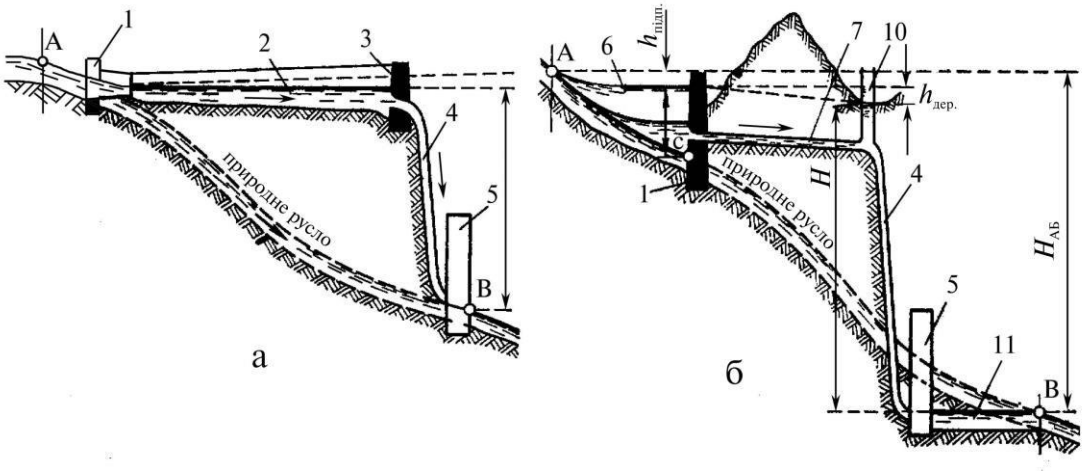


Рис. 4.4. Схеми деріваційних гідровузлів:

а – з деріваційним каналом; б – з деріваційним тунелем; 1 – гребля (підпірна споруда); 2 – підвідний деріваційний канал; 3 – напірний басейн; 4 – турбінний водовід; 5 – будівля ГЕС; 6 – водосховище; 7 – напірний деріваційний водовід (тунель); 10 – зрівнювальний резервуар; 11 – відвідний деріваційний водовід

Напір утворюється за рахунок різниці похилів деріваційного водоводу і природного русла річки.

Застосовується деріваційний спосіб на гірських річках з невеликою витратою води й зі значними похилами їхнього дна. Оскільки в умовах України цей спосіб застосовується рідко (у наявності є тільки дві деріваційні гідроелектростанції), то розгляд його обмежимо наведенням технічного рисунка деріваційної гідроелектростанції (рис. 4.5).

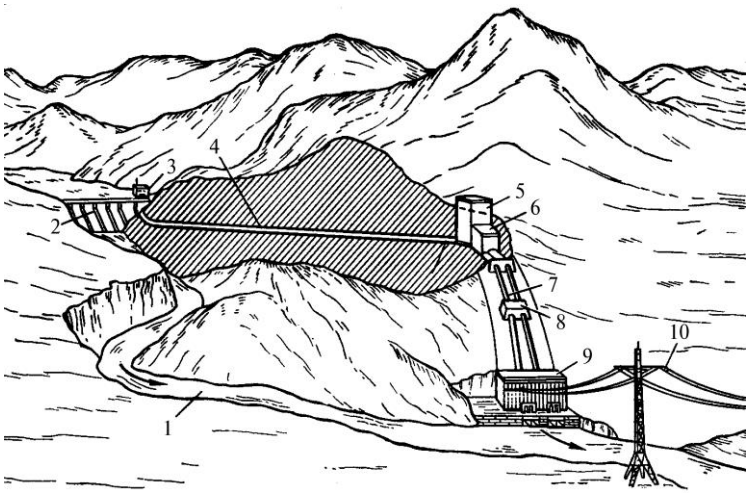


Рис. 4.5. Гідровузол деріваційної ГЕС:

1 – русло річки; 2 – гребля; 3 – водоприймач; 4 – деріваційний тунель (напірна деривація); 5 – зрівнювальний резервуар; 6 – розвилка водоводів; 7 – турбінні водоводи; 8 – опора водоводів; 9 – будівля ГЕС; 10 – лінія електропередачі

4.1.3. Греблеві гідровузли

Греблеві гідровузли – це вузли з греблевим способом створення напору. Вони використовуються на рівнинних річках як з вузькою, так і широкою заплавами і є основними в сільській гідроенергетиці.

Гідровузол – це комплекс гідротехнічних споруд, об'єднаних за своїм розташуванням і призначенням. До їхнього складу входять греблі та водопропускні

споруди. Тут розглядаються гідровузли, призначені для вироблення електроенергії, які у своєму складі мають гідроелектростанції (ГЕС).

Залежно від місця розташування ГЕС у складі гідровузла, вони поділяються на гідровузли з русловим і пригреблевим розташуванням ГЕС.

У гідровузлах з ***русловим розташуванням ГЕС*** остання входить до складу напірного фронту гідровузла, тобто розміщується у створі греблі і є її частиною (рис. 4.6, 4.7).

Такі гідровузли улаштовуються при наявності широкої заплави, при якій є можливість будівлю ГЕС розмістити заодно з греблею.

У гідровузлах з ***пригреблевим розташуванням ГЕС*** остання розташовується нижче греблі (у нижньому б'єфі), а вода на турбіни подається турбінними водоводами, прокладеними від верхнього б'єфа під греблею або в її тілі (рис. 4.7, б; 4.8).

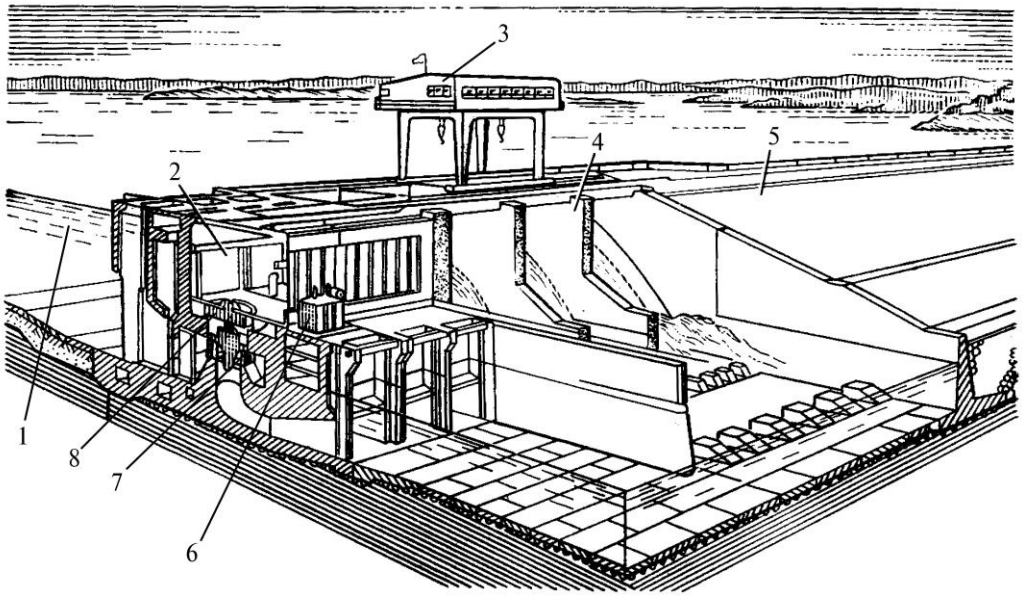


Рис. 4.6. Греблевий гідровузол з русловим розташуванням ГЕС:

1 – водосховище; 2 – будівля ГЕС; 3 – козловий вантажопідйомний кран; 4 – водозливна частина греблі; 5 – глуха частина греблі; 6 – трансформатор; 7 – турбіна; 8 – генератор

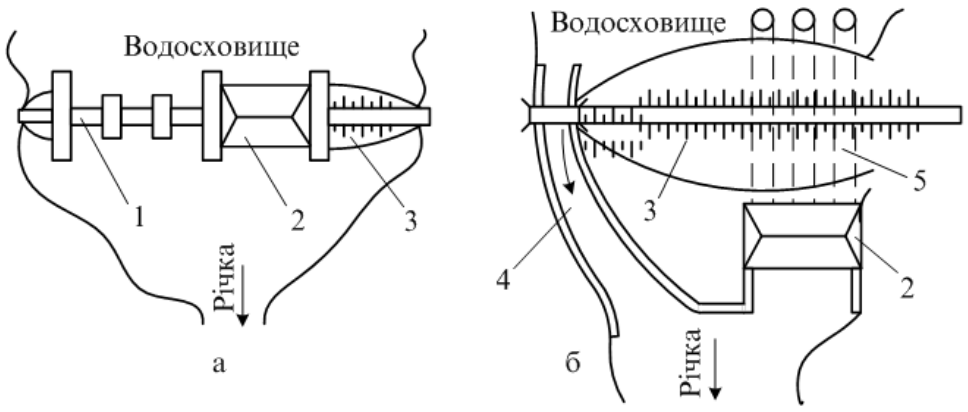


Рис. 4.7. План греблевих гідровузлів з ГЕС:

а – з русловим розташуванням ГЕС; б – з пригреблевим розташуванням ГЕС: 1 – водозливна (бетонна) частина греблі; 2 – будівля ГЕС; 3 – земляна частина греблі; 4 – поверхневий (відкритий) водоскид; 5 – турбінні водоводи

Застосовується цей тип гідровузлів у випадках, коли річка має вузьке русло і вузьку заплаву, тобто коли розмістити будівлю ГЕС у створі греблі неможливо через відсутність місця для неї. Підпірний фронт таких гідровузлів утворюється бетонними водозливною і станційною частинами греблі (рис. 4.8) і глухою її частиною.

Греблі – це гідротехнічні споруди, які перегороджують русло й заплаву річки чи інших водотоків з метою утворення водосховища або підняття рівня води для створення її напору.

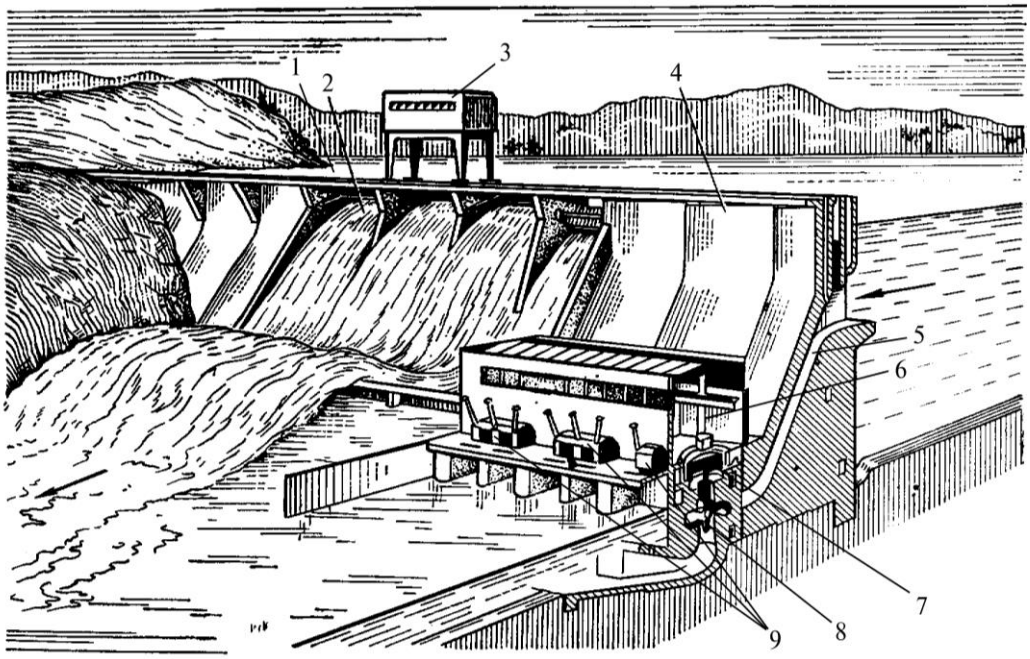


Рис. 4.8. Греблевий гідровузол з пригреблевим розташуванням ГЕС:

1 – водосховище; 2 – водозливна частина греблі; 3 – козловий вантажопідйомний кран; 4 – станційна частина греблі; 5 – турбінний водовід; 6 – будівля ГЕС; 7 – генератор; 8 – турбіна; 9 – трансформатори

Греблі можуть бути земляними, кам’яноземляними і бетонними. У вузлах сільських ГЕС застосовуються переважно земляні або кам’яноземляні греблі (рис. 4.9).

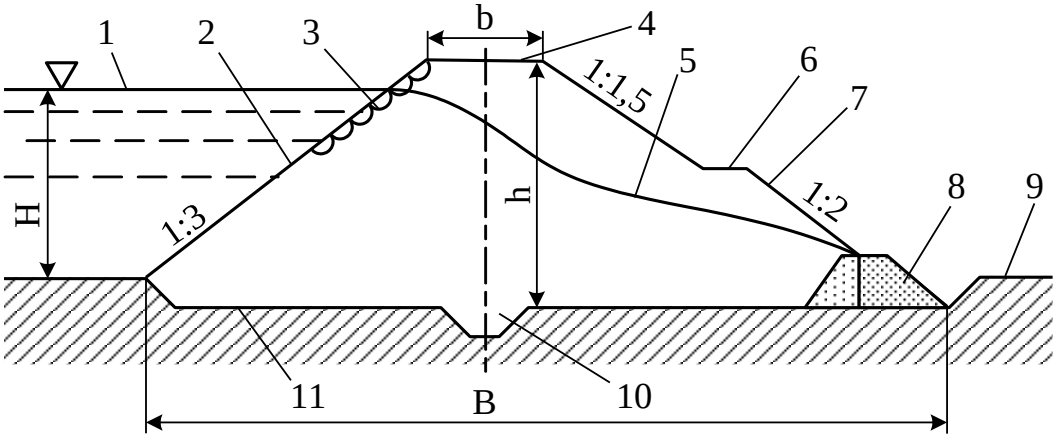


Рис. 4.9. Поперечний переріз земляної греблі:

1 – верхній б’єф; 2 – верховий (мокрий) схил; 3 – кріплення камінням хвилеударної зони; 4 – гребінь; 5 – лінія насичення (депресії); 6 – берма; 7 – низовий (сухий) схил; 8 – дренажна призма; 9 – нижній б’єф; 10 – зуб; 11 – підошва греблі; b – ширина греблі зверху; h – висота греблі; B – ширина греблі знизу; 1:3, 1:1, 5, 1:2 – закладення схилів; H – глибина води у водосховищі

Зображена на рис. 4.9 гребля є так званою глухою, оскільки через неї недопустиме переливання води. У поперечному перерізі земляні та кам'яноземляні греблі мають форму нерівнобічної трапеції. Верховий (мокрий) схил (рис. 4.9) робиться більш пологим, ніж низовий, бо він майже по всій поверхні торкається води, що може викликати зсув ґрунту. У зоні дії хвильових явищ, для запобігання розмиву, він кріпиться камінням. Низовий схил закріплюється посівом багаторічних трав. Якщо він довгий (широкий), то для запобігання великим поздовжнім потокам природних вод, які можуть викликати його розмиви, на низовому схилі робиться берма. Для того, щоб лінія насичення (депресії) не виклинювалася на поверхню низового схилу і не викликала виносу частинок ґрунту з тіла греблі, у його нижній частині робиться дренажна призма зі зворотним фільтром (пісок – гравій – щебінь – каміння). Якщо основа під греблею водопроникна на невелику глибину, то в ній робиться зуб, якщо цього недостатньо, він доповнюється шунтом – металевою чи дерев'яною стінкою. Робиться шунт шляхом забивання в ґрунт металевих пластин чи дерев'яних брусів на розрахункову глибину.

Якщо ґрунт, з якого робиться гребля, легко водопроникний, то для зменшення фільтрації води через її тіло в ній улаштовується діафрагма, або ядро, у вигляді вертикальної стінки вздовж всієї довжини греблі. По гребню греблі будується дорога, яка з боків огороджується надолобнями. Висота греблі сільських гідровузлів 3…12 м.

Водопропускні споруди – це споруди, через які пропускається зайва вода або спорожнюються водосховища. У відповідності до цього вони діляться на водоскидні і водовипускні споруди.

Водоскидні споруди служать для скидання зайвої води в нижній б'єф. Зайвою вода буває під час повеней і паводків. Значення витрати води, яка скидається через водоскидні споруди, визначається на підставі гідрологічних розрахунків, залежно від величини стоку та площі водозбору.

За конструкцією водоскидні споруди можуть бути відкритими й закритими.

Прикладом відкритих водоскидів можуть бути шлюзи із затворами (рис. 4.10) або поверхневі водоскиди у вигляді обвідних каналів (рис. 4.7). Шлюзи являють собою отвір у греблі, який перекривається щитами, що утримуються в пазах, зроблених у берегових стояках (рис. 4.10). Вони ж можуть виконувати і функцію водовипускних споруд, про що йтиметься нижче.

Рис. 4.10. Схема шлюзу:

1 – щит;
2 – бетонний береговий стояк

Закритими водоскидними спорудами є баштові водоскиди (рис. 4.11). У них гребінь кільцевого водозливу розташовується на відмітці нормального підпертого горизонту.

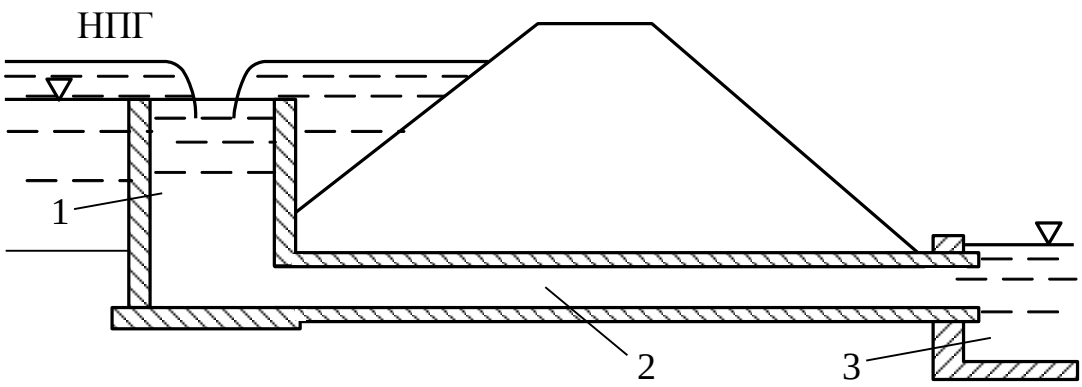


Рис. 4.11. Схема баштового водоскиду:
1 – башта з кільцевим водозливом (приймальний колодязь);
2 – труба;
3 – водобійний колодязь (заспокоювач)

Водовипускні споруди служать для періодичного спорожнення водосховища при ремонті греблі або очищенні водосховища від наносів. Прикладами їх є шлюзи (рис. 4.10), якщо на шлюзі повністю видалити щити, донні трубчасті водовипуски із затвором на початку або в кінці труби-водовипуску (рис. 4.12).

Розмір отвору чи діаметр труби водовипусків визначають часом, протягом якого необхідно спорожнити водосховище.

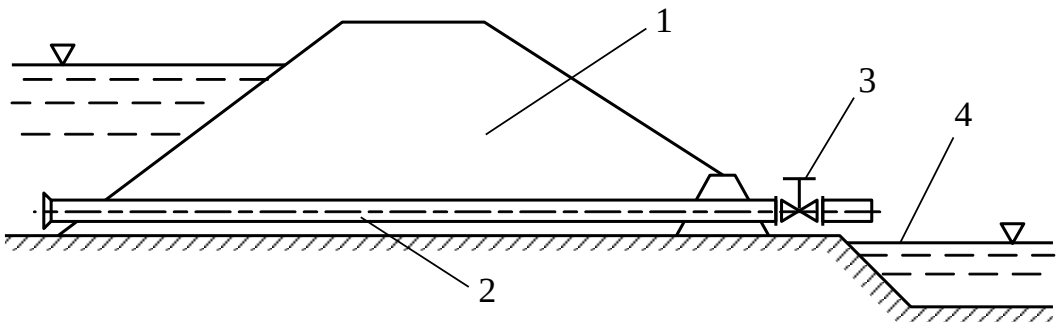


Рис. 4.12. Схема донного трубчастого водовипуску з напірною трубою:
1 – гребля; 2 – водовипускна труба; 3 – затвор; 4 – водобійний колодязь

4.1.4. Гідроелектростанції

Принцип роботи гідроелектростанцій, їхня потужність і вироблення електроенергії. У природних умовах енергія води на ділянці річки АВ швидко зменшується при її русі від створу А до створу В, розсіваючись вздовж русла (рис. 4.13).

Після створення напору описаними вище способами енергія води у верхньому б'єфі кінцевого створу В майже така, як і у створі А, а в нижньому б'єфі створу В вона приблизно така, як і в природному стані. Сконцентрована у створі В гідроенергія потоку перетворюється на механічну енергію за допомогою гідромеханічного обладнання гідроелектростанції.

Гідроелектростанція (ГЕС) – це комплекс гідротехнічних споруд і обладнання для перетворення енергії води на електричну (рис. 4.14). З верхнього б'єфа вода через водоприймач 1 і турбінний водовід 2 підводиться до турбін 3. Пройшовши проточну частину турбін і віддавши енергію, вода відводиться в нижній б'єф.

Турбіна обертає ротор електрогенератора 4, і в його статорі 5 виробляється електричний струм. По шинах 6 струм подається на підвищувальний трансформатор 7, далі на розподільчий пристрій 8 і під високою напругою надходить до ліній електропередачі 9, направляючись до споживачів електроенергії. Потужність ГЕС, згідно з рівнянням (4.8), визначиться залежністю

$$N = 9{,}81 \cdot Q \cdot H, \quad (4.12)$$

де Q – витрата води; H – напір на ГЕС.

Оскільки при перетворенні енергії води неминучі її втрати, то не вся потужність, вирахувана за залежністю (4.12), перетворюється на корисну електричну потужність.

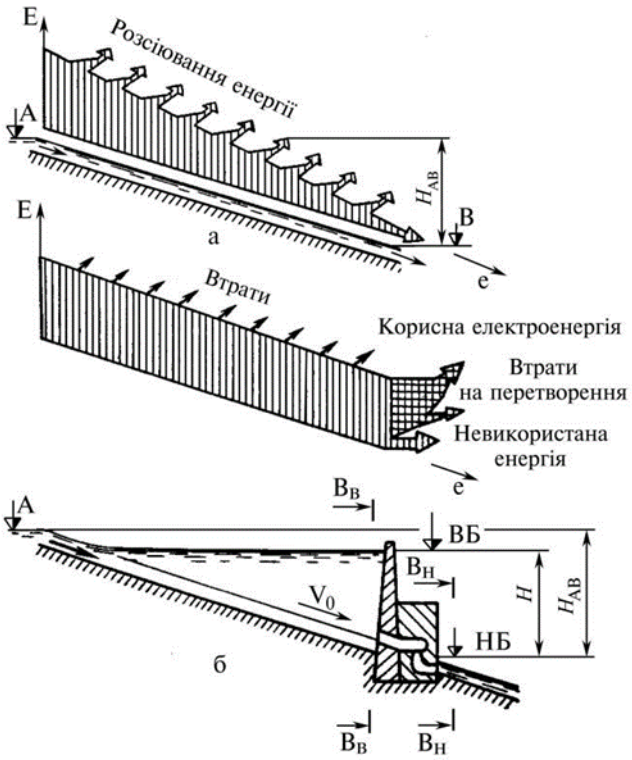


Рис. 4.13. Діаграма енергії водного потоку:
а – у природному стані; б – після спорудження ГЕС; в – схема гідровузла з ГЕС

Втрати енергії враховуються введенням сумарного коефіцієнта корисної дії ГЕС η, яким враховуються втрати енергії у водоприймачі, турбінних водоводах, у турбіні і генераторі. Тоді корисну електричну потужність на виводах ГЕС можна знайти за залежністю

$$N = 9{,}81 \cdot Q \cdot H \cdot \eta. \quad (4.13)$$

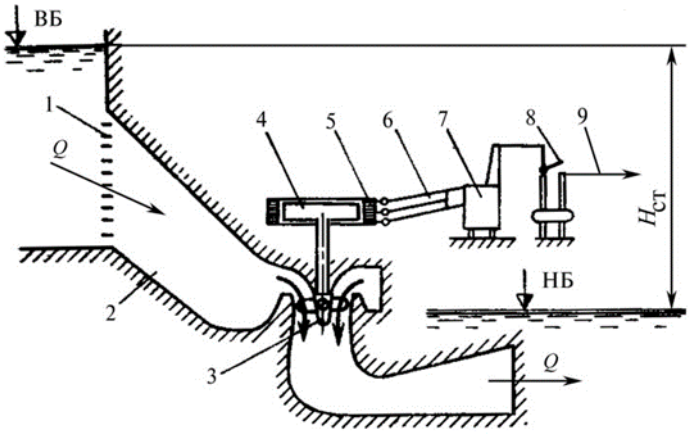


Рис. 4.14.
Технологічна схема гідроелектростанції

Враховуючи, що сумарний $\eta \approx 0{,}87$, для приблизних розрахунків можна прийняти

$$N = 8{,}5 \cdot Q \cdot H. \quad (4.14)$$

Вироблення електроенергії E (кВт·год) за період роботи ГЕС T визначається за залежністю

$$E = N \cdot T = 8{,}5 \cdot Q \cdot H \cdot T. \quad (4.15)$$

Будівлі ГЕС служать для розташування в них основного гідромеханічного, електротехнічного, а також допоміжного обладнання. Гідромеханічне обладнання – це гідротурбіни, а електротехнічне – електрогенератори. Турбіни і генератори між собою з'єднуються одним валом. Будівля ГЕС є основною спорудою гідровузла з ГЕС і ділиться на два пояси – нижній і верхній. У нижньому поясі розташовується гідромеханічне обладнання – турбіни, турбінні камери і відсмоктувальні трубопроводи, а у верхньому – електрогенератори, регулятори, пульт керування та інше електротехнічне і допоміжне обладнання (рис. 4.15).

Нижня частина (пояс) будівлі ГЕС робиться із залізобетону, верхня – з кам'яних матеріалів, цегли та збірного залізобетону.

До допоміжного обладнання належать: масляне господарство, технічне водопостачання, система осушення проточної частини гідроагрегатів, система вентиляції, вантажопідйомне обладнання і т. ін.

4.1.5. Гідротурбіни. Класифікація, конструкція і принцип дії

Гідротурбіни – це гідравлічні двигуни, які перетворюють енергію води, що рухається, на механічну обертову енергію. Оскільки гідроенергетичні установки перетворюють енергію води переважно на електричну, то турбіна є приводом для електричного генератора (гідрогенератора). Ротори гідротурбіни і гідрогенератора, як правило, насаджені на єдиний вал, який має спільну систему опор частин, що обертаються. Таке об'єднання створює складну машину, яка називається гідроагрегатом.

Залежно від способу дії потоку води на робочі органи робочих коліс гідротурбіни діляться на реактивні й активні.

Реактивні турбіни. У цих турбінах використовується енергія тиску і швидкісна енергія. Робота їх заснована на використанні реактивної сили струмини води, яка протікає крізь міжлопатевий простір турбіни. Вони застосовуються переважно на невеликих ГЕС, оскільки здатні працювати при малих напорах. Кожен вид турбіни – це гідравлічний пристрій, до якого входять проточна частина, що включає підвідні органи (турбінна камера, колони статора, лопаті напрямного апарата), робочі органи (лопатева система робочого колеса) і відвідні органи (відсмоктувальна труба). Турбіна має частини, які обертаються, і такі, що не обертаються. До обертових частин належить основний робочий орган турбіни – робоче колесо з валом. До частин, що не обертаються, належать закладні частини (статор, облицювання камер) і частини робочих механізмів (напрямний апарат, кришка, підшипник). Робоче колесо цих турбін повністю розміщується у воді, і енергія її потоку передається одночасно всім лопатям робочого колеса. Вони можуть використовуватися і у зворотному режимі, тобто як насоси. За типом робочого колеса реактивні турбіни діляться на радіально-осьові, поворотнолопатеві і пропелерні.

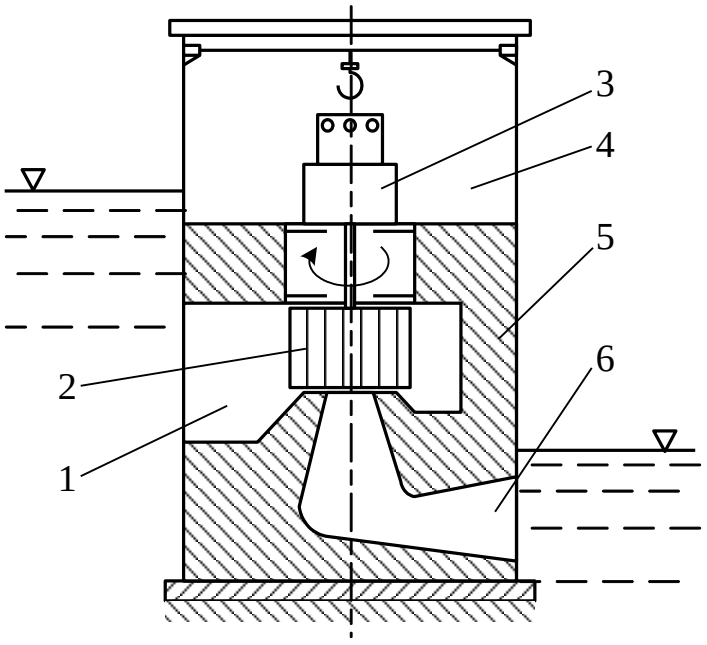


Рис. 4.15. Схема будівлі руслової ГЕС:
1 – спіральна підвідна камера; 2 – радіально-осьова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – верхній пояс; 5 – нижній пояс; 6 – відсмоктуюча труба

Радіально-осьові турбіни (РО). У них вода при вході в робоче колесо рухається в радіальному напрямку, а виходить з робочого колеса в осьовому напрямку. Турбіни РО складаються з робочого колеса, напрямного апарата з поворотними лопатями та інших елементів (рис. 4.16).

Робоче колесо перетворює енергію води на механічну. Напрямний апарат призначений для регулювання витрати води, яка надходить на робоче колесо, недопущення її закручування і є запірним пристроєм при зупинці турбіни. Спіральна камера, по якій вода підводиться до турбіни, призначена для забезпечення рівномірного підведення води по всьому контуру напрямного апарата з найменшими втратами напору. Відсмоктувальна труба забезпечує корисне використання всього напору.

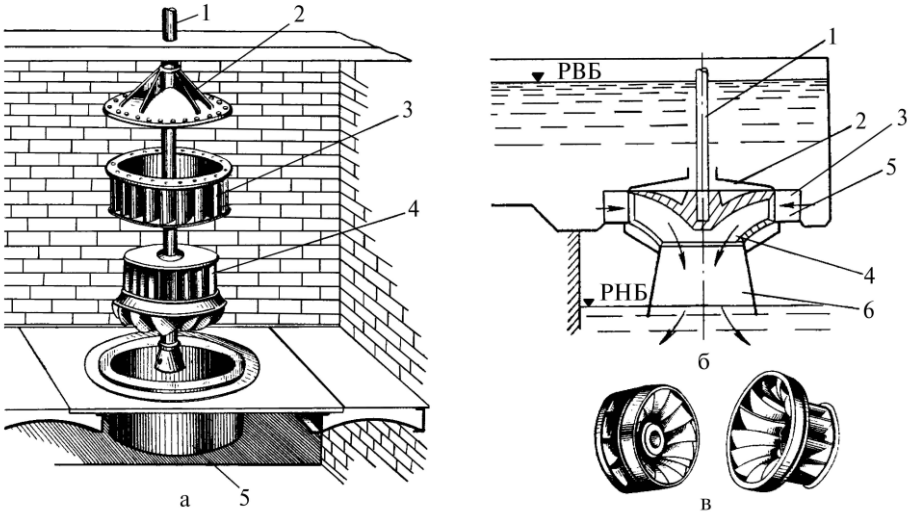


Рис. 4.16. Радіально-осьова швидкохідна турбіна:

а, б – загальний вигляд; в – робочі колеса: тихохідне (зліва) і швидкохідне (справа); 1 – вал; 2 – кришка; 3 – напрямний апарат; 4 – робоче колесо; 5 – спіральна підвідна камера; 6 – відсмоктувальна труба

Принцип дії РО турбіни полягає в наступному. Потік води через спіральну камеру рівномірно підводиться до напрямного апарата, через який надходить на робоче колесо в радіальному напрямку й змінює його на осьовий. Проходячи по міжлопатевих просторах робочого колеса, вода своєю реактивною силою надає обертовий рух його валу. Від вала турбіни обертовий рух передається безпосередньо електрогенератору. Ці турбіни застосовуються при напорах від двох і більше метрів.

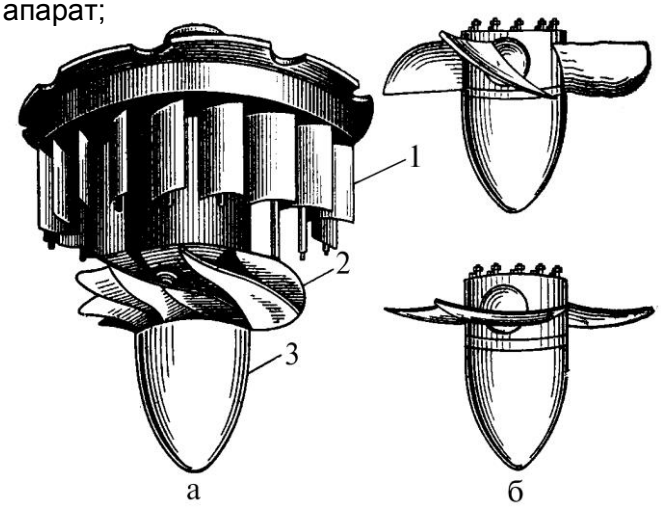


Рис. 4.17. Поворотнолопатева турбіна:

а – загальний вигляд; б – робоче колесо з відкритими лопатями (зверху) і закритими (внизу); 1 – напрямний апарат; 2 – поворотні лопаті; 3 – втулка з обтікачем

Поворотнолопатеві турбіни (ПЛ). У них вода рухається вздовж осі. Турбіни ПЛ складаються із втулки, на якій закріплюються лопаті, і напрямного апарата (рис. 4.17).

Лопаті турбін ПЛ повертаються відносно своєї осі, перпендикулярної валу турбіни, для забезпечення високих ККД при змінах напору та витрати води. Повертання лопатей здійснюється автоматично за допомогою гідро- чи електропривода.

Кількість лопатей у робочому колесі 4...6 шт. Робоче колесо опущене нижче напрямного апарата. Вода в напрямному апараті рухається радіально, а пройшовши крізь нього, змінює напрямок на рух вздовж осі робочого колеса, викликаючи обертання останнього. Далі потік проходить по відсмоктувальній трубі в нижній б’єф.

Пропелерні (осьові) турбіни (ПР). Це турбіни, які конструктивно схожі з турбінами ПЛ, але в них лопаті на втулці встановлюються жорстко. Змінити по-

ложення лопатей можна, тільки зупинивши турбіну, після чого необхідно відкрутити болти, якими закріплені лопаті, встановити лопаті під необхідним кутом і знову їх закріпити. Робоче колесо в них опущене нижче напрямного апарата.

Активні турбіни. У них використовується тільки швидкісна (кінетична) енергія потоку води. Принцип роботи активних турбін полягає в безпосередній дії струмини води на її лопаті (ковші). Установлюються вони на ГЕС, де забезпечується великий напір при малій витраті води, що має місце на деривaційних гідровузлах.

Активна турбіна складається з робочого колеса у вигляді диска, на якому закріплені ковші, і напрямного апарата у вигляді сопла (рис. 4.18, б). Робоче колесо встановлюється над рівнем води в нижньому б'єфі на такій висоті, щоб воно не підтоплювалося водою.

На рис. 4.18 показані схеми гідроенергетичних установок.

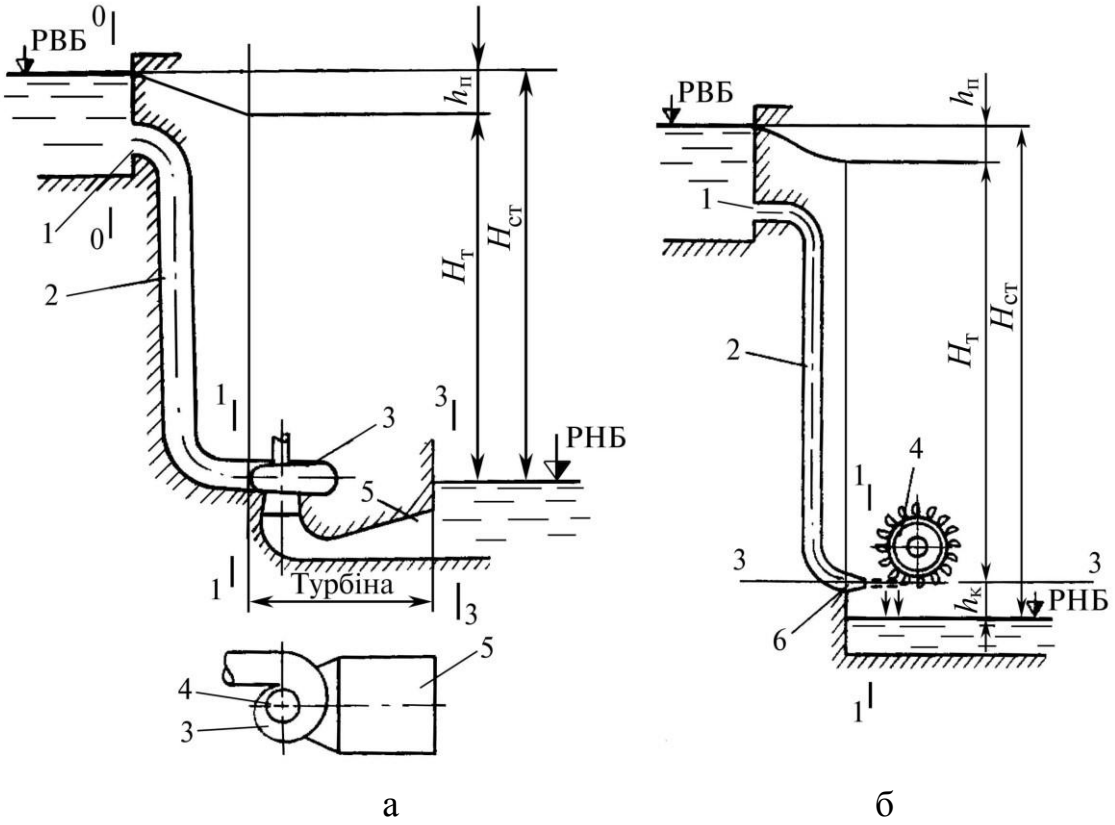


Рис. 4.18. Схеми гідроенергетичних установок:

а – з реактивною радіально-осьовою турбіною; б – з активною ковшовою турбіною;
1 – водоприймальний пристрій; 2 – турбінний водовід; 3 – спіральна камера;
4 – робоче колесо; 5 – відсмоктувальна труба; 6 – сопло

Початком реактивної турбіни (рис. 4.18, а) вважається переріз 1-1, тобто вхід у турбінну камеру. Вихідний переріз відсмоктувальної труби 3-3 є кінцем турбіни. Напором турбіни $H_т$ називається різниця питомої енергії води між входом і виходом турбіни. Нехтуючи швидкісною енергією, різниця якої у верхньому й нижньому б'єфах невелика, і відраховуючи потенціальну енергію від рівня води у верхньому б'єфі (∇РВБ), запишемо питому енергію в трьох перерізах – 0-0, 1-1, 3-3 – у вигляді рівнянь:

$$e_0 = \nabla\text{РВБ} - \nabla\text{РНБ} = H_{\text{ст}};$$
$$e_1 = e_0 - h_{\text{в}} = H_{\text{ст}} - h_{\text{в}}; \qquad (4.16)$$
$$e_3 = 0,$$

де $H_{\text{ст}}$ – статичний напір; $h_{\text{в}}$ – втрати напору у водоприймачі і турбінному водоводі.

Тоді, згідно з визначенням,

$$H_{\text{т}} = e_1 - e_3 = H_{\text{ст}} - h_{\text{в}}. \qquad (4.17)$$

У зворотному режимі, тобто коли турбіна використовується як насос, напір $H_{\text{н}}$ визначається залежністю

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + h_{\text{в}}. \qquad (4.18)$$

Напір активної ковшової турбіни (рис. 4.18, б) знаходиться як різниця питомих енергій води перед соплом і на сході з робочого колеса (перерізи 1-1 і 3-3). Згідно з рис. 4.18, б,

$$e_1 = H_{\text{ст}} - h_{\text{в}}; \qquad e_3 = h_{\text{к}}, \qquad (4.19)$$

де $h_{\text{к}}$ – висота розташування ковшів над РНБ у місці дії на них струмини.

Тоді напір турбіни визначається залежністю

$$H_{\text{т}} = e_1 - e_3 = H_{\text{ст}} - h_{\text{в}} - h_{\text{к}}. \qquad (4.20)$$

Потужність турбіни визначається залежністю

$$N_{\text{т}} = 9{,}81 \cdot Q \cdot H_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{т}}, \qquad (4.21)$$

де Q – витрата води, яка проходить через турбіну; $\eta_{\text{т}}$ – ККД турбіни.

Мікрогідроелектростанції. Це сучасні комплексні гідрогенератори, розраховані на забезпечення потужності від 3 до 100 кВт при напорах води 3…12 м і витратах 0,2... …1,3 м^3/с. Виготовляються з 1991 р. на харківському заводі “Турбоатом” і призначені для невеликих сільських господарств.

Складаються вони з пропелерної турбіни з напрямним апаратом та генератора, розташованого на загальному з турбіною валу (рис. 4.19).

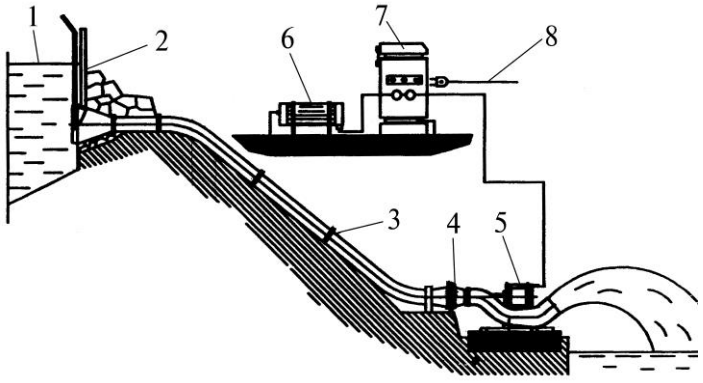


Рис. 4.19.
Схема установки мікрогідроелектростанції:
1 – водосховище; 2 – водозабірник; 3 – водопідвідний трубопровід; 4 – турбіна; 5 – генератор; 6 – автобаластне навантаження; 7 – блок автоматичного регулювання “Водограй”; 8 – відвід електроенергії до споживачів

4.1.6. Експлуатація гідроенергетичних установок

Основне завдання експлуатації гідроенергоустановок полягає в забезпеченні високої надійності вироблення електричної енергії згідно з потребами споживачів. Гідроенергоустановки – це об’єкти з дуже високим рівнем механізації й авто-

матизації технологічних процесів, а тому їхня експлуатація вимагає порівняно невеликої кількості експлуатаційного персоналу. Кількісний склад експлуатаційного персоналу встановлюється штатним коефіцієнтом, тобто кількістю штатних одиниць, яка приходиться на 1 МВт установленої потужності, він становить приблизно 0,2…0,3.

Експлуатацію гідроенергоустановок слід здійснювати згідно з “Правилами технічної експлуатації електростанцій” (ПТЕ).

Експлуатаційний персонал гідроенергоустановок зобов’язаний піклуватися про економність роботи електростанцій. Для цього необхідно забезпечувати режими, при яких турбіни мають найвищий ККД, підтримувати найбільші можливі напори води, не допускати її втрат, не допускати засмічування сміттєзатримуючих решіток і, як наслідок, втрат напору на них, забезпечувати оптимальні режими експлуатації водосховища.

Важливою задачею експлуатації ГЕС є підтримання в працездатному стані споруд і обладнання гідровузла. Основою надійної роботи обладнання є планово-попереджувальні профілактичні ремонти, які слід проводити згідно з графіком.

При запуску турбіни після ремонтів та технічних оглядів і доглядів необхідно перевіряти її стан, перевіряти відсутність сторонніх предметів у всьому водовідному каналі-водоприймачі, турбінному водоводі, турбіні, відсмоктувальній трубі. Необхідно приділяти увагу захисту механічного обладнання та металевих конструкцій гідровузла від корозії.

Головним документом, який регламентує експлуатацію гідротурбіни, є інструкція заводу-виробника. На її основі, з урахуванням місцевих умов, розробляється робоча інструкція, призначена для виконання експлуатаційним персоналом.

Дуже важливим положенням при експлуатації ГЕС є обов’язкова передача зміни між попереднім і заступаючим на зміну черговим, з обов’язковим документальним оформленням цієї норми.

Черговий, який заступає на зміну, зобов’язаний особисто оглянути станцію і впевнитися в якісності її роботи, ознайомитись з неполадками, які мали місце в попередній зміні. Черговий по станції протягом зміни зобов’язаний слідкувати за її роботою, звертати увагу на появу ненормальних шумів, ударів, струсів і т. д.

Тільки ретельне дотримання всіх вимог якісної експлуатації гідроенергоустановок може забезпечити високоефективну їхню роботу.

4.2. Вітроенергетичні установки

4.2.1. Вітер як джерело енергії

Енергія вітру, як і енергія води, є відновлювальним природним видом енергії. У світовій практиці енергія вітру широко використовується в господарській діяльності, широко вона використовувалась і в нашій державі в 50 – 70-і роки XX ст.

Використовується енергія вітру за допомогою вітросилових установок, які ще називаються вітродвигунами.

Особливо ефективним і доцільним використання енергії вітру є в сільському господарстві, де багато розосереджених об’єктів, віддалених від ліній електропередач, саме на них і доцільно застосовувати вітроустановки.

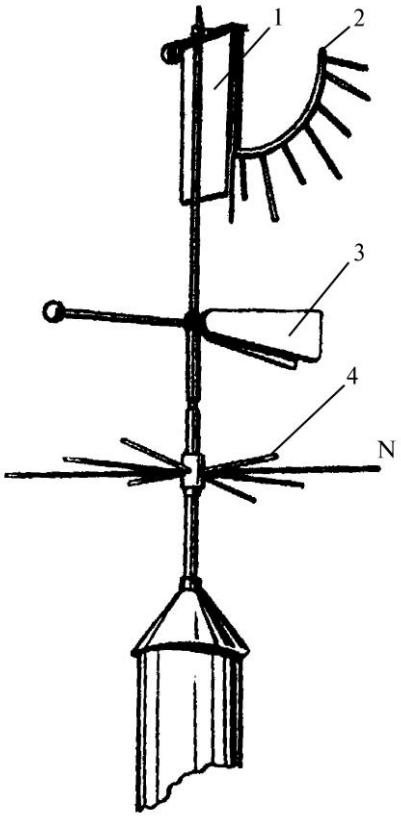


Рис. 4.20. Схема флюгера:

1 – пластина; 2 – дуга зі штифтами; 3 – дволопатева флюгерка; 4 – штифти сторін світу; N – астрономічна північ

Вітер – це переміщення повітряних мас. Причиною його є перепад тисків, обумовлений різницею в балансі сонячного випромінювання, яке діє на великі площі різних територій.

Основними характеристиками вітру є його швидкість і напрямок. Швидкість вітру є його основною енергетичною характеристикою й означає відстань, яку проходить повітряний потік за одиницю часу, м/с. У часі швидкість вітру завжди непостійна, вона може змінюватися навіть протягом незначних часових відрізків на значну величину. Тому на практиці використовується поняття середньої швидкості вітру як середньої арифметичної величини з декількох вимірювань її значення, здійснюваних через певні проміжки часу.

Середня швидкість, отримана як середнє арифметичне значення з декількох вимірювань, зроблених протягом години, називається середньогодинною швидкістю вітру. Склавши середньогодинні швидкості за добу й розділивши на 24 години, отримаємо середньодобову швидкість вітру.

Аналогічно знаходяться середньомісячна і середньорічна швидкості. Вимірюються характеристики вітру флюгерами й анемометрами.

Флюгери вимірюють швидкість і напрямок вітру, вони встановлюються на висоті 10 м над поверхнею землі (рис. 4.20). Приймачем швидкості вітру є металева пластина вагою 200 г або 800 г, яка вільно гойдається на горизонтальній осі. Пластина переміщується вздовж дуги, на якій закріплені 8 штифтів, за положенням її відносно штифтів і визначається швидкість вітру. Штифти нумеруються від 0 до 7, нульовий і парні штифти, тобто 0, 2, 4, 6 – довгі, а непарні 1, 3, 5, 7 – короткі.

Кожному штифту відповідає певна швидкість вітру, яка встановлюється за таблицею. Наприклад, при положенні пластини вагою 200 г між штифтами 0 і 1 швидкість вітру складає 1 м/с, на штифті 7 швидкість вітру – 20 м/с.

Приймачем напрямку вітру є дволопатева флюгерка з противагою, яка обертається на вертикальній осі вздовж восьми штифтів, що показують напрямки сторін світу.

Анемометрами вимірюється швидкість вітру від 1 до 20 м/с за період до 10 хв. Елементом, яким сприймається вітер, є вертушка з чотирма напівкулями (чашечками) (рис. 4.21).

Обертання вертушки перетворюється на переміщення стрілок, які показують швидкість вітру. Системні спостереження за швидкістю й напрямками вітру проводяться на метеорологічних станціях.

Вітровий режим у конкретному пункті чи районі ілюструється діаграмою, яка називається ***розою вітрів***. Вона будується таким чином: через загальний центр проводяться прямі лінії, напрямлені згідно зі сторонами світу (рис. 4.22). Вертикальна лінія позначає Південь – Північ (низ – Південь, Пд; верх – Північ, Пн), горизонтальна – Захід – Схід (зліва – Захід, З; справа – Схід, С). Нахилені лінії позначають відповідно Південний Схід Пд-С і Північний Захід Пн-З (Пд-С – Пн-З) та Південний Захід Пд-З і Північний Схід Пн-С (Пд-З – Пн-С). Вздовж ліній діаграми від центра відкладаються відрізки, які відповідають, у певному масштабі, повторності напрямків вітру в процентах. Кінці всіх відрізків з'єднуються прямими лініями (рис. 4.22).

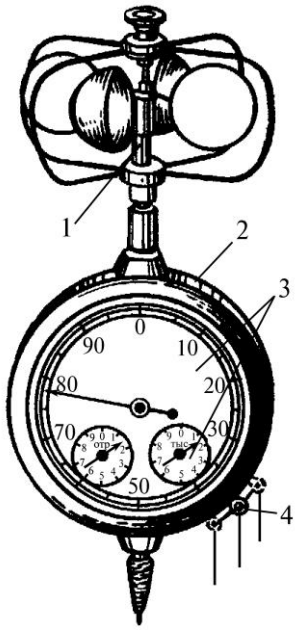


Рис. 4.21. Схема чашечкового анемометра:

1 – вертушка з чашечками;
2 – корпус; 3 – шкали обертів;
4 – пусковий механізм

Багатокутник, який буде отриманий після цього, дає наочне уявлення про переважний напрямок вітрів у цьому пункті. Усередині першого багатокутника іноді будується другий, який характеризує середню швидкість вітру з відповідним напрямком за певний період (5...10 років).

Повітряний потік, як і будь-яке тіло, що рухається, володіє енергією руху, або кінетичною енергією, яка тим більша, чим вища швидкість його руху. З фізики відомо, що тіло, яке рухається зі швидкістю V, м/с, і має масу M, кг, володіє кінетичною енергією, яку математично можна виразити залежністю

$$E = \frac{MV^2}{2}. \qquad (4.22)$$

Позначимо через F площу поперечного перерізу повітряного потоку, енергію якого можна перетворити на механічну, тоді кількість маси повітря, яке протікає за одиницю часу через цей переріз зі швидкістю V, знайдемо таким чином.

Об'єм повітря W, який проходить через переріз F за одну секунду, буде

$$W = V \cdot F. \qquad (4.23)$$

Помноживши цей об'єм на питому вагу повітря γ, отримаємо його вагу:

$$G = \gamma \cdot V \cdot F. \qquad (4.24)$$

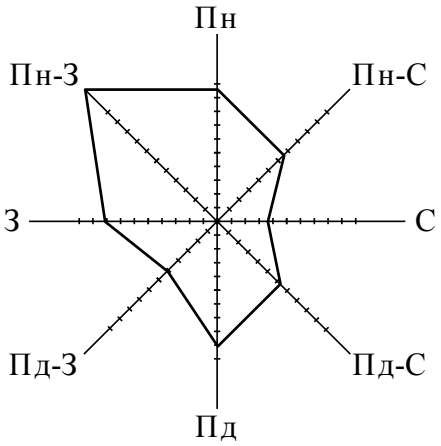


Рис. 4.22.
Діаграма "Роза вітрів"

Секундну масу тіла отримаємо, розділивши формулу (4.23) на прискорення вільного падіння g:

$$M = \frac{G}{g} = \frac{\gamma \cdot V \cdot F}{g}. \qquad (4.25)$$

Оскільки γ/g є густиною повітря ρ, то

$$M = \rho \cdot V \cdot F\,. \qquad (4.26)$$

Підставивши значення M у формулу енергії (4.22), отримаємо:

$$E = \frac{MV^2}{2} = \frac{\rho \cdot V \cdot F \cdot V^2}{2} = \frac{\rho \cdot V^3 \cdot F}{2} \quad \text{Вт.} \qquad (4.27)$$

Цей вираз характеризує кількість енергії вітру, яка протікає за секунду через переріз F. Права частина формули (4.27) показує, що енергія потоку вітру змінюється пропорційно третьому степеню швидкості та величині його перерізу.

Таким чином, за формулою (4.27) можна вирахувати потенціальну енергію потоку вітру.

4.2.2. Конструкція і принцип дії вітроенергетичних установок (вітродвигунів)

Вітродвигуни – це пристрої, призначені для перетворення енергії вітру на механічну енергію. Основним робочим органом вітродвигунів є ***вітроколесо***. За конструкцією вітроколеса бувають лопатеві, карусельні, роторні, барабанні (рис. 4.23).

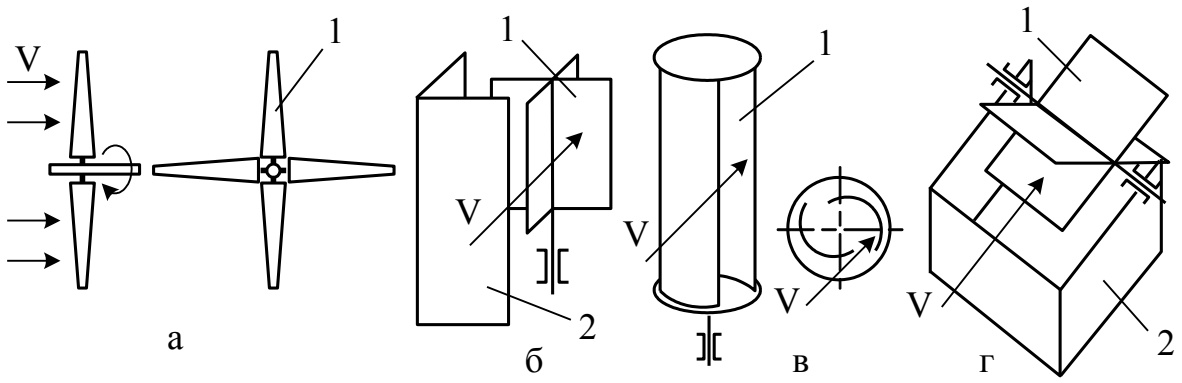


Рис. 4.23. Схеми вітроколіс:
а – лопатеве; б – карусельне; в – роторне; г – барабанне; 1 – вітроколесо; 2 – ширма

Найбільш розповсюджені вітродвигуни з лопатевими (крильчастими) колесами, які складаються з окремих лопатей (рис. 4.23, а).

Комплекс, до складу якого входять вітродвигун і допоміжне обладнання, є ***вітроенергетичною установкою.***

Лопатеві вітродвигуни складаються з таких основних частин і вузлів: вітроколеса, головки, хвоста, башти, приводної лебідки або нижнього редуктора, генератора чи іншого механізму, який приводиться в дію вітродвигуном, віндрозного механізму, механізму регулювання частоти обертання вітроколеса (рис. 4.24).

Вітроколесо – це основний робочий орган, який сприймає енергію потоку вітру і перетворює її на обертову енергію. Вітроколесо складається з лопатей, розташованих по радіусах. Лопаті кріпляться до махів, а махи закріплюються на валу.

Принцип дії вітроколеса, тобто умови, що викликають його обертання відносно вала (осі), полягає в наступному. Лопаті вітроколеса відносно своєї осі повернуті на певний кут по відношенню до його площини, а тому вектор сили тиску потоку вітру на лопать розкладається на дві складові, одна з яких і змушує лопать відштовхуватися в напрямку, протилежному її дії. Тобто лопать відштовхується під дією сили реакції однієї зі складових сили тиску повітря на неї.

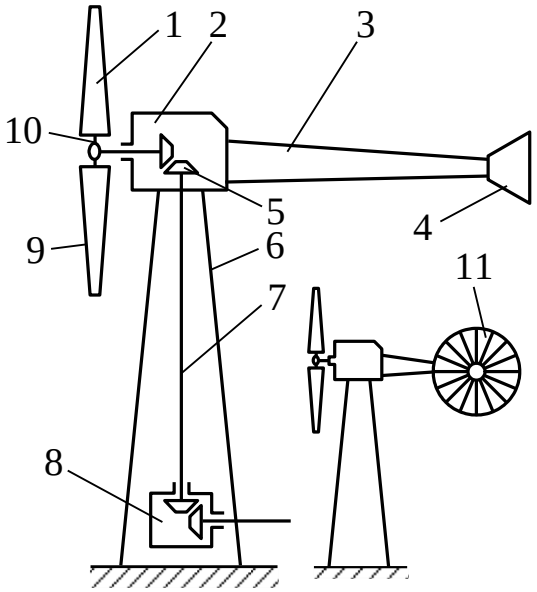


Рис. 4.24. Принципова схема лопатевого вітродвигуна:

1 – вітроколесо; 2 – головка; 3 – ферма хвоста; 4 – хвіст; 5 – верхній передаточний механізм; 6 – башта; 7 – вертикальний вал; 8 – нижній редуктор; 9 – лопать; 10 – мах; 11 – віндрозний механізм

Головка являє собою опору, на якій монтується вал вітроколеса, верхній передаточний механізм та пристрій для регулювання частоти обертання вітроколеса. Вона вільно обертається навколо вертикальної осі.

Хвіст – це ферма із закріпленим на ній щитом (оперенням). Хвіст призначений для виведення вітроколеса в положення, перпендикулярне до напрямку вітру (на вітер), і застосовується на вітродвигунах потужністю до 10 кВт. На більш потужних вітродвигунах для цієї ж мети, тобто виведення вітроколеса на вітер, застосовуються
віндрозні механізми.

Віндрозний механізм складається з двох багатолопатевих вітроколіс (віндроз), площини обертання яких розташовані перпендикулярно до площини обертання основного вітроколеса (рис. 4.24). При перпендикулярному положенні основного вітроколеса до напрямку вітру віндрозні вітроколеса стоять ребрами лопатей до нього й не обертаються. При боковому вітрі віндрози починають обертатися і за допомогою спеціального механізму повертають головку до нормального (перпендикулярного) положення основного вітроколеса стосовно напрямку вітру. Після чого віндрози встановлюються ребрами лопатей до вітру і зупиняються.

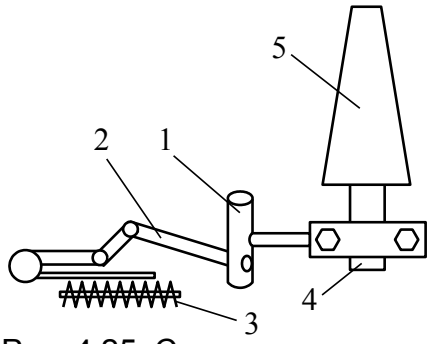


Рис. 4.25. Схема регулятора частоти обертання вітроколеса поворотом лопатей вантажиками:

1 – вантажик; 2 – шатун; 3 – пружина; 4 – мах; 5 – лопать

Башта служить для винесення вітроколеса на висоту, де не проявляється вплив наземних перешкод (будівель, дерев) на прямолінійність руху повітряних потоків (вітру). Башта робиться у вигляді металевої три- чи чотиригранної ферми або трубчастою.

Передаточний механізм (верхній і нижній) служить для передачі обертів вітроколеса машині, яку приводить вітродвигун. Він не завжди має конструкцію, яка показана на рис. 4.24. Наприклад, передача обертів від вітроколеса може здійснюватися безпосере-

дньо валу електрогенератора (вітроколесо насаджене на вал електрогенератора) або через редуктор, розташований у головці вітродвигуна.

Регулятори частоти обертання вітроколеса служать для автоматичного обмеження або регулювання частоти обертання вітроколеса при великих швидкостях вітру. Розглянемо деякі способи досягнення цього.

Спосіб повертання лопатей або їхніх частин відносно своєї осі. Застосовується на великих вітродвигунах і досягається повертанням лопатей відцентровими вантажиками (рис. 4.25).

Отже, при збільшенні частоти обертання основного вітроколеса вантажик під дією відцентрової сили повертає лопать відносно осі в напрямку установки її перпендикулярно вітру, внаслідок чого і зменшується частота обертання вітроколеса. Повернення лопатей у попереднє положення здійснюється пружиною. Аналогічним цьому способу є повертання частини крила, в яку також вмонтовується механізм регулювання, що працює за принципом використання відцентрової сили при збільшенні частоти обертання вітроколеса.

Спосіб ексцентричного розташування осі вітроколеса відносно осі обертання головки. Цей спосіб полягає в тому, що при великій частоті обертання вітроколеса, за рахунок ексцентриситету посадки осі, воно виводиться з-під вітру, у попереднє положення повертається пружиною (рис. 4.26).

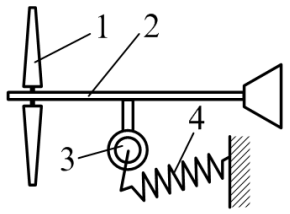


Рис. 4.26. Схема регулювання частоти обертання вітроколеса ексцентричною посадкою його осі:

1 – вітроколесо; 2 – вісь обертання вітроколеса; 3 – вісь обертання головки; 4 – пружина

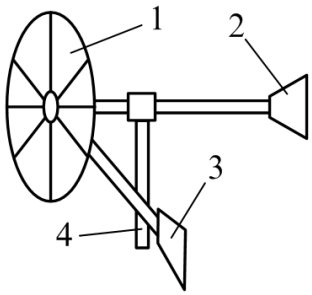


Рис. 4.27. Схема регулювання частоти обертання боковою лопатою:

1 – вітроколесо; 2 – хвіст; 3 – бокова лопата; 4 – башта

Спосіб виведення вітроколеса з-під вітру боковою лопатою полягає в тому, що при зростанні швидкості вітру відповідно зростає сила тиску його на лопату, яка повертає вітроколесо, таким чином виводячи його з-під вітру (рис. 4.27).

4.2.3. Класифікація, технічні показники й елементи правил експлуатації вітродвигунів

За призначенням вітродвигуни поділяються: на вітроелектричні; вітроводопідйомні; універсальні та вітряні млини.

Вітроелектричні – це вітродвигуни, в яких енергія вітру безпосередньо перетворюється на електричну енергію. Саме цього типу вітродвигуни мають сучасне розповсюдження, і виготовляються вони конструкторським бюро “Південне” (м. Дніпропетровськ). На рис. 4.28 показаний агрегат вітроелектричний АВЕ-250 (250 – потужність, кВт) виробництва цього підприємства.

На тому ж підприємстві випускається вітроелектричний агрегат потужністю 500 кВт – АВЕ-500 (рис. 4.29, а).

Він має такі технічні показники: робочий діапазон швидкостей вітру 4…25 м/с (номінальна – 13,6 м/с); діаметр вітроколеса – 34 м; кількість лопатей – 3; частота обертання вітроколеса – 37,5 $хв^{-1}$; висота вітроагрегату – 48,5 м; висота башти – 29,2 м; діаметр біля основи – 3,2 м, біля вершини – 1,7 м; кількість генераторів – 2 шт.; частота обертання ротора генератора – 1500 $хв^{-1}$.

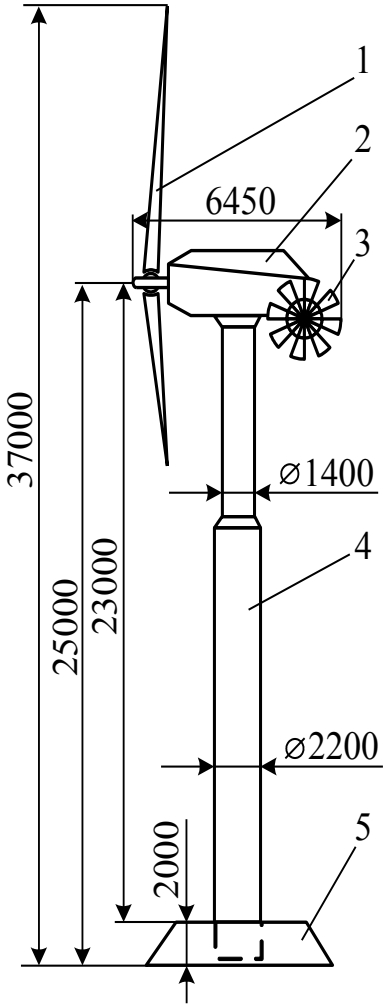


Рис. 4.28. Агрегат вітроелектричний АВЕ-250:

1 – вітроколесо з трьома лопатями; 2 – головка; 3 – віндрозне вітроколесо (2 шт.); 4 – башта (2 секції); 5 – фундамент

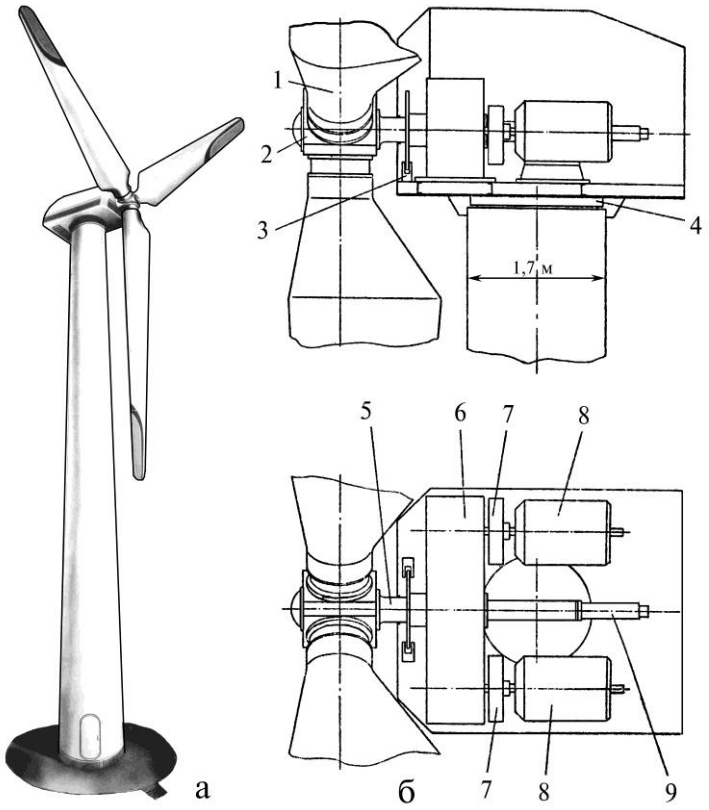


Рис. 4.29. Агрегат вітроелектричний АВЕ-500:

а – загальний вигляд; б – вміст головки агрегату: 1 – лопать; 2 – ступиця; 3 – гальмо вітроколеса; 4 – поворотний круг; 5 – вал; 6 – редуктор; 7 – гальмовий пристрій; 8 – генератор; 9 – пристрій повертання лопатей

На рис. 4.29, б наводиться схема обладнання і пристроїв, розташованих у головці вітродвигуна АВЕ-500.

Вітроводопідйомні – це установки, які безпосередньо приводять у дію водопідйомні насоси. Використовуються для підняття підземних вод (рис. 4.30).

Універсальні вітроустановки призначені для безпосереднього приводу в дію різних технічних машин та пристроїв згідно з господарськими потребами.

Вітряні млини призначені для переробки зерна на борошно (рис. 4.31).

За кількістю лопатей у вітроколесі вітродвигуни діляться на дві групи: ***малолопатеві*** (швидкохідні) з кількістю лопатей 2, 3 або 4 (рис. 4.29) і ***багатолопатеві*** (тихохідні) з кількістю лопатей 5…24 (рис. 4.32).

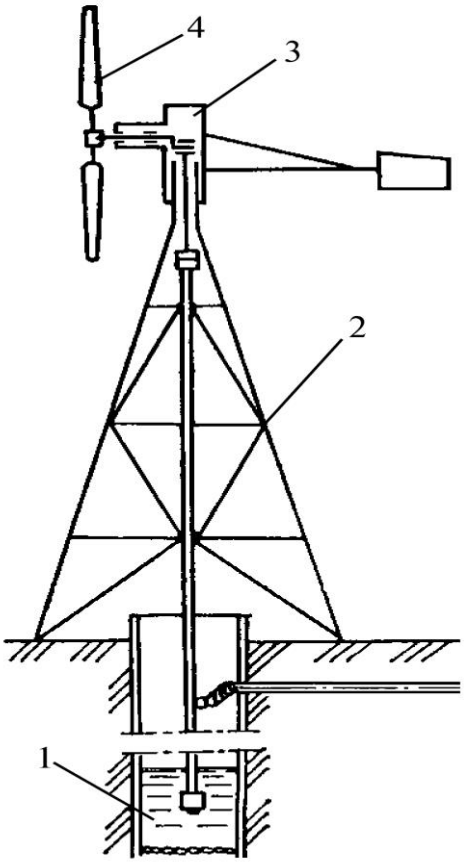


Рис. 4.30. Вітроводопідйомна установка:

1 – колодязь;
2 – башта;
3 – головка;
4 – вітроколесо

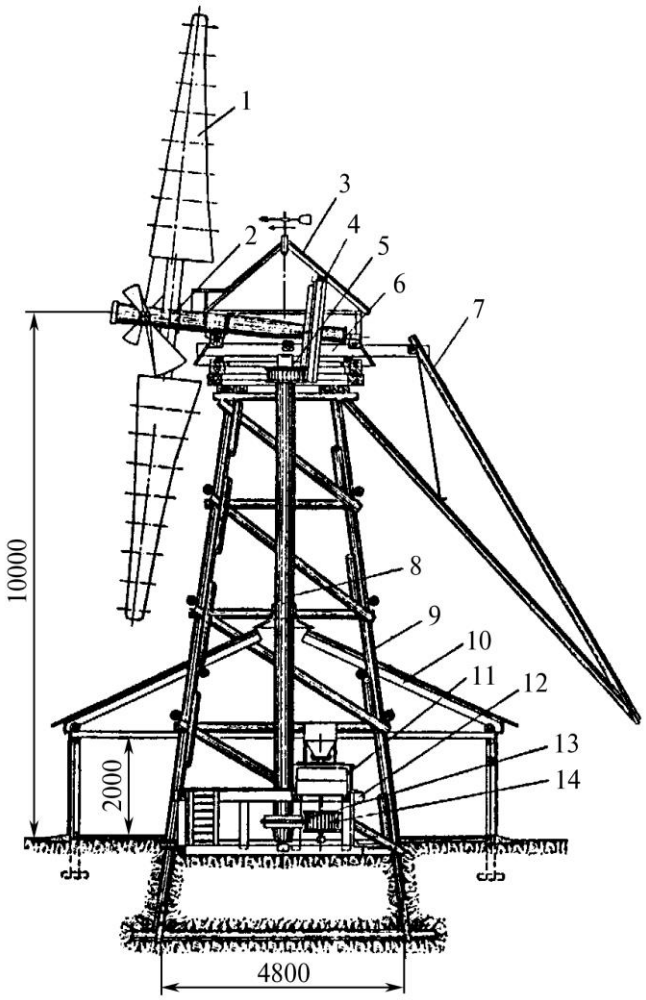


Рис. 4.31. Вітряний млин:

1 – вітроколесо; 2 – головний вал; 3 – шатро; 4 – ведуче колесо; 5 – цівкова шестірня; 6 – рама шатра; 7 – водило; 8 – вертикальний вал; 9 –башта; 10 – будівля млина; 11 – жорно; 12 – рама підставки; 13 – ведуче колесо нижньої передачі; 14 – цівкова шестірня

Серед усіх вищеназваних технічних показників вітродвигунів найважливішим показником є їхня потужність, оскільки за необхідною потужністю ведеться конструювання вітродвигунів.

Потужність вітродвигуна можна встановити на підставі формули (4.27), якщо врахувати, що на механічну енергію вітродвигун перетворює лише частину енергії потоку вітру з перерізом F.

Формула потужності вітродвигуна має такий вигляд:

$$N = \frac{\rho \cdot V^3 \cdot F \cdot \eta}{2}, \qquad (4.28)$$

де ρ – густина повітря, ρ = 1,25 кг/м^3; V – номінальна швидкість вітру; F – площа круга, який описує вітроколесо діаметром D, $F = \pi D^2/4$; η – коефіцієнт використання енергії вітру, для сільських вітроустановок він становить 0,4...0,5.

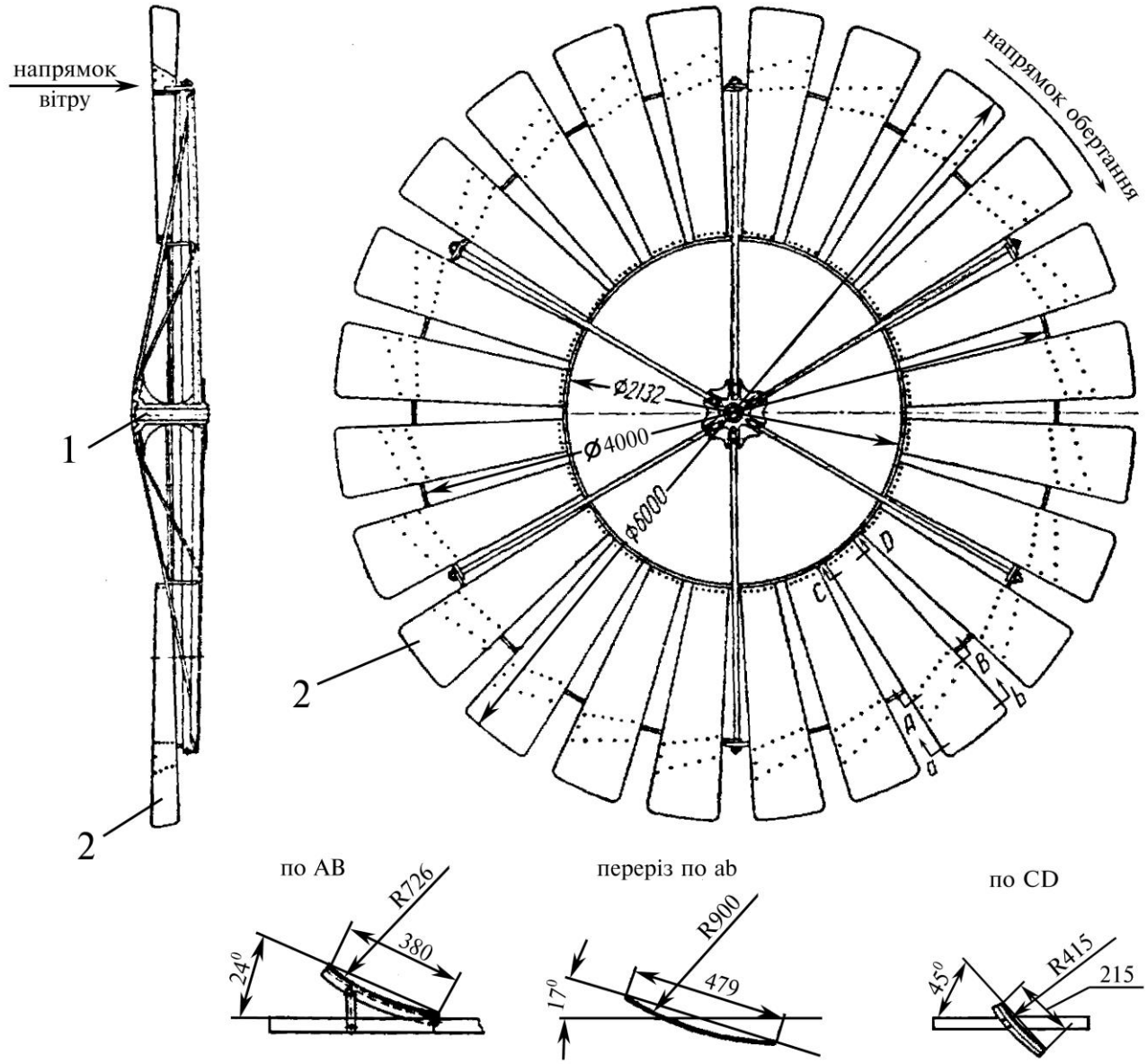


Рис. 4.32. Конструкція вітроколеса тихохідного двигуна ТВ-5:

1 – втулка; 2 – лопать

При ***експлуатації вітроустановок*** слід керуватися такими основними положеннями. Задачею їхньої експлуатації є забезпечення надійності роботи. Використання вітроенергетичних установок повинне здійснюватися спеціальним експлуатаційним персоналом. Вітроенергоустановки слід експлуатувати за інструкціями, першоджерелом для розробки яких є інструкція заводу-виробника, до якої додаються виробничі та місцеві умови використання вітродвигуна. Основними вимогами при експлуатації вітроенергоустановок є: щоденний, і особливо перед запуском, огляд вітроенергоустановки на предмет справності вузлів і деталей як самої установки, так і машини, яку вона приводить у дію; регулярне змащування вузлів тертя; своєчасне підтягування кріплень, які послабилися; недопустимість експлуатації вітродвигунів з поламаними лопатями; очищення в зимовий період криги і снігу з шестерень та інших вузлів; заборона доступу до вітроустановок сторонніх осіб; фарбування вітроустановки не рідше, ніж один раз через три роки експлуатації.

При експлуатації вітроустановок слід забезпечити безпечні методи і технології для життєдіяльності експлуатаційного персоналу з урахуванням того, що вітроустановки є висотними спорудами.

Запитання для самоконтролю

1. *Охарактеризуйте енергію води.* ***2.*** *Що таке вузол гідротехнічних споруд сільської ГЕС, які його складники?* ***3.*** *Що таке греблеві гідровузли, які види їх існують залежно від місця розташування ГЕС, які споруди входять до їхнього складу? Зобразіть їхні схеми.* ***4.*** *Що таке гребля? Як вона споруджується? Покажіть схему греблі.* ***5.*** *Що таке водопропускні споруди, які види їх існують? Зобразіть їх схематично.* ***6.*** *Що таке дериваційні гідровузли і як вони побудовані? Зобразіть дериваційний гідровузол схематично.* ***7.*** *Що таке гідроелектростанція? Зобразіть її схему.* ***8.*** *Що таке гідротурбіни, як вони класифікуються?* ***9.*** *Що таке реактивні гідротурбіни, які види їх існують? Зобразіть схематично реактивні турбіни. Поясніть принцип їхньої дії.* ***10.*** *Що таке активні гідротурбіни? Зобразіть схематично активну турбіну, поясніть принцип її дії.* ***11.*** *Які сучасні гідротурбіни випускаються промисловістю? Де вони виготовляються в Україні?* ***12.*** *Наведіть основні правила експлуатації гідротурбін.* ***13.*** *Охарактеризуйте енергію вітру.* ***14.*** *Що таке вітроенергетичні установки (вітродвигуни)? Як вони класифікуються, для чого призначені?* ***15.*** *Зобразіть схематично конструкцію лопатевої вітроустановки, поясніть призначення окремих вузлів, поясніть принцип роботи й регулювання. Як визначається потужність вітродвигуна?* ***16.*** *Охарактеризуйте сучасні вітроустановки, назвіть їхнього виробника.* ***17.*** *Наведіть основні правила експлуатації вітродвигунів.*

5. ВОДНЕ ГОСПОДАРСТВО, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ І ГІДРОМЕЛІОРАЦІЯ

5.1. Водні ресурси та їх використання

5.1.1. Водні ресурси. Класифікація та характеристика

Водні ресурси – це запаси поверхневих і підземних вод певної території.

Отже, для водного господарства держави практичне значення мають ресурси поверхневих, в основному річкових, і підземних вод.

Поверхневі води. До поверхневих вод належать води каналів, річок, ставів, озер та водосховищ. Оскільки основними ресурсними водами в Україні є води річок, то про них і йтиметься нижче.

Середній річний стік річок України складає 87,1 км^3, з них доступними для використання вважаються 83,5 км^3.

В Україні нараховується більше 71 тис. струмків та річок загальною довжиною біля 248 тис. км. З них біля 63 тис. складають малі річки. Їхня загальна довжина дорівнює 136 тис. км. Більшість річок (95,9%) мають площу водозбору, яка не перевищує 50 км^2. Басейни річок площею 50 – 500 км^2 складають 3,5%, з площею більше 500 км^2 – тільки 0,6%.

Найбільшою річкою України є Дніпро, що протікає з півночі на південь і ділить територію країни на Правобережну та Лівобережну частини. Його водність складає 1663 м^3/с. Потім іде Дністер з водністю 274 м^3/с. До великих річок України належать також Сіверський Донець – водність 159 м^3/с, Південний Буг – водність 137 м^3/с. Річки Західний Буг, Тиса, Прут, Прип’ять, Десна і Псьол належать до середніх річок.

З метою зменшення впливу нерівномірності розподілу річкового стоку в часі і просторі, у водному господарстві широко застосовується його регулювання шляхом створення штучних водосховищ і ставів. В Україні нараховується біля 944 водосховищ із загальним корисним об’ємом 26,3 км^3 і біля 26250 ставів з повним об’ємом води біля 3 км^3.

Більша частина регульованого стоку припадає на дніпровський каскад у кількості 6 водосховищ із загальним об’ємом 43,8 млрд м^3 і корисним об’ємом 18,5 млрд м^3 (рис. 5.1, 5.2). Усі вони мають комплексне призначення. Головними регуляторами стоку є Кременчуцьке і Каховське водосховища, порівняно невелику сезонну ємність має Київське. Решта водосховищ – Канівське, Дніпродзержинське, Дніпровське – мають незначні регулюючі об’єми, які забезпечують добове або тижневе регулювання стоку. У табл. 5.1 наведено основні параметри дніпровських водосховищ.

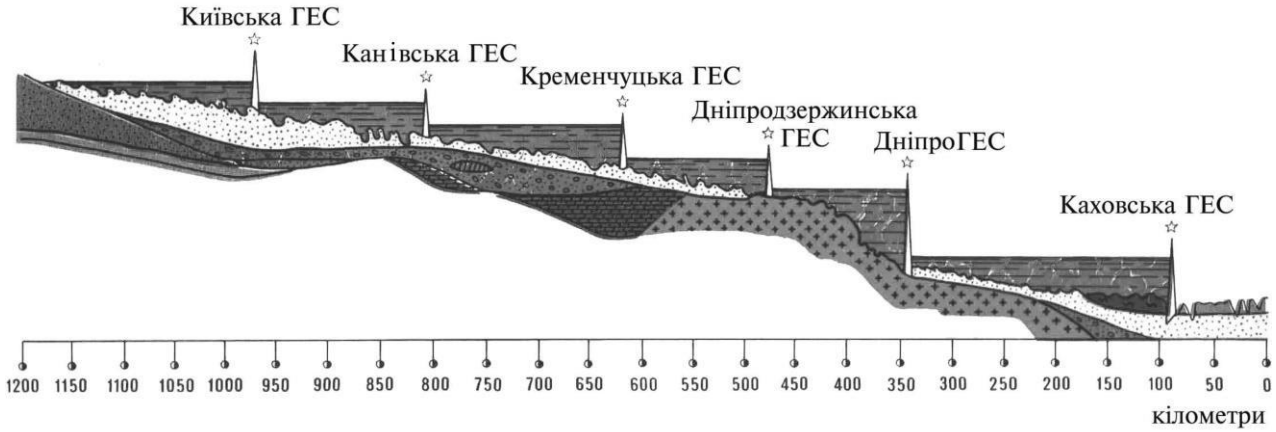


Рис. 5.1.
Скорочений профіль р. Дніпро, з каскадом розташованих на ній ГЕС та водосховищ

Таблиця 5.1. Основні показники дніпровських водосховищ

Водосховище	Відмітки рівня, м			Об'єм, км^3		Рік введення в експлуатацію
	Нормальний підпертий рівень (НПР)	Рівень мертвого об'єму (РМО)	Загальна площа дзеркала, км^2	Повний	Регулюючий	
Київське	103,0	101,5	922	3,7	1,2	1965
Канівське	91,5	91,0	675	2,6	0,3	1974
Кременчуцьке	81,0	75,8	2250	13,5	9,0	1961
Дніпродзержинське	64,0	63,0	567	2,5	0,5	1964
Дніпровське	51,4	49.0	410	3,3	0,7	1932
Каховське	16,0	12,7	2150	18,2	6,8	1956
Разом			6974	43,8	18,5	

В Україні нараховується біля 20 тис. озер. Найглибшим є озеро Світязь глибиною 58,4 м.

Основним джерелом забезпечення поверхневих вод є ***круговорот води*** в природі, тобто безперервний обмін вологою між атмосферою й земною поверхнею. Він складається з процесів випаровування, перенесення водяної пари в атмосферу, конденсації її в атмосфері, випадання опадів і стоку води (рис. 5.3).

Рис. 5.2. Каскад водосховищ на р. Дніпро

Природні ресурси поверхневих вод вивчаються наукою ***гідрологією***. Основними питаннями, якими займається гідрологія, є: 1. Оцінка водних запасів і водного балансу окремих водних об'єктів або районів чи басейну в цілому. 2. Встановлення розрахункових величин річкового стоку для проектування гідротехнічних споруд. 3. Розрахунки випаровування з водної поверхні водойм та з поверхні річкових басейнів. 4. Оцінка температурного та льодового режимів річок і озер. 5. Вивчення питань формування річкових русел. Розрахунки замулення водосховищ і формування їхніх берегів. 6. Прогнози всіх основних елементів гідрологічного режиму (рівні, витрати, замерзання води, танення криги та ін.). 7. Врахування впливу гідротехнічних споруд на водний потік для визначення ймовірних умов, в яких ці споруди будуть працювати. 8. Вивчення впливу людської діяльності на кількісні та якісні показники річкового стоку (регулювання стоку, меліорація земель, вирубка й насадження лісів та ін.). 9. Вивчення причин та джерел забруднення природних вод і розробка гідрологічних основ прийомів боротьби з цими небажаними впливами на водні ресурси.

Згідно з цим, однією з основних характеристик річок і річкового стоку є площа водозбору, або басейн річки. Лінія, яка відмежовує в плані водозбірну площу однієї річки від іншої, називається ***лінією водорозділу.***

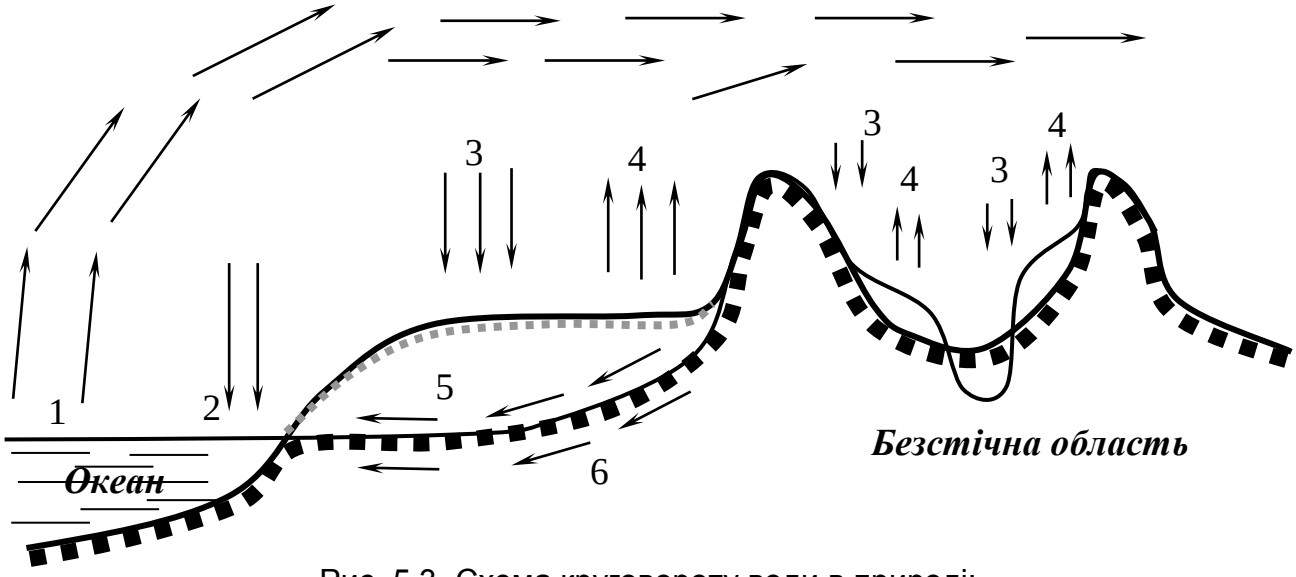


Рис. 5.3. Схема круговороту води в природі:
1 – випаровування з поверхні океану; 2 – опади на поверхню океану; 3 – опади на поверхню суші; 4 – випаровування з поверхні суші; 5 – річковий стік в океан; 6 – підземний стік в океан

Вона являє собою перетин схилів суміжних водозборів. До площі водозбору будь-якого створу річки входять також водозбірні площі всіх притоків річки, розташованих вище створу, який розглядається. Основними гідрологічними категоріями (показниками), які описують водний стік, є такі поняття.

***Витрата води Q*, м^3/с,** – це кількість води, що протікає через поперечний переріз річки за одиницю часу. Витрата води може бути миттєвою, що характеризує водність річки в якийсь момент часу, або середньою за певний період (добу, декаду, місяць, рік).

***Об'єм стоку W*, м^3,** – це кількість води, що протікає через поперечний переріз річки за деякий проміжок часу (добу, місяць, рік).

Об'єм стоку визначається за формулою

$$W = Q \cdot t, \tag{5.1}$$

де Q – середня витрата води за конкретний період; t – час періоду, с.

***Модуль стоку M*, м^3/с·км^2,** – це кількість води, що стікає з одиниці площі водозбору за одиницю часу.

Модуль стоку визначається за формулою

$$M = QF \ , \tag{5.2}$$

де F – площа водозбору, км^2.

***Шар стоку h*, мм,** – це висота шару води, яку можна отримати, якщо об'єм стоку рівномірно розподілити по всій площі водозбору річки. Шар стоку визначається за формулою

$$h = W / F \ . \tag{5.3}$$

Модульний коефіцієнт K – це відношення характеристик стоку за будь-який період до середнього багаторічного значення їх, тобто

$$K = \frac{Q_i}{Q_0} = \frac{W_i}{W_0} = \frac{M_i}{M_0} = \frac{h_i}{h_0}, \quad (5.4)$$

де Q_i, W_i, M_i, h_i – показники стоку за прийнятий період; Q_0, W_0, M_0, h_0 – показники середнього багаторічного значення стоку.

Коефіцієнт стоку α – це відношення шару стоку h за будь-який період до шару опадів H за цей же період:

$$\alpha = h / H. \quad (5.5)$$

Очікувані значення величин стоку і його коливань у гідрології визначаються на підставі закономірностей зміни стоку, які спостерігалися раніше. Оскільки зміни стоку мають випадковий характер, то для аналізу цих змін застосовуються методи математичної статистки і теорії ймовірностей.

Припустимо, що маємо N спостережень за річковим стоком. Приймемо весь період спостережень за 100%, тоді кожен рік по відношенню до всього періоду складе 100/N, %, отже, найбільша витрата води в річці за період спостережень має забезпеченість 100/N, %, наступна за величиною витрата – 2 х 100/N, %, а остання – $\frac{N}{N} \cdot 100 = 100\%$ забезпеченості. Таким чином, забезпеченість будь-якого числа ряду можна виразити формулою

$$A = \frac{m}{N} \cdot 100 \ \%, \quad (5.6)$$

де m – порядковий номер числа в ряду спостережень, розташованих за зменшенням значень; N – кількість усіх членів ряду.

Графічне зображення залежності витрати стоку від процента його забезпечення дає криву забезпеченості стоку (рис. 5.4).

По кривій забезпеченості визначається розрахункова витрата води заданої забезпеченості. Залежно від характеру водоспоживача приймається різний процент забезпечення: для водопостачання – 70…90%, для зрошення – 75…95%, для цілей енергетики – 75…95%, для водного транспорту – 85…95%.

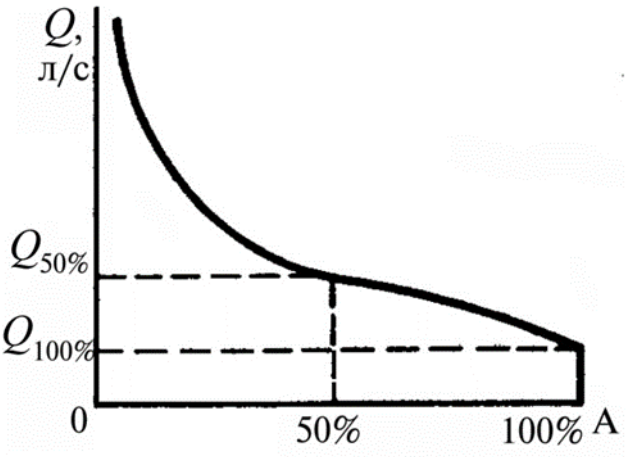


Рис. 5.4. Крива забезпеченості стоку

Підземні води. Це води, які розташовані нижче поверхні землі й містяться в пустотах гірських порід.

Балансові прогнозні ресурси підземних вод в Україні становлять 21 км^3/рік, або 57,4 млн м^3/доб. Середня забезпеченість прогнозних ресурсів підземних вод на 1 км^2 території складає 34,7 тис. м^3/рік, або 95 м^3/доб; на одного жителя – 416 м^3/рік, або 1,13 м^3/доб.

Сумарні експлуатаційні запаси підземних вод становлять 5,6 км^3/рік, або 15,3 млн м^3/доб, на одного жителя – 110 м^3/рік. Підземні води становлять 17% в загальному водоспоживанні країни і 54% – у господарсько-питному водопостачанні.

Для сільського господарства підземні води мають виключно важливе значення, оскільки вони є основним джерелом для водопостачання та частково – для зрошення. Підземні води діляться на ґрунтові й міжпластові.

Ґрунтові води – це води, які просмоктуються і накопичуються у верхньому водопроникному пласту, не прикритому зверху водонепроникним (водотривним) пластом (рис. 5.5). Ґрунтові води мають живлення по всій площі їх розповсюдження. Тому режим ґрунтових вод звичайно відрізняється непостійністю й у значній мірі залежить від кількості опадів на поверхні землі. Неглибокі ґрунтові води можуть легко забруднюватися рідинами, які просмоктуються зверху. Чим глибше розташовані ґрунтові води, тим вони менше забруднені і їхній режим менше залежить від атмосферних опадів.

При використанні ґрунтових вод для питного водопостачання необхідно забезпечити відповідний санітарно-технічний нагляд зони водозабору.

Міжпластові води – це води, які залягають у водоносному пласту, який у свою чергу розташований між водотривними пластами. На протилежність ґрунтовим, міжпластові води частіше бувають напірними ***(артезіанськими)***, а тому вода в колодязях чи свердловинах, які прорізують міжпластовий напірний горизонт, піднімається і встановлюється на деякому рівні вище верхнього водотриву (покрівлі), що перекриває водоносний пласт (рис. 5.5). Іноді п'єзометричний рівень води може бути вище поверхні землі, тоді вода із свердловини буде самовиливатися (фонтанувати).

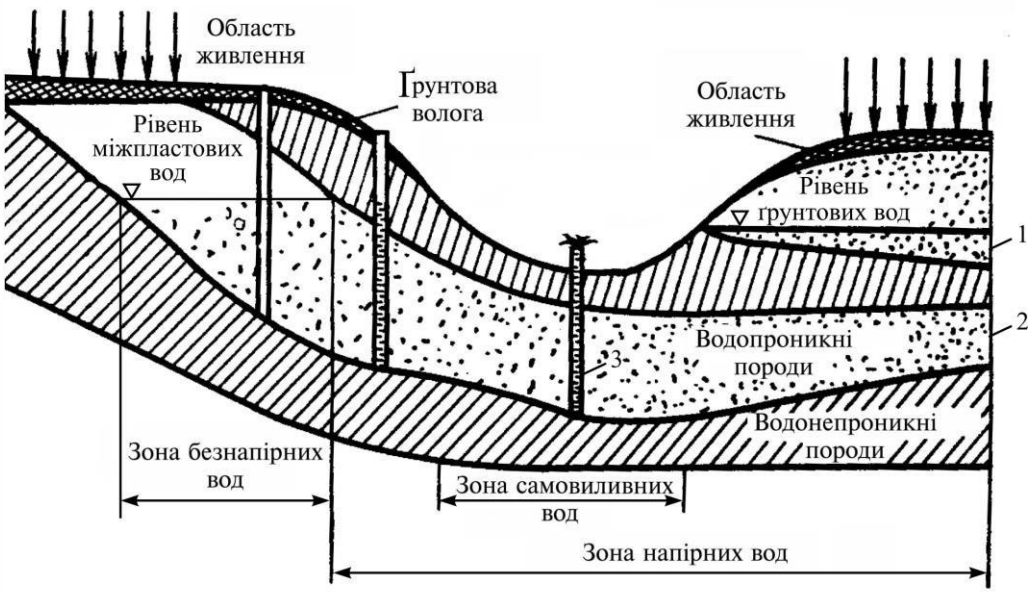


Рис. 5.5. Схема залягання підземних вод

1 – ґрунтові води; 2 – міжпластові води; 3 – артезіанська (самовиливна) свердловина

Області живлення артезіанських вод часто знаходяться на великих відстанях від місця їх використання, а тому режим міжпластових вод менше пов'язаний з умовами живлення водоносного пласта і більш постійний, ніж режим ґрунтових вод. Якість води і дебіт (витрата) залишаються більш-менш постійними по всій області розповсюдження міжпластового водоносного горизонту.

Процес надходження води в ґрунти можна розділити на два етапи: усмоктування, яке відбувається внаслідок дії капілярних, сорбційних і, частково, грави-

таційних сил; фільтрація – рух води в пористому середовищі під дією гравітаційних сил.

Обидва ці процеси являють собою складні випадки руху води. Однак другий етап – фільтрація, внаслідок меншої кількості впливаючих факторів, вивчений більш детально, і для нього одержані досить точні розрахункові рекомендації.

За гідрогеологічними умовами залягання підземних вод територія України районується на 12 гідрогеологічних районів (рис. 5.6).

Міжпластові води добре захищені водотривними породами, які їх перекривають, від потрапляння забруднень з поверхні землі й звичайно бувають чистими в бактеріологічному відношенні, відносно прісні, їм властиві високі смакові якості.

У цілому водні ресурси України обмежені й нерівномірно розосереджені по її території.

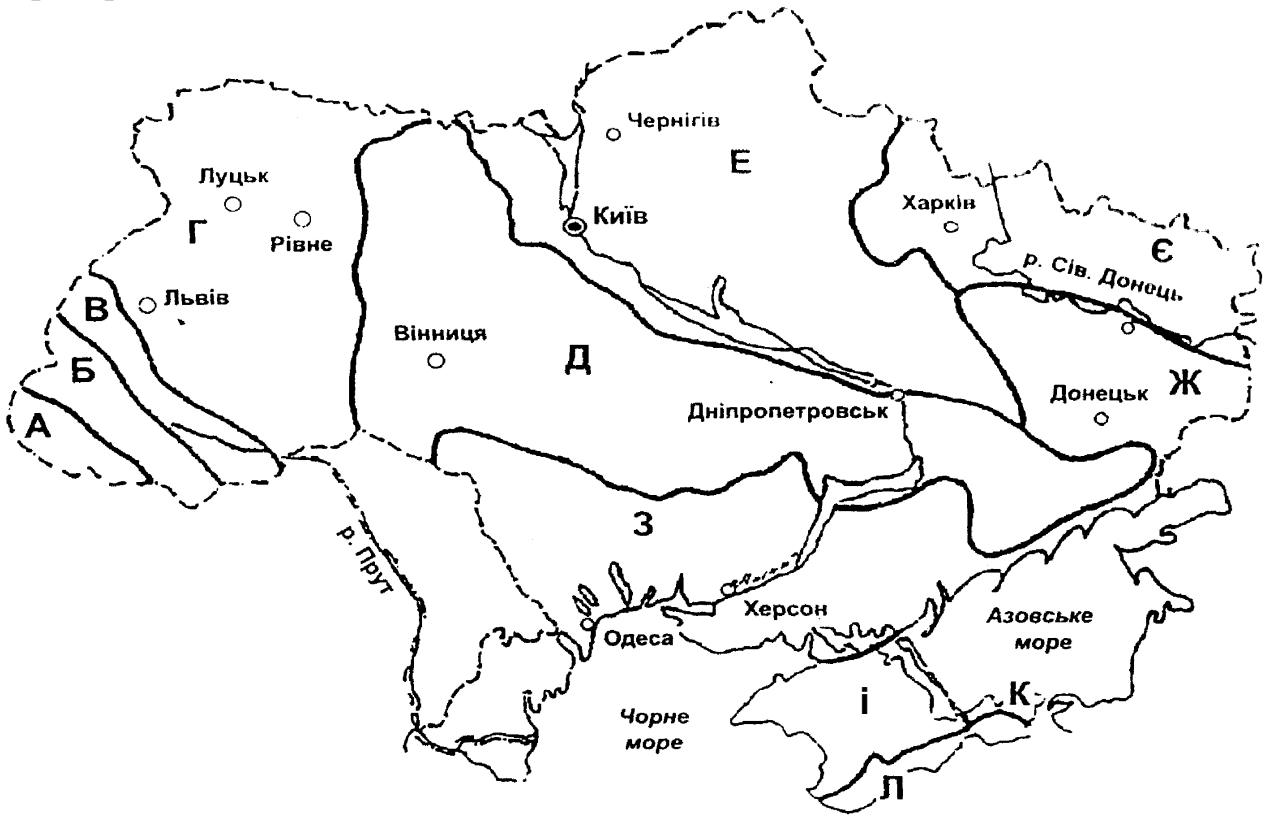


Рис. 5.6. Гідрогеологічні райони України:

А – Закарпатський артезіанський басейн; Б – Карпатська складчаста зона; В – Передкарпатський артезіанський басейн; Г – Волинсько-Подільський артезіанський басейн; Д – Український басейн тріщинних вод; Е – Дніпровський артезіанський басейн; Є – Донецько-Донський артезіанський басейн; Ж – Донецька гідрогеологічна складчаста зона; З – Причорноморський артезіанський басейн; І – Рівнинно-Кримський артезіанський басейн; К – Азово-Кубанський артезіанський басейн; Л – гідрологічна складчаста зона гірського Криму

5.1.2. Водне господарство. Використання та охорона водних ресурсів

З ростом народонаселення й розвитком продуктивних сил суспільства постійно збільшується і водоспоживання.

Сукупність заходів по обліку, використанню природних водних ресурсів для потреб суспільства та їх охороні, які є частиною народного господарства держави, називається ***водним господарством***.

Загальне управління водним господарством у нашій державі здійснюється Державним комітетом водного господарства.

Основними задачами в управлінні водним господарством є науково обґрунтований розподіл вод між водокористувачами з урахуванням першочергового задоволення питних і побутових потреб населення, раціональне використання водних ресурсів, скорочення об'ємів відбирання води з водних джерел і її втрат при транспортуванні та використанні, впровадження досягнень науково-технічного прогресу для запобігання негативному впливу господарської діяльності на водні об'єкти та ін. При управлінні використанням вод необхідно враховувати дані державного водного кадастру й обліку використання вод за єдиною системою водогосподарських балансів, басейнових і територіальних схем комплексного використання й охорони вод.

Отже, у системі водного господарства винятково важливими є заходи щодо водозабезпечення і водорозподілу для нормальної роботи й розвитку всього народногосподарського комплексу держави.

За офіційними даними, сільське господарство є основним споживачем води в загальнодержавних об'ємах водоспоживання.

При проектуванні водогосподарських об'єктів та споживанні водних ресурсів слід керуватися комплексним їх використанням. ***Комплексне використання водних ресурсів*** **–** це одночасне забезпечення потреб у воді різних галузей народного господарства (енергетики, зрошувальних меліорацій та ін.) з метою найбільш ефективного їх застосування.

У відповідності з цим, до складу водного господарства входять такі галузі: ***гідроенергетика*** – використання водної енергії; ***водні меліорації*** – зрошення в зонах недостатнього зволоження; ***водопостачання та каналізація*** населених пунктів, промислових і сільськогосподарських виробництв; ***водний транспорт***; ***використання водних надр*** – рибоводство, використання корисних рослин та ін. Крім перерахованих галузей водного господарства, можна назвати застосування вод для впорядкування міст і селищ, для санітарних цілей, спортивних заходів та ін.

Отже, при виникненні різних завдань, пов'язаних з використанням водних ресурсів, та при їх реалізації слід передбачати одночасне розв'язання, з максимальним загальним ефектом, і інших задач – енергозбереження при зрошенні, риболовстві, птахівництві (розведенні водоплаваючих птахів) і т. д.

Найважливішою складовою при застосуванні водних ресурсів є їхній облік. Згідно з основами водного законодавства в нашій державі, у процесі споживання водних ресурсів здійснюється державний облік використання вод і ведеться державний водний кадастр. Державному обліку підлягають всі водні об'єкти, які складають єдиний державний фонд, і води, які використовуються в усіх сферах виробництва. Ведеться статистичний облік використання і скидання вод.

Водний кадастр – це систематизована сукупність відомостей про водні ресурси країни.

У нашій державі існує автоматизована інформаційна система кадастру використання водних ресурсів. Базується вона на даних статистичного й оперативного обліку вод та на інших даних.

Як відзначалося вище, невід'ємною складовою водокористування є охорона водних ресурсів (вод).

Охорона вод **–** це система технічних, організаційних, правових і екологічних заходів, спрямованих на запобігання, обмеження й усунення наслідків забруднення, засмічення і виснаження водних об'єктів з метою задоволення оптимальних

потреб населення та промисловості у воді нормативної якості для нинішніх та прийдешніх поколінь.

Система заходів щодо охорони вод складається з профілактичних заходів, спрямованих на недопущення появи або обмеження нових джерел забруднення, засмічення і виснаження вод, та із заходів щодо усунення несприятливого впливу господарської діяльності на стан водних об'єктів, який розпочався при використанні вод.

У процесі експлуатації водогосподарських об'єктів ці загальні положення конкретизуються в залежності від виду діючих чи потенціальних забруднюючих факторів.

5.2. Сільськогосподарське водопостачання

5.2.1. Задачі, класифікація й особливості систем сільськогосподарського водопостачання

Сільськогосподарське водопостачання – це забезпечення водою в необхідній кількості та необхідної якості сільських споживачів.

Сільськими споживачами води є сільське населення, тварини, агропромислові виробництва на селі, сільськогосподарська техніка та ін.

Здійснюється сільськогосподарське водопостачання в основному за допомогою систем водопостачання.

Системою водопостачання називається комплекс споруд для отримання (добування) води з природних джерел, її очистки (у випадку необхідності), транспортування й розподілу між споживачами. Таким чином, система водопостачання забезпечує механізований підйом і подачу води споживачам по системах трубопроводів. Іноді ці системи називаються просто водопроводами.

До складу водопостачальних систем входять такі елементи: водозабірні споруди; насосні станції; очисні споруди (при необхідності); водонапірні споруди і водопровідні мережі.

Системи водопостачання класифікуються: за кількістю населених пунктів, які система забезпечує водою, – групові та локальні; за ступенем централізації – централізовані, децентралізовані і комбіновані; за видом джерела води – системи з підземними, поверхневими та змішаними джерелами води; за способом подачі води – з механізованою подачею води, самотічні (гравітаційні) і комбіновані; за надійністю подачі води; за призначенням – господарсько-питні, виробничі, протипожежні та об'єднані; за конструкцією водопровідної мережі – розімкнуті (тупикові) і кільцеві (див. п. 1.3.12.3).

Групові системи забезпечують водою декілька населених пунктів, а іноді й районів. Наприклад, Західний груповий водопровід, що розташований у Запорізькій області, забезпечує питною водою села Мелітопольського та Якимівського районів тієї ж області (джерело води – Каховський магканал).

Локальні системи обслуговують один населений пункт або один об'єкт водоспоживання.

Централізовані – це системи водопостачання, які забезпечують водою всі об'єкти сільського населеного пункту з єдиної водопровідної мережі.

Децентралізовані – це системи, при яких окремі комунальні чи господарські одиниці забезпечуються водою відокремлено (незалежно від інших об'єктів).

Комбіновані – це системи, при яких окремі групи споживачів забезпечуються водою централізованою системою, а решта – окремими локальними системами.

Системи з ***підземним*** джерелом води використовують підземні води. Системи з ***поверхневим*** джерелом води – поверхневі води. У системах зі ***змішаними*** джерелами води одночасно застосовуються підземні і поверхневі води.

У системах з ***механізованою*** подачею вода подається за допомогою насосів. ***Самотічні*** системи застосовуються у випадках, коли відмітка місця розташування водозабору перевищує відмітку території водоспоживання, внаслідок чого і створюється напір, за рахунок якого вода транспортується самотічно до споживачів.

У комбінованих за способом подачі води остання частково подається самотічно, а частково – механізовано.

За ***надійністю*** подачі води системи сільськогосподарського водопостачання належать до ***третьої категорії*** (при загальноприйнятих трьох категоріях), і в них допускаються перерви в подачі води до 1 доби.

За призначенням системи сільськогосподарського водопостачання є ***об'єднаними***, тобто з однієї і тієї ж системи, як правило, одночасно задовольняються потреби господарсько-питного, виробничого та протипожежного водопостачання.

Особливості систем сільськогосподарського водопостачання обумовлюються особливостями сільського побуту та сільськогосподарського виробництва:

1. Розосередженість водоспоживачів, яка пов'язана з веденням сільськогосподарського виробництва на великих земельних територіях, чим обумовлена значна розосередженість населених пунктів, різних господарських центрів по території землекористування. Крім того, споживачі води (люди, тварини, механізми та ін.) у певні періоди пересуваються по цій території. Такі обставини ведуть до збільшення дальності транспортування води, ускладнення експлуатації систем. При цьому слід врахувати, що об'єми споживання (витрат) води порівняно невеликі.

2. Нерівномірність споживання води обумовлена циклічністю чергування сільськогосподарських робіт у всіх видах сільськогосподарського виробництва. У кінцевому результаті це призводить до нерівномірного завантаження систем водопостачання, збільшення об'ємів регулюючих ємкостей, відбивається на техніко-економічних показниках систем сільськогосподарського водопостачання.

5.2.2. Вимоги до якості води та її поліпшення

У сільськогосподарському водопостачанні споживачам потрібна вода, яка відповідала б Державному стандарту України ***"Вода питна"*** (1996 р.).

Згідно з цим стандартом, вода характеризується органолептичними та хімічними і бактеріологічними властивостями, до яких стандартом встановлюються певні вимоги (допустимі норми). Розглянемо деякі з них.

1. Органолептичні властивості: мутність – це вміст у воді зважених речовин, допустиме значення – 1,5 мг/л. Визначається мутномірами або ваговим методом. ***Прозорість*** – здатність води пропускати промені світла. Допустима норма – стандартний шрифт повинен читатися на відстані не менше як 30 см. ***Цвітність*** – це колір води. Виражається в градусах платино-кобальтової шкали, розділеної на

500°; допустима – 20°. До цього виду властивостей також належать смак і запах води та її температура.

2. Хімічні властивості: загальна мінералізація – це сумарна кількість мінеральних солей, розчинених у воді. Визначається за сухим залишком після випаровування при температурі 105…110 ^{0}C; допустима – 1000 мг/л. ***Жорсткість*** обумовлена вмістом у воді солей кальцію й магнію. Допустима – 0,7 мг екв/л (1 мг екв/л відповідає вмісту в 1 л води 20,04 мг іонів кальцію, або 12,16 мг іонів магнію). ***Водневий показник*** *pH*; допустимий *pH* = 6,5…8,5.

3. Бактеріологічні властивості – це загальна кількість патогенних (хвороботворних) і сапрофітних бактерій, які містяться у воді. Допустимий загальний вміст – не більше 100 шт/л, кишкових паличок – 3 шт/л.

Стандартом регламентуються й інші властивості (показники) питної води.

Якщо вода із джерела не відповідає вимогам стандарту, то проводиться покращення її якості. Покращення якості води досягається шляхом її очищення та поліпшення хімічного складу.

Очищення води полягає в її освітленні та обеззаражуванні.

Освітлення води полягає в зниженні мутності, тобто у видаленні з води зважених у ній речовин і колоїдів. Досягається це шляхом відстоювання води у відстійниках з наступною фільтрацією на піщаних фільтрах. Для інтенсифікації процесу освітлення застосовується прийом коагулювання шляхом введення у воду коагулянта, що викликає утворення пластівців.

Обеззаражування води полягає в зменшенні в ній вмісту живих мікроорганізмів. Значна частина їх залишається у відстійнику та затримується на фільтрах, решта ж знищується шляхом хлорування або застосуванням сучасних методів. Якщо знезаражування виконується хлоруванням, то доза хлору становить 3…5 мг/л, а його бактерицидна дія припиняється через 30…60 хв. До споживання вода придатна не раніше як через годину після введення хлору.

Поліпшення хімічного складу води полягає в регулюванні вмісту в ній розчинених солей. Досягається це пом’якшенням, опрісненням, знезалізненням та фторуванням води. ***Пом’якшення води*** – це зменшення вмісту в ній солей жорсткості – солей кальцію й магнію. Досягається пом’якшення реагентним методом, при якому у воду вводиться вапно або кальцінована сода, внаслідок чого солі жорсткості утворюють нерозчинні з’єднання і випадають у осад. У сільськогосподарському водопостачанні частіше застосовується ***катіонітовий*** спосіб, який ґрунтується на здатності іонообмінних нерозчинних речовин (катіонітів – наприклад сульфовугілля та ін.) вступати в обмінні реакції з катіонами кальцію й магнію, які містяться у воді. ***Опріснення*** полягає в частковому видаленні солей з води, зокрема електрохімічним і іншими методами. ***Знезалізнення*** – це видалення з води надлишку солей заліза. Допустимий вміст їх 0,3…1 мг/л. Здійснюється аерацією води на контактних градирнях при вільному падінні її з висоти. ***Фторуваня води***, а іноді обезфторювання, проводиться з метою регулювання вмісту в ній фтору, що має важливе значення для запобігання захворюванню зубів карієсом. Досягається фторування методом введення у воду фторного реагенту.

5.2.3. Норми, режими водоспоживання та визначення розрахункових витрат води

Для проектування систем водопостачання необхідно знати кількість споживаної води і режим її використання.

Кількість споживаної води встановлюється за чисельністю споживачів на підставі норм водоспоживання.

***Норма водоспоживання q*, л/доб,** – це середня кількість води, яка використовується одним споживачем за добу або витрачається на одиницю продукції, що виробляється. Згідно з будівельними нормами і правилами, норма водоспоживання залежно від рівня благоустрою складає 125…350 л/доб на одного жителя; у тваринництві для дорослої великої рогатої худоби – 60…70 л/доб, для її молодняка – 20…30 л/доб; для дорослих свиней – 15…60 л/доб, для їхнього молодняка – 5…15 л/доб; для птиці – 1…2 л/доб. Норми водоспоживання наводяться в літературі з сільськогосподарського водопостачання.

Режим водопостачання визначає розрахункові витрати, напори й нерівномірність споживання води з системи.

У сільському господарстві він характеризується значною нерівномірністю протягом року, яка залежить від природних, соціально-економічних, господарських і технічних факторів. Коливання добових витрат води обумовлюється погодними умовами, режимом роботи підприємств, черговістю робочих, вихідних і святкових днів, проведенням різних масових заходів та випадковими явищами.

Нерівномірним є водоспоживання і протягом доби, що обумовлюється зміною дня й ночі, розкладом роботи на виробництвах та іншими випадковими явищами. Усередині кожної години водоспоживання також непостійне, однак у розрахунках ці коливання не враховуються, і вважається, що протягом години водоспоживання не змінюється. На рис. 5.7 наводиться приклад ступінчастого графіка добового водоспоживання в сільському населеному пункті, який ілюструє вищезазначену нерівномірність добового водоспоживання.

Гідравлічний розрахунок зовнішніх водопровідних мереж ведеться на підставі розрахункових витрат води. Для надійності забезпечення споживачів водою системи водопостачання розраховуються на пропуск найбільших витрат води, які будуть мати місце при максимальній добовій витраті $Q_{\text{доб max}}$. Крім цього, для більшої надійності проектування систем враховується 15 – 20-річна перспектива збільшення водоспоживання.

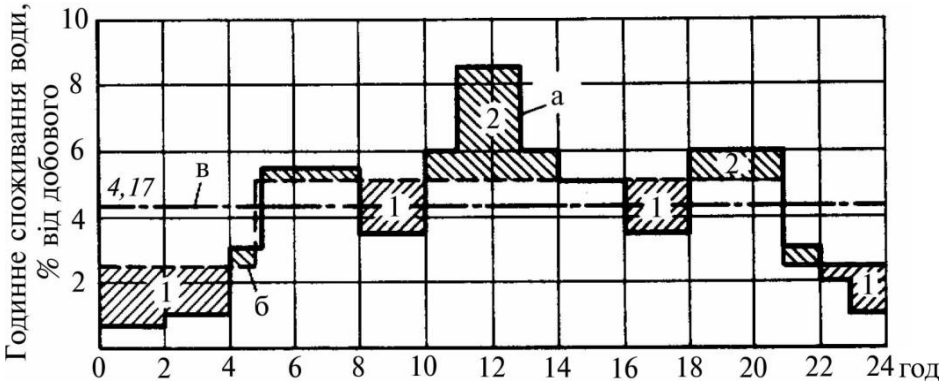


Рис. 5.7. Графік споживання води:

а – графік добового водоспоживання; б – водоподача; в – середньодобова подача: 1 і 2 – об'єми води, які відповідно накопичуються за години малого її відбору з системи і витрачаються в годи-

Отже, для знаходження розрахункових витрат води перш за все слід встановити склад водоспоживачів. Далі встановлюється середньодобова витрата води для кожного водоспоживача, для чого кількість цих водоспоживачів n слід помножити на норму водоспоживання. Підсумувавши середньодобові витрати щодо окремих водоспоживачів, знайдемо середньодобову витрату води щодо об'єкта водопостачання за формулою

$$Q_{\text{доб ср}} = \sum q_i n_i \,, \tag{5.7}$$

де q_i – норма водоспоживання для окремих споживачів води, л/доб; n_i – кількість споживачів води кожного виду.

Нижче йтиметься про порядок встановлення розрахункової витрати води в цілому щодо об'єкта, тобто для магістрального трубопроводу, та проектування насосної станції чи установки. Отже, встановлюється максимальна добова витрата води за формулою

$$Q_{\text{доб max}} = Q_{\text{доб ср}} \cdot K_{\text{доб max}}, \tag{5.8}$$

де $K_{\text{доб max}}$ – добовий коефіцієнт, який враховує нерівномірність споживання води за добу в різні періоди року (відношення максимального добового до середнього добового об'єму водоспоживання), його максимальне значення – 1,3.

Середньогодинна витрата води за добу максимального водоспоживання визначається за формулою

$$Q_{\text{год ср}} = Q_{\text{доб max}}/24, \tag{5.9}$$

де 24 – кількість годин у добі.

Розрахункова витрата води Q, м^3/с, визначається за формулою

$$Q_{\text{р}} = K_{\text{годmax}} \cdot Q_{\text{годср}} / 36 \cdot 10^5, \tag{5.10}$$

де $K_{\text{год max}}$ – годинний коефіцієнт нерівномірності споживання води в окремі години доби (відношення максимального годинного до середньогодинного об'єму водоспоживання), для комунального сектора – 1,2…2,0, у тваринництві – 2,5…4. Взагалі ж для комунального сектора його можна визначити за залежністю

$$K_{\text{год max}} = \lambda_{\text{max}} \beta_{\text{max}} \,, \tag{5.11}$$

де λ – коефіцієнт, який враховує рівень упорядкування будівель, режим роботи підприємств і інші місцеві умови (λ_{max} = 1,2…1,4); β – коефіцієнт, який враховує кількість жителів у населеному пункті (β_{max} = 2…4,5).

У випадку необхідності при проектуванні системи виконують розрахунки і з мінімальними показниками.

Розрахункові витрати води для її подачі окремим водоспоживачам виконуються за цією ж методикою.

Гідравлічний розрахунок водопровідної мережі виконується за методикою, викладеною в п. 1.3.12.

5.2.4. Схеми систем водопостачання

Схеми систем водопостачання графічно зображують місцезнаходження і самі споруди, які входять до їхнього складу. На склад споруд системи водопостачання докорінно впливає вид джерела води. Оскільки основним джерелом води у сільськогосподарському водопостачанні є підземні води (біля 90%), то першою розглянемо систему водопостачання такого типу (рис. 5.8).

Оскільки підземні води в більшості придатні до використання без покращення їхньої якості, то вода з джерела безпосередньо подається споживачам (рис. 5.8).

Істотно в цьому відношенні відрізняються поверхневі води, які без покращення їхньої якості не придатні до вживання в якості питної води, а тому і схема системи водопостачання (склад споруд) суттєво відрізняється від попередньої (рис. 5.9).

За цією схемою природна вода забирається з поверхневого джерела насосною станцією першого водопідйому і подається для очищення на очисні споруди. Потім вода надходить до резервуара чистої води, а звідти, за допомогою насосної станції другого водопідйому, подається у водопровідну мережу. Підкреслимо, що в розглянутих системах водопостачання водонапірні башти розташовані на початку водопровідної мережі. У практиці сільськогосподарського водопостачання мають місце і системи, в яких водонапірна башта встановлюється в кінці водопровідної мережі, і називається вона в цьому випадку ***контррезервуаром*** (рис. 5.10). У системах сільськогосподарського водопостачання часто застосовується більше однієї башти – по дві, три і більше.

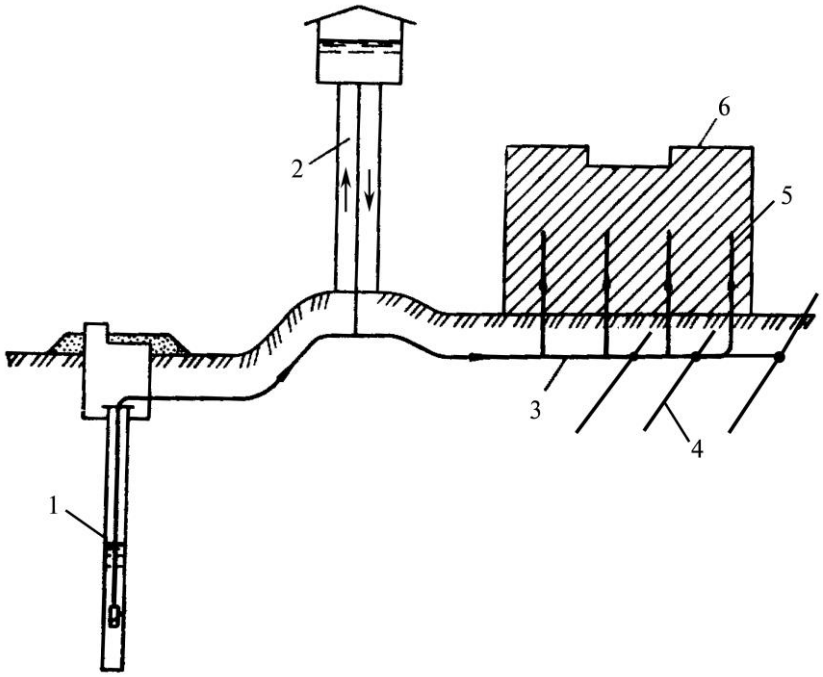


Рис. 5.8. Схема системи водопостачання з підземним джерелом води:

1 – водозабірний вузол; 2 – водонапірна башта; 3 – транспортуючий трубопровід; 4 – розвідна (зовнішня) водопровідна мережа; 5 – внутрішня водопровідна мережа; 6 – об’єкт водопостачання

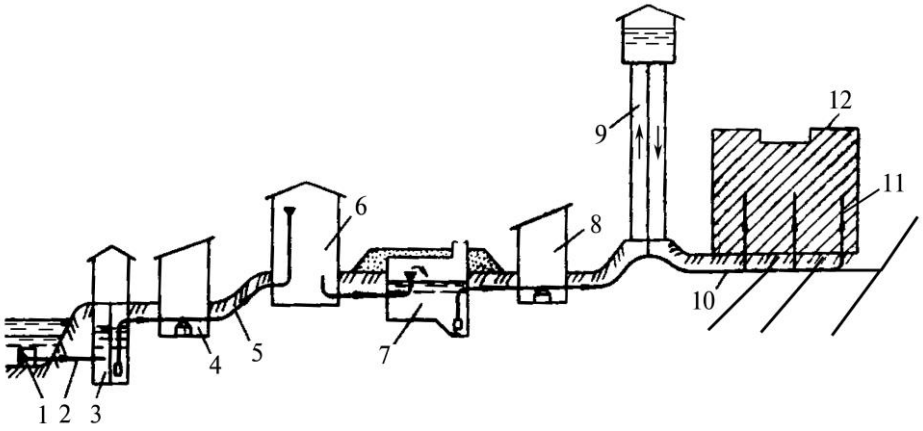


Рис. 5.9. Схема системи водопостачання з поверхневим джерелом води:

1 – водоприймальний оголовок; 2 – самотічний трубопровід; 3 – береговий сітчастий колодязь; 4 – насосна станція першого водопідйому; 5 – напірний трубопровід; 6 – станція очищення води; 7 – підземний резервуар чистої води; 8 – насосна станція другого водопідйому; 9 – водонапірна башта; 10 – розвідна (зовнішня) водопровідна мережа; 11 – внутрішня водопровідна мережа; 12 – об'єкт водопостачання

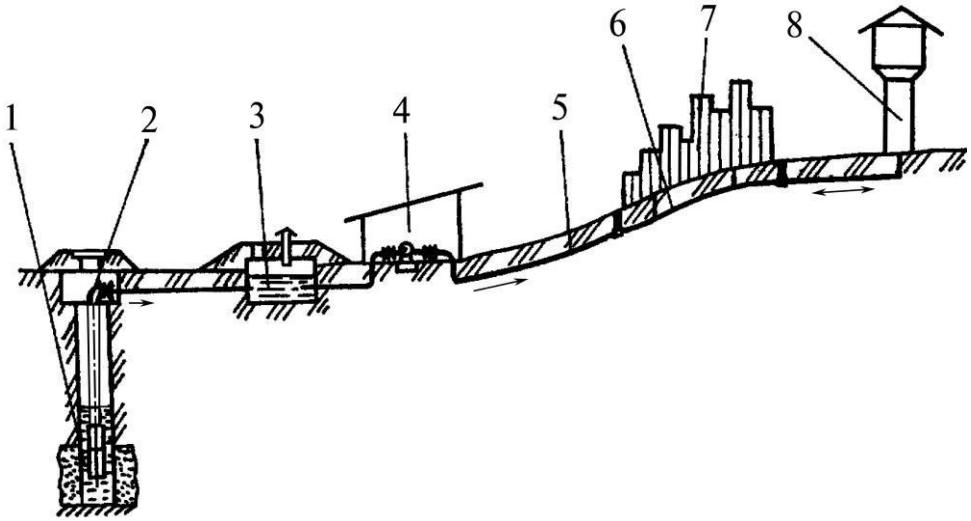


Рис. 5.10.
Схема системи водопостачання з підземним джерелом води з контррезервуаром:

1 – підземні води; 2 – насосна установка першого водопідйому; 3 – резервуар чистої води; 4 – насосна станція другого водопідйому; 5 – водовід; 6 – водопровідна мережа; 7 – об'єкт водопостачання; 8 – водонапірна башта

На рис. 5.11 наведена схема групового водопроводу, який забезпечує питною водою декілька населених пунктів.

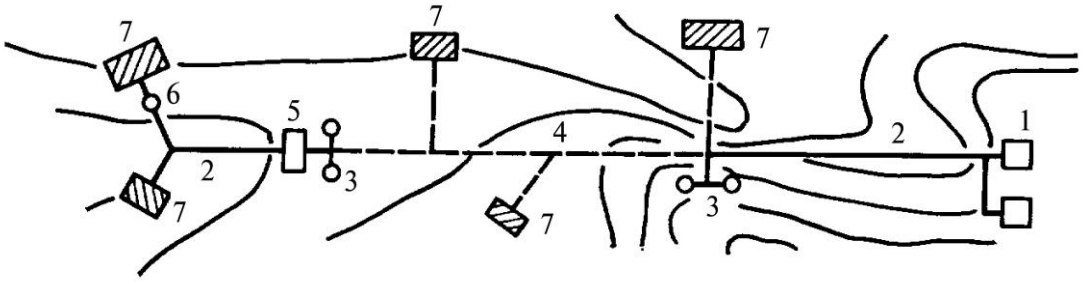


Рис. 5.11. Схема групового водопроводу:

1 – вузол головних споруд; 2 – нагнітальний напірний водовід; 3 – резервуари чистої води; 4 – самотічний напірний водовід; 5 – насосна станція підкачки; 6 – водонапірна башта; 7 – села

Джерелом води для групових водопроводів можуть бути як підземні, так і поверхневі води.

5.2.5. Елементи систем водопостачання

5.2.5.1. Водозабірні вузли

Водозабірні вузли – це гідротехнічні споруди, призначені для забирання води з джерела водопостачання.

Конструкція водозабірних вузлів залежить від типу джерела води.

Міжпластові підземні води забираються за допомогою свердловин, а ***ґрунтові*** – за допомогою шахтних колодязів.

При виборі місця розташування водозабору слід враховувати відстань між ним і споживачами – вона повинна бути якомога меншою, – а також природні, економічні, гідрогеологічні, санітарні та інші умови і вимоги.

Розглянемо відповідні водозабірні споруди.

Водозабірні свердловини – це вертикальні циліндричні гірничі виробки в земній корі відносно малого діаметра і великої глибини. Призначені водозабірні свердловини для забирання міжпластових (напірних і безнапірних) вод, тобто вод, які залягають на значній глибині (більше 10 м), з товщиною водоносного пласта більше 5…6 м. Глибина свердловин сягає 50…500 м, діаметр – 75…500 мм. Основною технічною характеристикою свердловини є її ***дебіт***, тобто витрата води, яку забезпечує свердловина (див. п. 1.3.17). Робляться свердловини методом ***буріння***, який полягає в руйнуванні гірських порід у забої, видаленні зруйнованої породи (шламу) зі ствола та закріпленні стінок свердловин.

Буріння свердловин здійснюється двома способами – ***обертовим*** (роторним) та ***ударним*** – за допомогою спеціальних бурових агрегатів або установок. Установка для буріння неглибоких (глибиною до 20…30 м) свердловин ручним способом показана на рис. 5.12. Такі свердловини застосовуються переважно для забирання ґрунтових вод.

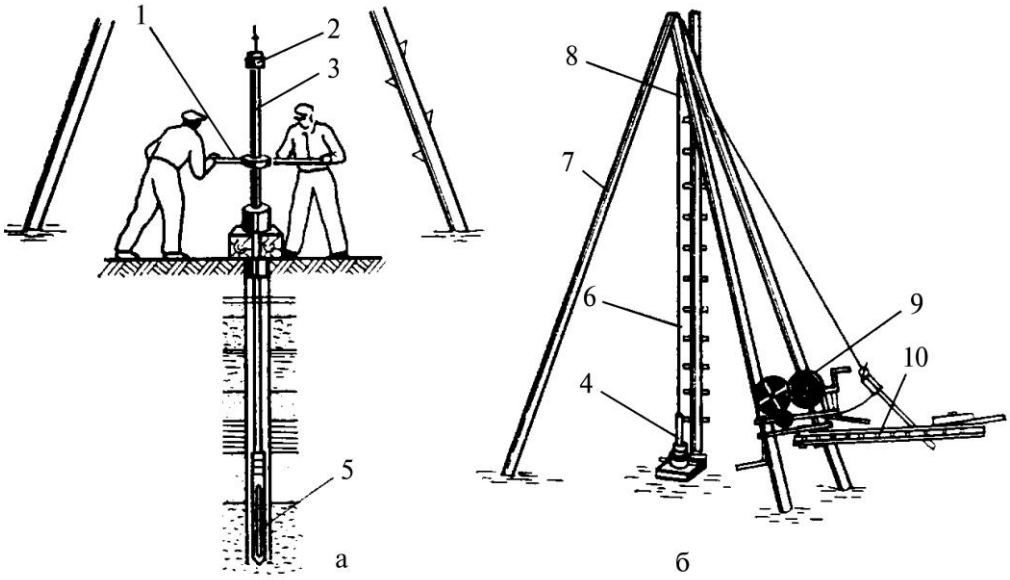


Рис. 5.12. Бурова установка для буріння неглибоких свердловин:

а – буровий пристрій; б – підйомний пристрій; 1 – поворотний хомут; 2 – вертлюг; 3 – бурова колона; 4 – обсадна труба; 5 – породоруйнуючий інструмент; 6 – канат; 7 –тринога; 8 – блок; 9 – лебідка; 10 – балансир (важіль)

Буріння свердловин здійснюється двома способами – ***обертовим*** (роторним) та ***ударним*** – за допомогою спеціальних бурових агрегатів або установок. Установка для буріння неглибоких (глибиною до 20…30 м) свердловин ручним способом показана на рис. 5.12. Такі свердловини застосовуються переважно для забирання ґрунтових вод.

Для буріння глибоких свердловин застосовуються ударно-канатне та обертове (роторне) буріння.

Ударно-канатне буріння ведеться долотами і желонками при періодичному опусканні їх на канаті у свердловину. Порода руйнується ударами долота по забою, а продукти руйнування видаляються зі свердловини желонкою. Установка для ударно-канатного буріння показана на рис. 5.13.

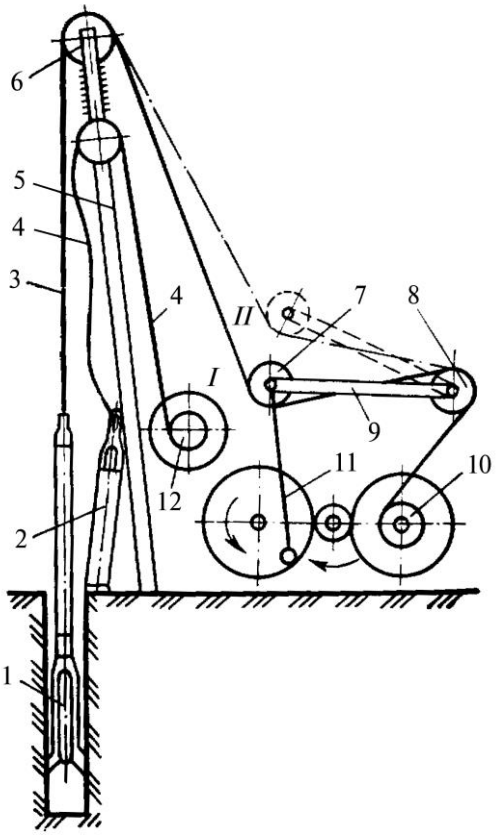


Рис. 5.13.
Схема установки ударно-канатного буріння:
1 – буровий снаряд (з долотом); 2 – желонка; 3 – канат;
4 – канат желонки; 5 – мачта; 6 – ролик (блок);
7 – відтяжний ролик; 8 – направляючий ролик;
9 – відтяжна рама ударного механізму;
10 – інструментальний барабан (лебідка);
11 – шатун; 12 – желонковий барабан

Желонка – це циліндричний наскрізний стакан, у нижній частині якого розміщені сталь-ний ріжучий башмак і клапан (рис. 5.14, а, б). При опусканні желонки клапан відкривається всередину, а при підніманні її, після набирання продуктів руйнування забою, клапан опускається і лягає на упор, передбачений у башмаку. Таким чином, бурова маса (шлам) закривається в стакані, піднімається на поверхню і висипається із желонки поблизу свердловини.

При ***обертовому (роторному) бурінні*** порода в забої руйнується породоруйнуючим інструментом, який працює, обертаючись навколо осі за допомогою бурильних труб. Порода руйнується по всьому перерізу забою. Продукти руйнування безперервно видаляються зі свердловини шляхом промивки забою промивочною рідиною (глиняним розчином, водою та ін.) або продувки повітрям.

На рис. 5.15 показана принципова схема роторного буріння, на рис. 5.16 показана установка роторного буріння.

Свердловини можуть бути ***досконалими***, якщо вони повністю прорізають водоносний пласт, досягаючи нижнього водотривного пласта, та ***недосконалими***, які прорізають водоносний пласт частково, не досягаючи нижнього водотриву. Свердловина складається зі ствола, тобто основної частини, за допомогою якої досягається водоносний шар, водоприймальної частини, через яку вода надходить у свердловину, і гирла – місця перетину свердловини з поверхнею землі (рис. 5.17).

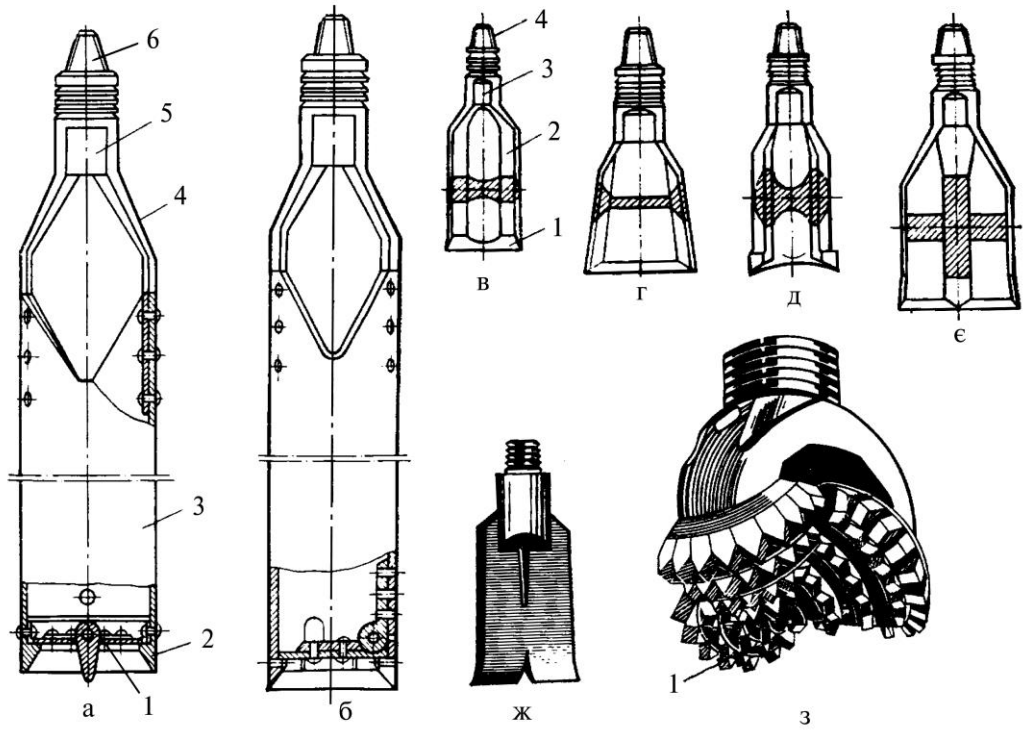


Рис. 5.14. Бурові інструменти:

а, б – желонки з двостулковим та одностулковим клапанами відповідно: 1 – клапан, 2 – башмак, 3 – корпус, 4 – вилка, 5 – шийка, 6 – різьбовий конус; в, г, д, є – долота для ударного буріння, відповідно плоске, двотаврове, округлююче, хрестове: 1 – лезо, 2 – лопать, 3 – шийка, 4 – різьбовий конус; ж, з – долота для роторного буріння, відповідно дволопатеве і тришарошечне: 1 – шарошка

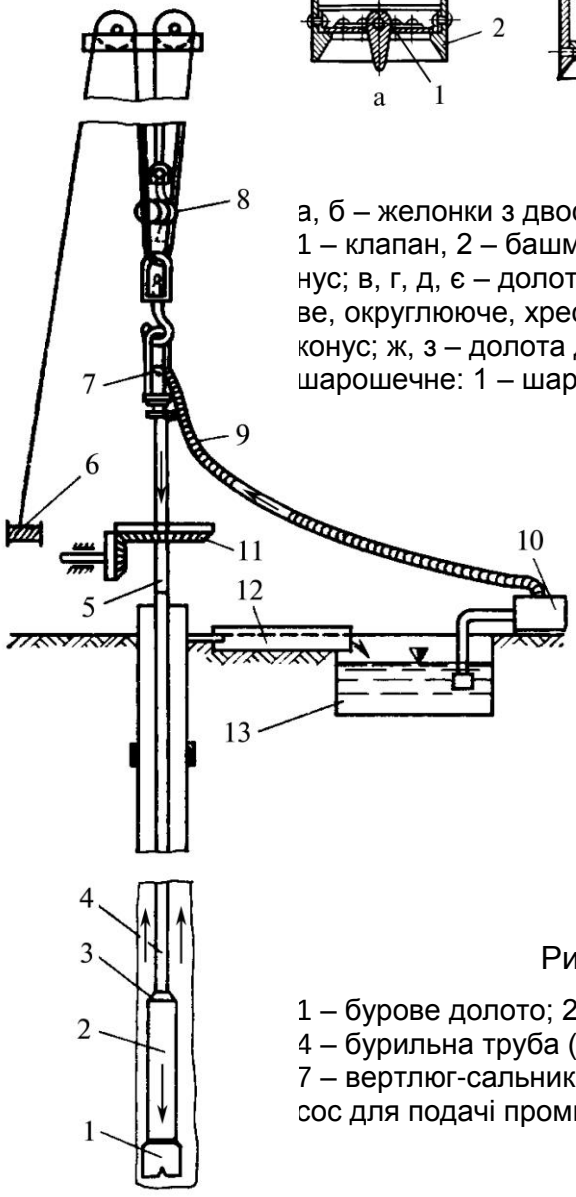


Рис. 5.15. Схема роторного буріння:

1 – бурове долото; 2 – обважнена бурильна труба; 3 – перехідник; 4 – бурильна труба (штанга); 5 – ведуча бурильна труба; 6 – лебідка; 7 – вертлюг-сальник; 8 – підйомний пристрій; 9 – шланг; 10 – буровий насос для подачі промивної рідини; 11 – ротор; 12 – жолоб; 13 – відстійник

Навколо свердловини обов’язково слід робити зону санітарної охорони розміром 30…50 м.

Для запобігання обвалюванню стінок свердловини її ствол закріплюється ***обсадними трубами*** одного або декількох діаметрів, які розташовуються телес-

копічно – від більшого діаметра зверху до меншого знизу. В якості обсадних труб застосовуються стальні безшовні, водогазопровідні, азбестоцементні, поліетиленові і пластмасові труби. У межах водоносного пласта у свердловині встановлюється фільтр. ***Фільтр*** – це частина свердловини, через яку вода з водоносного пласта надходить у свердловину. Фільтри застосовуються з метою запобігання надходженню (потраплянню) часток породи водоносного пласта всередину свердловини. Встановлюється фільтр у свердловині нижче колони обсадних труб (рис. 5.17). Основною характеристикою фільтра є його пропускна здатність, тобто здатність забезпечувати пропуск певної витрати при надходженні води у свердловину. Залежить вона від щілинності фільтра.

Фільтр складається з робочої частини, відстійника й надфільтрової труби (рис. 5.17). Робоча частина призначена для приймання води з водоносного пласта, відстійник – для відкладення (збирання) у ньому часток піску, які проникають через фільтр у свердловину і, нарешті, надфільтрова труба, призначена для з'єднання фільтра з колоною обсадних труб із сальниковим ущільненням.

Рис. 5.16. Установка роторного буріння:

1 – буровий агрегат;
2 – глиномішалка;
3 – причіп для бурових труб;
4 – компресор

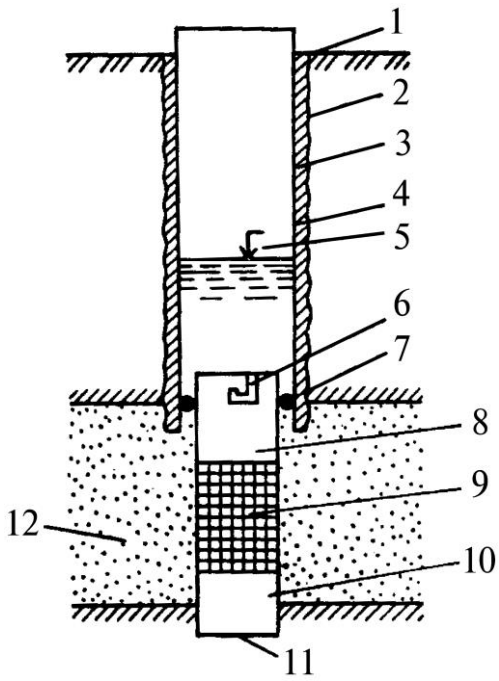


Рис. 5.17. Схема водозабірної свердловини:

1 – гирло; 2 – стінка; 3 – затрубний простір; 4 – колона обсадних труб; 5 – ствол; 6 – замок фільтра; 7 – сальник (ущільнення); 8 – надфільтрова труба; 9 – водоприймальна частина фільтра; 10 – відстійник; 11 – забій; 12 – водоносний пласт

Робоча частина фільтра – це, переважно, стальна труба з висвердленими по всій її поверхні круглими отворами (перфорована), з привареними підкладочними (опорними) поздовжніми стержнями, обмотана нержавіючим дротом або дротяною в'язаною чи штампованою сіткою (рис. 5.18). Умовний діаметр фільтрів – 125…250 мм, щілинність – 15…46%.

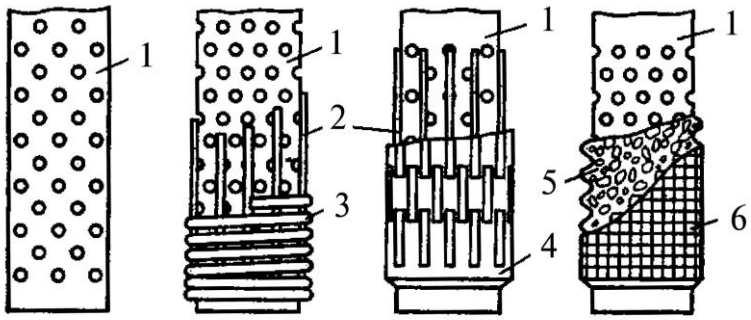


Рис. 5.18.
Фільтри водозабірних свердловин:

1 – трубчастий каркас з круглими отворами; 2 – підкладочні (опорні) стержні; 3 – дротяна обмотка з нержавіючої сталі; 4 – штампована листова сітка з нержавіючої сталі; 5 – підкладна синтетична сітка; 6 – сітка (плетена) з нержавіючого чи латунного дроту

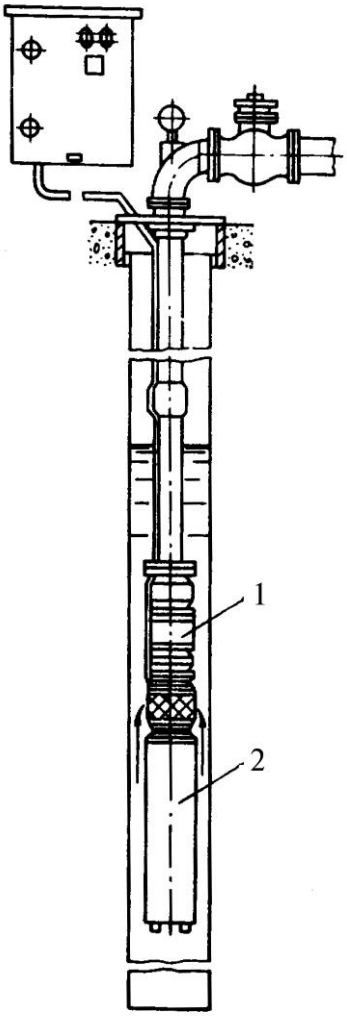


Рис. 5.19.
Загальний вигляд установки занурювального насоса:

1 – насос;
2 – електродвигун

Вода зі свердловини піднімається за допомогою занурювальних насосів типу ЕВВ – електрифікованих відцентрових водопідйомних (див. п. 2.1.2.1). Насос працює в зануреному у воду стані, і мінімальний (динамічний) рівень води над ним має бути не менше одного метра (рис. 5.19).

Вода, піднята зі свердловини занурювальним насосом, подається водопідйомним трубопроводом, який іноді називають водопідйомною трубою. Він робиться зі стальних труб з муфтовим різьбовим з'єднуванням. Водопідйомний трубопровід підвішується на опорній плиті, а до його нижньої частини на різьбі підвішується занурювальний насос. Діаметр трубопроводу регламентується (обмежується) діаметром вихідного патрубка занурювального насоса і становить для насосів ЕВВ 6 і ЕВВ 8 – 80 мм, для насосів ЕВВ 10 і ЕВВ 12 – 90 мм, для насосів більшого діаметра – не більше як 100 мм. Слід пам'ятати, що штучно (без обґрунтування) збільшений діаметр водопідйомного трубопроводу може викликати згорання електродвигуна електронасоса.

Піднята по водопідйомному трубопроводу вода подається у водопровідну мережу та в напірно-регулюючі споруди (башти). Схема компоновки водозабірного вузла показана на рис. 5.20.

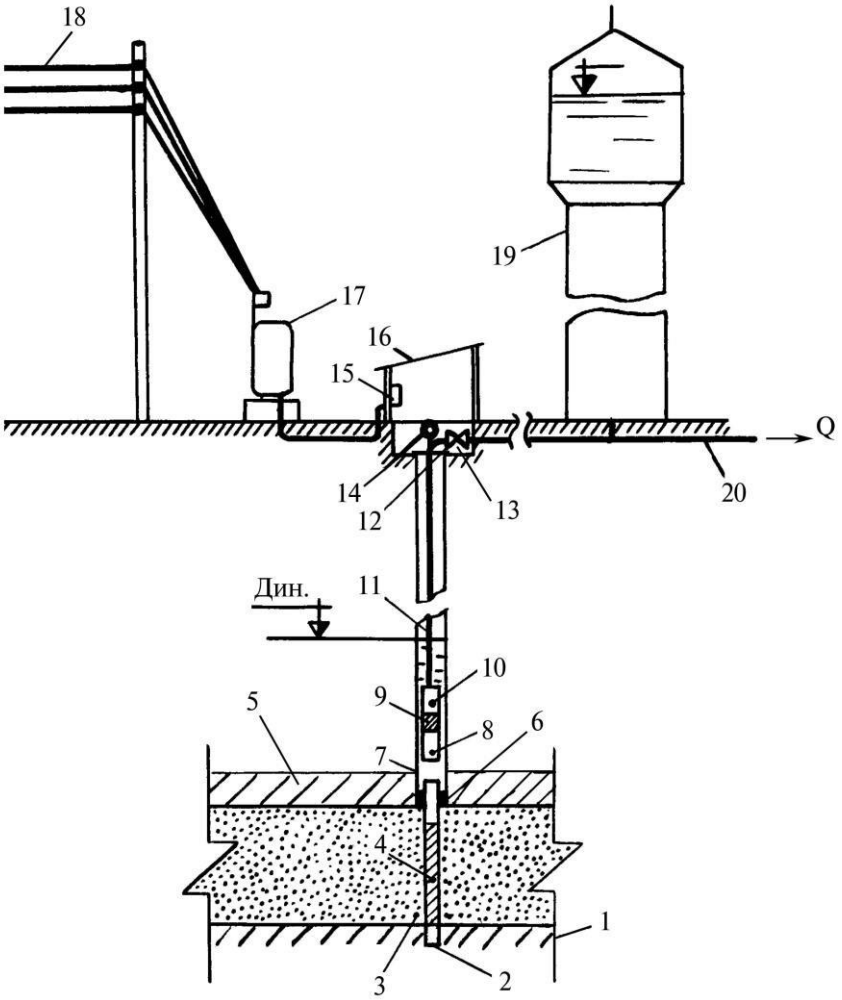


Рис. 5.20.
Схема компоновки водозабірного вузла:

1 – нижній водотрив;
2 – відстійник;
3 – водоносний пласт;
4 – фільтр;
5 – верхній водотрив;
6 – ущільнення (замок);
7 – обсадна труба;
8 – електродвигун;
9 – водоприймальна сітка;
10 – насос;
11 – водопідйомний трубопровід;
12 – опорна плита;
13 – засувка;
14 – манометр;
15 – шафа управління;
16 – надбудова (будівля насосної станції);
17 – трансформатор;
18 – лінія електропередач;
19 – водонапірна башта;
20 – транспортуючий водопровід

Ґрунтові води переважно забираються за допомогою шахтних колодязів. ***Шахтний колодязь*** – це також (як і свердловина) вертикальна циліндрична чи квадратна гірнича виробка в земній корі, але відносно великого поперечного розміру й невеликої глибини – до 30…40 м (в основному до 10 м) (рис. 5.21). Діаметр шахтних колодязів круглого перерізу становить 1 м, а при квадратній формі розміри поперечного перерізу 1×1 м. Робляться шахтні колодязі шляхом копання вручну або механізованого буріння (круглих колодязів) установкою КШК – копач шахтних колодязів. Для запобігання обвалюванню стінок ствол колодязя закріплюється переважно залізобетонними кільцями чи монолітно. Оголовок шахтного колодязя призначений для захисту від забруднення колодязя зверху.

Вода із шахтних колодязів забирається механізовано (за допомогою насоса) або вручну (відерний водопідйом).

При ручному водопідйомі на оголовку передбачається підйомний пристрій типу “коловорот” чи “журавель”.

Поверхневі води забираються за допомогою водозабірних споруд, конструкція яких залежить від типу поверхневого джерела (річка, канал чи ін.) та його особливостей. Для забирання води з річок застосовуються два типи водозаборів – берегові й руслові. У водозаборів ***берегового типу*** водоприйомник поєднується з береговим колодязем, і його водоприймальні отвори завжди доступні для обслуговування, що й гарантує їхню безперебійну роботу (рис. 5.22, а). Але вони застосовуються при наявності крутого, стійкого й незатоплюваного під час паводків бере-

га. При відсутності цих умов застосовуються ***руслові водозабори*** (рис. 5.22, б). При цьому типі водозабору водоприймальний пристрій виноситься в річку на певну відстань від берега.

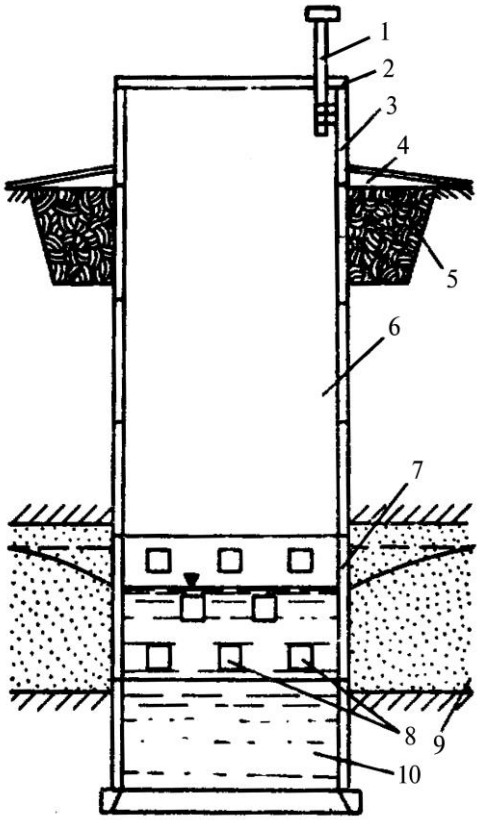


Рис. 5.21. Схема шахтного колодязя:

1 – вентиляційна труба; 2 – кришка; 3 – оголовок; 4 – вимощення; 5 – глиняний замок; 6 – ствол; 7 – водоприймальна частина; 8 – водоприймальні вікна; 9 – водоносний пласт; 10 – зумпф (водозабірна частина)

Усі елементи конструкції водозаборів проектуються з урахуванням конкретних умов, а водопропускні пристрої та лінії – на підставі гідравлічних розрахунків.

5.2.5.2. Водопровідні насосні станції

Насосною станцією називається комплекс гідротехнічних споруд і обладнання, призначений для забирання води із джерела і подачі її в напірний резервуар або в розподільчу мережу.

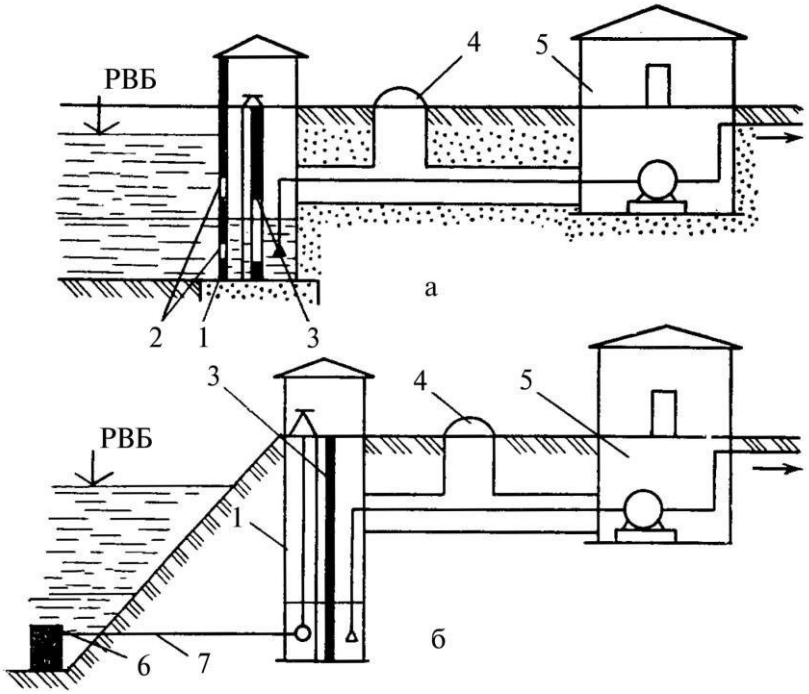


Рис. 5.22.
Річкові водозабори:

а – береговий роздільний;
б – руслоний;
1 – водозабірний колодязь;
2 – вікна;
3 – сітка;
4 – галерея;
5 – насосна станція першого водопідйому;
6 – оголовок;
7 – самотічна лінія

До складу вузла будь-якої насосної станції входять: будівля насосної станції, водоприймальна частина (колодязь чи оголовок із самотічними трубами), гідромеханічне обладнання, допоміжне обладнання (вантажопідйомники, вентиляція та ін.).

При ***підземному джерелі води*** будівля насосної станції може бути надземною і підземною. Вони улаштовуються безпосередньо над свердловиною. ***Надземна будівля*** являє собою павільйон, стіни якого будуються з цегли чи інших стінових матеріалів, а покрівля – зі збірного залізобетону (плита) або шиферу (рис. 5.20). У залізобетонній плиті робиться монтажний люк для підняття насоса, а при шиферній покрівлі для підняття насоса з покрівлі знімається лист шиферу, ро-

зташований безпосередньо над свердловиною. ***Підземна будівля*** робиться у вигляді колодязя круглої чи прямокутної форми (рис. 5.23).

В якості гідромеханічного обладнання, як зазначалося вище, застосовуються насоси ЕВВ. Насос підбирається за максимальною годинною витратою води в системі водопостачання, тобто подача води насосом повинна забезпечувати її витрату системою за годину максимального водоспоживання. Напір $H_н$, при підбиранні насоса, визначається за залежністю

$$H_н = H_г + h_в, \qquad (5.12)$$

де $H_г$ – геометрична висота підняття води; $h_в$ – втрати напору у водопідйомному трубопроводі.

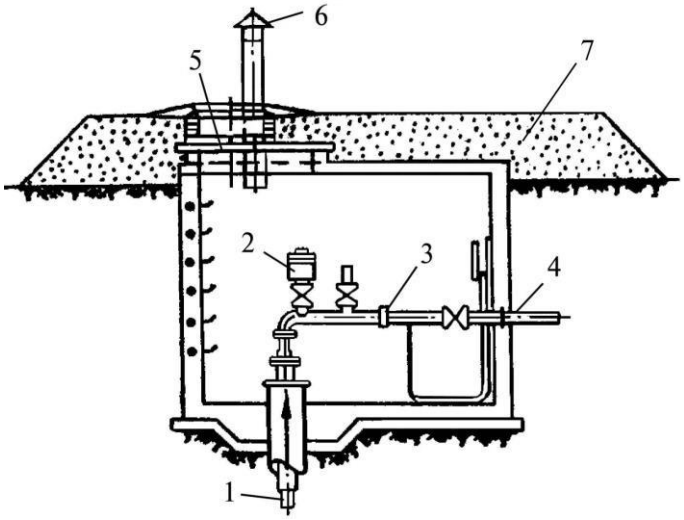


Рис. 5.23.
Підземна насосна станція із занурювальним насосом:
1 – свердловина; 2 – вантуз; 3 – водомір (дифманометр);
4 – напірний трубопровід; 5 – монтажний люк;
6 – вентиляційний дефлектор; 7 – земляна обсипка

У цьому випадку геометрична висота підняття води $H_г$ визначається за залежністю

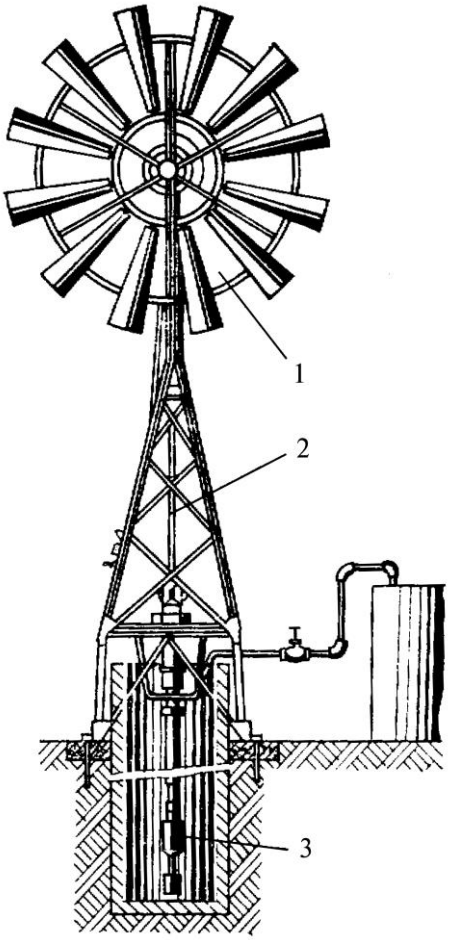


Рис. 5.24.
Вітроводопідйомна установка:
1 – вітродвигун; 2 – штанга;
3 – поршневий насос

$$H_г = (h_д + 1) + H_б + h_{бк}, \qquad (5.13)$$

де $h_д$ – глибина залягання динамічного рівня води; 1 – мінімальна глибина занурення насоса нижче динамічного рівня води (один метр); $H_б$ – висота башти; $h_{бк}$ – висота стовпа води в баку.

Для підняття води із свердловин можуть застосовуватися і вітроводопідйомні установки з поршневими насосами (рис. 5.24).

При поверхневому джерелі води насосні станції поділяються на станції першого і другого водопідйому. Насосна станція першого водопідйому подає воду із джерела на очисні споруди, а другого – подає очищену воду споживачам. Будівлі цих насосних станцій робляться з цегли та інших стінових матеріалів, перекрит-

тя – із залізобетонних плит. В якості гідромеханічного обладнання в них використовуються відцентрові насоси типів “К” чи “Д”. У будівлі насосної станції розташовується допоміжне обладнання (рис. 5.25).

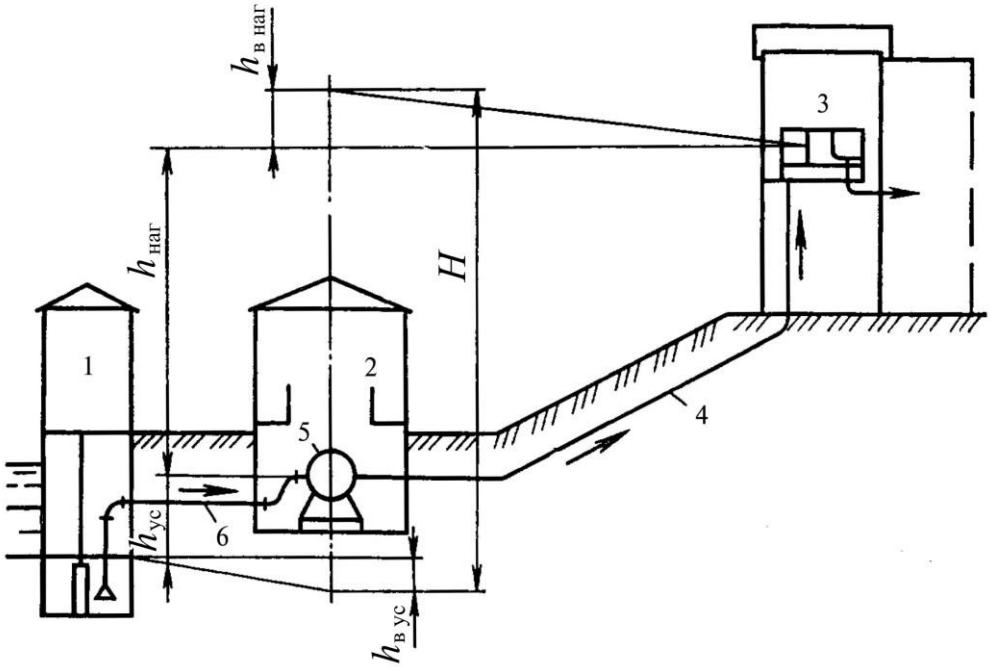


Рис. 5.25. Схема насосної станції першого водопідйому:

1 – водоприймальний колодязь; 2 – будівля насосної станції; 3 – очисні споруди; 4 – нагнітальний трубопровід; 5 – відцентровий насос; 6 – усмоктувальна труба

Подача насосної станції першого водопідйому визначається за формулою

$$Q = \alpha W_{\text{доб max}} / T, \qquad (5.14)$$

де α – коефіцієнт, який враховує витрату води на експлуатаційні потреби (α = 1,025…1,08); $W_{\text{доб max}}$ – максимальний добовий об’єм води, яка подається системою споживачам; T – кількість секунд у добі (86400).

Повний напір, згідно з рис. 5.25, визначається за залежністю

$$H = h_{ус} + h_{наг} + h_{в\ ус} + h_{в\ нагн}, \qquad (5.15)$$

де $h_{ус}$ – висота усмоктування; $h_{наг}$ – висота нагнітання; $h_{в\ ус}$ – втрати напору в усмоктувальному трубопроводі; $h_{в\ нагн}$ – втрати напору в нагнітальному трубопроводі.

Аналогічно розраховуються показники й насосної станції другого водопідйому.

5.2.5.3. Напірно-регулюючі споруди

Напірно-регулюючі споруди призначені для регулювання витрати води, вирівнювання напорів у мережі і підвищення надійності роботи систем водопостачання. До них належать водонапірні башти, резервуари і гідропневматичні установки.

Водонапірні башти. Це напірно-регулюючі споруди, в яких бак розташований на штучній опорі і піднімається над поверхнею землі. Розташовують водонапірні башти в місці з найвищою відміткою поверхні землі на початку, у центрі або в кінці водопровідної мережі, але якнайближче до неї. Навколо башти робиться зона санітарної охорони радіусом 15 м. Найбільш розповсюдженими є металеві башти-колони заводського виготовлення конструкції інженера Рожновського (рис. 5.26). Вони мають висоту 12, 15 і 18 м і об'єм бака 15, 25 і 50 м^3. Основними складовими частинами башти є стовбур і розташований на ньому бак. Вода в башту подається і забирається з неї трубопроводом, приєднаним до нижньої частини стовбура (нижнє живлення). При заповненні башти водою надлишок її, до відключення насоса, витікає по переливній трубі і падає на землю біля башти.

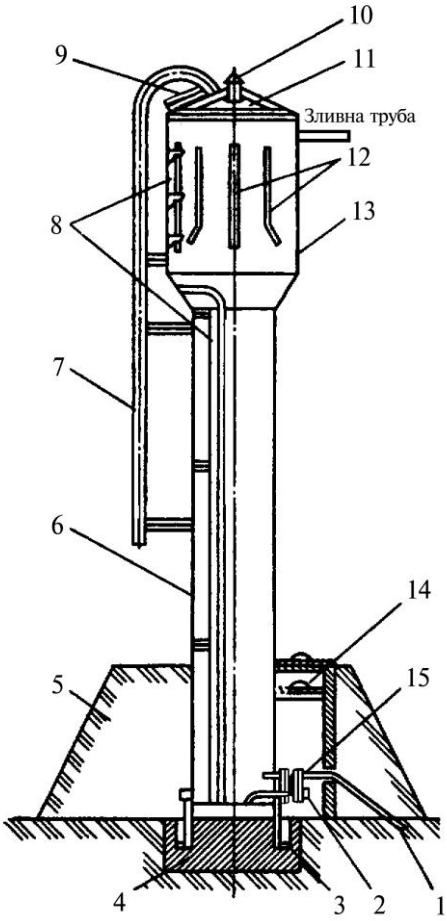


Рис. 5.26. Водонапірна башта конструкції інженера Рожновського:

1 – подавально-відвідна труба; 2 – грязьовий (спорожнювальний) патрубок; 3 – анкерні болти; 4 – фундамент; 5 – земляна обсипка; 6 – стовбур; 7 – зовнішні сходи; 8 – внутрішні сходи; 9 – люк; 10 – вентиляційна труба з блискавковідводом; 11 – кришка бака; 12 – льодоутримувачі; 13 – бак; 14 – оглядовий колодязь; 15 – засувка

Висота водонапірної башти $H_б$ визначається після гідравлічного розрахунку водопровідної мережі і визначення диктуючої точки за формулою

$$H_б = H_{дт} + \sum h_в + (z_д - z_б), \quad (5.16)$$

де $H_{дт}$ – вільний напір в диктуючій точці; $\sum h_в$ – сума втрат напору води на шляху від башти до диктуючої точки; $z_д$ – відмітка поверхні землі в диктуючій точці; $z_б$ – відмітка поверхні землі в місці розташування башти.

Диктуючою називається точка в системі водопостачання, в яку найскладніше подати воду.

Регулюючий об'єм бака водонапірної башти $W_б$ визначається за залежністю

$$W_б = Q_н / 4 \cdot n_{доп}, \quad (5.17)$$

де $Q_н$ – подача насоса, м^3/год, у годину максимального водоспоживання; $n_{доп}$ – допустима кількість включень насоса на годину, 2…6.

Резервуари – це споруди, призначені для зберігання господарських, протипожежних, технологічних і аварійних запасів води. Вони класифікуються: за приз-

наченням – запасні, регулюючі, запасно-регулюючі; за висотним розташуванням – напірні і безнапірні; за формою в плані – круглі і прямокутні; за степенем заглиблення – незаглиблені, напівзаглиблені й заглиблені; за видом матеріалу – залізобетонні, металеві, бетонні і кам'яні.

Запасні резервуари є одним з елементів систем водопостачання, що забезпечує високу надійність їхньої роботи. Для забезпечення більш рівномірної роботи насосних станцій улаштовуються регулюючі резервуари. Іноді функції перших і других виконують запасно-регулюючі резервуари.

Напірні резервуари застосовуються для утворення необхідного вільного напору у водопровідній мережі з урахуванням рельєфу місцевості, а безнапірні резервуари використовуються при насосних станціях. Для кращої теплоізоляції і поліпшення міцності їхньої основи резервуари частіше за все робляться підземними, тобто частково чи повністю заглибленими в землю. Рідше напірні резервуари будуються наземними, тобто незаглибленими.

Найбільш широке застосування в практиці водопровідного будівництва знайшли резервуари з монолітного й збірного залізобетону. Для підведення і відведення води резервуари обладнуються трубопроводами, а також переливними і зливними трубами. У безнапірних резервуарах при насосних станціях замість відповідних труб застосовуються усмоктувальні труби насосів. Уся водопровідна арматура для управління роботою резервуарів може розміщуватися за їх межами в спеціальному розташованому поряд колодязі. Об'єми води, які передбачається зберігати в резервуарі, встановлюються на підставі розрахунків. На рис. 5.27 показаний напівзаглиблений залізобетонний резервуар.

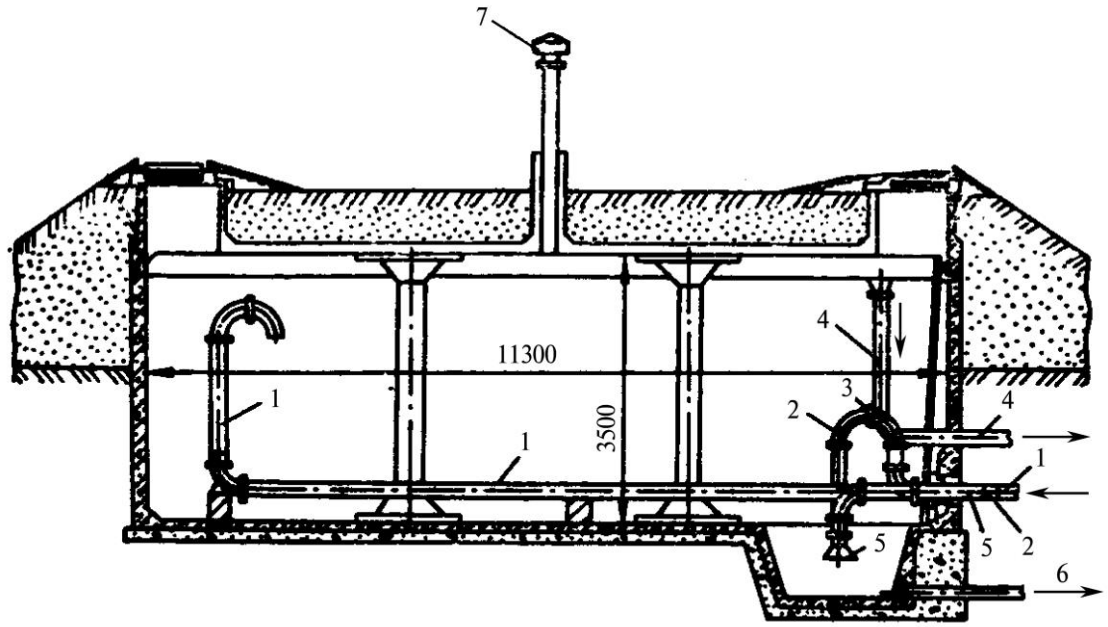


Рис. 5.27. Напівзаглиблений залізобетонний резервуар:

1 – подавальна труба; 2, 5 – усмоктувальна труба; 3 – отвір на сифоні;
4 – переливна труба; 6 – спускна грязьова труба; 7 – вентиляційна труба

Гідропневматичні установки. Вони застосовуються для регулювання подачі води в будівлі, а також замість водонапірних башт. Тобто вони виконують ту саму роль, що й водонапірні башти. Потрібний напір у водопровідній мережі гідропневматичними установками забезпечується тиском стисненого повітря на водну поверхню в герметично закритих сталевих резервуарах-баках. На рис. 5.28 показана схема пневматичної напірно-регулюючої установки.

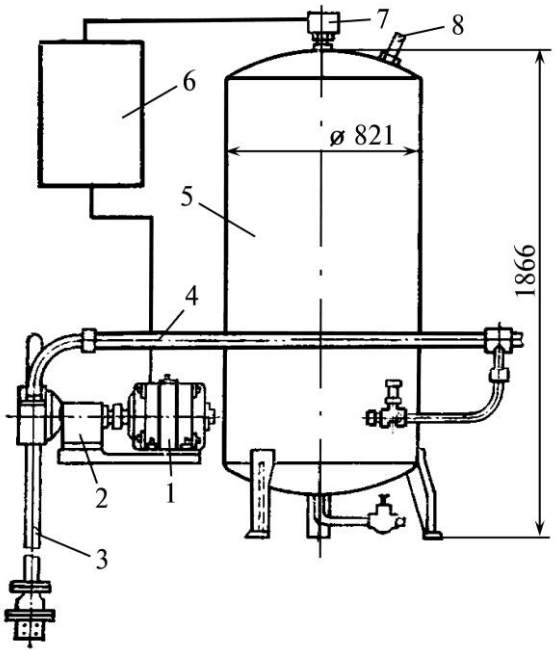


Рис. 5.28. Схема пневматичної напірно-регулюючої установки:
1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – усмоктувальна труба; 4 – нагнітальний трубопровід; 5 – повітряно-водяний бак; 6 – станція автоматичного управління; 7 – реле тиску; 8 – запобіжний клапан. Розміри в мм

5.2.5.4. Вуличні водопровідні мережі

Вуличні водопровідні мережі призначені для подачі води до місць її споживання. У сільських водопроводах вони улаштовуються з азбестоцементних, чавунних, пластмасових, залізобетонних і, як виняток, із стальних труб.

Азбестоцементні труби виготовляються із азбестоцементної суміші. Умовний діаметр їх – 100…500 мм, довжина – 3…4 м. Вони виготовляються трьох класів – ВТ 6, ВТ 9 і ВТ 12, на максимальний робочий тиск відповідно 0,6; 0,9; 1,2 МПа. Вони з'єднуються самоущільнювальними муфтами "САМ" або чавунними муфтами Жібо (рис. 5.29).

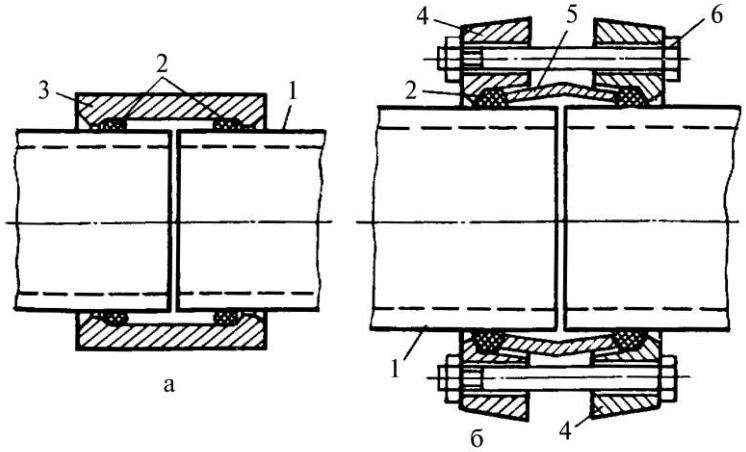


Рис. 5.29. З'єднання азбестоцементних труб муфтами:
а – азбестоцементною двобортною муфтою "САМ"; б – чавунною фланцевою муфтою Жібо;
1 – азбестоцементна труба (кінець обточений); 2 – гумове ущільнююче кільце;
3 – азбестоцементна двобортна муфта; 4 – фланці чавунної муфти;
5 – втулка чавунної муфти; 6 – стяжний болт

Чавунні труби виготовляються із сірого чавуну. Діаметр їх – 50…1200 мм, довжина – 2…6 м, розрахунковий тиск – 2…4 МПа. З'єднання цих труб розтрубне з ущільненням зачеканенням бітумізованим пасмом та ущільнювальною гумовою манжетою або гвинтовою муфтою (рис. 5.30).

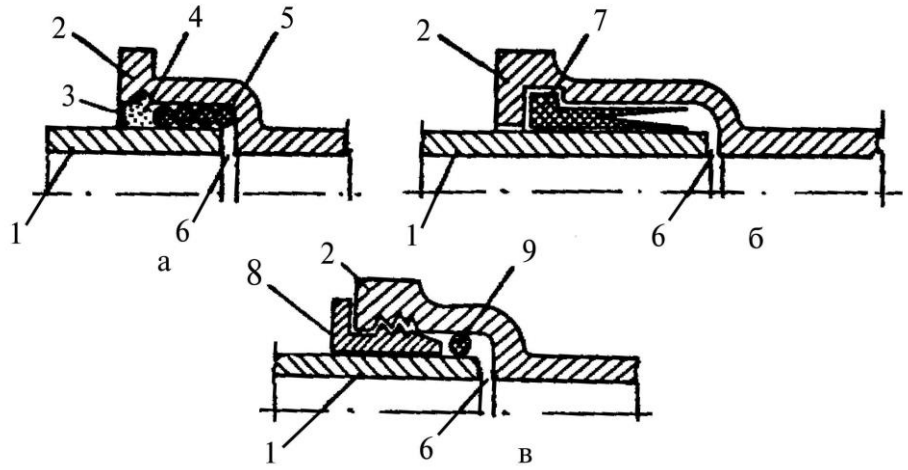


Рис. 5.30. Схема розтрубного з'єднання чавунних труб:

а – з азбестоцементним зачеканенням; б – на самоущільнювальній гумовій манжеті; в – на гвинтовій муфті: 1 – гладкий кінець; 2 – розтруб; 3 – бітумна мастика; 4 – азбестоцементна суміш; 5 – бітумізоване пасмо; 6 – зазор для температурного розширення; 7 – гумова манжета; 8 – запірна гвинтова муфта; 9 – гумове кільце

Пластмасові труби поділяються на поліетиленові та вінілпластові. Поліетиленові труби випускаються діаметром 10…630 мм, довжиною 6, 8, 10 і 12 м. Вінілпластові труби мають діаметр 6…150 мм, довжину 5, 6, 8 м. Максимальний допустимий тиск для цих труб – 0,25…1,0 МПа. З'єднання цих труб зварне або розтрубне з ущільненням гумовим кільцем. Труби діаметром до 40 мм випускаються в бухтах довжиною до 200 м.

Залізобетонні труби застосовують для будівництва магістральних трубопроводів. Вони виготовляються методом віброгідропресування або центрифугування із бетону з армуванням стальною арматурою. Діаметр їх – 500…1600 мм, довжина – 5 м. З'єднання – розтрубне з ущільненням гумовим кільцем та замазкою цементним розчином. Розрахунковий тиск для цих труб – 0,5…1,5 МПа.

Стальні труби у вуличних мережах застосовуються в умовах, де вимагається опір динамічним навантаженням та значним зусиллям, при тискові в мережі більше 1,5 МПа. Стальні труби виготовляються різних розмірів: довжина – 2…12,5 м, товщина стінок – 2,5…7,5 мм, внутрішній діаметр – 5…1400 мм. З'єднуються між собою стальні труби зварюванням стиків та фланцями.

Для з'єднання трубопроводів у місцях їхнього перетину та відгалужень застосовуються стальні або чавунні ***фасонні частини*** (рис. 5.31).

Для управління рухом води в мережах, захисту трубопроводів від великих тисків і вакууму, а також для відбору води з мережі застосовується ***водопровідна арматура***. Вона ділиться на ***запірно-регулюючу*** (засувки, затвори і вентилі), ***запобіжну*** (запобіжні та інші клапани, повітряні вантузи та ін.) і ***водорозбірну*** (вуличні водорозбірні колонки і пожежні гідранти).

Засувки служать для часткового або повного перекриття трубопроводів. Прохід засувки перекривається запірним диском, який управляється гвинтовим шпинделем. За конструкцією запірного елемента вони бувають паралельні або клинові з висувним або невисувним шпинделем.

У паралельних засувках прохід перекривається двома дисками, які при повному перекритті отвору розсовуються в боки розпірним клином. У клинових за-

сувках ущільнення проходу досягається за рахунок клиноподібної форми запірного диска (рис. 5.32).

У ***затворах*** прохід перекривається або відкривається металевим диском при його повороті на 90°. Для перекриття трубопроводів невеликого діаметра (до 200 мм) застосовуються ***вентилі*** (рис. 5.33).

Ескіз	Позначення	
	На схемах	На документах
1		ЧВР
2		ТФ
3		ТР
4		ТРФ
5		ХФ
6		ХР
7		ХРФ
8		ВФ
9		ВР
10		КФ
11		КР
12		КРГ
13		ВР
14		ВРГ
15		ХФ
16		ХРФ
17		ХР
18		ХРГ
19		ПФР
20		ПФГ
21		ДР
22		МН
23		МЗ
24		ЗФ
25		СФ
26		СР
27		ППР
28		ППТРФ
29		ППТФ
30		ППХРФ
31		ППХФ

Рис. 5.31.
Ескізи і позначення
чавунних фасонних частин:

1 – труба розтрубна; 2 – трійник фланцевий; 3 – трійник розтруб; 4 – трійник розтруб – фланець; 5 – хрест фланцевий; 6 – хрест розтрубний; 7 – хрест розтруб – фланець; 8 – випуск фланцевий; 9 – випуск розтрубний; 10 – коліно фланцеве; 11 – коліно розтрубне; 12 – коліно розтруб – гладкий кінець; 13 – відвід розтрубний; 14 – відвід розтруб – гладкий кінець; 15 – перехід фланцевий; 16 – перехід розтруб – фланець; 17 – перехід розтрубний; 18 – патрубок розтруб – гладкий кінець; 19 – патрубок фланець – розтруб; 20 – патрубок фланець – гладкий кінець; 21 – подвійний розтруб; 22 – муфта насувна; 23 – муфта звертна; 24 – заглушка фланцева; 25 – сіделка фланцева; 26 – сіделка з різьбою; 27 – пожежна підставка-розтруб; 28 – трійник розтруб – фланець з пожежною підставкою; 29 – трійник фланцевий з пожежною підставкою; 30 – хрест фланець – розтруб з пожежною підставкою; 31 – хрест фланцевий з пожежною підставкою

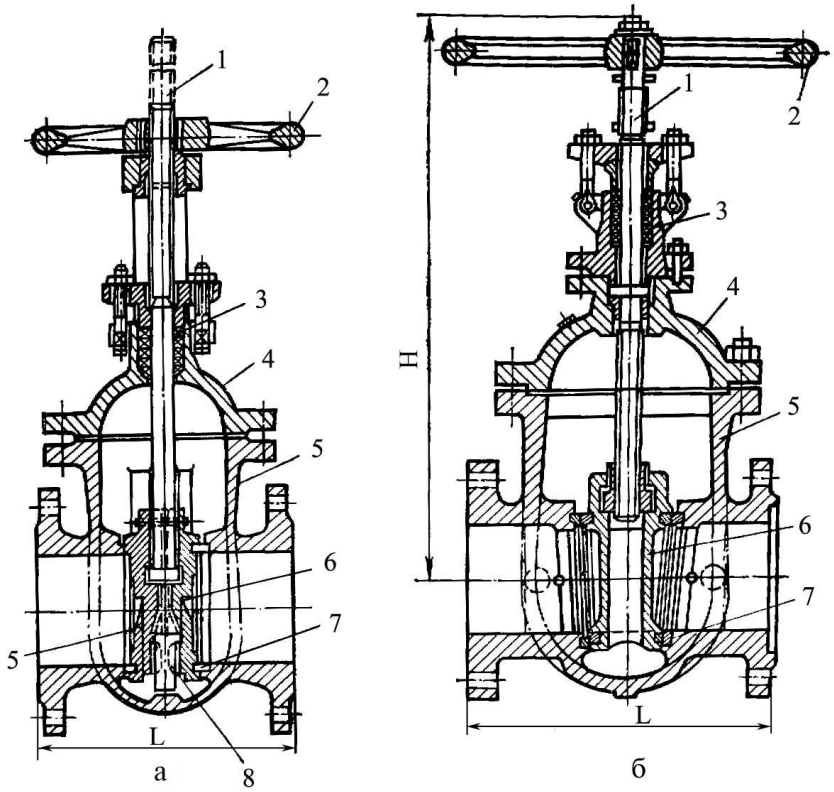


Рис. 5.32. Засувки:

а – паралельна з висувним шпинделем;
б – клинова з невисувним шпинделем;
1 – шпиндель;
2 – маховик;
3 – сальникове ущільнення;
4 – кришка;
5 – корпус;
6 – диск;
7 – латунні ущільнюючі кільця;
8 – розпірний клин

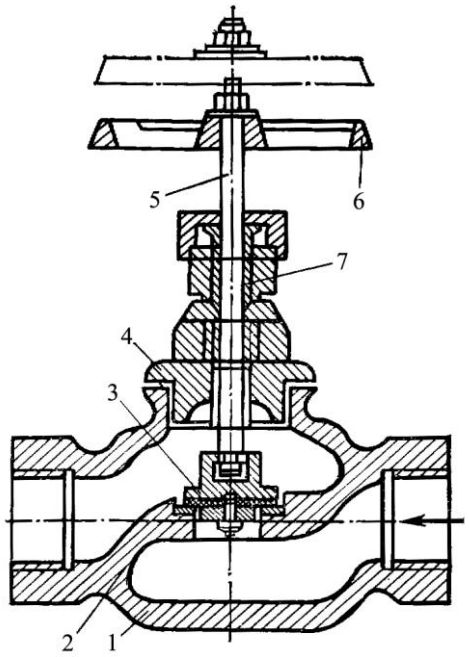


Рис. 5.33.
Вентиль муфтовий:

1 – корпус;
2 – гніздо;
3 – золотник;
4 – кришка;
5 – шпиндель;
6 – маховичок;
7 – сальник

Зворотні клапани призначені для автоматичного запобігання зворотній течії води, наприклад при зупинці насоса. Пристроєм, який перекриває прохід у них, є диск, шарнірно підвішений за верхню частину. При проходженні води в проектному напрямку диск піднімається потоком води, відкриває прохід і перебуває в плаваючому стані, при русі води у зворотному напрямку диск різко перекриває прохід (рис. 5.34).

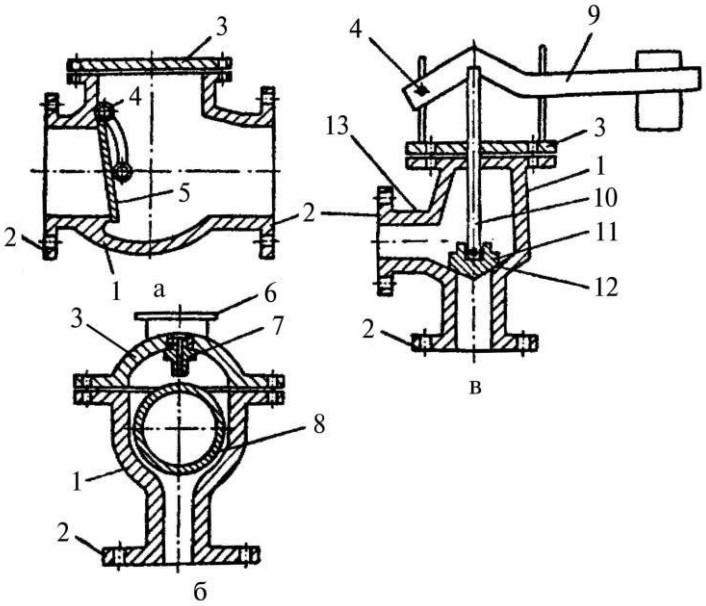


Рис. 5.34. Принципові схеми запобіжної арматури:

а – зворотний клапан;
б – вантуз;
в – запобіжний клапан;
1 – корпус; 2 – фланець;
3 – кришка; 4 – шарнірне з'єднання; 5 – запобіжний диск;
6 – щиток; 7 – клапан;
8 – порожниста куля;
9 – важіль з вантажем;
10 – шток; 11 – клапан;
12 – сідло (водопропускний отвір);
13 – водоспускний патрубок

Вуличні водорозбірні колонки призначені для відбирання води споживачами з водопровідної мережі. Для недопущення замерзання води взимку в стояку він повинен після припинення відбирання води автоматично спорожнюватися. Схеми водорозбірних колонок показані на рис. 5.35.

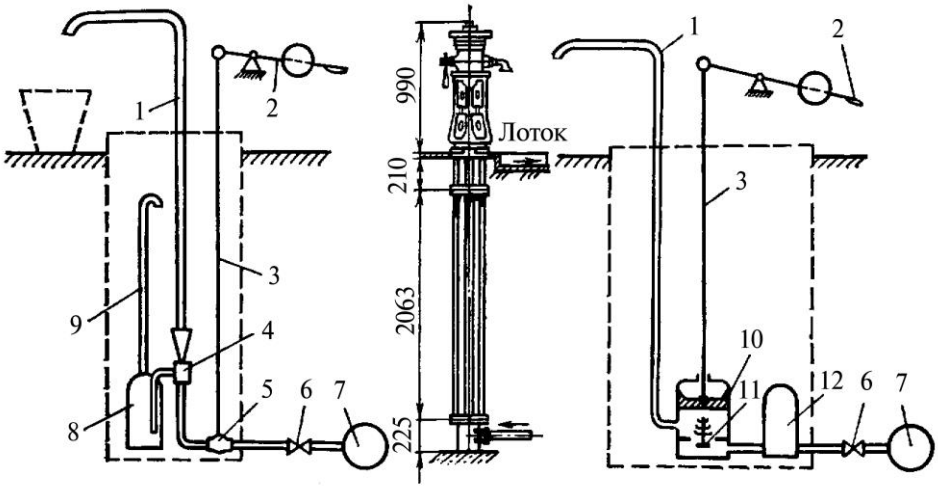


Рис. 5.35. Схеми вуличних водорозбірних колонок:

а – ежекторного типу; б – поршневого типу; 1 – водорозбірний стояк; 2 – важіль з вантажем і рукояткою; 3 – шток; 4 – ежектор; 5 – клапан запірний; 6 – вентиль; 7 – труба вуличної водопровідної мережі; 8 – бачок; 9 – повітряна трубка; 10 – циліндр з поршнем; 11 – пружинний клапан, який відкривається натисненням поршня; 12 – повітряний ковпак

В ***ежекторній колонці*** вода зі стояка після попереднього відбирання стікає в бачок 8. При наступному відбиранні ця вода ежектором викачується з бачка і спорожнює його для стікання води зі стояка після останнього її відбирання.

У ***поршневій колонці*** вода, яка стекла зі стояка в циліндр після попереднього відбирання, витісняється поршнем під час наступного відбирання й надходить у відро споживача.

Водопровідну арматуру і фасонні частини розташовують у ***водопровідних колодязях*** (рис. 5.36).

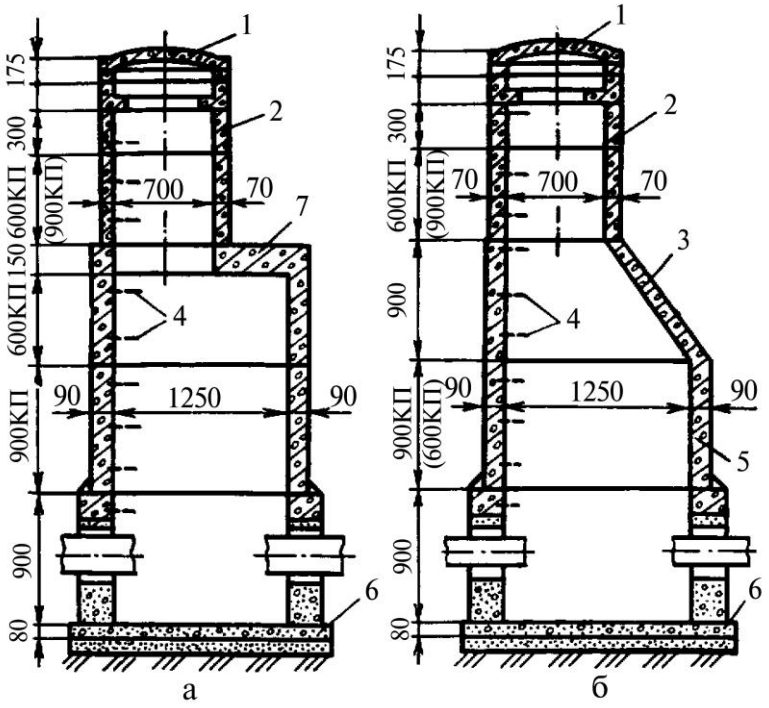


Рис. 5.36. Збірні залізобетонні водопровідні колодязі:

а – з перекриттям залізобетонною плитою; б – з перехідним залізобетонним конусом; 1 – люк; 2 – горловина; 3 – конус; 4 – скоби; 5 – робоча камера; 6 – плита основи; 7 – плита перекриття. Розміри в мм

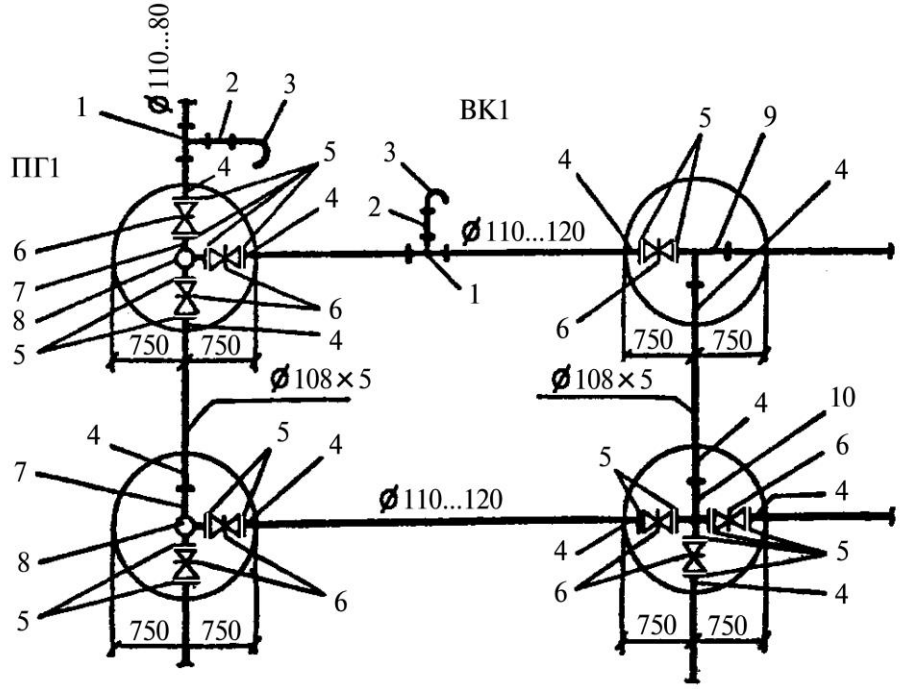


Рис. 5.37. Приклад деталювання водопровідної мережі:

1 – трійник стальний зварний 100×50; 2 – труби стальні 57×4; 3 – водорозбірна колонка; 4 – патрубки стальні зварні 108×5; 5 – фланці стальні приварні діаметром 100 мм; 6 – засувка діаметром 100 мм; 7 – трійник стальний зварний з пожежною підставкою; 8 – пожежний гідрант; 9 – трійник стальний зварний 100×100; 10 – хрест стальний зварний 100×100

Зображення умовними знаками на кресленні розташування на мережі арматури, фасонних частин, водопровідних колодязів та інших деталей називається ***деталюванням мережі*** (рис. 5.37).

На підставі деталювання мережі складається специфікація труб, водопровідної арматури і фасонних частин, необхідних для монтажу водопровідної мережі.

Вода, підведена до споживачів по вуличній водопровідній мережі, крім вуличних водорозбірних колонок, відбирається також за допомогою внутрішніх водопроводів, які улаштовуються в житлових будинках, у тваринницьких приміщеннях і на приватних подвір'ях.

5.2.5.5. Каналізація сільських населених пунктів

Каналізація – це збирання, транспортування, очищення, знезараження стічних вод, утилізація осадів, отриманих зі стічних вод, та скидання чистої води у природні поверхневі водотоки. ***Стічні води*** – це води, забруднені побутовими і виробничими відходами. Стічні води загрозливі для санітарного стану поверхневих вод, а тому перед скиданням у природні джерела вони повинні бути очищені та знезаражені.

Каналізація здійснюється за допомогою ***систем каналізації*** – комплексу споруд у складі приймальних пристроїв, каналізаційних мереж, каналізаційних насосних станцій, очисних і скидних споруд (рис. 5.38).

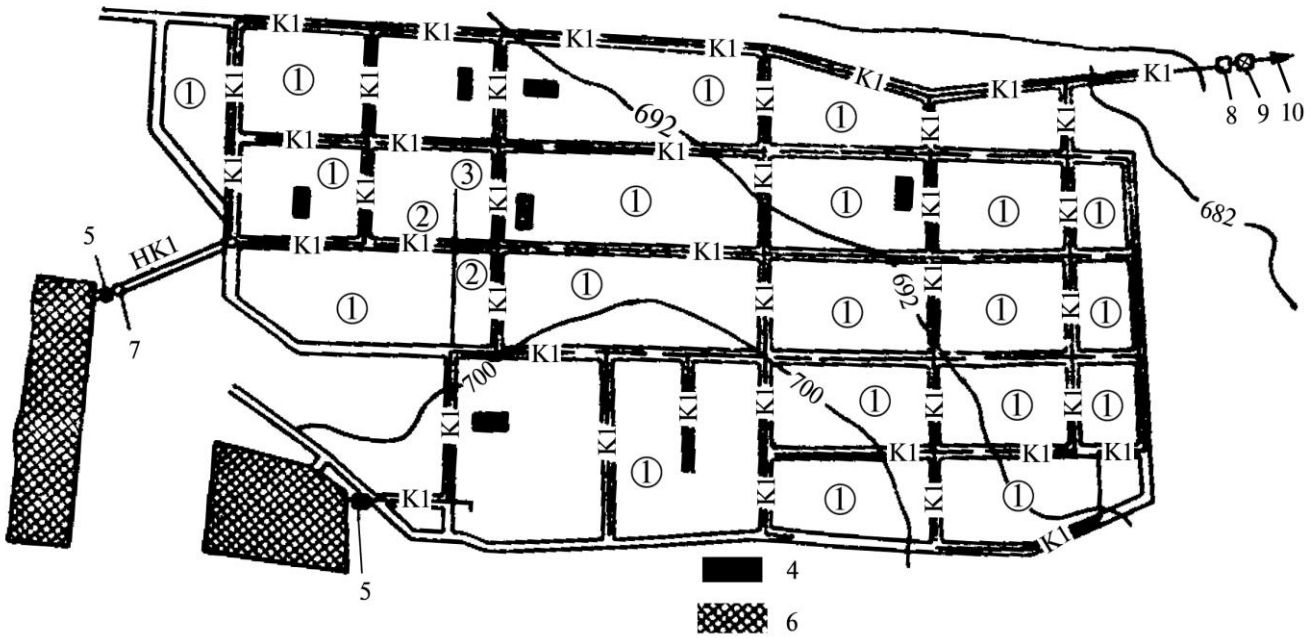


Рис. 5.38. Схема централізованої системи каналізації:

1 – зона одноповерхової забудови; 2 – зона двоповерхової забудови;
3 – трисекційні житлові будинки; 4 – громадські і комунальні будівлі; 5 – локальні очисні споруди;
6 – виробничі будівлі; 7 – насосна станція підкачки виробничих стічних вод; 8 – площадка очисних споруд; 9 – стави доочищення стічних вод; 10 – випуск у водотік;
К1, НК1 – відповідно самотічні й напірні каналізаційні трубопроводи

Стічні води потрапляють до приймальних пристроїв і самотічно направляються в каналізаційну мережу для подальшого очищення (рис. 5.39).

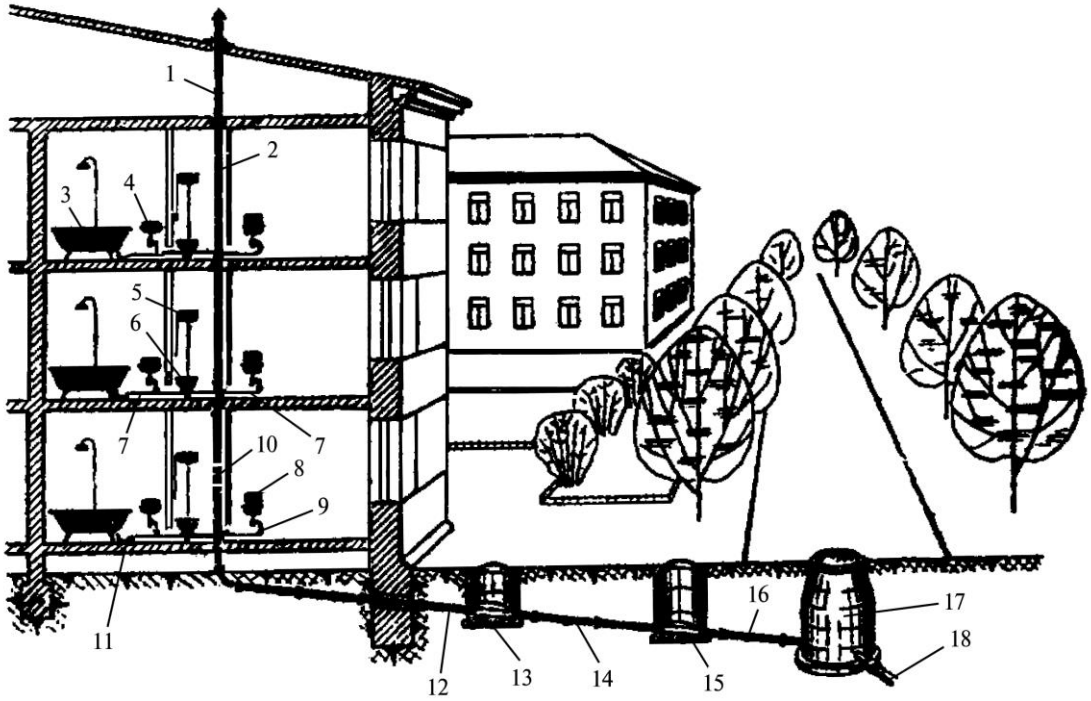


Рис. 5.39. Схема внутрішньої каналізації триповерхового будинку:

1 – витяжна труба; 2 – каналізаційний стояк; 3 – ванна; 4 – умивальник; 5 – змивний бачок; 6 – унітаз; 7 – відвідна труба; 8 – мийка; 9, 11 – гідравлічний затвор; 10 – ревізія; 12 – випуск; 13, 17 – оглядовий колодязь відповідно дворової і вуличної мережі; 14 – дворова мережа; 15 – контрольний колодязь; 16 – з'єднувальна лінія; 18 – вулична мережа

Каналізація приватних помешкань забезпечується децентралізованими системами (рис. 5.40).

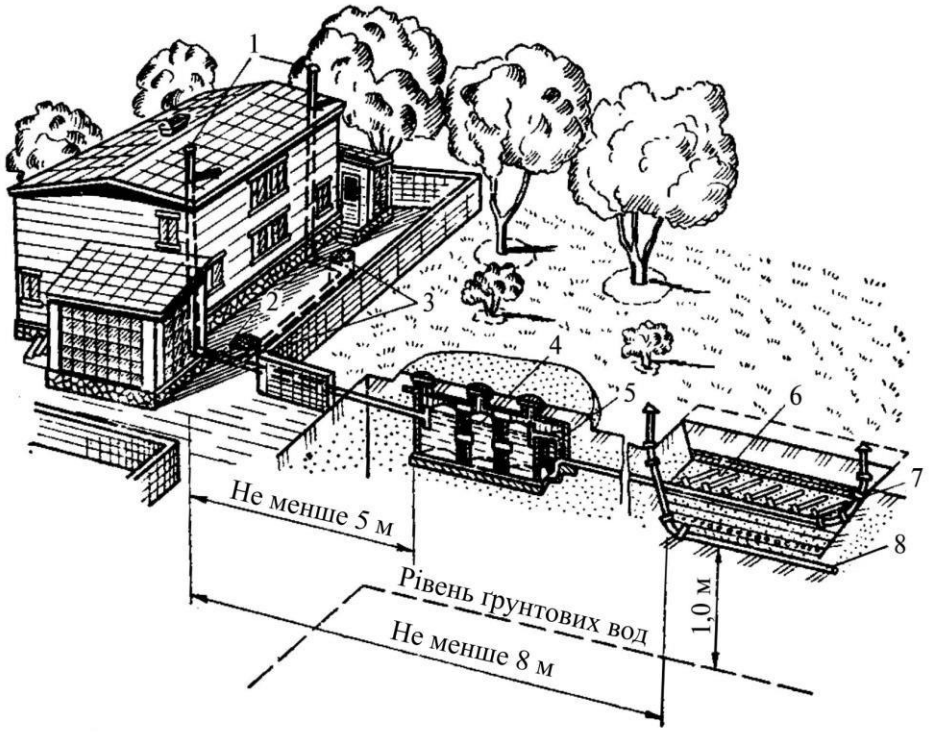


Рис. 5.40. Схема децентралізованої системи каналізації з підземними піщано-гравійними фільтрами:

1 – каналізаційний стояк;
2 – випуск із будинку;
3 – дворовий колодязь;
4 – септик;
5 – камера дозування;
6 – підземний піщано-гравійний фільтр;
7 – зрошувальна мережа;
8 – випуск

Системи каналізації проектуються на пропускання через каналізаційну мережу та споруди розрахункових витрат стічних вод. Витрати стічних вод визначаються аналогічно водоспоживанню, на підставі кількості споживачів і питомого водовідведення. ***Питоме водовідведення*** – це витрата стічних вод у літрах за добу

на одного мешканця або в кубічних метрах на одиницю продукції. Стічні води надходять у каналізаційну мережу, як і при водопостачанні, нерівномірно, що враховується коефіцієнтами добової і годинної нерівномірності.

Максимальна годинна витрата стічних вод у комунальному господарстві визначається залежністю

$$Q_{\max\,год} = q_{ж} \cdot N \cdot K_{заг\ max} / 24 \cdot 1000, \qquad (5.18)$$

де $Q_{\max\,год}$ – максимальна годинна витрата, м^3/г; $q_{ж}$ – питоме відведення, л/доб·ж; N – кількість жителів; $K_{заг\ max}$ – загальний коефіцієнт нерівномірності водовідведення, приймається в межах 1,44…2,5.

Питоме водовідведення в сільській місцевості складає біля 150 л/доб на одного жителя.

Каналізаційні мережі робляться з керамічних, азбестоцементних, чавунних і пластмасових труб. Каналізаційна мережа працює в безнапірному режимі, і глибина наповнення її складає 0,5…0,7 від величини діаметра. Рух стічних вод здійснюється за рахунок похилу трубопроводів. У зв'язку з тим, що центральні каналізаційні колектори прокладаються з певним похилом у бік водовідведення, наприкінці вони можуть значно заглиблюватися, а тому для підняття стічних вод на поверхню і подачі їх на очисні споруди застосовуються каналізаційні насосні станції (рис. 5.41).

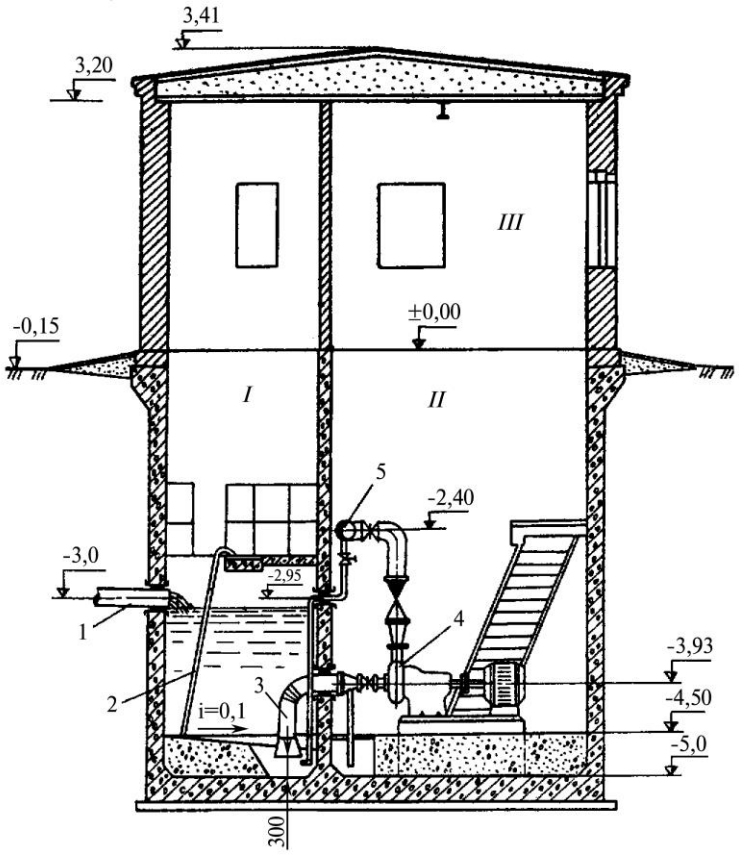


Рис. 5.41.
Каналізаційна насосна станція:

I – приймальний резервуар;
II – машинний зал;
III – верхня будівля;
1 – самотічний колектор;
2 – решітка;
3 – усмоктувальна труба;
4 – насос;
5 – напірний трубопровід

Для спостереження за роботою каналізаційної мережі, її промивання і прочищення на ній встановлюються спостережні колодязі.

5.3. Гідромеліорація

Термін *"меліорація"* (від лат. melioratio) означає покращення. ***Гідромеліорація*** належить до сільськогосподарських меліорацій і призначена для регулювання (покращення) водно-повітряного режиму ґрунтів з метою високоефективного використання земель. Таким чином, гідромеліорація – це водна меліорація і, впли-

ваючи в основному на водний режим ґрунту, вона впливає на його повітряний, тепловий, мікробіологічний режим і в кінцевому рахунку на родючість ґрунтів. Покращення водно-повітряного режиму ґрунтів, тобто гідромеліорація, здійснюється двома способами (двома її видами) – зрошенням і осушенням земель.

5.3.1. Зрошувальні меліорації

5.3.1.1. Загальні відомості

Зрошення сільськогосподарських культур – це штучне поповнення недостачі природної вологи в ґрунтах для забезпечення високих і сталих врожаїв сільськогосподарських культур. Застосовується зрошення на територіях, де середня багаторічна кількість опадів не перевищує 400 мм на рік, тобто в зоні недостатнього та нестійкого природного зволоження. Зрошення сільськогосподарських культур характеризується режимом зрошення.

Режим зрошення – це строки і норми поливів сільськогосподарських культур.

Основними технічними показниками зрошення є зрошувальна та поливна норми.

***Зрошувальна норма M*, м^3/га,** – кількість зрошувальної води, яка подається на один зрошуваний гектар за весь період поливу (вегетації) сільськогосподарських культур, і виразити її можна такою залежністю:

$$M = m \cdot n, \tag{5.19}$$

де m – поливна норма, м^3/га; n – кількість поливів за весь період зрошення (n = 2…5).

Зрошувальна норма складає від 2,5 до 25 тис. м^3/га, останнє число – це зрошувальна норма для рису.

Поливна норма *m*, м^3/га, – це кількість зрошувальної води, яка подається на один зрошуваний гектар за один полив. Її можна визначити за залежністю

$$m = 100 H \alpha (\gamma_0 - \gamma_1), \tag{5.20}$$

де H – активний шар ґрунту, тобто глибина розповсюдження кореневої системи і, отже, глибина, на яку слід промочити ґрунт, м. Глибина промочування для більшості сільськогосподарських культур складає 0,25…0,8 м; α – середня щільність активного шару ґрунту, т/м^3; γ_0 – оптимальна вологість активного шару ґрунту, у процентах від маси сухого ґрунту, відповідає 90…100% найменшої вологоємності; γ_1 – вологість активного шару ґрунту перед поливом, у процентах від маси сухого ґрунту. Величина поливних норм коливається в межах 400…1200 м^3/га.

Строки поливів встановлюються декількома методами: у відповідності з фазами росту й розвитку рослин; на підставі візуальних спостережень за станом ґрунту й зовнішнього вигляду рослин; на підставі даних дорадчої системи. Останній метод є найбільш досконалими і полягає у тому, що строк і норма чергового поливу встановлюються за даними електронно-обчислювальної машини (ЕОМ), для чого в неї вводяться відомості про фактичний стан вологості ґрунту на певну дату, фактичні та прогнозні дані про стан природних опадів, а також дані про фази росту й розвитку рослин.

Як приклад – для озимих кількість поливів складає 2…4, і проводяться вони у фазах початку трубкування, виколошування й наливу зерна.

Найбільш розповсюдженими способами поливу сільськогосподарських культур є дощування і поверхневий полив, менш розповсюдженими є внутрішньоґрунтове, краплинне та дрібнодисперсне.

Дощування – це спосіб поливу, при якому зрошувальна вода розосереджується по полю у вигляді штучного дощу. Здійснюється воно за допомогою дощувальних установок та дощувальних машин (ДМ).

Застосовується дощування для поливу всіх сільськогосподарських культур. Цей спосіб поливу має ряд переваг, а також і недоліків. Позитивним у цьому способі є високий рівень механізації й навіть автоматизації поливів, можливість застосування його на площах без обмеження похилу поверхні поля і багато інших переваг. Та все ж цей спосіб має й недоліки – це, по-перше, велика енергоємність його, руйнування структури поверхневого шару ґрунту з утворенням ґрунтової корки по всій поверхні зрошуваного поля, втрати води на випарювання в повітрі з дощової хмари (до 18…20%) та ін.

Поверхневий полив – це спосіб поливу, при якому зрошувальна вода розосереджується по полю по поливних борознах або смугах. Це стародавній спосіб поливу, хоча він малорозповсюджений.

Поливні борозни – це V-подібні вирізи в ґрунті, рухаючись по яких, поливна вода всмоктується в ґрунт.

Застосовується такий полив для просапних культур, у міжряддях яких борозни нарізаються культиваторами, обладнаними борознорізами (аричниками) (рис. 5.42). Полив по борознах застосовується на ділянках з похилом 0,02…0,03. Перевагою цього виду поливу є те, що під шаром води знаходиться тільки 20…30% поверхні ґрунту, а решта залишається в пухкому стані. Недолік поливу по борознах – він майже не механізований.

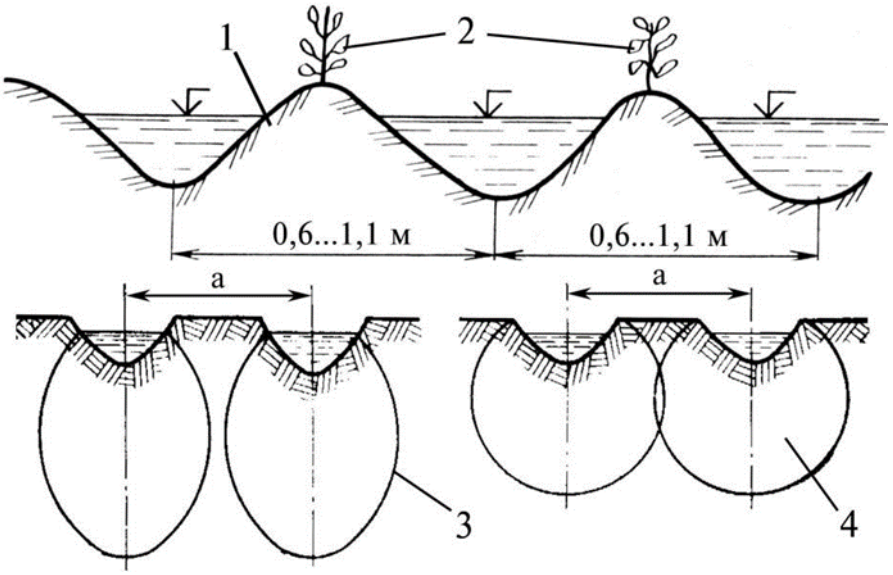


Рис. 5.42. Схема поливних борозен та контурів зволоження ґрунту при поливі:

1 – поливна борозна;
2 – рослини;
3 – контур зволоження на легких ґрунтах;
4 – контур зволоження на середніх і важких ґрунтах

Поливні смуги – це смуги, зроблені вздовж посівів шляхом обмеження їх з двох сторін земляними валиками, які нагортаються одночасно з посівом сільськогосподарських культур.

Таким чином, цей вид поливу застосовується для культур суцільного посіву (зернових). Полив здійснюється шляхом напуску води в смуги з тимчасових зрошувачів.

Здійснюється зрошення за допомогою зрошувальних систем.

5.3.1.2. Зрошувальна система та її елементи

Зрошувальна система **–** це водогосподарське підприємство, яке складається з водозабірної споруди, магістральних і внутрішньогосподарських каналів чи трубопроводів, гідротехнічних споруд, насосних станцій, водорозподільної мережі, засобів поливу сільськогосподарських культур та експлуатаційних дільниць з експлуатаційним персоналом на чолі з управлінням зрошувальної системи. Підпорядковані зрошувальні системи Державному комітету України з питань водного господарства і меліорації та обласним управлінням з цих питань. Прикладами зрошувальних систем є Каховська зрошувальна система, розташована в Херсонській та Запорізькій областях, Північнорогачицька зрошувальна система, яка охоплює Михайлівський, Веселівський і Василівський райони Запорізької області. Зрозуміло, що вищесказане стосується великих державних систем. Поряд з цим у багатьох господарствах є локальні зрошувальні системи, або ділянки, які є відділеннями цих господарств.

Завданням зрошувальних систем є надійне забезпечення водою зрошуваних земель. Для забезпечення цього у функції зрошувальних систем чи ділянок входить забір води з джерела, її транспортування (подача) і розподіл по зрошуваних масивах (рис. 5.43).

Аналізуючи схему зрошувальної системи (рис. 5.43), слід відзначити, що джерелом води для зрошення в більшості випадків є поверхневі води. Тобто води річок. Для забирання їх у береговій зоні улаштовується водозабірна споруда 2 у вигляді залізобетонного оголовка або затвора, яка забезпечує управління надходженням води до насосної станції та її очищення. Забирається вода із джерела і подається в систему головною насосною станцією (ГНС). Спочатку вода надходить у напірний басейн 5, звідки по магістральному каналу (МК) надходить до відкритих господарських каналів та насосних станцій підкачки (НСП), останні подають воду до дощувальної техніки (дощувальних машин (ДМ)). Дощувальними машинами “Фрегат” і “Дніпро” вода з підземних трубопроводів забирається через гідранти, тобто стояки зі стальних труб, які постають над поверхнею землі. Машини “Кубань” та ДДА-100 МА забирають воду з відкритих каналів – зрошувачів. Для управління роботою системи на ній робляться, у випадку закритої мережі, засувки, а на відкритих каналах – гідротехнічні затвори. Показана на рис. 5.43 ПНС (перекачуюча насосна станція) призначена для підняття води на більш високі відмітки поверхні землі й робиться на магістральних або великих міжгосподарських каналах.

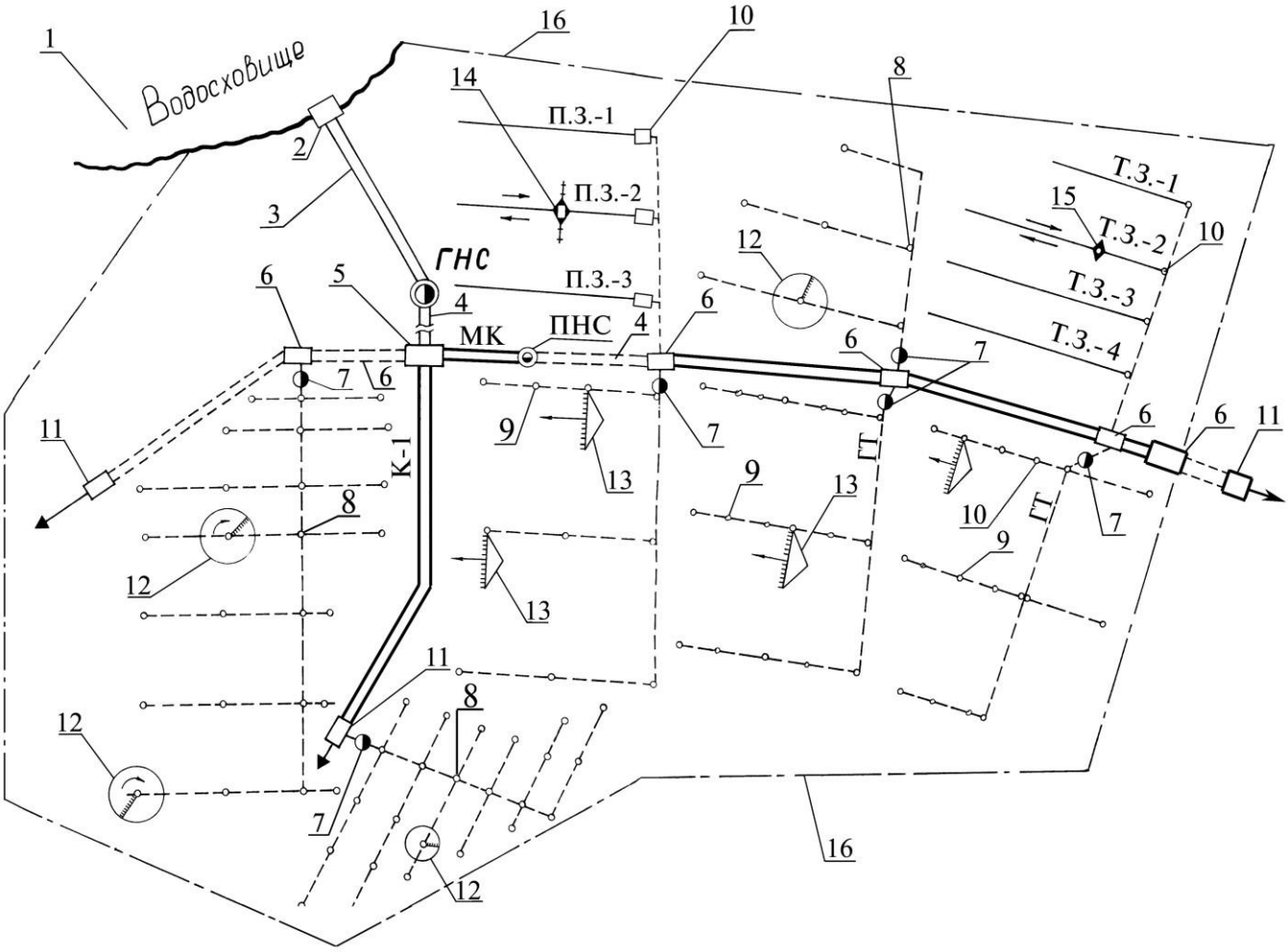


Рис. 5.43. Схема зрошувальної системи:

1 – джерело води (водосховище чи річка); 2 – водозабірна споруда; 3 – водопідвідний канал або трубопровід; 4 – напірний трубопровід; 5 – приймальний (напірний) басейн; 6 – регулюючий басейн; 7 – насосна станція підкачки (НСП); 8 – оглядові колодязі з засувками; 9 – гідранти; 10 – водовипуски у відкриті канали чи тимчасові зрошувачі; 11 – кінцеві водоскиди; 12 – дощувальні машини “Фрегат”; 13 – дощувальні машини “Дніпро”; 14 – дощувальні машини “Кубань”; 15 – дощувальні машини ДДА-100 МА; 16 – межі валової площі зрошувальної системи; ГНС – головна насосна станція; МК – магістральний канал; К-1 – відкритий польовий канал; П.З.-1 і т. д. – постійні зрошувачі для ДМ “Кубань”; Т.З.-1 і т. д. – тимчасові зрошувачі для дощувальних машин ДДА-100 МА; ПНС – перекачуюча насосна станція

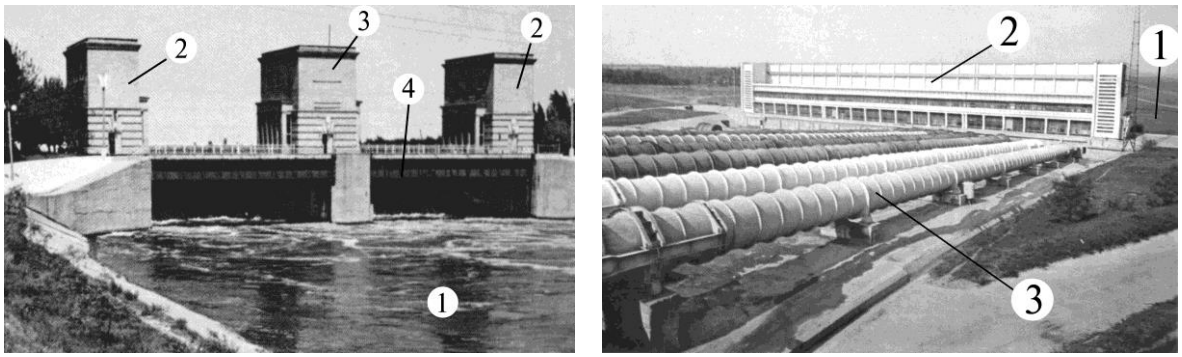
У випадках невеликих зрошувальних ділянок внутрішньогосподарського значення вода забирається невеликими насосними станціями чи установками і подається по каналах чи трубопроводах на зрошувані поля.

***Джерела води, водозабірні споруди та магістральні канали (трубопроводи*).** Основним джерелом води для зрошення є поверхневі води – води струмків, річок і т. ін. Все ж для зрошення невеликих ділянок застосовуються і підземні води. Джерело води повинно бути надійним, а мінералізація її не повинна перевищувати 1…12 г/л.

Забір води для зрошення з поверхневих джерел здійснюється двома способами – самотічним і механізованим.

Самотічним способом вода здебільшого забирається з водосховищ за умови, якщо це дозволяють відмітки відповідних рівнів води у водосховищі, тобто якщо рівні води забезпечують керування над рівнем води у відповідному магістральному каналі. Водозабірною спорудою у цьому випадку, як правило, виступа-

ють затвори, основним конструктивним елементом яких є берегові стояки, бики (опорна частина) та засоби перекриття отворів – плоскі щити, балки, сегменти та інші види (рис. 5.44, а).



а б

Рис. 5.44. Водозабірні вузли самотічного й механізованого водозаборів:

а – головна самотічна водозабірна споруда Північно-Кримського магканалу (вид з боку Каховського водосховища): 1 – джерело води (Каховське водосховище); 2 – берегові стояки; 3 – бик (проміжний стояк); 4 – плоский щит;
б – вузол головної насосної станції (ГНС) Каховської зрошувальної системи (механізований водозабір): 1 – джерело води (Каховське водосховище), нижній б'єф; 2 – будівля ГНС; 3 – напірні трубопроводи

При механізованому водозаборі вода з джерела забирається за допомогою насосної станції або насосної установки.

На рис. 5.44, б показаний вузол механізованого водозабору.

Магістральні канали – це відкриті штучні русла (водоводи) з трапецеїдальною формою поперечного перерізу, призначені для транспортування води від джерела до місць її відбору безпосередньо на зрошення (рис. 5.45).

У багатьох випадках вода насосною станцією подається в ***магістральний трубопровід*** (МТ), з якого потім і розподіляється між господарствами чи зрошуваними ділянками. Улаштовуються МТ переважно із залізобетонних або стальних труб діаметром від 500 мм і більше.

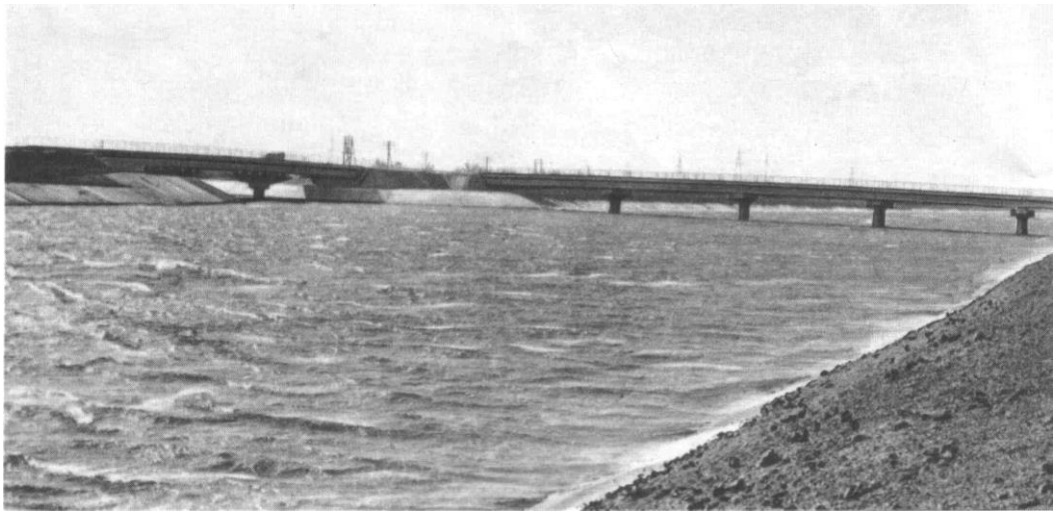
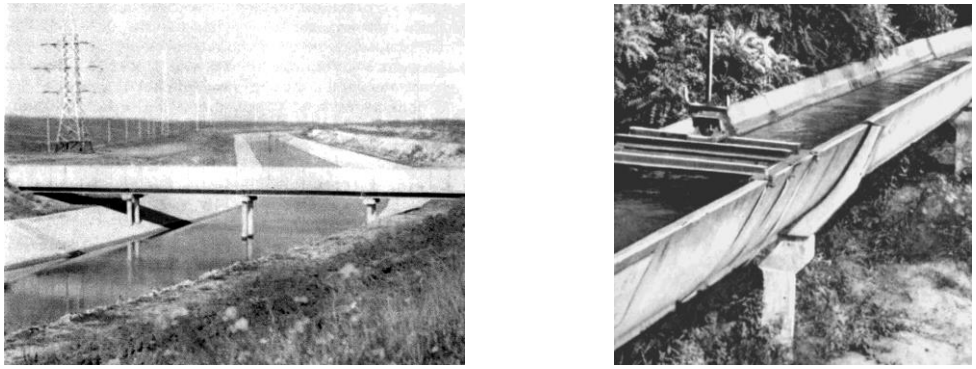


Рис. 5.45. Загальний вигляд Каховського магістрального каналу

Міжгосподарська, внутрішньогосподарська та зрошувальна розподільча мережа. Міжгосподарська мережа – це канали, трубопроводи чи лотки, якими вода з магістральних водоводів подається в господарства. Міжгосподарські канали

мають трапецеїдальну форму поперечного перерізу, наприклад міжгосподарський розподілювач Р-8 (Р – розподілювач, 8 – номер розподілювача за загальним рахунком вздовж магканалу). На рис. 5.46 показані фрагменти міжгосподарських каналів.



а б

Рис. 5.46.
Розподільчі міжгосподарські канали на Північно-Кримській зрошувальній системі:
а – міжгосподарський канал (на передньому плані видно акведук); б – лотковий розподілювач

Проектування та гідравлічний розрахунок каналів і трубопроводів зрошувальних систем. При проектуванні мережі відкритих каналів слід дотримуватися таких вимог: старші канали повинні керувати молодшими, а молодші (при поверхневому поливі) – зрошуваною площею. Канали слід розташувати по найвищих точках зрошуваної території. Канали слід проектувати на витрату води, яка б забезпечила безперебійний і стійкий полив усіх прилеглих до нього зрошуваних земель. Гідравлічний розрахунок каналів здійснюється за методикою, наведеною в п. 1.3.15.

При проектуванні трубопроводів передбачають глибину їх закладення в ґрунті не менше 0,8 м. Гідравлічний розрахунок трубопроводів здійснюється за методикою, наведеною в п. 1.3.12. При цьому швидкість води в трубопроводах приймається 1,2…1,8 м/с, але не менше незамулюючої, яка дорівнює 0,8 м/с.

Гідротехнічні споруди на зрошувальних каналах. Це пристрої (споруди), призначені для забезпечення транспортування води через природні чи штучні перешкоди, а також для забезпечення управління роботою зрошувальної мережі.

Вони поділяються на провідні, сполучальні, скидні та регулюючі (підпірні).

Провідні споруди призначені для транспортування води через природні перешкоди (балки, річки та ін.). До них належать дюкери, акведуки і, рідше, тунелі (рис. 5.47).

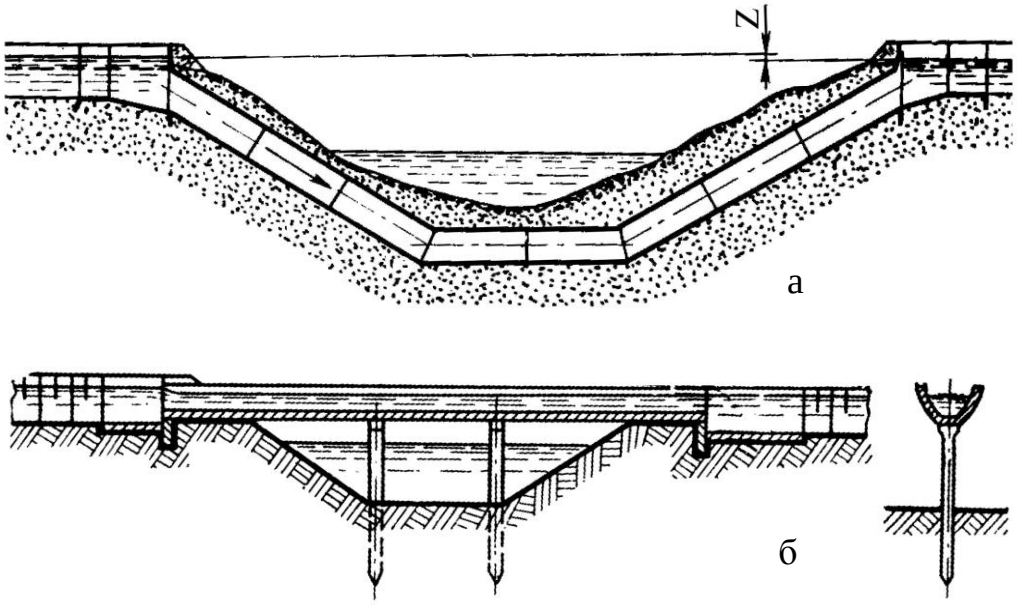


Рис. 5.47. Схеми провідних споруд:

а – дюкер; б – акведук; Z – перепад рівнів води перед дюкером і після нього

Як видно з рис. 5.47, дюкер – це труба, а акведук – це відкритий лоток, як правило, залізобетонний.

Сполучальні споруди призначені для переведення потоку води на нижчі відмітки на відносно короткій ділянці. До них належать бистротоки, ступеневі перепади і консольні скиди (рис. 5.48).

Сполучальні споруди улаштовуються на каналах з великим похилом дна, при якому виникають недопустимо великі швидкості води. У цьому випадку канал ділиться на ділянки з допустимим похилом, а на межі цих ділянок будуються сполучальні споруди.

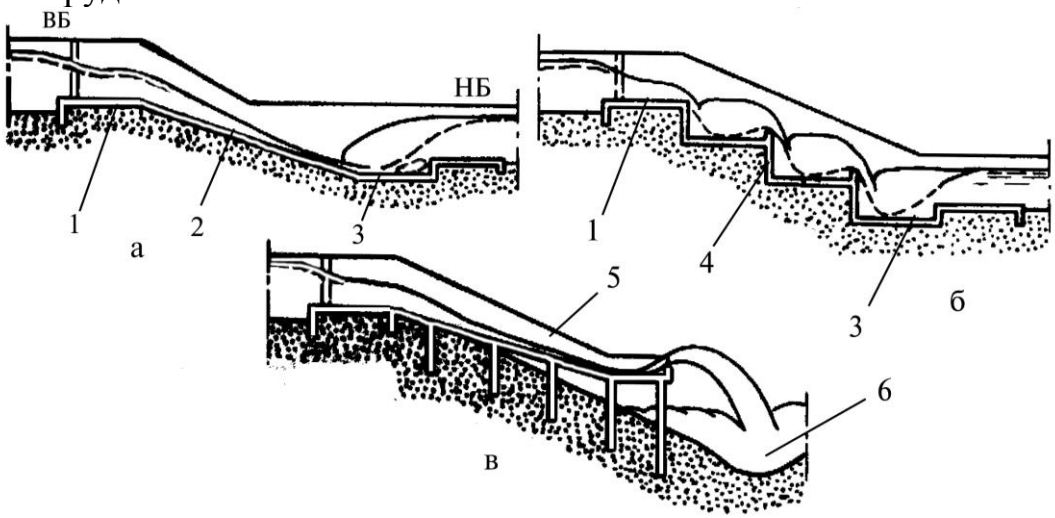
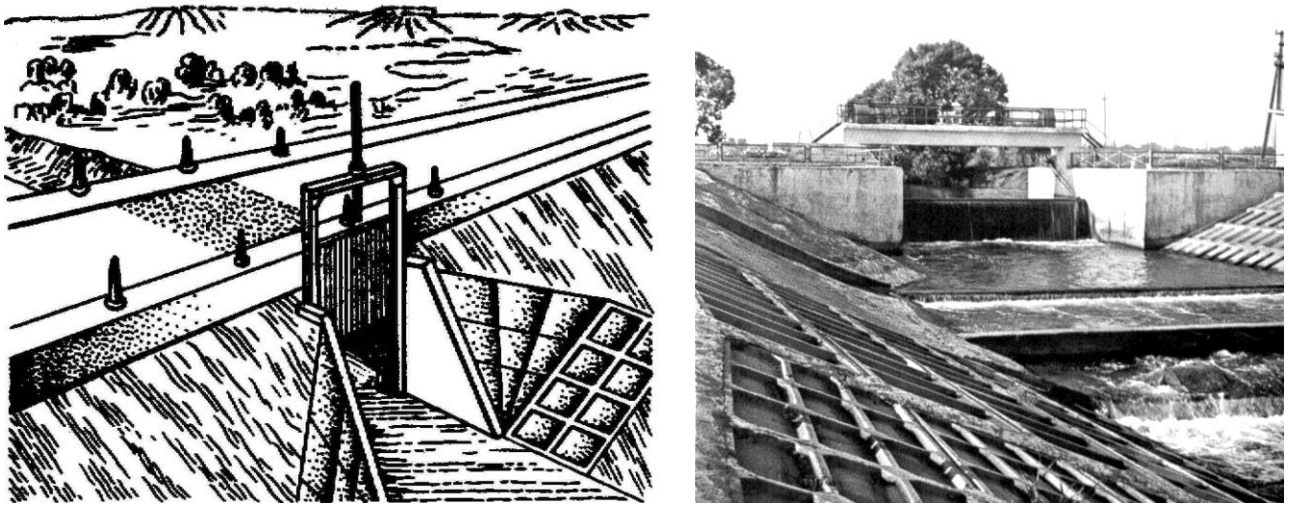


Рис. 5.48. Схеми сполучальних споруд:

а – бистротік; б – ступеневий перепад; в – консольний скид; 1 – вхідний оголовок; 2 – бистротік; 3 – водобійний колодязь; 4 – ступені перепаду; 5 – консоль скиду; 6 – вирва розливу

Скидні споруди призначені для спорожнення каналів та скидання з них зайвої води (рис. 5.48, в).

Регулюючі (підпірні) споруди призначені для регулювання витрат води та її рівнів у каналах. Здебільшого це стінки з отворами, які перекриваються щитом (рис. 5.49).



а б

Рис. 5.49.
Регулюючі (підпірні або перегороджуючі) споруди, які улаштовуються на каналах:
а – регулююча (підпірна) споруда; б – автоматизований шлюз-регулятор

Зрошувальні насосні станції. Насосні станції на зрошувальних системах, як уже відзначалося, поділяються на головні насосні станції (ГНС), перекачуючі (ПНС) і насосні станції підкачки (НСП).

ГНС призначаються для забору води з джерела і підняття її в напірний басейн, з якого вона надходить у магістральний канал (рис. 5.44, 5.50).

Можливі варіанти, коли вода ГНС подається в магістральний трубопровід. Великі головні насосні станції комплектуються в основному осьовими насосами, менші – відцентровими.

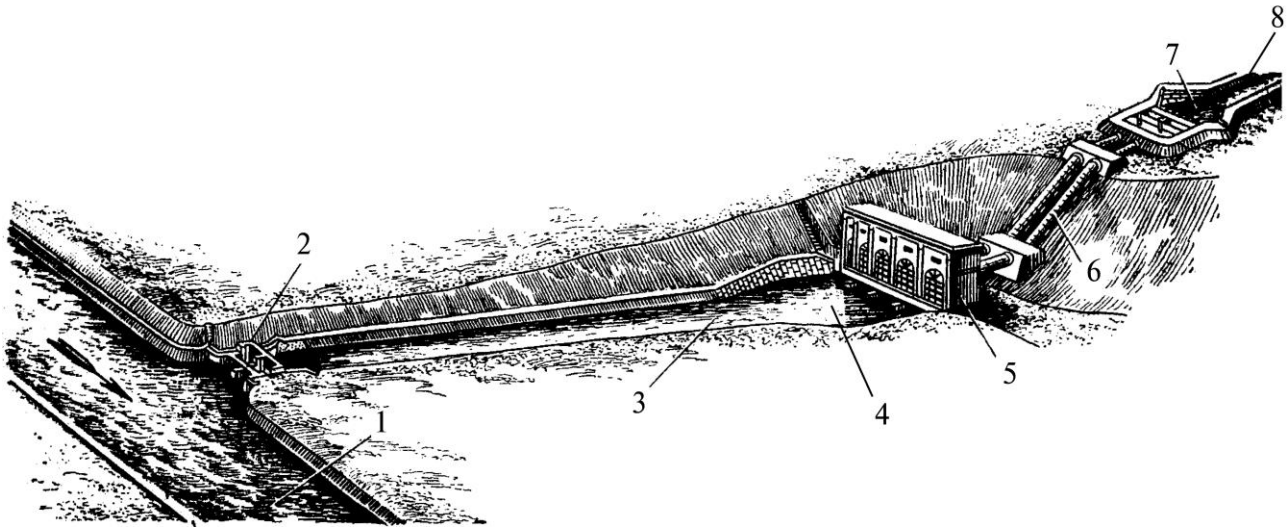


Рис. 5.50. Вузол споруд механізованого забору води для зрошення:
1 – джерело води (річка, канал або водосховище); 2 – водозабірна споруда (шлюз-регулятор); 3 – підвідний канал; 4 – аванкамера; 5 – будівля головної насосної станції (ГНС); 6 – напірний трубопровід; 7 – водовипуск у напірний басейн і напірний басейн; 8 – магістральний канал

Перекачуючі насосні станції (ПНС) призначені для підняття води з нижчих відміток до вищих на тому ж каналі. Приклади ПНС – насосна станція на Приазовському магканалі (у районі сіл Аннівка та Тернівка Якимівського району Запорізької області), насосна станція № 7 на Красногвардійській гілці Північно-Кримського каналу (рис. 5.51).

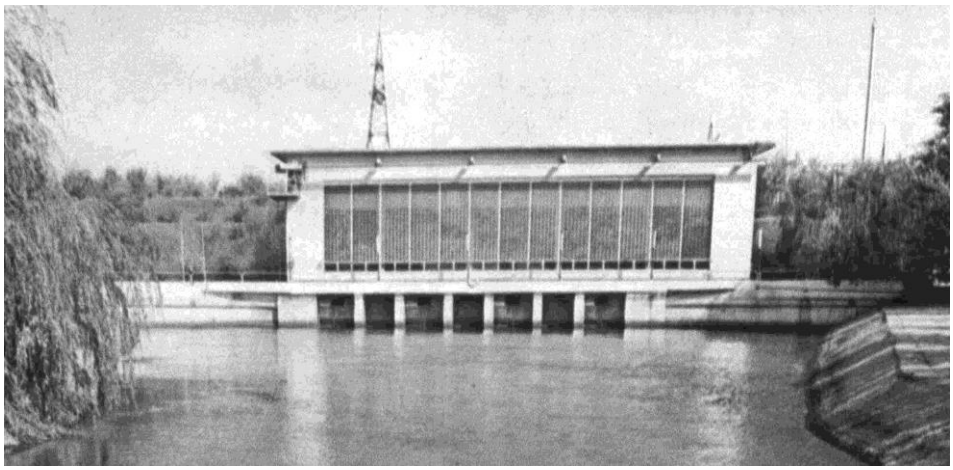
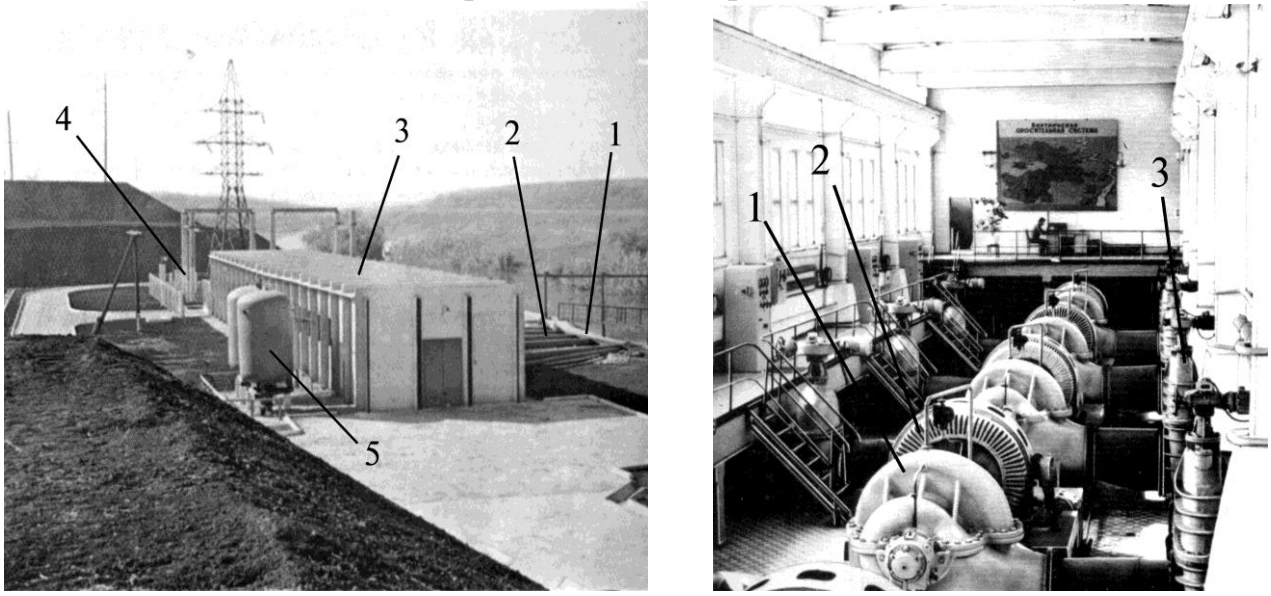


Рис. 5.51.
Перекачуюча насосна станція № 7
на Красногвардійській гілці Північно-Кримського каналу

Комплектуються ці насосні станції також переважно осьовими насосами.

Насосні станції підкачки (НСП) (рис. 5.52) є останнім ступенем у ланцюгу подачі води і призначені для її подачі безпосередньо на зрошувані поля. Комплектуються такі насосні станції переважно відцентровими насосами типу “Д”.



а б

Рис. 5.52. Насосна станція підкачки (НСП):

а – загальний вигляд насосної станції підкачки НСП (Північно-Рогачицька зрошувальна система, Веселівський р-н Запорізької обл.): 1 – приймальна частина (оголовки, сміттєзатримуючі касети та ін.), 2 – усмоктувальні трубопроводи, 3 – будівля насосної станції, 4 – трансформаторна підстанція, 5 – система запобігання гідроударам; б – машинний зал насосної станції:
1 – відцентрові насоси типу “Д”; 2 – електродвигуни; 3 – засувки з електроприводом

На рис. 5.53 наведений поздовжній розріз зрошувальної насосної станції.

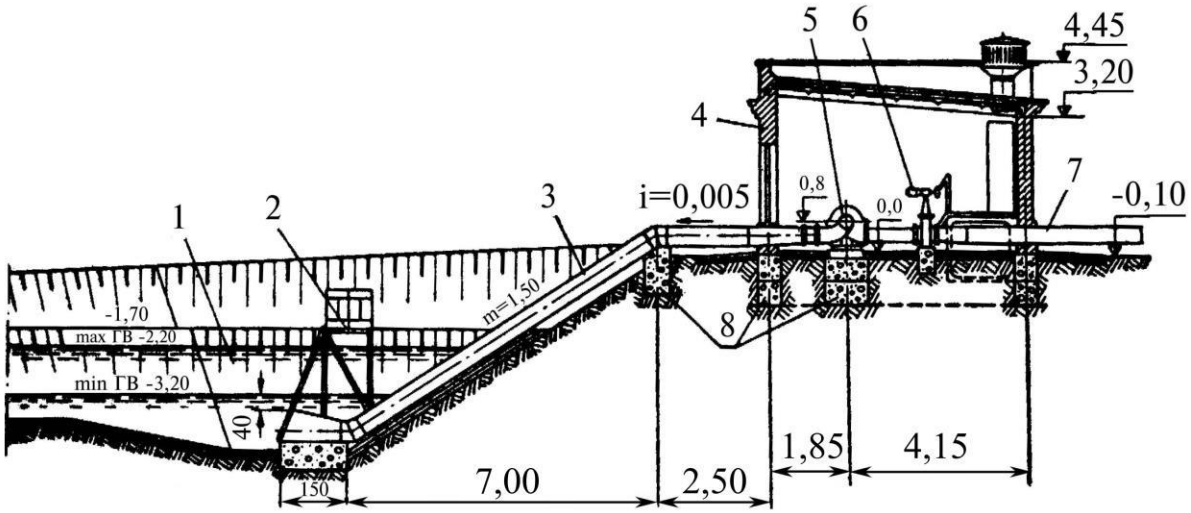


Рис. 5.53. Поздовжній розріз зрошувальної насосної станції:

1 – аванкамера (ківш); 2 – службовий місток; 3 – усмоктувальний трубопровід; 4 – будівля насосної станції; 5 – насос (тип “Д”); 6 – засувка; 7 – напірний трубопровід; 8 – фундаменти

Для подачі води при зрошенні порівняно невеликих або тимчасово зрошуваних ділянок застосовуються пересувні (на колісному ходу або на рамі-санях) насосні станції (рис. 5.54).

При проектуванні зрошувальних насосних станцій їхні технічні показники (подача й напір) визначаються таким чином.

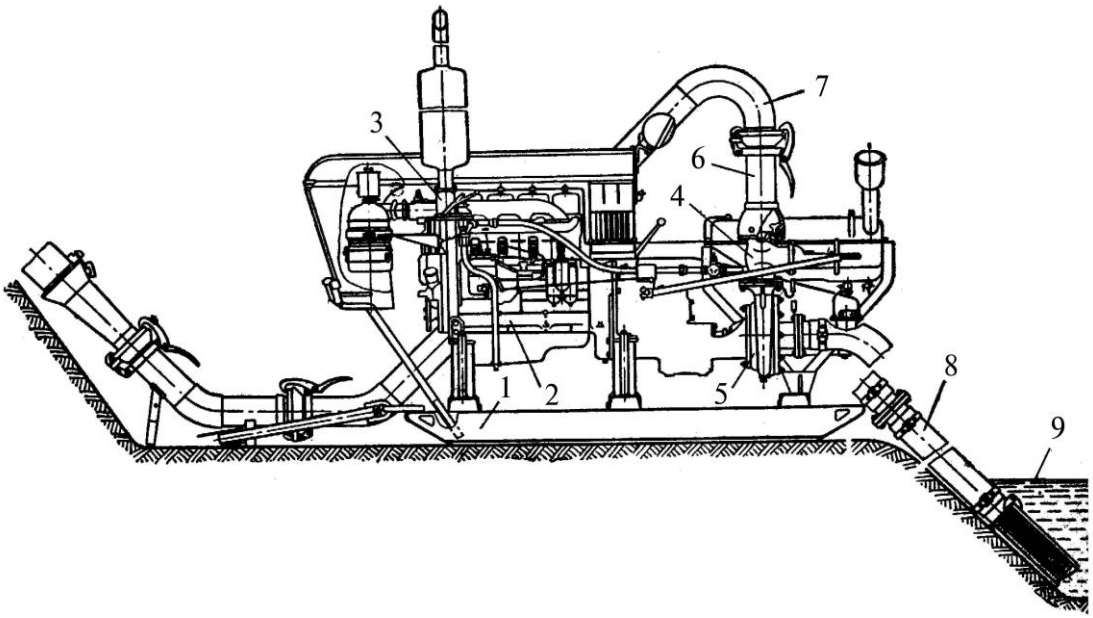


Рис. 5.54. Пересувна (на рамі-санях) насосна станція СНП-25/60:

1 – рама; 2 – двигун; 3 – вакуумсистема заповнення насоса водою; 4 – засувка;
5 – насос-редуктор; 6 – зворотний клапан з патрубком; 7 – напірне коліно;
8 – усмоктувальний трубопровід; 9 – джерело води

Подача зрошувальної насосної станції визначається з міркувань, що на зрошуваній ділянці одночасно можуть працювати 75…80% дощувальних машин від їхньої загальної кількості на цій ділянці і визначається за формулою

$$Q_{\text{н ст}} = (0{,}75...0{,}8)qn, \qquad (5.21)$$

де q – витрата води однією дощувальною машиною; n – кількість дощувальних машин на зрошуваній ділянці.

Напір насосної станції визначається за формулою

$$H = H_{\text{віл}} + H_{\text{г}} + h_{\text{в}}, \qquad (5.22)$$

де $H_{\text{віл}}$ – вільний напір на гідранті чи водовипуску; $H_{\text{г}}$ – геометрична висота підняття води; $h_{\text{в}}$ – втрати напору в трубопроводі.

Дренаж на зрошуваних землях. Застосовується у випадках, коли рівень мінералізованих ґрунтових вод розташований вище критичної глибини.

Критичною називається глибина залягання ґрунтових вод, з якої вони можуть підніматися на поверхню землі за рахунок капілярного підняття і випаровуватися, викликаючи засолення ґрунтів.

Отже, для пониження рівня ґрунтових вод, як у вищеназваному випадку, і застосовується дренаж. ***Дренаж*** – це система трубопроводів (дрен, колекторів або свердловин), по яких ґрунтові води відводяться з певної території з подальшим транспортуванням їх у природні водотоки. Дренаж буває двох видів – горизонтальний і вертикальний. ***Горизонтальний дренаж*** улаштовується у вигляді мережі горизонтальних трубопроводів або відкритих дрен. ***Вертикальний дренаж*** улаштовується у вигляді свердловин, з яких вода відкачується насосами і транспортується в природні водотоки. ***Дрени*** – це горизонтальні збирачі ґрунтової води, і робляться вони з гончарних або азбестоцементних перфорованих (тобто з просвердленими отворами) труб діаметром 50…200 мм (рис. 5.55). Вода в дрени надходить через щілини (0,5…1 мм) між сусідніми гончарними трубками або через отвори, якщо труби азбестоцементні. Для запобігання замулюванню труби обмотують склотканиною або скловатою. Вода в дренах рухається в безнапірному режимі за рахунок похилу дрен. Похил дрен складає 0,0005…0,002. Відстань між дренами – 200…550 м.

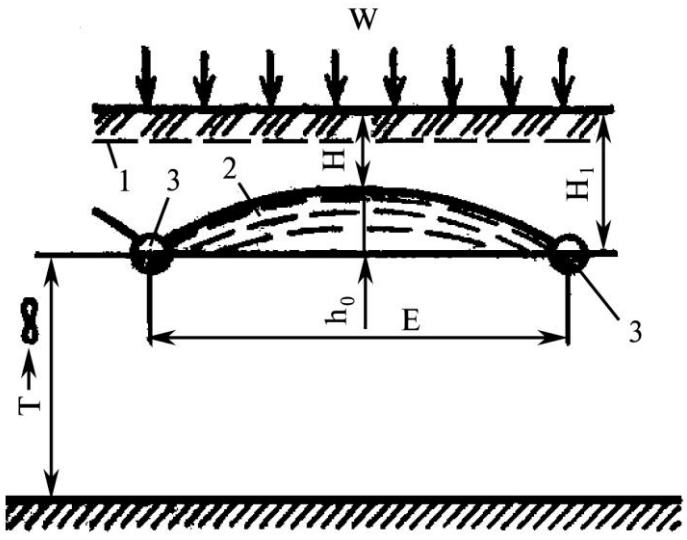


Рис. 5.55. Схема пониження рівня ґрунтових вод горизонтальним дренажем:

1 – рівень ґрунтових вод до побудови дренажу; 2 – депресійна крива ґрунтових вод при дренажі; 3 – горизонтальні дрени; H – критична глибина ґрунтових вод; T – відстань від дрени до водотриву; W – інфільтрація; E – відстань між дренами

Колектори – це трубопроводи, якими вода збирається з дрен і транспортується до природного водотоку або до дренажної насосної станції (ДНС), якою вона перекачується також у природний водотік.

Елементи експлуатації зрошувальних систем. Використання зрошувальних систем здійснюється експлуатаційним персоналом відповідних організацій. Завданням експлуатації зрошувальних систем є забезпечення їхньої надійної роботи та недопущення негативного впливу зрошення на навколишнє середовище.

Державні зрошувальні системи експлуатуються організаціями Держкомітету України з питань водного господарства та меліорації. Зрошувальні ділянки господарств експлуатуються експлуатаційним персоналом, який входить до складу цих господарств.

Основним питанням експлуатації зрошувальних систем є реалізація планів водокористування, якими визначаються об'єми забору води з джерела і календарний розподіл її в самих господарствах і між господарствами-водоспоживачами. Планування водокористування розпочинається з господарств. Поливи сільськогосподарських культур здійснюються згідно з оперативним графіком поливів.

Другим важливим питанням експлуатації зрошувальних систем є забезпечення поточних, капітальних і аварійних ремонтів. При використанні зрошувальних систем періодично проводиться очистка каналів і гідротехнічних споруд.

Гідромеханічне обладнання насосних станцій, поливна техніка й інше обладнання експлуатуються згідно з інструкціями заводів-виготовлювачів, з урахуванням конкретних умов використання цього обладнання.

Техніко-економічні показники зрошувальних систем. Основними технічними показниками, які характеризують зрошувальну систему, є такі.

Валова площа системи F, **га,** – це площа, у межах якої розташована (діє) зрошувальна система. Наприклад, валова площа Каховської зрошувальної системи, при повному завершенні її будівництва, повинна скласти біля 1 млн га.

Площа брутто $F_{бр}$**, га,** – це площа, яка включає, крім зрошуваної площі, території, зайняті дорогами, лісосмугами, каналами та ін.

Площа нетто $F_{нт}$**, га,** – це тільки зрошувана площа.

Коефіцієнт земельного використання КЗВ – це відношення площі нетто $F_{нт}$ до площі брутто $F_{бр}$, тобто $КЗВ = F_{нт}/F_{бр}$.

Коефіцієнт корисної дії ККД – це відношення корисно використаної води $W_{кор}$ до об'єму її, який забирається в систему $W_о$, тобто $ККД = W_{кор}/W_о$.

Капіталовкладення К, **грн.,** – це вартість будівництва системи. Визначається кошторисом і включає вартість усіх матеріалів та робіт по будівництву системи.

Вартість одного гектара зрошення $B_з$**, грн/га,** – це капіталовкладення $К$, поділені на площу нетто $F_{нт}$, тобто $B_з = К/F_{нт}$.

Крім названих, є ще ряд інших техніко-економічних показників зрошувальних систем, які через обмежені можливості тут не розглядаються детально, – це річні експлуатаційні затрати, собівартість одного кубічного метра води, встановлена потужність гідросилового обладнання та ін.

5.3.1.3. Механізація зрошення (поливів)

Механізація поверхневих поливів. Насамперед слід відзначити, що поверхневий полив відносно мало механізований, що і є певним стримуючим фактором щодо його розповсюдження.

При поверхневому поливі тимчасові зрошувачі, якими вода подається до поливних борозен, нарізаються та зарівнюються каналокопачами-зарівнювачами КЗУ-0,3 (рис. 5.56), а поливні борозни нарізаються культиваторами-рослинопідживлювачами навісними КРН-4,2, де 4,2 – ширина захвату, м (рис. 5.57).

При поливі по борознах (для подачі води в борозни) застосовуються засоби "малої механізації" – сифони чи трубки (рис. 5.58, 5.59). Для механізованої подачі води в поливні борозни застосовуються поливні пересувні агрегати ППА-165У, де 165 – орієнтовна подача води, л/с (рис. 5.60).

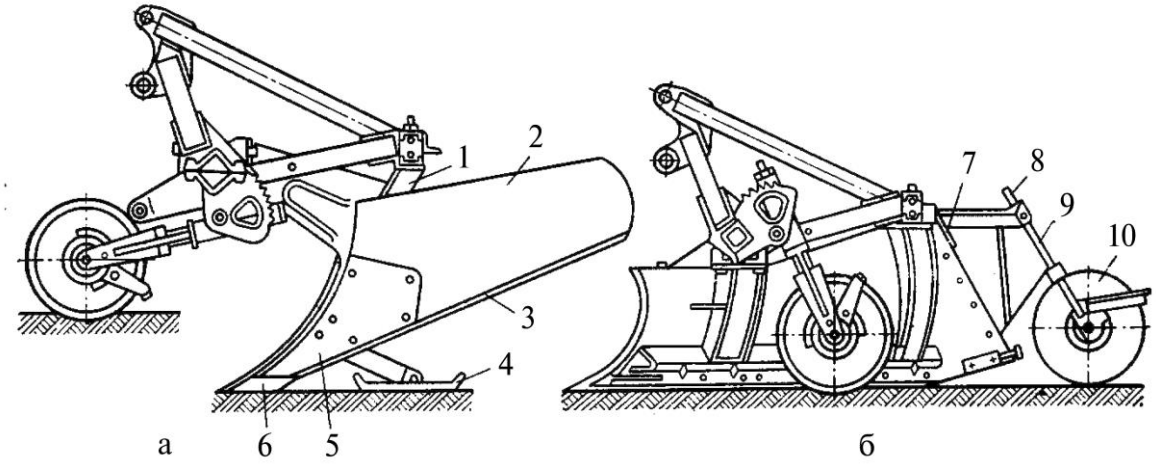


Рис. 5.56. Універсальний каналокопач-зарівнювач (КЗУ-0,3):

а – з канавокопачем, б – із зарівнювачем каналів: 1 – стійка; 2 – відвал; 3 – ніж; 4 – опорна лижа; 5 – груди; 6 – леміш; 7 – розрівнююча дошка; 8 – стійка котка; 9 – втулка; 10 – коток

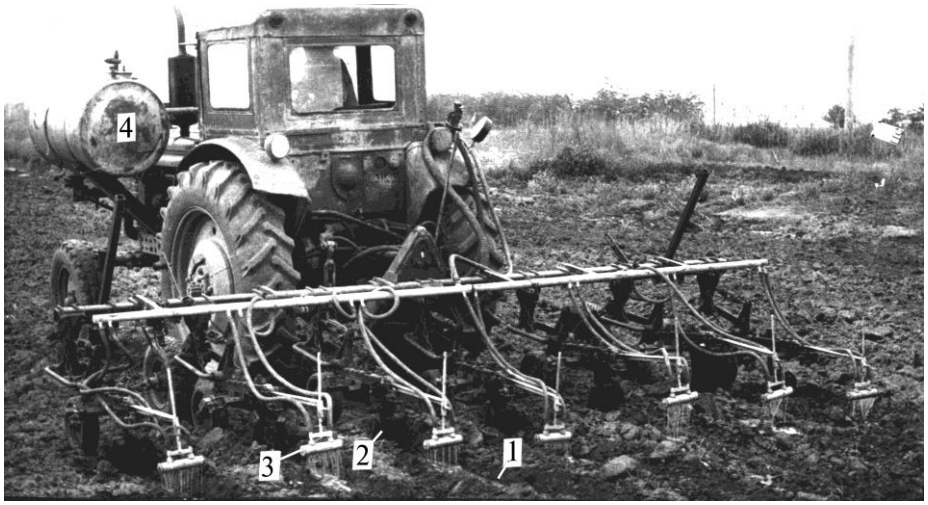


Рис. 5.57. Нарізка поливних борозен культиватором КРН-4,2 з внесенням розчину мінеральних добрив:

1 – поливна борозна; 2 – борозновик (борозноутворювач); 3 – реконструйований розпилювач мінеральних добрив; 4 – бак підкормлювача-обприскувача універсального (ПОУ)

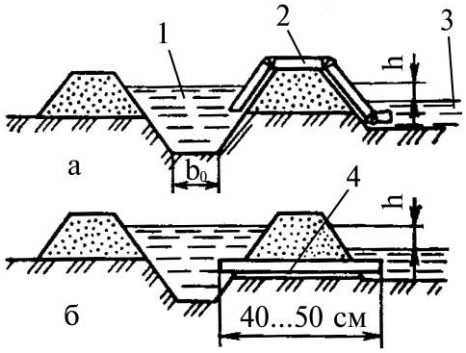


Рис. 5.58.
Подача води в поливні борозни сифонами і трубками:

а – за допомогою переносних сифонів: 1 – тимчасовий зрошувач; 2 – переносний сифон; 3 – поливна борозна;
h – напір; b_0 – ширина тимчасового зрошувача по дну;
б – за допомогою водовипускних трубок: 4 – поливна трубка

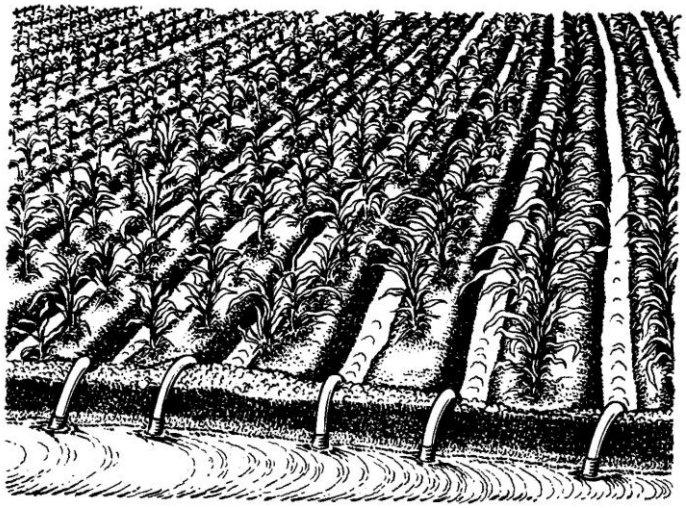


Рис. 5.59.
Полив кукурудзи по борознах
з подачею води в них сифонами

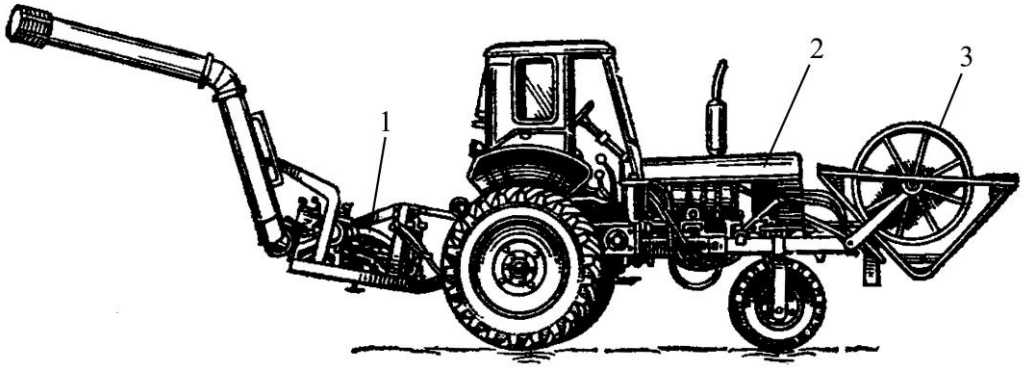


Рис. 5.60. Загальний вигляд пересувного поливного агрегату ППА-165 У:

1 – насосний агрегат; 2 – трактор;
3 – пристрій для розкладання й намотування гнучкого трубопроводу (шланга)

Агрегат ППА-165 У забирає воду з тимчасового зрошувача за допомогою насоса, навішеного на ньому ж, а розосереджує її по поливних борознах шлангом, в якому через 0,6 або 0,9 м зроблені отвори, через які вода й надходить безпосередньо в борозни. Існують і інші засоби механізації як борозенного поливу, так і поливу по смугах (рис. 5.61).

Рис. 5.61. Полив з подачею води в борозни за допомогою гнучкого трубопроводу

Механізація поливу дощуванням. Полив дощуванням здійснюється за допомогою спеціальних машин, які називаються дощувальними (ДМ), або стаціонарних установок. Слід відзначити, що цей спосіб поливу повністю механізований, що і є однією з найважливіших підстав для його широкого застосування.

Дощувальні установки і дощувальні машини певним чином класифікуються. За характером руху (роботи) вони поділяються на машини фронтальної дії: ДДА-100 МА, “Дніпро”, “Кубань”, “Волжанка” та ін. – і машини обертової дії – “Фрегат”. За шириною смуги поливу вони поділяються на широкозахватні: “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат”, “Волжанка” – та вузькозахватні: ДДА-100 МА, ДДН-70 і ДДН-100. За конструкцією машини вони поділяються на самохідні: “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат”, “Волжанка” – та навісні: ДДА-100 МА, ДДН-70 і ДДН-100. Залежно від дальності польоту струмини води дощувальні машини поділяються на короткоструминні – з дальністю польоту струмини до 10 м – ДДА-100 МА, середньоструминні – з дальністю польоту струмини 20…25 м: “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат”, “Волжанка”, розбірно-переносні установки типу КІ-50 та ін. – і далекоструминні – з дальністю польоту струмини більше 40…70 м: ДДН-70 та ДДН-100. За технологією поливу вони поділяться на позиційні: “Дніпро”, ДДН-70, ДДН-100 – і такі, що поливають у русі: “Фрегат”, “Кубань”, ДДА-100 МА. Є й інші види класифікації дощувальних машин, установок та систем.

Будь-яка дощувальна машина чи установка являє собою водопровідний трубопровід (водопровідний пояс), обладнаний дощеутворювачами, а в дощувальних машинах – і засобом пересування.

Отже, водопровідний пояс робиться з тонкостінних стальних або алюмінієвих труб (діаметр буде названий при розгляді конструкції окремих машин). Дощеутворювачі поділяються на дощувальні насадки та апарати (рис. 5.62, 5.63).

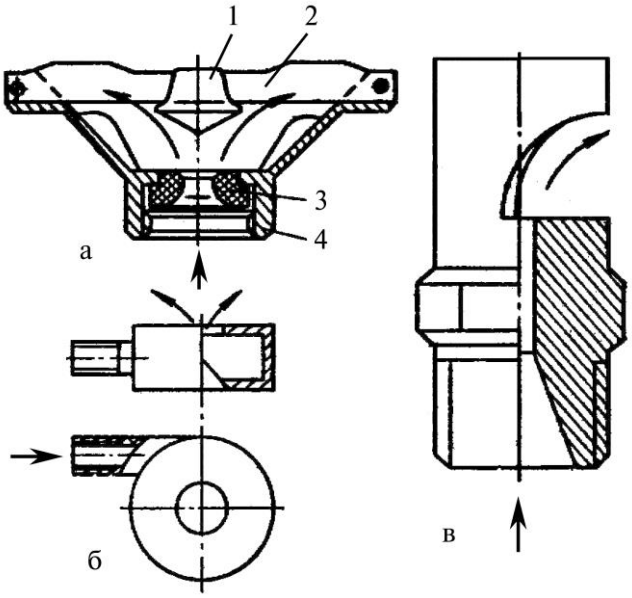


Рис. 5.62. Дощувальні насадки:

а – дефлекторна: 1 – дефлектор; 2 – планка; 3 – сопло; 4 – корпус насадки; б – відцентрова; в – секторна

Дощувальні насадки – це дощеутворювачі, в яких немає рухомих деталей, ***дощувальні апарати*** – це дощеутворювачі, в яких окремі елементи здійснюють рух при роботі.

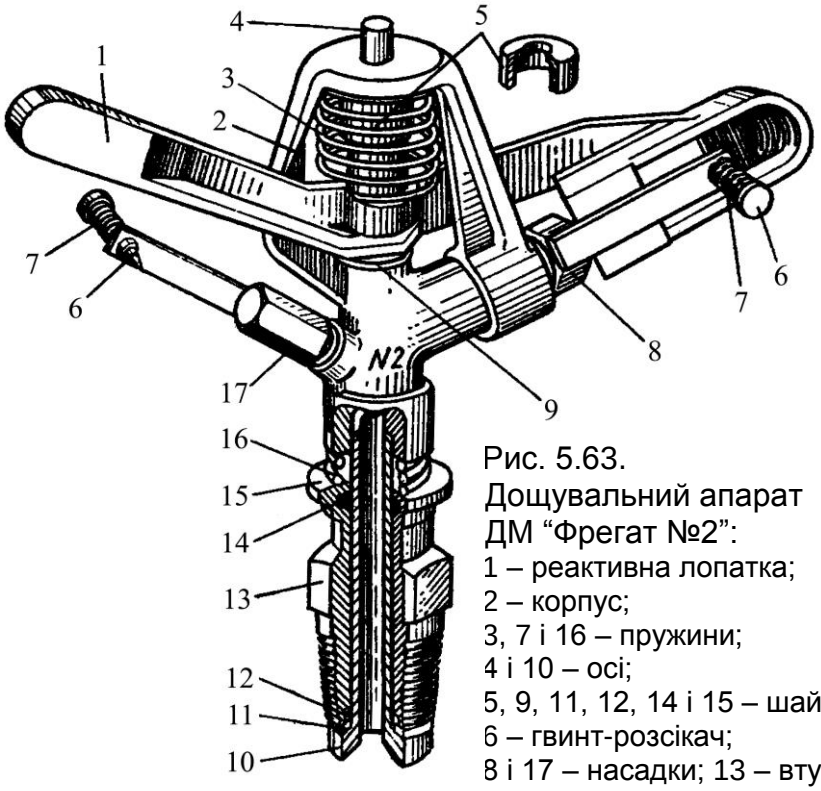


Рис. 5.63.
Дощувальний апарат
ДМ “Фрегат №2”:
1 – реактивна лопатка;
2 – корпус;
3, 7 і 16 – пружини;
4 і 10 – осі;
5, 9, 11, 12, 14 і 15 – шайби;
6 – гвинт-розсікач;
8 і 17 – насадки; 13 – втулка

Стаціонарні (розбірно-переносні) дощувальні установки. Це комплекти обладнання, які забезпечують полив сільськогосподарських культур на порівняно невеликих ділянках і які не обладнані засобом пересування, а з позиції на позицію переносяться вручну (робітниками-поливальниками). До них належать комплекти пересувного поливного обладнання КІ-50 “Радуга”, “Сигма” та ін.

Комплект іригаційний КІ-50. Це переносний комплект гідравлічного обладнання, призначений для поливу всіх сільськогосподарських культур на ділянках площею до 50 га. Полив сільськогосподарських культур ним здійснюється позиційно, тобто після поливу на одній позиції обладнання демонтується і переноситься на іншу. КІ-50 складається з магістрального, двох розподільних і чотирьох робочих трубопроводів (рис. 5.64), на яких встановлено шістнадцять дощувальних апаратів “Роса-3”. Вода подається пересувною насосною станцією СНП-50/80. КІ-50 комплектується пристроєм для внесення мінеральних добрив (підживлювачем).

Магістральний трубопровід призначений для подачі води в розподільчі трубопроводи, довжина його – 891 м, з них 610 м мають діаметр 150 мм, а 281 м – діаметр 125 мм.

Комплект іригаційний характеризується такими технічними показниками: напір насосної станції – 80 м; витрата води – 47,2 л/с; площа, яку обслуговує комплект за сезон, – 50 га; продуктивність за годину чистої роботи при нормі поливу 300 м^3/га – 0,547 га; середня інтенсивність дощу – 0,28 мм/хв; час роботи на одній позиції при нормі поливу 300 м^3/га – 1 год. 30 хв.; кількість одночасно працюючих апаратів – 8 шт.; відстань між апаратами – 36 м; відстань між позиціями робочого

трубопроводу – 36 м; маса комплекту – 7,75 т; режим роботи – світловий день; обслуговуючий персонал: поливальників – 2, мотористів – 1.

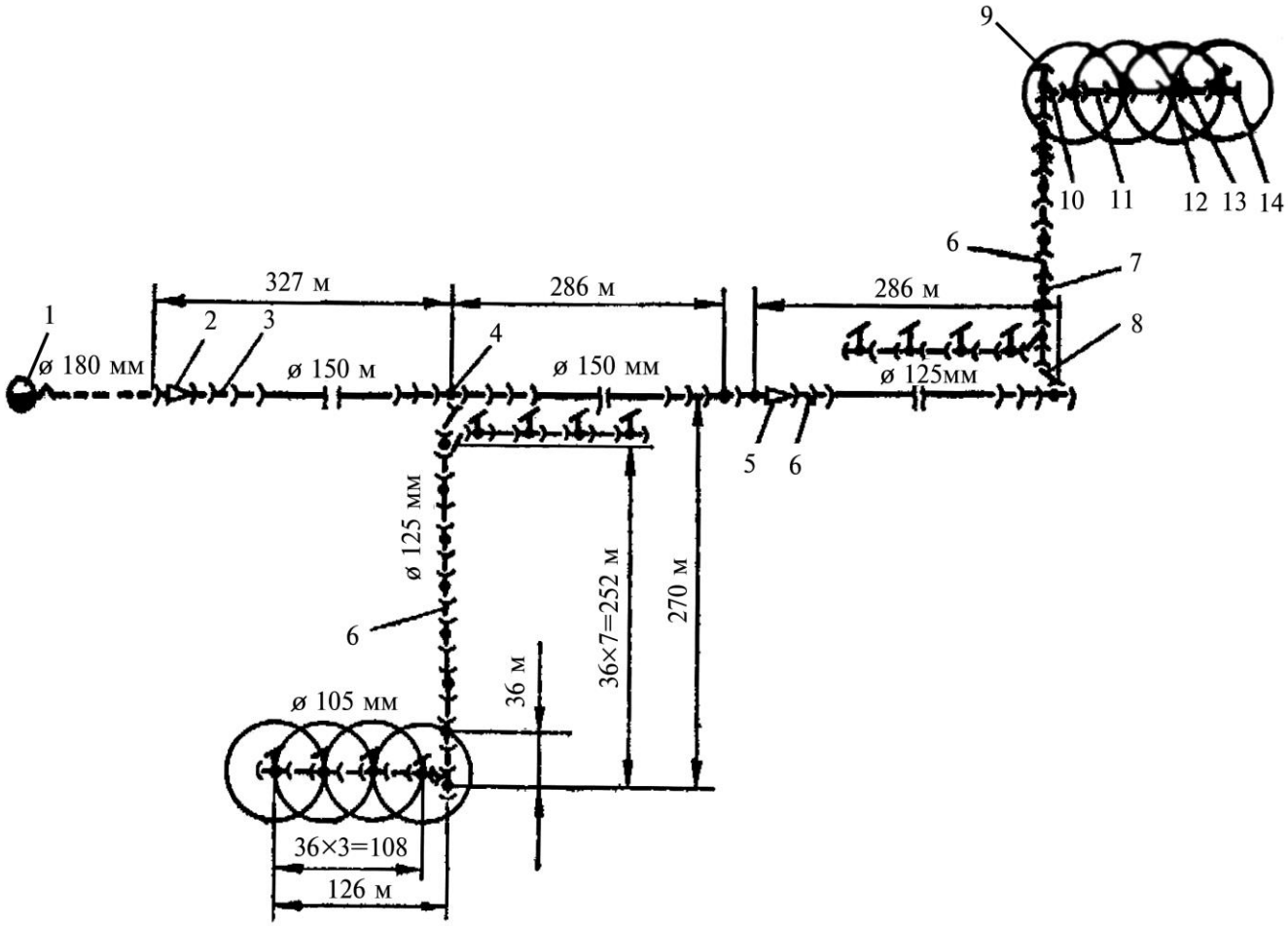


Рис. 5.64. Схема комплекту іригаційного КІ-50:

1 – насосна станція; 2 – перехідник; 3 – магістральний трубопровід; 4 і 7 – труби-гідранти; 5 – перехідник з гідрантом; 6 – розподільчий трубопровід; 8 і 10 – приєднувальні патрубки; 9 і 14 – заглушки; 11 – робочий трубопровід; 12 – труба-стійка; 13 – дощувальний апарат

Вузькозахватні дощувальні машини. До них належать дощувальні машини ДДА-100 МА, ДДН-70 та ДДН-100.

Дощувальний двоконсольний агрегат **ДДА-100 МА.** Агрегат ДДА-100 МА призначений для поливу всіх сільськогосподарських культур. Це металева ферма, яка навішується на трактор ДТ-75 (рис. 5.65). Полив сільськогосподарських культур ним здійснюється при русі агрегату вздовж каналу (тимчасового зрошувача). Вода з каналу забирається навішеною на ньому ж насосною установкою з консольним відцентровим насосом і розосереджується по трубопроводу до дощувальних насадок. Основними вузлами машини є: трактор, двоконсольна лінія, вакуумне обладнання (для зарядки насоса перед його пуском), гідропривод та гідропідживлювач.

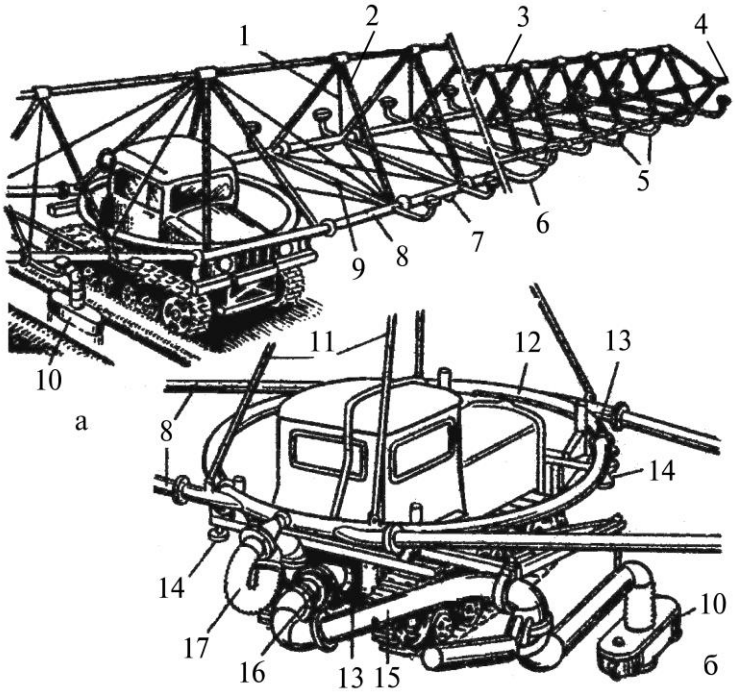


Рис. 5.65. Дощувальний двоконсольний агрегат ДДА-100 МА:

а – загальний вигляд; б – центральна частина; 1 – розкос; 2 – стійка; 3 – пруток; 4 – кінцева дощувальна насадка; 5 – дефлекторна насадка (рядова) з відкрилком; 6 – опорна дуга; 7 – зливний клапан; 8 – водопровідна труба; 9 – розтяжка; 10 – усмоктувальний пристрій із сміттєзатримуючою сіткою та зворотним клапаном; 11 – центральні стійки; 12 – поворотний круг; 13 – передня й задня балки; 14 – передній і задній гідроциліндри підняття ферми; 15 – усмоктувальна лінія; 16 – насосна установка; 17 – напірний шланг

Агрегат характеризується такими технічними показниками: витрата води – 130 л/с; водозабір – з тимчасових зрошувачів; напір насоса – 37 м; шар води за один прохід машини – 5 мм; продуктивність за одну годину чистої роботи – 1,66 га; ширина захвату – 120 м; швидкість руху агрегату: вперед – 0,94 км/год; назад – 0,575 км/год; система керування консолями – гідравлічна (об'ємний гідропривод); кількість гідроциліндрів у системі керування фермою – 4, у системі керування усмоктувальною лінією (опускання-підняття) – 1; площа, яку обслуговує агрегат за сезон, – 130–140 га; маса агрегату без трактора – 4,24 т, з трактором – 10,79 т; кількість обслуговуючого персоналу – 2 робітники.

В якості дощеутворювачів на агрегаті застосовуються дефлекторні насадки, прохідний отвір яких (діаметр сопла) змінюється (збільшується) у напрямку від трактора до кінця ферми.

На агрегаті встановлюється 28 насадок з діаметром сопла 12 мм, 16 – з діаметром 13 мм, 8 – з діаметром 14 мм і 2 (кінцеві) – з діаметром 22 мм. Тобто всього на агрегаті встановлено 54 дефлекторні насадки. Витрата води однією насадкою складає 2,3 л/с, а кінцевих – 5 л/с. Поворотом відкрилка можна змінювати напрямок струмини води вгору чи вниз (останнє при вітрі зі швидкістю більше 3 м/с). Для спорожнення трубопроводу від води на дев'ятій панелі зроблений зливний клапан. Для запобігання можливим ударам ферми об землю на консолях агрегату зроблені опорні дуги.

Дальноструминний дощувач навісний ДДН-70. Ця машина призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур та садів. Вона складається з дальноструминного дощувального апарата з механічним обертанням ствола, відцентрового насоса, водоміра, усмоктувальної лінії та гідропідживлювача. Все це обладнання навішується на трактор Т-75 або ДТ-75 (рис. 5.66).

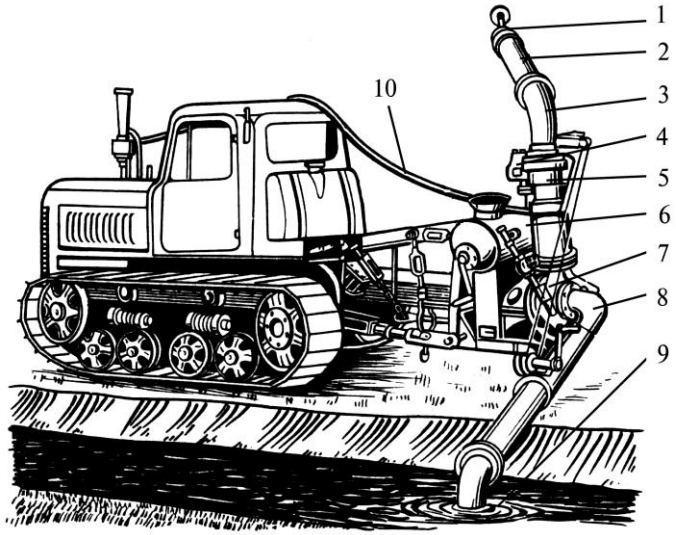


Рис. 5.66.
Дальноструминний
дощувач навісний ДДН-70:

1 – сопло;
2 – ствол;
3 – коліно;
4 – водомір;
5 – механізм повороту;
6 – гідропідживлювач;
7 – навісний відцентровий насос;
8 – усмоктувальна лінія;
9 – тимчасовий зрошувач (канал);
10 – вакуумна система заповнення насоса перед пуском

Машина працює позиційно з відстанню між позиціями при поливі по кругу 100 м, а при поливі по сектору – 60 м. При вітрі до 2…2,6 м/с полив здійснюється по кругу, при більшій швидкості вітру – по сектору.

Водозабір машина здійснює з відкритого тимчасового зрошувача (земляного каналу) або з гідрантів закритої трубопровідної мережі (без навісного насоса). Витрата води – 65 л/с, напір насоса – 50…55 м, радіус дії машини – 70 м. За сезон машина обслуговує 60…70 га зрошуваної площі.

Дальноструминний дощувач навісний ДДН-100. За призначенням і конструкцією ДДН-100 аналогічний ДДН-70, але навішується на більш потужний трактор Т-150, відповідно має і більш потужний насос (рис. 5.67).

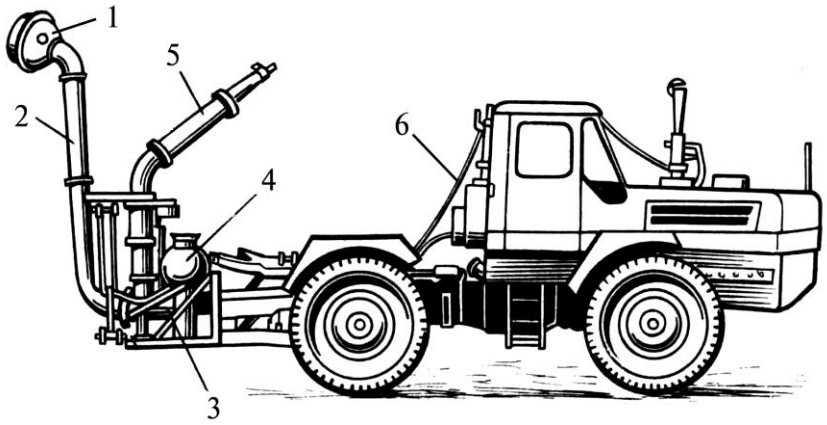


Рис. 5.67.
Дальноструминний дощувач
навісний ДДН-100:

1 – водоприймальний пристрій;
2 – усмоктувальна лінія;
3 – навісний відцентровий насос;
4 – гідропідживлювач;
5 – дощувальний апарат;
6 – вакуумсистема

Витрата води цією машиною складає 100 л/с, напір насоса – 80…85 м, радіус дії – 85 м. Відстань між позиціями при поливі по кругу складає 145…150 м, а по сектору – 80 м.

Широкозахватні дощувальні машини. До них належать дощувальні машини “Дніпро”, “Кубань”, “Фрегат” та “Волжанка”.

Дощувальна машина “Дніпро”. Це широкозахватна багатоопорна електрифікована дощувальна машина фронтальної дії (дощувач фронтальний ДФ-120). Вона призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур і навіть низькорослих садів. Полив здійснює позиційно, з відбиранням води із гідрантів закритої зрошувальної мережі, розташованих на відстані 54 м один від одного. Складається з водопровідного трубопроводу діаметром 180 мм, довжиною 448 м, встановленого на 17 рухомих візках велосипедного типу, на яких розташовані електричні мо-

тор-редуктори, що й приводить у рух машину при її переміщенні з позиції на позицію (рис. 5.68).

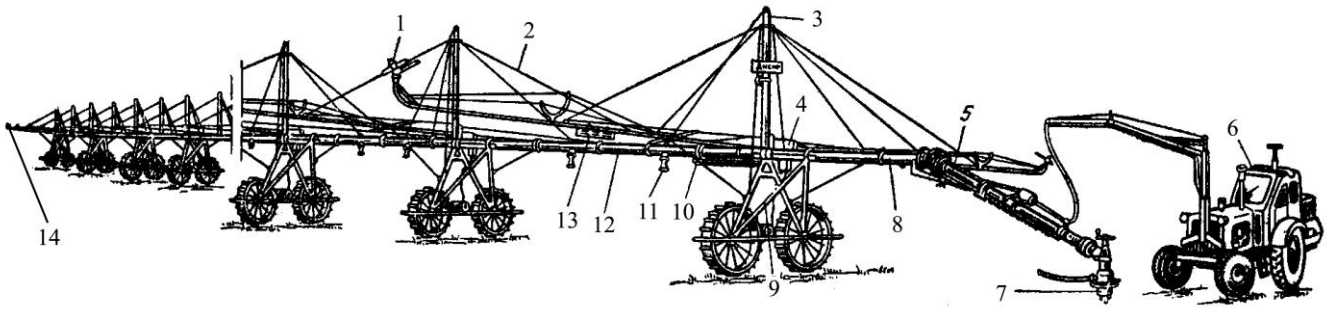


Рис. 5.68. Дощувальна машина “Дніпро” ДФ-120:

1 – середньоструминний дощувальний апарат “Роса-3” з відкрилком; 2 – система розкріплюючих тросів; 3 – ферма; 4 – електропривод; 5 – трубопровід приєднання машини до гідранта; 6 – пересувна електростанція; 7 – гідрант; 8 – опорна труба; 9 – опорний візок; 10 – драбина (підвішена); 11 – щілиновидний клапан; 12 – з’єднувальна труба; 13 – вузол кріплення відкрилків; 14 – заглушка з’єднувального трубопроводу

Машина характеризується такими основними технічними показниками: витрата води – 120 л/с; напір на гідранті – 45 м; водозабір – з гідрантів закритої зрошувальної мережі; інтенсивність дощу – 0,3 мм/хв; ширина захвату – 460 м; кількість дощувальних апаратів – 34 шт.; привод опорних візків – електричний; потужність електродвигуна мотор-редуктора – 1,1 кВт; обслуговування – один оператор-тракторист на 4 машини; висота водопровідного трубопроводу над поверхнею поля (кліренс машини) – 2,1 м. Сезонне навантаження на машину – 90…140 га зрошуваних земель.

Дощувальна машина “Кубань”. Це широкозахватна електрифікована дощувальна машина фронтального пересування, призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур і навіть низькорослих садів. В абревіатурі вона позначається ЕДМФ-170 “Кубань” (170 – витрата води, л/с). Полив машина здійснює в русі. Вона рухається прямолінійно вздовж відкритого постійного каналу (зрошувача), з якого машина й забирає воду. “Кубань” складається з двох крил у вигляді ферми з водопровідним трубопроводом (рис. 5.69), на якому встановлюються короткоструминні дощувальні насадки.

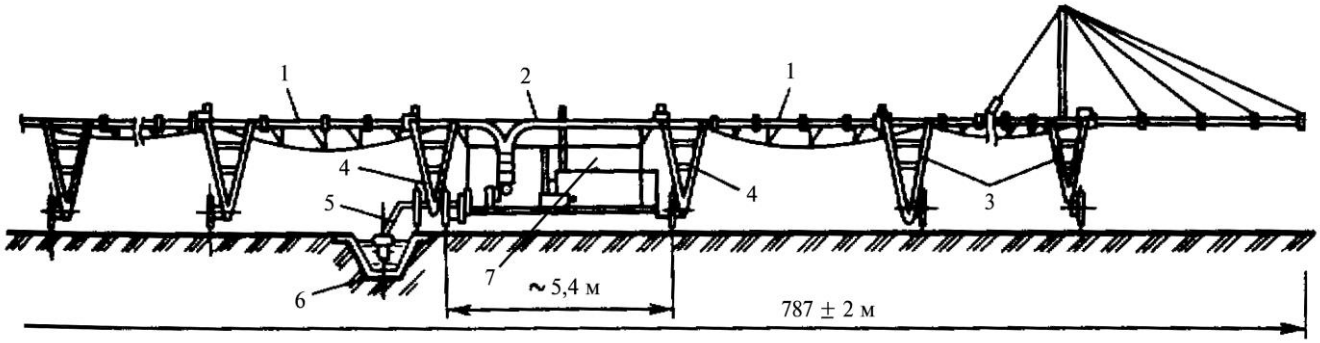


Рис. 5.69. Дощувальна машина “Кубань”:

1 – ферми прольотів (крила); 2 – центральна ферма; 3, 4 – опорні й центральні візки; 5 – усмоктувальна лінія; 6 – постійний (облицьований) канал (зрошувач); 7 – силовий агрегат

Спирається основна ферма (крило) на опорні візки, на яких встановлені електричні мотор-редуктори, які і приводять у рух крила машини. Машина забезпечена силовим агрегатом, розташованим у центральній частині машини

(рис. 5.70). Він складається з дизельного двигуна, генератора і відцентрового насоса.

Таким чином, робота насоса і переміщення машини забезпечуються за рахунок електроенергії, яку виробляє дизель-генератор машини. Водопровідний трубопровід машини обладнаний водозливними клапанами.

Прямолінійність руху машини забезпечується копіювальним тросом, натягнутим вздовж каналу на металевих стояках.

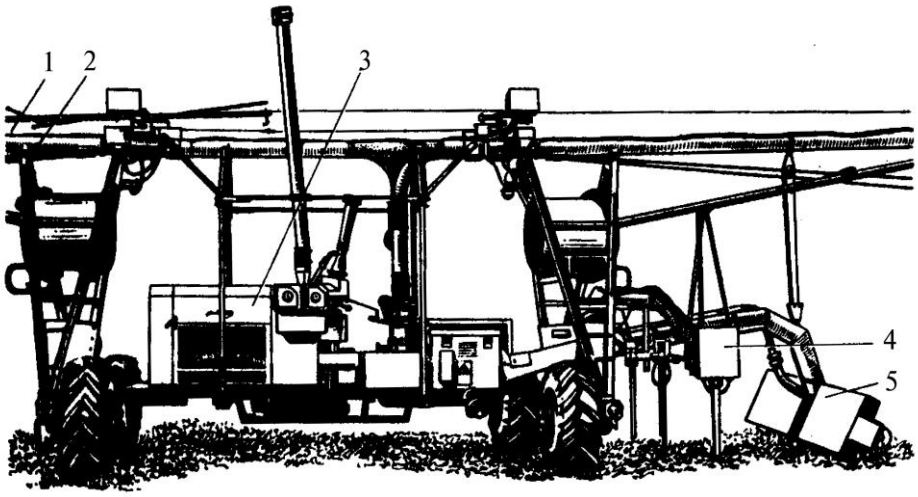


Рис. 5.70. Центральна частина дощувальної машини “Кубань”:

1 – водопровідний пояс;
2 – центральний візок;
3 – дизель-генератор;
4 – датчик системи синхронізації курсу руху машини;
5 – водозабірний пристрій

ДМ “Кубань” характеризується такими основними технічними показниками: ширина захвату – 800 м; витрата води – 150…170 л/с; напір води, створюваний насосом, – 31…34 м; потужність дизельного двигуна – 121,3 кВт; висота багатоопорної ферми (кліренс) – 2,7 м; кількість дощувальних насадок – 303; діаметр труб водопровідного пояса – 152, 168, 203 мм; площа, яку машина забезпечує поливом за сезон, – 120…220 га. Виробником машини є завод у м. Кропоткіні Краснодарського краю.

Дощувальна машина “Фрегат”. Це широкозахватна багатоопорна дощувальна машина обертової дії, призначена для поливу всіх сільськогосподарських культур. Полив здійснює в русі, обертаючись навколо нерухомої опори (рис. 5.71).

Водопровідний трубопровід машини виготовлений зі стальних труб діаметром 176 мм на перших семи прольотах і 152 мм – на останніх. На ньому встановлені середньоструминні дощувальні апарати 4-х типорозмірів (залежно від кількості сопел і їхнього діаметра). Всього на машині встановлені 50 апаратів і один кінцевий. Самохідні А-подібні опори (візки) приводяться в рух гідроприводом, встановленим на кожній опорі. В якості робочої рідини використовується та ж зрошувальна вода, яка надходить до гідроциліндрів з водопровідного трубопроводу при напорі 50…70 м.

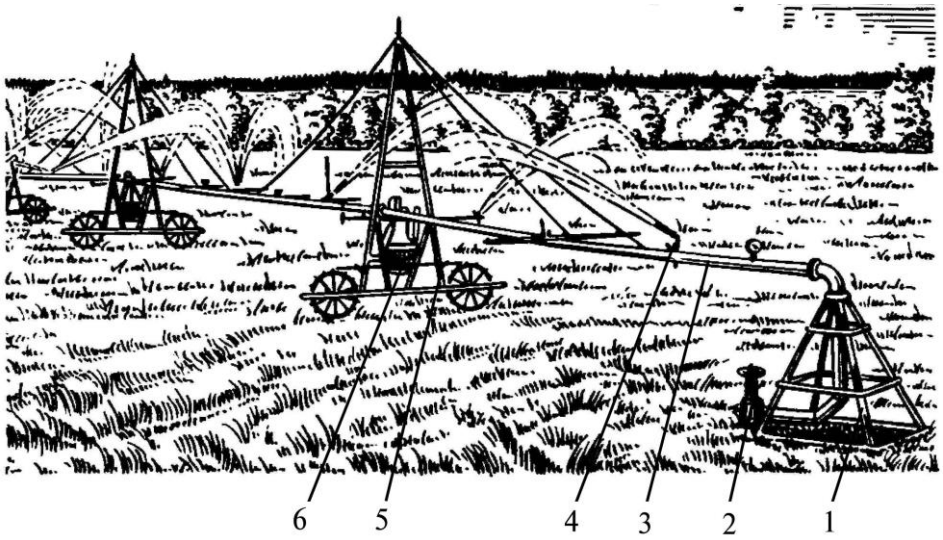


Рис. 5.71. Дощувальна машина “Фрегат”:

1 – нерухома опора; 2 – гідрант; 3 – водопровідний трубопровід; 4 – дощувальний апарат; 5 – А-подібний колісний візок; 6 – гідропривод руху колісних візків

Вода “Фрегатом” забирається із закритої зрошувальної мережі через гідрант, біля якого встановлюється нерухома опора. Довжина машини складає 450 м при 16 візках, але її можна й зменшувати, зменшуючи кількість візків. “Фрегат” забезпечує поливну норму від 240 до 1250 м^3/га. Витрата води машиною складає 72 л/с. “Фрегат” може працювати на одній позиції, тоді сезонна площа, яку він обслуговує, складає 71 га. При роботі на двох чи більше позиціях сезонна площа буде пропорційно більшою. Одночасно з поливом машиною можуть вноситися добрива.

Дощувальна колісна машина ДКШ-64 “Волжанка”. Це багатоопорна дощувальна машина фронтальної дії, призначена для поливу низькостеблових сільськогосподарських культур. Вона працює позиційно із забиранням води із закритої зрошувальної мережі через гідранти, які встановлені на польовому трубопроводі через 18 м. Показник “64” в назві машини відповідає витраті води – 64 л/с (модель 800 м шириною). Складається з двох поливних крил (труб), дощувальних апаратів і приводного візка. Крила розміщенні по обидва боки польового підземного трубопроводу зрошувальної мережі (рис. 5.72).

Залежно від ширини захвату існує 8 модифікацій цієї машини з шириною захвату від 300 до 800 м. При подальшому розгляді конструкції і роботи цієї машини будемо мати на увазі модифікацію машини з шириною захвату 800 м. Кожне крило довжиною 400 м складається з 32 алюмінієвих труб довжиною 12,6 м, діаметром 130 мм. У центрі крила розташований приводний візок, який і забезпечує пересування машини за допомогою карбюраторного одноциліндрового двигуна внутрішнього згоряння.

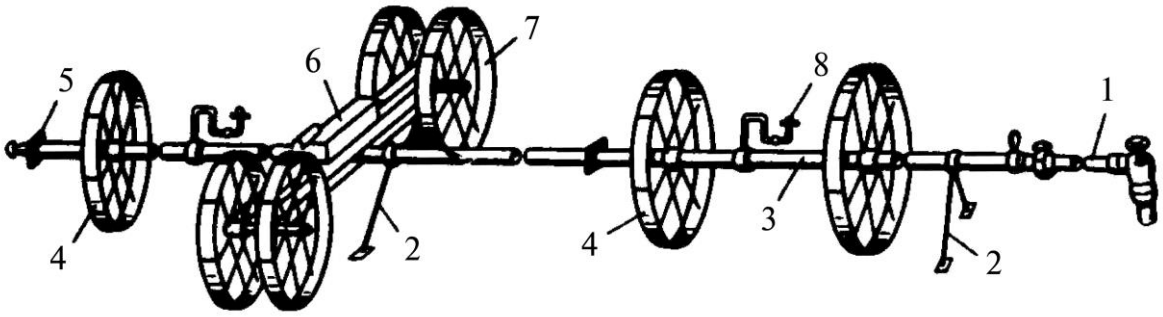


Рис. 5.72. Крило дощувальної машини “Волжанка”:

1 – шланг приєднання машини до гідранта; 2 – упор гальмувальний; 3 – ланка трубопроводу; 4 – колесо опорне; 5 – заглушка кінцева; 6 – візок ведучий; 7 – колесо ведуче; 8 – дощувальний апарат з механізмом самоустановки

Інші технічні показники цієї ДМ мають таке значення: продуктивність чистої роботи при поливній нормі 600 м^3/га – 0,4 га/год; витрата води – 64 л/с; напір води в мережі – 39 м; площа, яка поливається з однієї позиції, – 1,44 га; відстань між гідрантами – 18 м; витрата води одним дощувальним апаратом – 1 л/с.

Сучасні технології та розробки з механізації зрошення. Особливістю сучасного періоду у сфері зрошення сільськогосподарських культур є перехід аграрного комплексу до великих та дрібних фермерських господарств, а відповідно до цього необхідні й нові технології зрошення. На цей час науково-дослідними установами гідромеліоративного спрямування не припиняється пошук таких технологій і засобів механізації зрошення сільськогосподарських культур і вдосконалення зрошувальних систем.

Краплинне зрошення є перспективним способом зрошення садів, виноградників та овочевих культур.

Краплинне зрошення – це спосіб поливу, при якому вода невеликими дозами подається безпосередньо до кореневищної системи рослин із наземних трубопроводів за допомогою гнучких поливних трубок (краплинних стрічок) через отвори (крапельниці) улаштовані в них.

Поливні трубки можуть прокладатися у середині ґрунту або на його поверхні.

Крапельниці на поливних трубках улаштовуються через 10…30 см і уявляють собою отвори незначної величини з уповільненим витіканнями через них води. Поливні трубки виготовляються із поліетиленової плівки з одночасним улаштуванням в їх стінках крапельниць. Поставляються поливні трубки в бухтах. Існує багато видів поливних трубок (стрічок) залежно від їх призначення і це треба враховувати при їх використанні.

Витрата води однією крапельницею, залежно від типу поливної трубки, коливається в межах 0,5 … 2,6 л / год., робочий тиск – 5,5 … 10 КПа.

Для запобігання засмічування крапельниць вода в системах краплинного зрошення фільтрується із застосуванням сітчастих, дискових або пісчано-гравійних фільтрів.

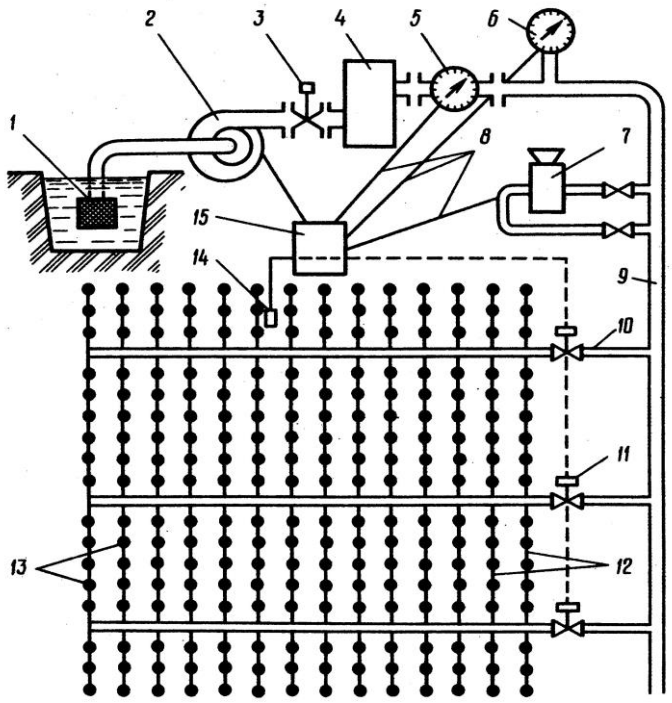


Рис. 5. 73 Схема системи краплинного зрошення овочевих культур: 1 - водоприймальний пристрій (сміттєзатримуюча сітка і зворотній клапан); 2 - насос; 3 - засувка; 4 - фільтр; 5 - водомір; 6 - манометр; 7 - пристрій для приготування і подачі добрив в трубопровідну мережу; 8 - лінії керування; 9 - магістральний трубопровід; 10 – розподільний трубопровід; 11 - засовка; 12 - поливні трубки; 13 - крапельниці; 14 - датчик управління режимом зрошення 15 - пульт керування.

Застосовуються краплинне зрошення для поливу садів, виноградників, а останнім часом воно стало широко застосовуватися і для поливу овочевих культур. В останньому випадку поливні трубки прокладаються в міжряддях овочевих культур по поверхні ґрунту.

На рис. 5. 73 наводиться схема улаштування системи краплинного зрошення.

На рис. 5. 74 наводиться загальний вигляд зрошуваної ділянки краплинного зрошення.

Рис. 5. 74 Загальний вигляд ділянки з краплинним зрошенням капусти. В міжряддді прокладена поливна трубка з крапельницями.

Для визначення строків поливу і величини поливної норми, залежно від виду культури, фази її розвитку і погодних умов, застосовуються різні методи. Для автоматизованого управління поливами застосовуються програматори, які дозволяють регулювати режими поливів.

Краплинне зрошення є найбільш ефективним, мобільним і сучасним видом зрошення. При ньому забезпечується економія води на 50… 70 % в порівнянні з традиційними способами зрошення, одночасне внесення (з поливною водою) добрив та засобів захисту рослин, воно має і інші переваги.

Що стосується сучасних розробок з механізації зрошення, то підприємством “Техносервіс”, розроблена мобільна дощувальна установка МДУ - 75 (Рис. 5 75). Установка складається з одноосьового шасі, на якому розташована поворотна площадка з котушкою для намотування шланга. Полив здійснюється дощувальною консоллю, до якої вода подається по шлангу.

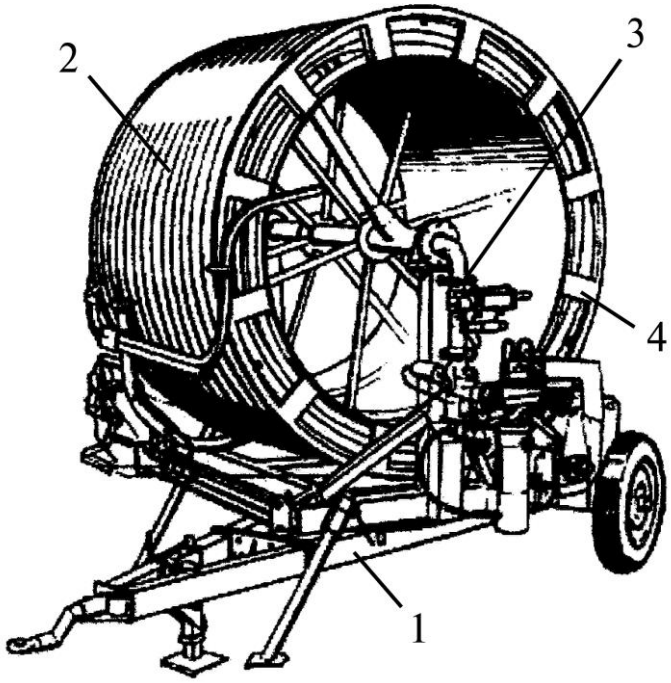


Рис. 5. 75. Мобільна дощувальна установка МДУ - 75: 1 – шасі; 2 – шланг; 3 – опорна поворотна площадка; 4 – котушка

При поливі котушка обертається за допомогою гідропривода, при цьому на неї намотується шланг, який пересуває штатив з дощувальною консоллю. Забір води здійснюється з гідрантів. Довжина шланга – 280 м, діаметр – 75 мм. Витрата води – біля 30 $м^3$/ га. Сезонне навантаження на одну установку – 10 га. Транспортується установка тракторами Т - 16 або Т - 25.

Цим же підприємством модернізована дощувальна машина “Фрегат”, розроблені різні конструкції та елементи для зрошувальної техніки.

Розрахунок продуктивності роботи поливних машин. Для ефективної експлуатації зрошуваної ділянки необхідно знати основні показники роботи дощувальних машин: годинну, змінну, добову продуктивність і сезонний виробіток, добову поливну норму, видавану машиною, тривалість поливу на одній позиції для машин “Дніпро” і повного оберту машин “Фрегат”.

Продуктивність дощувальної машини за годину чистої роботи *F*, га, визначається за формулою

$$F = \frac{3{,}6 \cdot Q_{\text{м}}}{m \cdot K}, \tag{5.23}$$

де $Q_{\text{м}}$ – витрата дощувальної машини, л/с; m – поливна норма, м^3/га; K – коефіцієнт, що враховує втрати води на випаровування, приймається рівним 1,05...1,3.

Продуктивність за зміну $F_{\text{зм}}$, га, визначається за формулою

$$F_{\text{зм}} = \frac{3{,}6 \cdot T \cdot Q_{\text{м}} \cdot K_{\text{зм}}}{m \cdot K}, \tag{5. 24}$$

де T – тривалість зміни, год; $K_{\text{зм}}$ – коефіцієнт використання робочого часу зміни, приймається у відповідності з технічною характеристикою машини.

Добова продуктивність машини $F_{\text{доб}}$, га, визначається за формулою

$$F_{\text{доб}} = \frac{86{,}4 \cdot Q_{\text{м}} \cdot K_{\text{доб}}}{m \cdot K}, \tag{5.25}$$

де $K_{\text{доб}}$ – коефіцієнт використання робочого часу доби, приймається у відповідності до технічної характеристики машини.

Сезонний виробіток дощувальної машини $F_{\text{сез}}$, га, визначається за формулою

$$F_{\text{сез}} = \frac{86{,}4 \cdot Q_{\text{м}} \cdot T_{\text{з}} \cdot K_{\text{доб}} \cdot K_{\text{сез}}}{M_{\text{ср}} \cdot K}, \tag{5.26}$$

де $T_{\text{з}}$ – тривалість зрошувального періоду, приймається в межах 110...120 діб; $K_{\text{сез}}$ – коефіцієнт, що враховує використання машини протягом зрошувального періоду, приймається рівним 0,8...0,9; $M_{\text{ср}}$ – середня зрошувальна норма для культур сівозміни, м^3/га. Якщо машиною зрошується одна культура, то в розрахунок приймається зрошувальна норма для цієї культури.

Добова поливна норма м^3/(га·добу), видавана машиною, визначається за залежністю

$$m_{\text{доб}} = \frac{m}{T}, \tag{5.27}$$

де T – тривалість поливу, кількість діб.

Тривалість роботи машини на одній позиції $T_{\text{поз}}$, год, визначається за залежністю

$$T_{\text{поз}} = \frac{m \cdot F_{\text{поз}}}{3{,}6 \cdot Q_{\text{м}} \cdot \beta}, \tag{5.28}$$

де $F_{\text{поз}}$ – площа, що поливається з однієї позиції, га; β – коефіцієнт, що враховує втрати води на випаровування у зоні дощової хмари, приймається рівним 0,78...0,98.

Тривалість повного оберту ДМ “Фрегат” $T_{\text{об}}$, год, визначається за залежністю

$$T_{об} = \frac{t_{min} \cdot m}{m_{min} \cdot \beta \cdot K_{доб} \cdot K_{м}}, \qquad (5.29)$$

де t_{min} – тривалість одного повного оберту машини при мінімальній поливній нормі, приймається за технічною характеристикою машини, год; m_{min} – мінімальна поливна норма при мінімальній тривалості одного повного оберту машини, приймається за технічною характеристикою машини, м^3/га; $K_м$ – коефіцієнт, що враховує втрати часу через метеоумови, приймається рівним 0,8...0,9.

Технологія поливу дощуванням. Характер технології поливу залежить від типу дощувальної машини.

ДМ "Фрегат". Машина працює по колу від нерухомої опори. Круговий принцип роботи і конструктивні параметри цієї дощувальної машини заздалегідь визначають площу, форму і конфігурацію полів (поливних ділянок). Відповідно до цього площа, що поливається машиною, має форму кола (рис. 5.74). Згідно з технічними даними, ДМ "Фрегат" може використовуватися для поливу на двох позиціях, тобто після завершення поливу на одній позиції машина транспортується для роботи на іншу. Однак досвід експлуатації ДМ "Фрегат", зокрема в умовах України, показує, що використання машини на одній позиції найбільше економічно вигідно як стосовно витрат праці, так і стосовно питомих експлуатаційних витрат, віднесених на одну дощувальну машину й один гектар зрошення.

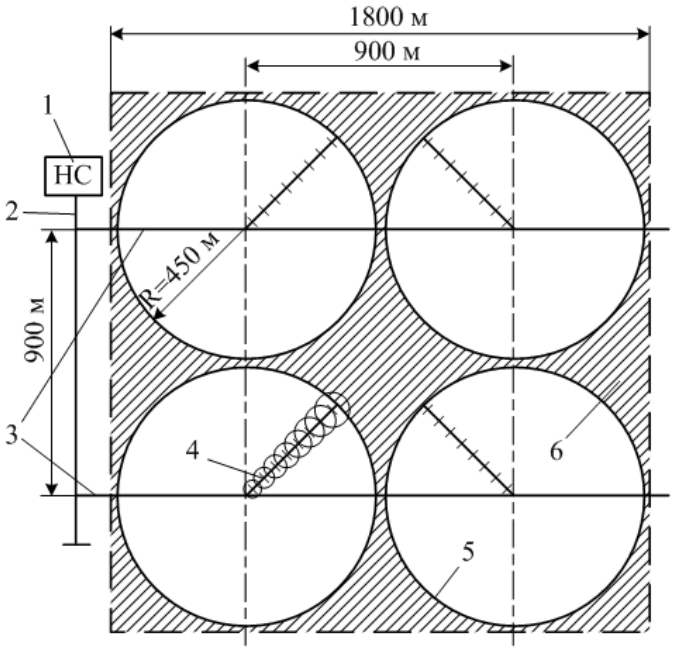


Рис. 5.74. Технологічна схема роботи дощувальної машини "Фрегат" з гідравлічною схемою зрошувальної мережі:

1 – насосна станція; 2 – магістральний трубопровід; 3 – розподільчий закритий трубопровід; 4 – дощувальна машина "Фрегат"; 5 – контур поливної площі; 6 – площа, зрошувана при періодичному включенні далекоструминних кінцевих дощувальних апаратів

Розміри сторін зрошуваної ділянки повинні бути рівними або кратними довжині пояса, який підводить воду до дощувальної машини. Коефіцієнт земельного використання при поливі ДМ "Фрегат" складає 0,91...0,93.

При роботі машини в нічний час необхідно виконувати додаткові заходи, передбачені інструкцією.

ДМ "Дніпро". Оскільки машина працює фронтально, позиційно від гідрантів закритої зрошувальної мережі, розташованих на зрошуваній ділянці вздовж однієї лінії через 54 м, то ділянка, зрошувана машиною, має форму прямокутника.

Можливі шість технологічних схем розміщення й роботи ДМ "Дніпро" (рис. 5.75).

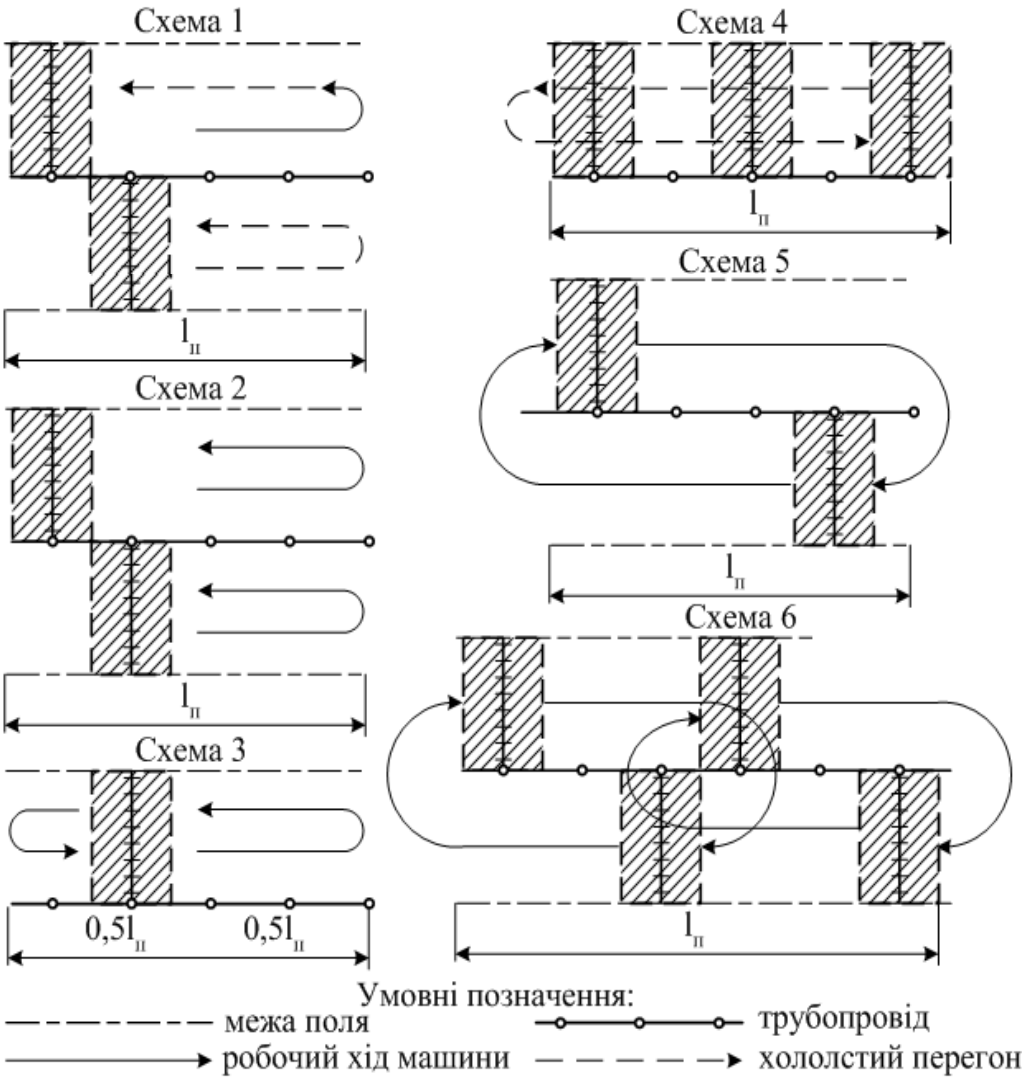


Рис. 5.75. Технологічні схеми розміщення й роботи дощувальної машини "Дніпро"

У відповідності зі схемою 1 у режимі "полив" (машина працює), ДМ "Дніпро" рухається тільки в одному напрямку, від початку до кінця ділянки, потім переїжджає вхолосту на вихідну позицію. Така схема дозволяє здійснювати одночасну роботу двох машин від одного трубопроводу. Недоліком такої схеми є розрив у поливі початкової і кінцевої частини зрошуваної ділянки, рівний максимальній тривалості поливу, і великі холості перегони машини, що негативно позначається на продуктивності ДМ "Дніпро" – знижується коефіцієнт використання часу зміни.

За схемою 2 машини поливають в обох напрямках без холостих перегонів, що сприяє збільшенню змінної продуктивності машини.

За схемою 3 полив починається із середини поля постійною нормою, рівною 0,5 розрахункової, і ведеться в обох напрямках. При цьому ви-

ключаються холості перегони машини, але в межах поля режим зрошення буде різним, тобто змінюється період часу видачі повної поливної норми.

За схемою 4 машина підключається для роботи через один гідрант і працює, таким чином, без холостих перегонів. На наступну позицію машина переміщається по сухому полю.

Згідно зі схемами 5 і 6, ДМ "Дніпро" поливає на двох суміжних полях. Після закінчення поливу першого поля машину переводять у транспортне положення і переміщають на інше поле. Ця схема поливу виключає холості перегони і дає можливість збільшити сезонне навантаження на машину.

ДМ "Кубань". Машина працює при фронтальному переміщенні по полю з відбиранням води в русі з відкритого каналу. Зрошувана машиною ділянка має форму прямокутника. Найбільш раціональною схемою роботи ДМ "Кубань" є така, при якій полив починається із середини зрошуваної ділянки половинною поливною нормою і ведеться в напрямку до її краю. Якщо на зрошуваній ділянці розташовуються дві культури, то спочатку поливається більш вологолюбна, а потім – менш вологолюбна культура. Наявні в машині реверс і регулятор швидкості ходу дозволяють регулювати число її проходів по полю і видачу необхідної поливної норми (рис. 5.76).

При цьому забезпечується краще використання поливної води, краще промочування поверхневого шару ґрунту, виключається його перезволоження і створюються нормальні умови проходження пневматичних коліс опорних візків по полю.

На рис. 5.77 і 5.78 показані схеми зрошувальної мережі та схеми роботи ДМ, відповідно ДДА-100 МА та "Волжанки".

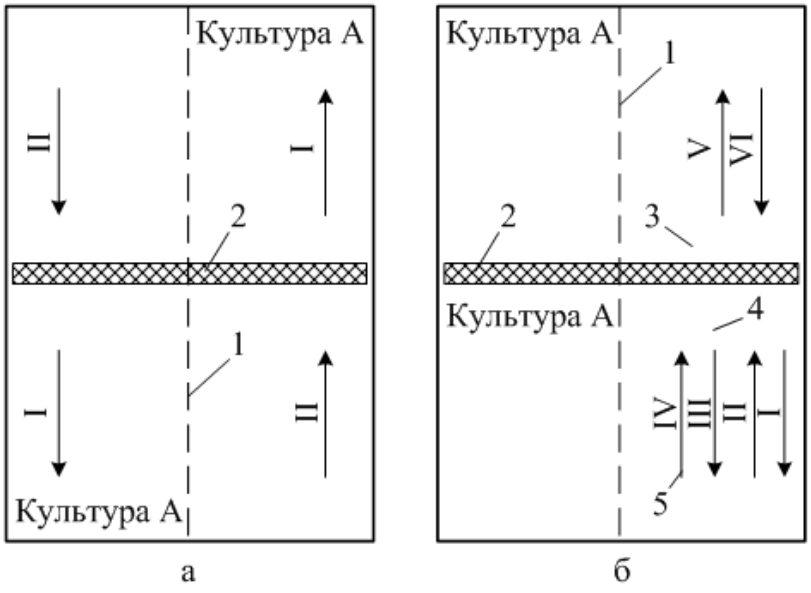


Рис. 5.76.
Технологічні схеми поливу ДМ "Кубань":

а – однопільної ділянки;
б – двопільної ділянки;
1 – канал;
2 – ДМ "Кубань";
3 – поле № 1, зрошувальна норма М;
4 – поле № 2, зрошувальна норма 2М;
5 – напрямки руху ДМ "Кубань" (цифри позначають порядкові номери проходів)

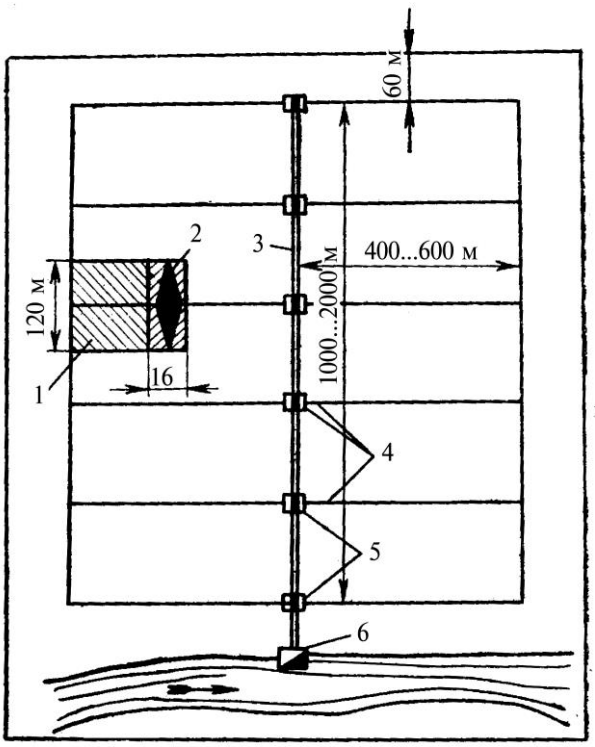


Рис. 5.77. Схема зрошувальної мережі та схема роботи ДМ ДДА-100 МА:

1 – полита площа; 2 – дощувальний агрегат ДДА-100 МА; 3 – розподільчий трубопровід; 4 – відкриті зрошувачі; 5 – гідранти; 6 – насосна станція

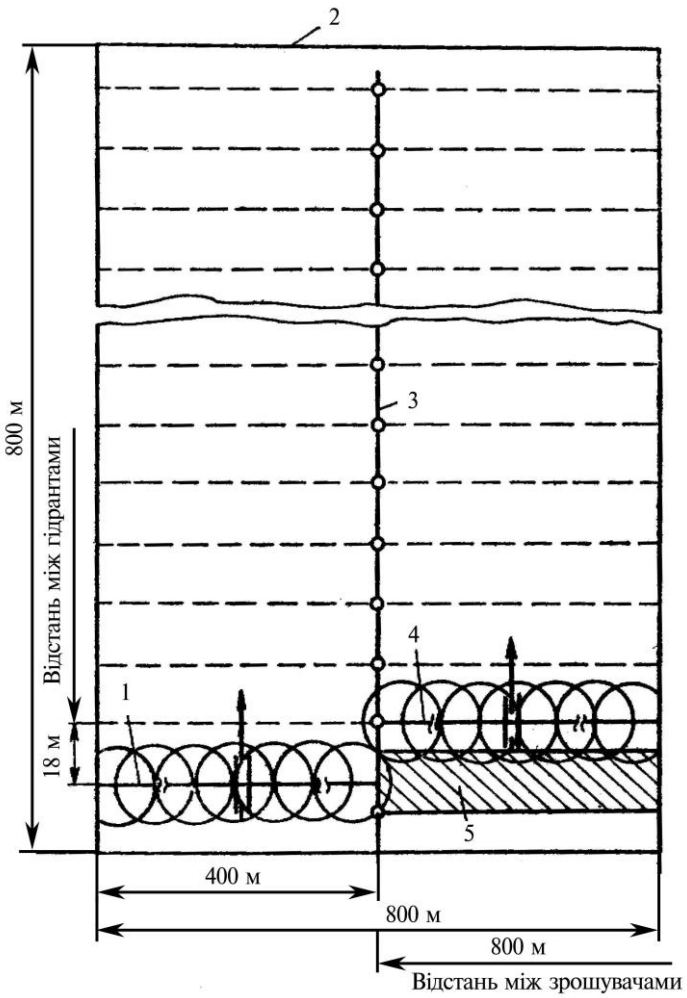


Рис. 5.78. Схема зрошувальної мережі та схема роботи ДМ “Волжанка”:

1, 4 – крило дощувальної машини; 2 – межа зрошувальної площі; 3 – закритий або розбірний польовий трубопровід; 5 – полита площа

5.3.2. Осушувальні меліорації

Осушення земель – це видалення надлишку вологи з ґрунтів. Застосовується воно на територіях з надлишковим природним зволоженням і полягає в регулюванні водного режиму ґрунтів у межах шарів розповсюдження кореневої системи рослин. Осушення земель характеризується режимом осушення.

Режим осушення – це норми і строки проведення заходів, спрямованих на підтримку оптимального водно-повітряного стану ґрунтів. Він характеризується такими основними показниками: аерацією ґрунту A, його вологістю W, нормою осушення z, критичною глибиною залягання ґрунтових вод $z_{кр}$, допустимою тривалістю затоплення T.

Аерація ґрунту визначається залежністю

$$A = p - W, \qquad (5.30)$$

де p – пористість ґрунту; W – вологість ґрунту, процент від повної вологоємності.

Вологість ґрунту W повинна бути в межах 50…80% від польової вологоємності (ПВ) ґрунту. Аерація ґрунту повинна бути в межах 20…40% від пористості ґрунту.

Норма осушення z – це мінімальна відстань від поверхні землі до рівня ґрунтових вод посередині між елементами регулюючої мережі (дренами). Залежно від виду сільськогосподарських культур та їхніх фаз росту і розвитку ця норма змінюється від 40 до 100 см. Критична глибина залягання ґрунтових вод $z_{кр}$ складає 1,5 *z*. Затоплення земель паводковими чи повеневими водами допускається тільки для луків з періодом $T = 3…25$ діб, для інших культур воно недопустиме.

Після випадання опадів розрахункова норма осушення повинна бути відновлена через 4…6 діб.

Кількісна оцінка вологості території встановлюється на підставі водного балансу. Рівняння водного балансу перезволоженої території записується так:

$$\Delta W = \left(A + П_{п} + П_{г} + K\right) - \left(B_{п} + B_{в} + E + C_{п} + C_{г}\right), \qquad (5.31)$$

де ΔW – зміна запасу вологи на поверхні ґрунту в зоні аерації і ґрунтових вод; $П_{п}$, $П_{г}$ – приплив поверхневих і ґрунтових вод; K – конденсація вологи на поверхні ґрунту; $B_{в}$, $B_{п}$ – випаровування з водної поверхні і поверхні ґрунту; E – транспірація вологи рослинами; $C_{п}$, $C_{г}$ – стік поверхневих і ґрунтових вод за межі осушуваної території. Здійснюється осушення територій (земель) за допомогою осушувальних систем.

Осушувальна система – це територія, обладнана комплексом інженерних споруд і пристроїв, які забезпечують необхідні умови для покращення водного режиму перезволожених земель. До її складу входять: регулююча, огороджувальна, провідна мережі, водоприймач, гідротехнічні споруди, дорожня мережа, лісосмуги і т. ін. (рис. 5.79).

Осушувальні системи діляться на відкриті (регулююча мережа виконана у вигляді відкритих каналів), закриті (регулююча мережа виконана у вигляді закритих дрен) і комбіновані. За способом відведення води вони бувають самотічними, з машинним водопідйомом і змішаними. За характером впливу на осушувану територію їх поділяють на системи односторонньої (мережа побудована тільки для відведення води) і двосторонньої дії (осушувально-зволожувальні).

Регулююча мережа виконується у вигляді осушувачів (при ґрунтовому і ґрунто-напірному живленні) і збирачів (при інших типах водного живлення). На сьогодні проектуються і будуються переважно закриті осушувальні системи, причому закриті дрени можуть бути як осушувачами, так і збирачами води. Відкрита регулююча мережа – це канали, які робляться для пониження рівня ґрунтових вод (осушувачі), а також для збирання і відведення з осушуваних територій поверхневих вод (збирачі). Осушувачі розташовують паралельно один одному поперек потоку ґрунтових вод. Відкриті осушувачі виконують з похилом 0,0005. Переріз каналів трапецеїдальний з шириною дна 0,4…0,5 м, коефіцієнт закладання схилів $m = 1…1,5$. Глибина осушувачів коливається в межах 1…1,5 м. Відстань між ними приймається 60…100 м.

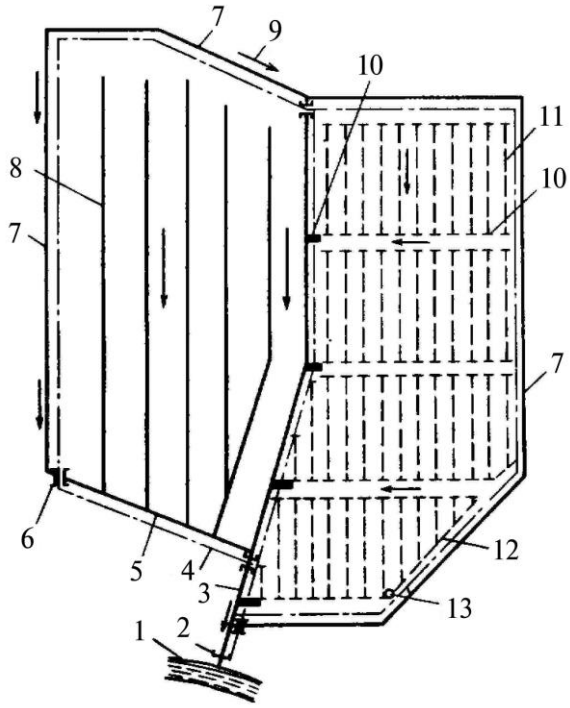


Рис. 5.79. Схема осушувальної системи:

1 – водоприймач; 2 – шлюз-регулятор; 3 – магістральний канал; 4 – дорога; 5 – відкритий колектор; 6 – переїзд; 7 – нагірно-ловча канава; 8 – осушувачі; 9 – напрямок течії води; 10 – гирло закритого колектора; 11 – дрена; 12 – закритий колектор; 13 – колодязь

Відкриті збирачі робляться глибиною 0,8…1,2 м і довжиною 1…1,2 км. Відстань між ними на землях, які осушуються під ріллю, складає 8…120 м, а під луки – 100…200 м.

Іноді, при схиловому й атмосферному живленні, в якості збирачів води використовуються вибалки й лощини зі схилами закладенням 1:5…1:10. Глибина їх змінюється від 10…20 см у витоку (початку) до 40…50 см у гирлі. Довжина балок приймається до 1500 м, а похил дна – 0,0008.

При ґрунтовому і ґрунтово-напірному живленні ґрунтові води відводяться в провідну мережу за допомогою дрен, які виконуються у вигляді вільної трубчастої порожнини із закріпленими (трубчастий дренаж) і незакріпленими (кротовий дренаж) стінками або порожнини, заповненої пористим водовідним матеріалом.

Закриті дрени розташовуються за поперечною схемою паралельно або під гострим кутом до гідроізогіпс. Лише при поверхні практично без похилу (i < 0,0005) використовується поздовжня схема. Дрени виконуються з похилом, а потім глибина їх закладення від витоку до гирла збільшується. Глибина закладення дрен коливається в межах 1…1,5 м.

Щоб зробити дренаж, копаються траншеї шириною 0,4…0,5 м, на дно яких і кладуть керамічні, азбестоцементні або пластмасові труби. Вода в дрени надходить через отвори в стінках труб або через щілини в стиках.

Для захисту дрен від замулювання навколо них робиться фільтр зі скловати чи склотканини.

Траншея після укладки дренажних труб засипається ґрунтом, раніше викопаним з неї. Похил дрен складає 0,002…0,003. Довжина дрен залежить від їхнього похилу та пропускної здатності. Дрени із пластмасових труб при діаметрі 40…50 мм і при похилі 0,003 мають довжину 150…250 м, а діаметром 100 мм – 300…400 м. Відстань між дренами залежить від виду ґрунту і приймається в межах 10…20 м, але з обов'язковим підкріпленням відповідними розрахунками.

Для поліпшення якості роботи постійного дренажу на осушуваних землях застосовується кротовий або щілинний дренаж. Кротовий дренаж являє собою незакріплені підземні ходи, які нарізаються кротодренажними машинами Д-657 та Д-649А. Похил кротодрен – 0,002…0,003, глибина їхнього закладення – 0,7…1 м, діаметр – 80…200 мм. Строк його служби – 3…5 років, після чого він поновлю-

ється. Для щілинного дренажу також застосовуються спеціальні машини – щілинорізи, – за допомогою яких на полі робляться щілини, які й інтенсифікують роботу постійних дрен.

За певних умов, а саме, коли осушувані землі підстелені шарами піску, проводиться вертикальний дренаж, тобто на осушуваній території робляться свердловини, по яких зайва вода відтікає в нижні пласти.

Провідна мережа – це магістральні канали, колектори та ін., які з'єднують регулюючу й огороджуючу мережі з водоприймачем, тобто транспортують воду за межі осушуваної території. Канали дренажних систем виконуються у більшості в земляному руслі з трапецеїдальною формою поперечного перерізу. Відстань між колекторами диктується довжиною дрен, які в них впадають.

Глибина транспортуючих збирачів і закритих колекторів визначається безпідпірним прийманням води з елементів регулюючої мережі (з дрен). Глибина закритого колектора H визначається залежністю

$$H_{\text{к}} = H_{\text{д}} + d\,, \tag{5.32}$$

де $H_{\text{д}}$ – глибина закладання гирла дрени; d – діаметр колектора.

Глибина провідних каналів визначається так, щоб забезпечувалося керування вищерозташованих каналів нижчерозташованими.

Витрата води в колекторах визначається залежністю

$$Q = qF\,, \tag{5.33}$$

де q – модуль дренажного стоку, л/(с·га). Його значення приймається з літературних джерел і коливається в межах 0,02…1,00; F – площа водозбору колектора, розташована вище розрахункового створу. Діаметр колектора складає 75...100 мм

Огороджуюча мережа включає нагорні, ловчі та нагорно-ловчі канали, закриті дрени або дамби. Нагорні канали призначені для перехоплення поверхневих вод, а ловчі – для перехоплення ґрунтових вод. Канали огороджуючої мережі робляться вздовж верхньої межі осушуваної території. Глибина нагорних каналів – 1…1,2 м, похил не менше 0,0005. Ловчі канали робляться глибиною до 3 м. Огороджуючою мережею на заплавах служать дамби, які розраховуються на запобігання затопленню паводковими водами осушуваної території.

Водоприймачі – це балки, річки, озера, які здатні відвести воду з осушуваної території. При необхідності їх очищують, випрямляють і т. ін., щоб збільшити їхню водопропускну здатність.

Підсумовуючи, можна сказати, що весь вищеописаний комплекс споруд сприяє створенню оптимальних умов для продуктивного використання перезволожених земель.

Запитання для самоконтролю

1.Що таке водні ресурси, як вони класифікуються і якими показниками характеризуються? 2. Охарактеризуйте водні ресурси України. 3. Що собою уявляє водне господарство, які вимоги ставляться до використання та охорони водних ресурсів? 4. Які правові та нормативні документи в галузі використання та охорони водних ресурсів на рівні керівництва нашої держави відомі? 5. Що таке сільськогосподарське водопостачання? Хто і що є головними споживачами води в сільському господарстві? 6. Що таке режим водоспоживання? Що таке середньодобові норми водоспоживання? Чим обумовлена нерівномірність споживання води в сільськогосподарському виробництві? 7. Як визначаються розрахункові та середньодобові витрати води в сільськогосподарському водопостачанні? 8. Які джерела води використовуються для улаштування систем сільськогосподарського водопостачання? 9. Зобразіть схеми систем сільськогосподарського водопостачання залежно від джерела води. 10. Яким нормативним та правовими документами регламентуються вимоги до якості води при її використанні в сільськогосподарському водопостачанні? Назвіть і охарактеризуйте основні з них. 11. Які схеми та системи покращення води використовуються в сільськогосподарському водопостачанні? 12. Як визначається регулюючий об'єм в системах сільськогосподарського водопостачання? 13. З яких елементів складаються системи сільськогосподарського водопостачання. Поясніть їх призначення і улаштування. 14. Що таке водонапірна башта, для чого вона призначена? Як визначається її висота? 15. Що таке зони санітарної охорони? Поясність схеми їх розташування для охорони поверхневих та підземних джерел для сільськогосподарського водопостачання? 16. Поясніть порядок гідравлічного розрахунку водопровідних систем. 17. Що таке каналізація сільських населених пунктів? Поясніть будову систем каналізації і охарактеризуйте її. 18. Що таке зрошення і режим зрошення сільськогосподарських культур? Розкрийте сутність цих понять. 19. Які способи поливу сільськогосподарських культур застосовуються при зрошенні? Розкрийте їх сутність. 20. Що таке зрошувальна система? Покажіть її схему, поясніть призначення її елементів. 21. Охарактеризуйте дощувальну техніку, яка застосовується для поливу сільськогосподарських культур. 22. Поясніть техніко-економічні показники зрошувальних систем. 23. Що таке осушення земель? Розкрийте його суть. 24. Які перспективні способи зрошування вам відомі. 25. Що таке крапельне зрошування? Що входить до складу системи крапельного зрошування? Які головні переваги крапельного зрошування при його використанні для сільськогосподарського виробництва? 26. Які головні параметри визначаються при гідравлічному розрахунку системи крапельного зрошування?

6 Приклади задач і алгоритм їх розрахунку

6. 1 Гідравлічний розрахунок коротких трубопроводів

Задача. Який тиск P_0, МПа необхідно утворити на вільній поверхні води в напірному резервуарі, щоб забезпечити витрату води в системі Q = 5 л / с, по короткому трубопроводу із сталевих труб діаметром $d_{труб.}$ = 40 мм і довжиною L = 5 м. Вільна поверхня води в резервуарі знаходиться вище вісі діаметра сопла на висоті H = 8 м. Трубопровід закінчується соплом з діаметром d_c = 12 мм.

В розрахунках прийняти: густина води ρ = 1000 кг / м^3; манометричний тиск на поверхні води в резервуарі дорівнює $P_{атм.}$ = 98,1 МПа; абсолютна шорсткість трубопроводу знаходиться в межах Δ = 0,3 ... 0,7 мм.

Додаткові параметри коефіцієнтів місцевого опору: входу $\xi_{ВХ.}$ = 0,5; повороту $\xi_{ПОВ.}$ = 0,01; сопла $\xi_{сопла}$ = 0,4. По ходу виконання розрахунків необхідно вирахувати коефіцієнт гідравлічного тертя λ.

Гідравлічний розрахунок

1. Необхідно виконати гідравлічний розрахунок короткого трубопроводу відповідно схеми, яка наведена на рис. 6.1.

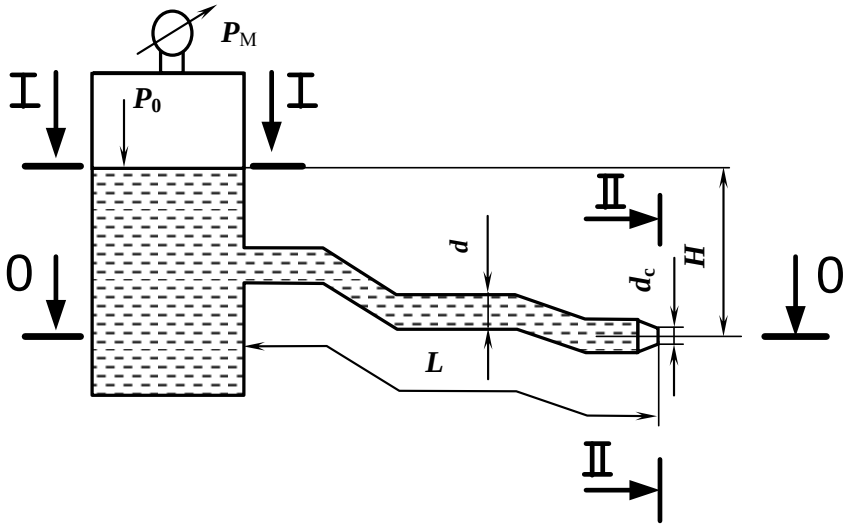


Рис. 6. 1 Гідравлічна схема для розрахунку короткого трубопроводу

2. Використаємо рівняння Бернуллі, прийнявши за площину порівняння переріз 0 - 0 – площину, яка проходить по вісі нижньої ділянки короткого трубопроводу або по вісі діаметра сопла. А також переріз I – I який проходить по вільній поверхні води в резервуарі, а переріз II – II - на виході із сопла, перпендикулярно вісі сопла:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_1}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_2}{2 \cdot g} + h_{витр.} \qquad (6.\ 1)$$

Відповідно умовам задачі, а також обраних перерізів потоку будемо мати:

- для першого перерізу: $z_1 = H$; $P_1 = P_0$; $v_1 = 0$.

- для другого перерізу: $z_2 = 0$; $P_2 = P_{атм.}$; $v_2 = v_{сопла}$.

Сумарні втрати у другому перерізу відповідно будуть дорівнювати сумі втрат по довжині та місцевих: $h_{витр.} = h_{довж.} + h_{місцев.}$.

Підставивши значення величин, які мають місце після їх заміни в формулу 6.1 отримаємо наступне рівняння:

$$H + \frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_{атм.}}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_{сопла}}{2 \cdot g} + (h_{довж.} + h_{місцеві}). \qquad (6.2)$$

Для проведення подальших розрахунків необхідно визначити дві швидкості руху води в системі трубопроводів.

3 Визначаємо середню швидкість руху рідини в живих перерізах потоку короткого трубопроводу

Середню швидкість руху рідини в перерізах потоку короткого трубопроводу визначаємо за формулою:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}. \qquad (6.3)$$

Виконаємо розрахунок:

- середня швидкість руху води в трубопроводі дорівнюється: $v_{труб.} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}04^2} = 1{,}52$ м / с.

- середня швидкість руху води на виході із трубопроводу (швидкість руху води сопла) дорівнюється:

$$v_{сопло} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}012^2} = 53{,}08 \text{ м / с.}$$

4 Розрахунок сумарних втрат в системі трубопроводу

Сумарні втрати в системі трубопроводу складаються з втрат по довжині потоку та місцевих опорів і визначаються за формулою:

$$\sum h = h_{довж.} + h_{місцеві}. \qquad (6.4)$$

4. 1 Визначаємо втрати тиску в місцевих опорах та по довжині короткого трубопроводу.

Втрати тиску в місцевих опорах ($h_{місцеві}$) необхідно визначити з урахуванням кількості опорів по довжині короткого трубопроводу.

Втрати тиску в місцевих опорах визначаємо за формулою:

$$h_{місцеві} = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2 \cdot z}{2}, \qquad (6.5)$$

де ζ - коефіцієнт місцевого опору, ζ = 0,99 [9];

ρ - густина води, ρ = 1000 кг / м^3;

v - швидкість руху води, м / с;

z - кількість місцевих опорів.

Визначаємо втрати тиску на вході в трубопровід:

$$h_{вх.} = 0{,}01 \cdot \frac{1000 \cdot 1{,}52^2 \cdot 1}{2} = 56{,}57 \text{ Па.}$$

Визначаємо втрати тиску на поворотах у трубопроводі:

$$h_{пов.} = 0{,}05 \cdot \frac{1000 \cdot 1{,}52^2 \cdot 4}{2} = 231{,}04 \text{ Па.}$$

Визначаємо втрати тиску на виході із трубопроводу:

$$h_{сопло} = 0{,}4 \cdot \frac{1000 \cdot 53{,}08^2 \cdot 1}{2} = 0{,}56 \text{ МПа.}$$

Сумарні втрати тиску в місцевих опорах дорівнюють:

$h_{місцеві} = 0{,}000056 + 0{,}000231 + 0{,}56 = 0{,}56$ МПа.

4. 2 Втрати тиску по довжині трубопроводів визначаємо за формулою:

$$h_{довж.} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \qquad (6.\ 6)$$

де L - довжина трубопроводу, м.

Виконаємо розрахунок втрат по довжині трубопроводу:

$$h_{довж.} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

5 Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ необхідно визначити режим руху рідини в трубопроводі.

Для визначення режиму руху рідини в перерізах потоку короткого трубопроводу необхідно виконати розрахунок числа Рейнольда:

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\bar{\nu}}, \qquad (6.\ 7)$$

де $\bar{\nu}$ - кінематична в'язкість води, при температурі 50^0 С вона дорівнює $\bar{\nu}$ = 27 10 м^2 / с [9, 10].

Виконаємо розрахунок числа Рейнольда для:

- трубопроводу: $R^{труб.}_e = \frac{1{,}52 \cdot 0{,}04}{27 \cdot 10^{-6}} = 2251{,}85.$

Визначене в наслідок гідравлічного розрахунку число Рейнольдса необхідно порівняти з критичним числом Рейнольдса $R_{КР} = 2320.$

$R^{труб.}_e = 2251{,}85 < R_{КР} = 2320$ - має місце ламінарний режим руху.

6 У разі коли визначені числа менше критичного числа Рейнольдса $R_{КР} = 2320$ то має місце **ламінарний режим руху** води і для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ використовують формулу для ламінарного режиму руху рідини:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}. \qquad (6.\ 8)$$

Виконаємо розрахунок коефіцієнта гідравлічного тертя λ:

$$\lambda = \frac{64}{2251{,}85} = 0{,}028.$$

Тепер визначимо втрати по довжині трубопроводу:

$$h_{довж.} = 0{,}028 \cdot \frac{5}{0{,}04} \cdot \frac{1{,}52^2}{2} \cdot 1000 = 0{,}004 \text{ МПа.}$$

Визначимо сумарні втрати тиску:

$$\sum h = 0{,}004 + 0{,}56 = 0{,}564 \text{ МПа.}$$

7 Якщо визначені числа Рейнольда більше критичного числа Рейнольдса, то необхідно виконати розрахунок граничних чисел Рейнольдса за наступними формулами:

$$R_{еГРІ} = 50 \cdot \frac{d}{\Delta} \text{ та } R_{еГРІІ} = 1100 \cdot \frac{d}{\Delta}, \quad (6.\ 9)$$

де Δ - висота виступів жорсткості на внутрішній поверхні трубопроводів і рукавів високого тиску.

8 Коли має місце $R_{КР} = 2320 < R_e < R_{еГРІ}$ то для визначення коефіцієнту гідравлічного тертя λ використовують формулу для турбулентного режиму руху рідини – зона **гідравлічно гладких трубопроводів**:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{R_e}}, \quad (6.\ 10)$$

При умові, коли $R_{еГРІ} < R_e < R_{еГРІІ}$, то використовують формулу також для турбулентного режиму руху рідини, але для **перехідної зони:**

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \sqrt{\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{R_e}}. \quad (6.\ 11)$$

9 А коли має місце $R_{еГРІІ} < R_e$, то також присутній турбулентний режим руху рідини і коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначають за формулою для гідравлічно шорстких трубопроводів:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \sqrt{\frac{\Delta}{d}}. \quad (6.\ 12)$$

10 Визначаємо абсолютний тиск на вільній поверхні води в резервуарі, для цього використаємо рівняння (6. 2)

$$P_0 = \frac{\left(\frac{P_{атм.}}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_{сопла}}{2 \cdot g} + (h_{довж.} + h_{місцеві}) - H\right)}{\gamma} = P_{атм.} + \frac{\gamma \cdot \alpha \cdot v}{2 \cdot g} + \sum h - H \quad .(6.\ 13)$$

Виконаємо розрахунок:

$$P_0 = 98{,}1 + \frac{1000 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}52}{2 \cdot 9{,}81} + 0{,}564 - 5 = 178{,}93 \text{ МПа.}$$

Висновок. Таким чином, після виконаних розрахунків гідравлічно короткого трубопроводу визначено тиск на вільній поверхні води в резервуарі $P_0 = 178{,}93$ МПа, який забезпечить витрати води Q = 5 л / с, по трубопроводу із сталевих труб діаметром $d_{труб.}$ = 40 мм і довжиною l = 5 м.

6. 2 Розрахунок складної (довгої) водопровідної мережі сільськогосподарського об'єкта

Задача: Визначити висоту водонапірної башти, а також виконати розрахунок п'єзометричного і вільного напору у вузлових споживачів води при наступних даних:

а) транзитні (зосереджені) витрати води у вузлових місцях (точках) забору води водопровідної мережі відповідно дорівнюють:

$Q_1 = 1$ л / с; $Q_2 = 2$ л /с; $Q_3 = 3$ л / с; $Q_4 = 4$ л / с; $Q_5 = 5$ л / с.

б) рівномірно – розподілені (шляхові) витрати води на один метр погіний водопровідної мережі, відповідно дорівнюють:

$q_{1-2} = 0{,}02$ л / с м; $q_{4-5} = 0{,}03$ л / с м.

в) довжини окремих ділянок водопровідної мережі гідравлічної схеми трубопроводів відповідно складають: $l_{Б-1} = 100$ м; $l_{1-2} = 200$ м; $l_{2-3} = 300$ м; $l_{1-4} = 100$ м; $l_{4-5} = 200$ м.

г) геодезичні відмітки вузлових місць забору води у окремих споживачів відповідно складають: $Z_Б = 100$ м; $Z_1 = 98$ м; $Z_2 = 96$ м; $Z_3 = 94$ м; $Z_4 = 92$ м; $Z_5 = 90$ м.

д) вільний (мінімальний) напір води у головних споживачів водопровідної мережі наведено повинен дорівнювати наступним даним: $H_{ВІЛЬН1} = 8$ м; $H_{ВІЛЬН2} = 7$ м; $H_{ВІЛЬН3} = 6$ м; $H_{ВІЛЬН4} = 5$ м; $H_{ВІЛЬН5} = 4$ м.

е) витрати в місцевих гідравлічних опорах прийняти в розміри 10 % від витрат напору по довжині трубопроводів;

ж) матеріал трубопроводу з якого виготовлено водопровідну мережу системи водопостачання - труби сталеві, водогазопровідні.

Схема для гідравлічного розрахунку довгих (складних) трубопроводів наведена на рисунку 6. 2.

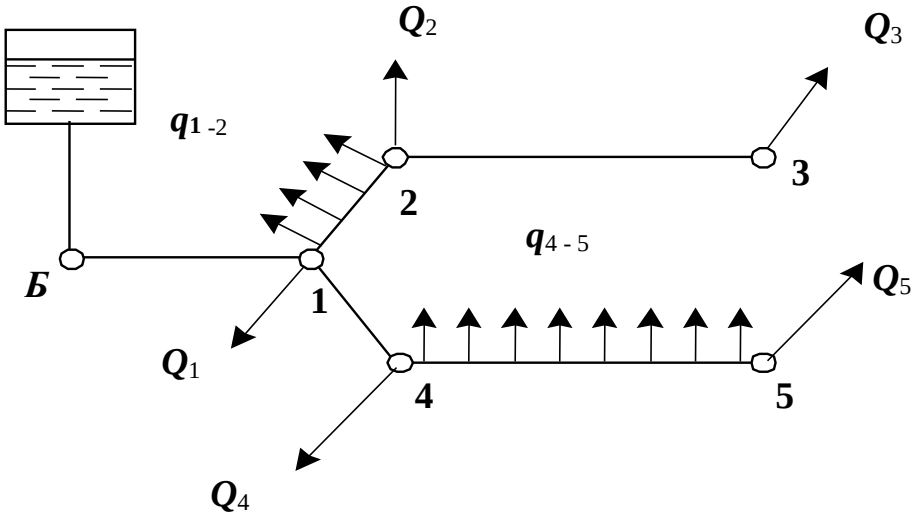


Рис. 6. 2 Схема гідравлічна до розрахунку гідравлічно довгих (складних) трубопроводів

Гідравлічний розрахунок:

1 Вихідні дані про ділянки відповідної гідравлічної схеми та довжину окре-

мих ділянок водопровідної мережі записуємо до розрахункової таблиці 6. 1.

2 Шляхові витрати води на окремих ділянках водопроводної мережі, де мають місце рівномірно – розподілені витрати, визначаються за формулою:

$$Q_{Ш} = q \cdot l. \qquad (6.\ 14)$$

Для окремих ділянок вони складають:

$$Q^{1-2}{}_{Ш} = q_{1-2} \cdot l_{1-2} = 0{,}02 \cdot 200 = 4 \text{ л / с};$$

$$Q^{4-5}{}_{Ш} = q_{4-5} \cdot l_{4-5} = 0{,}03 \cdot 200 = 6 \text{ л / с}.$$

3 Транзитні витрати води для гідравлічної схеми довгих трубопроводів визначаються за формулою:

$$Q_{Т} = \sum Q_{ВУЗЛ} + Q_{Ш}, \qquad (6.\ 15)$$

де $Q_{ВУЗЛ}$ - вузлові (зосереджені) витрати води у граничних споживачів водопроводної гідравлічної схеми, л / с.

Виконаємо розрахунок відповідно по ділянках:

$$Q^{Б-1}{}_{Т} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q^{1-2}_{шл.} + Q^{4-5}_{шл.} = 1+2+3+4+5+4+6 = 25 \text{л / с};$$

$$Q^{1-2}{}_{Т} = Q_2 + Q_3 = 2 + 3 = 5 \text{ л / с};$$

$$Q^{2-3}{}_{Т} = Q_3 = 3 \text{ л / с};$$

$$Q^{1-4}{}_{Т} = Q_4 + Q_5 + Q^{4-5}_{шл.} = 4 + 5 + 6 = 15 \text{л / с};$$

$$Q^{4-5}{}_{Т} = Q_5 = 5 \text{л / с}.$$

4 Розрахункові витрати води по всім ділянкам водопровідної мережі визначаємо за формулою:

$$Q_{Р} = Q_{Т} + \alpha \cdot Q_{Ш}, \qquad (6.\ 16)$$

де α - коефіцієнт, який враховує нерівномірність споживання води усіма групами споживачів; його значення знаходиться в межах α = 0,50 … 0,55 [9].

Виконаємо розрахунок відповідно по ділянках:

$$Q^{Б-1}{}_{Р} = 25 + 0{,}55 \cdot 0 = 25 \text{л / с};$$

$$Q^{1-2}{}_{Р} = 5 + 0{,}55 \cdot 4 = 5 + 2{,}2 = 7{,}2 \text{ л / с};$$

$$Q^{2-3}{}_{Р} = 3 + 0{,}55 \cdot 0 = 3 \text{ л / с};$$

$$Q^{1-4}{}_{Р} = 15 + 0{,}55 \cdot 0 = 15 \text{л / с};$$

$$Q^{4-5}{}_{Р} = 5 + 0{,}55 \cdot 6 = 8{,}3 \text{л / с}.$$

5 Діаметра трубопроводів на усіх ділянках водопровідної мережі сільськогосподарського об’єкту визначаємо за формулою:

$$d = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{Р}}{v_{Е.Д.}}}, \qquad (6.\ 17)$$

де $v_{Е.Д.}$ - економічно доцільна швидкість руху води у системі трубопроводу, яка знаходиться в межах $v_{Е.Д.}$ = 0,7 … 1,5 м / с [77].

Виконаємо розрахунок відповідно по ділянках:

$$d_{Б-1} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{25 \cdot 10^{-3}}{1{,}5}} = 145{,}88 \text{мм};$$

$$d_{1-2} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{7{,}2 \cdot 10^{-3}}{1{,}5}} = 78{,}29 \text{мм};$$

$$d_{1-2} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot 10^{-3}}{1{,}5}} = 50{,}54 \text{мм};$$

$$d_{1-4} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{15 \cdot 10^{-3}}{1{,}5}} = 113{,}0 \text{мм};$$

$$d_{4-5} = 1{,}13 \cdot \sqrt{\frac{8{,}3 \cdot 10^{-3}}{1{,}5}} = 84{,}06 \text{мм};$$

6 Отримані розрахункові значення діаметрів трубопроводів по окремим ділянкам водопроводної мережі та найближчі значення стандартних діаметрів заносимо до розрахункової таблиці 6. 1.

Стандартний ряд трубопроводів: 8; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350; 500 мм [9, 47].

7 Після обраного стандартного діаметру трубопроводу необхідно уточнити дійсну швидкість руху рідини (води) у системі трубопроводів за формулою:

$$v = \frac{4 \cdot Q_P}{\pi \cdot d_{CT}^2}. \qquad (6.\ 18)$$

Виконаємо розрахунок відповідно по ділянках:

$$v_{Б-1} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}15^2} = 1{,}42 \text{ м / с}; \quad v_{Б-1} = \frac{4 \cdot 7{,}2 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}08^2} = 1{,}43 \text{ м / с};$$

$$v_{2-3} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}08^2} = 0{,}6 \text{ м / с}; \quad v_{1-4} = \frac{4 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}125^2} = 1{,}22 \text{ м / с};$$

$$v_{4-5} = \frac{4 \cdot 8{,}3 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 1{,}06 \text{ м / с}.$$

8 Загальні втрати тиску на окремих ділянках водопровідної мережі системи трубопроводу визначаємо за формулою:

$$h = \beta \cdot A \cdot l_p \cdot Q_P^2, \qquad (6.\ 19)$$

де A - питомі витрати опору в системі трубопроводу (Додаток 6).

β - поправочний коефіцієнт питомих опорів в залежності від швидкості руху води, $\beta = f$ (v; *жорсткість внутрішньої поверхні матеріалу трубопроводу*) (Додаток 6).

$v_{Б-1} = 1{,}42$ м / с; $\beta = 0{,}97$; $v_{Б-1} = 1{,}43$ м / с; $\beta = 0{,}97$;

$v_{2-3} = 0{,}6$ м / с; $\beta = 1{,}06$; $v_{1-4} = 1{,}22$ м / с; $\beta = 0{,}99$;

$v_{4-5} = 1{,}06$ м / с; $\beta = 1{,}0$.

l_p – робоча довжина трубопроводу, м.

Робоча довжина трубопроводу визначається за формулою:

$$l_р = k \cdot l \qquad (6.\ 20)$$

де k - коефіцієнт, який враховує робочу довжину при виконанні монтажних робіт, при улаштуванні системи сільськогосподарського водопостачання k = 1,1 [9].

Виконаємо розрахунок відповідно по ділянках:

$l_р^{Б-1} = 1{,}1 \cdot 100 = 110$ м; $l_р^{1-2} = 1{,}1 \cdot 200 = 220$ м;

$l_р^{2-3} = 1{,}1 \cdot 300 = 330$ м; $l_р^{1-4} = 1{,}1 \cdot 100 = 110$ м;

$l_р^{4-5} = 1{,}1 \cdot 200 = 220$ м.

9 Визначаємо загальну суму втрат по кожній ділянці водопровідної мережі до кожної вузлової точки споживача.

Виконаємо розрахунок відповідно по ділянках:

$$h_{Б-1} = (0{,}97 \cdot 24{,}35 \cdot 110 \cdot (25 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 10^{-6} = 1{,}64 \text{ м};$$

$$h_{1-2} = (0{,}97 \cdot 772{,}7 \cdot 220 \cdot (7{,}2 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 10^{-6} = 8{,}54 \text{ м};$$

$$h_{2-3} = (1{,}06 \cdot 772{,}7 \cdot 330 \cdot (3 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 10^{-6} = 2{,}43 \text{ м};$$

$$h_{1-4} = (1 \cdot 60{,}65 \cdot 110 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 10^{-6} = 2{,}25 \text{ м};$$

$$h_{4-5} = (1{,}06 \cdot 192{,}7 \cdot 220 \cdot (8{,}3 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 10^{-6} = 3{,}09 \text{ м}.$$

Рекомендується, щоб втрати тиску повинні знаходитися в межах 2 ... 5 м. [9, 47]. У разі коли визначене розрахунками значення виходить за межі цього діапазону, необхідно виконати розрахунок для більшого діаметру. Виходячи з цього на ділянці 1 – 2 обираємо трубопровод діаметром 100 мм.

Уточнюємо швидкість руху води у трубопроводі: на ділянці 1 - 2: $v_{Б-1} = \dfrac{4 \cdot 7{,}2 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 0{,}92$ м / с; тоді поправочний коефіцієнт на швидкість на ділянці 1 - 2: β = 1,02. А втрати тиску на ділянці 1 – 2: $h_{1-2} = (1{,}02 \cdot 192{,}7 \cdot 220 \cdot (7{,}2 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 10^{-6} = 2{,}24$ м;

10 Для кожної вузлової точки окремого споживача визначаємо висоту водонапірної башти за формулою:

$$H_Б = H_{ВІЛН.} + \sum_{Б}^{i} h_n + (Z_i - Z_Б), \qquad (6.\ 21)$$

де $H_{ВІЛЬН.}$ - вільний напір, який приймається у відповідності із завданням на проектування системи сільського господарського водопостачання, м;

$\sum_{Б}^{i} h_n$ - сума втрат тиску до окремої вузлової точки де вона визначається, м;

Z_i, $Z_Б$ - відмітки поверхні землі відповідно до тієї точки де споживається вода та у башти, м.

Виконаємо розрахунок для кожного вузлового споживача води в точках 1,

2, 3, 4, 5:

$H_Б = 8 + 1{,}64 + (98 - 100) = 7{,}64$ м; $H_Б = 7 + 3{,}88 + (96 - 100) = 6{,}88$ м;

$H_Б = 6 + 6{,}31 + (94 - 100) = 6{,}31$ м; $H_Б = 5 + 3{,}89 + (92 - 100) = 0{,}88$ м;

$H_Б = 4 + 6{,}98 + (90 - 100) = 0{,}98$ м.

Будівельна висота водонапірної башти $H_Б$ приймається по максимальному значенню висоти башти в *i* – ій точці, згідно характеристики водонапірних сталевих башт $H_Б$ = 12 м (Додаток 6).

11 Визначаємо п'єзометричний напір для кожного окремого вузлового споживача води за формулою:

$$H_{pi} = H_Б + Z_Б - \sum_{Б}^{i} h_n , \qquad (6.\ 22)$$

де $H_Б$ - будівельна висота водонапірної башти, м.

Чисельні значення визначаємо за формулою (6. 22) для кожної ділянки: Б -1:

початок: $H_{pi} = 12 + 100 - 0 = 112{,}00$ м;

кінець: $H_{pi} = 12 + 100 - 1{,}64 = 110{,}36$ м.

Визначені значення п'єзометричних напорів для інших ділянок зведені в таблицю 6. 1.

12 Для кожної окремої вузлової точки визначається вільний напір за формулою:

$$H_{ВІЛЬН.} = H_{pi} - Z_i . \qquad (6.\ 23)$$

Значення $H_{ВІЛЬН.}$ для ділянки Б – 1 будуть дорівнювати:

початок: $H_{ВІЛЬН.} = 112 - 100 - 0 = 12{,}00$ м;

кінець: $H_{ВІЛЬН.} = 110{,}36 - 98 = 12{,}36$ м.

Для інших ділянок значення $H_{ВІЛЬН.}$ зведені до табл. 6. 1.

Висновок. На підставі виконаних гідравлічних розрахунків встановлено, що для нормального функціонування водопровідної мережі висота башти повинна складати $H_Б$ = 12 м, а визначені значення п'єзометричних H_{pi} і вільних $H_{ВІЛЬН.}$ напорів забезпечать надійну роботу розподільчих колонок у окремих споживачів води.

6. 3 Гідравлічний розрахунок насосної установки

Задача. Необхідно подати воду по сталевому трубопроводу витратою *Q* = 6 л / с на висоту $H_Г$ = 12 м (рис 6. 3). Діаметри трубопроводів: усмоктувального $d_{ус}$ = 80 мм та нагнітального d_H = 50 мм. Довжина трубопроводів: усмоктувального $\ell_{ус}$ = 40 м і нагнітального $\ell_Н$ = 200 м.

Втрати напору в місцевих опорах прийняти в усмоктувальному трубопроводі рівними втратам напору по довжині, в нагнітальному – 10 % від втрат його по

довжині.

Таблиця 6. 1 – Розрахункова таблиця отриманих результатів гідравлічних розрахунків для довгих (складних) водопровідної мережі

Ділянка	Довжина ділянки, м	Витрати води водопровідної мережі, Q, л / с			Діаметри, *d*, мм		Середня(**фактична**) швидкість, м / с	Питомий опір, А, $с^2 / м^6$	Коефіцієнт на швидкість,β	Втрати напору по ділянкам, м	Сума втрат по ділянкам мережі,	Висота башти в і - ої точці, $Н_Б$	Вільний напір, по завданню, $Н_{ВІ}$	При $Н_Б$ = 12 м.			
														П'єзометричний напір, $Н_Р$, м		Вільни напір, $Н_{ВІЛЬН}$, м	
		Шляхові	Транзитні	Розрахункові	Розрахунковий	Стандартний								Початок	Кінець	Початок	Кі-нець
Б - 1	100	-	25	25	145,88	150	1,42	24,35	0,97	1,64	1,64	7,64	8	112,00	110,36	12,00	12,36
1 – 2	200	4	5	7,2	78,29	100	0,92	192,7	1,02	2,24	3,88	6,88	7	110,36	108,12	12,63	12,12
2 – 3	300	-	3	3	50,54	80	0,6	772,7	1,06	2,43	6,31	6,31	6	108,12	101,81	12,12	7,81
1 - 4	100	-	15	15	113,0	125	1,22	60,65	0,99	2,25	3,89	0,88	5	110,36	106,47	12,36	14,47
4 - 5	200	6	5	8,3	84,06	100	1,06	192,7	1,0	3,09	6,98	0,98	4	107,47	100,49	14,47	10,49

Відповідно до умов виконання задачі необхідно:

1. Вибрати насос по справочній літературі.

2. Відповідно обраного насосу побудувати його робочі характеристики насосу:

$$H = f(Q);\ \eta = f(Q);\ N = f(Q).$$

3. Виконати гідравлічний розрахунок напірної характеристики трубопроводу $H_T = f(Q)$ та побудувати її на одному графіку разом із напірною характеристикою насосу $H = f(Q)$.

4. Відповідно побудованих графіків напірних характеристик насосу $H = f(Q)$ і трубопроводу $H_T = f(Q)$ визначити робочу точку системи „насос - трубопровод" та фактичні значення напору, потужності та к. к. д. цієї системи.

5. Визначити корисну потужність на валу насосної установки $N_{КОР.}$.

6. Виконати розрахунок по визначенню допустимої висоти усмоктування насосної установки

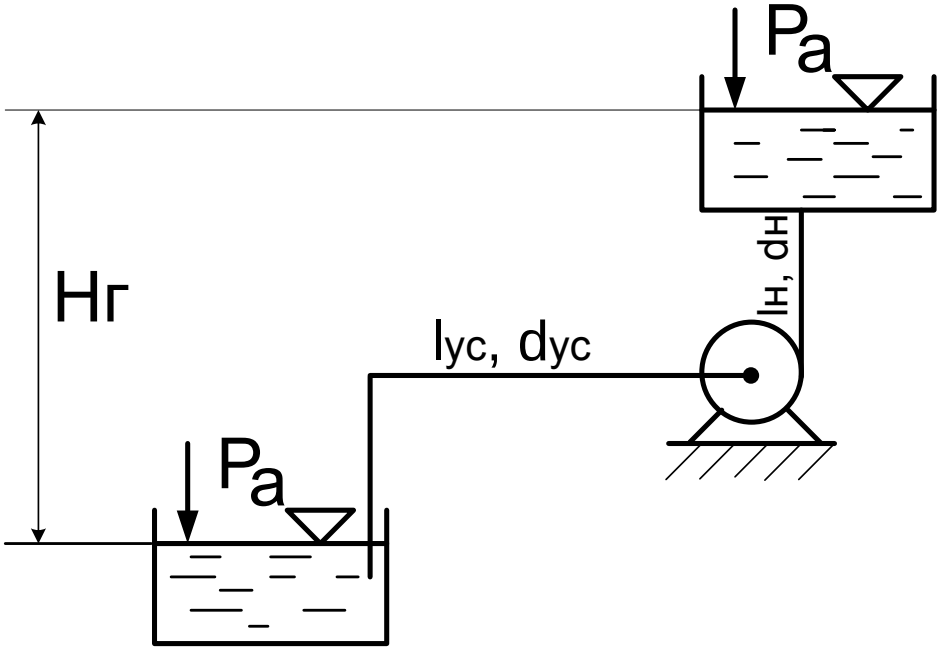


Рис. 6. 3. Схема принципова насосної установки

Розрахунок та вибір насосної установки:

1 За технічними значеннями витрат і напору, а також температури води, що перекачується і знаходиться у межах $t = 0 \ldots 105\ ^0C$, **рекомендується використовувати відцентрові насоси класу «К»** (консольні) та **«КМ»** (консольно - моноблочні).

Відцентрові насоси даного класу забезпечують: напір $H = 8{,}8 \ldots 98$ м та подачу $Q = 1{,}25 \ldots 100$ м^3 / год [9, 47].

2 За заданими умовами задачі та сітьовому графіку H - Q (рис. 3. 2 Додаток) обираємо насос марки К 20 / 18.(Рис. 3.2)

Головні робочі характеристики насосу наступні: частота обертів $n = 2900$ хв$^{-1}$, діаметри робочого колеса відцентрового насосу $D_1 = 129$ мм, $D_2 = 106$ мм (Додаток 3)

3 За даними робочих характеристик насосу $H = f(Q);\ \eta = f(Q);\ N = f(Q)$ (Додаток)складемо таблицю 6. 2 даних для побудови її на ділянці від $Q = 0$ до $Q = 6$ л / с.

Таблиця 6. 2

Значення робочих характеристик насосу

Q, л / с	0	1	2	3	4	5	6
H, м	20	22,5	23	22,5	21,5	18,5	17,5
η, %	0	28	44	56	65	70	72

4 *Розрахунок напірних характеристик насосної установки*

Для визначення робочих параметрів насосної установки використовуємо напірну характеристику насосу $H = f(Q)$ та трубопроводу $H_T = f(Q)$.

Дані для побудови напірної характеристики трубопроводу визначимо за формулою:

$$H_T = H_Г + h_n, \quad (6.\ 24)$$

де $H_Г$ – геодезична висота підйому води, м;

h_n - втрати при переміщенні води у трубопроводі, визначаються за другою водопровідною формулою:

$$h_n = A \cdot l_P \cdot \beta \cdot Q^2 \quad (6.\ 25)$$

Оскільки трубопровід насосної установки складається з напірної та усмоктувальної ділянки, то загальні втрати визначаються за формулою:

$$h_n = h_{nВС} + h_{nНГ} \quad (6.\ 26)$$

або: $$h_n = A_{ВС} \cdot l_{ВС} \cdot \beta_{ВС} \cdot Q^2 + A_{НГ} \cdot l_{рНГ} \cdot \beta_{НГ} \cdot Q^2 \quad (6.\ 27)$$

де A – коефіцієнт, що враховує питомі опори трубопроводів, $A = f(d$, матеріал) (Додаток 6).

$l_р$ – робоча довжина трубопроводу, визначаємо за формулою:

$$l_р = k \cdot l \quad (6.\ 28)$$

де k - коефіцієнт, який враховує робочу довжину трубопроводу, k = 1,1 [10].

Тоді довжина усмоктувального трубопроводу буде $l_{р\ ВС.} = 1{,}1 \cdot 40 = 44$ м, а напірного - $l_{р\ НГ} = 1{,}1 \cdot 200 = 220$ м.

β – поправочний коефіцієнт на швидкість руху води в трубопроводі $\beta = f(\upsilon)$ (Додаток 7).

Розрахунок швидкості в усмоктувальному і напірному трубопроводах виконаємо за формулою:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (6.\ 29)$$

Середня швидкість руху води в усмоктувальному трубопроводі:

$$v_{усм.} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}08^2} = 1{,}19 \text{ м / с},$$

а на виході із трубопроводу:

$$v_{нагн.} = \frac{4 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}05^2} = 3{,}05 \text{ м / с}.$$

Відповідно до визначених швидкостей руху води в усмоктувальному і на-

пірному трубопроводах визначаємо поправочний коефіцієнт на швидкість до значень питомих опорів (Додаток 6):

$$v_{усм.} = 1{,}19 \text{ м/с } \beta_{УС} = 0{,}99;\ v_{нагн.} = 3{,}05 \text{ м/с } \beta_{НГ} = 0{,}93.$$

Підставимо значення у формулу (6. 24) і виконаємо розрахунки:

$$H_{T1} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0) = 15 \text{ м.}$$

$$H_{T2} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}001^2) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}001^2) = 15{,}42\text{м}$$

$$H_{T3} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}002^2) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}002^2) = 16{,}81\text{м}$$

$$H_{T4} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}003^2) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}003^2) = 19{,}1\text{м}$$

$$H_{T5} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}004^2) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}004^2) = 22{,}28\text{м}$$

$$H_{T6} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}005^2) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}005^2) = 26{,}4\text{м}$$

$$H_{T7} = 15 + (6864 \cdot 44 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}006^2) + (772{,}18 \cdot 220 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}006^2) = 31{,}42\text{м}$$

Отриманні дані розрахунків зведемо в таблицю 6. 3.

Таблиця 6. 3

Розрахункові значення напірної характеристики трубопроводу

Q, л / с	0	1	2	3	4	5	6
$h_{ВИТР.}$, м	0	0,42	1,81	4,1	7,28	11,4	16,42
$H_Г$, м	15,00	15,42	16,81	19,1	22,28	26,4	31,42

За отриманими даними на графіку $H = f(Q)$ – у системі координат (рис. 6. 4), будуємо графік залежності напірної характеристики трубопроводу $H_{ТР} = f(Q)$, попередньо відклавши на шкалі H значення $H_Т = 15$ м.

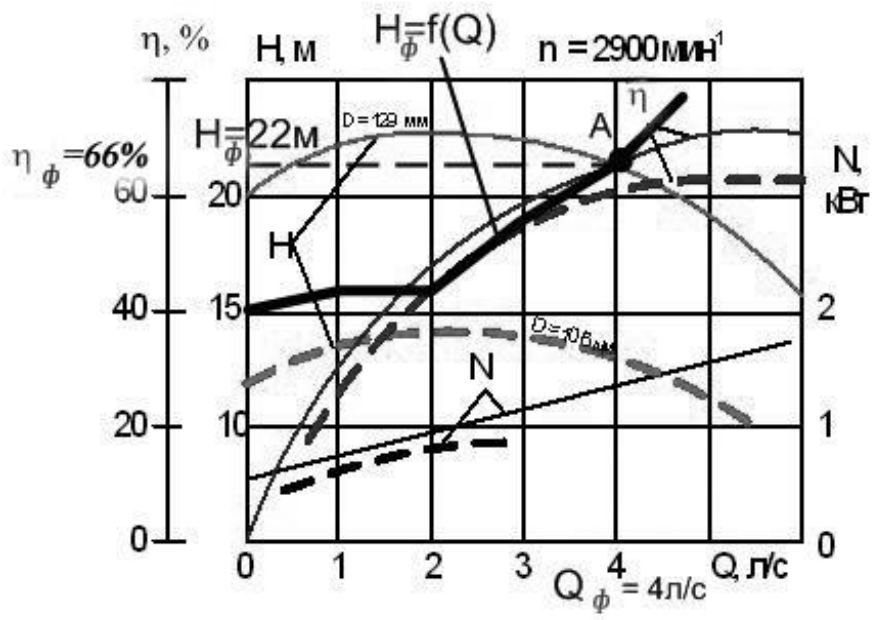


Рис 6. 4 – Робочі характеристики насосу К 20 / 18 (2 К – 9): напірна характеристика насосу $H_H - f(Q)$: $H_H - f(Q)$, $N - f(Q)$ і $\eta - f(Q)$ - відповідно напірна і потужністна характеристики та характеристика ККД насосу

На перетині графіків $H = f(Q)$ и $H_T = f(Q)$ отримаємо "**робочу точку**" системи **«насос - трубопровід».** Відклавши з неї перпендикуляри, на відповідні шкали, отримаємо фактичні значення: $H_Ф = 22$ м; $Q_Ф = 4{,}0$ л / с; $\eta_ф = 66$ %.

6. Потужність насосної установки визначимо за формулою:

$$P_H = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_ф \cdot H_ф}{\eta_ф}; \qquad (6.\ 29)$$

де ρ - питома густина води, ρ = 1000 кг / м^3;

$H_ф$; $Q_ф$; $\eta_ф$ - фактичне значення відповідних витрат, напору та к. к. д. (визначаються із графіку, рис. 6. 4 при перетині робочих характеристик, по **«робочій точці»**).

Потужність насосної установки:

$$P_Н = \frac{1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}004 \cdot 22}{0{,}66} = 1373{,}4 \text{ Вт.}$$

7. Допустима висота усмоктувального трубопроводу визначається за формулою:

$$h_{доп}^{ВС} = \frac{P_{атм}}{\rho \cdot g} - \frac{P_п}{\rho \cdot g} - h_{пВС} - \varphi \cdot \delta_Н \ , \qquad (6.\ 30)$$

де $P_{атм} / (\rho \cdot g)$ – атмосферний тиск, який чисельно залежить від місця розташування насосної установки відповідно поверхні світового океану; для розрахунків приймаємо $P_{атм} / (\rho \cdot g) = 10$ м [10].

$P_п / (\rho \cdot g)$ - значення тиску, у разі появи пару, при температурі більше 30^0 С, приймаємо $P_п / (\rho \cdot g) = 0{,}43$ м [10].

$h_{пВС}$ - втрати тиску, які визначаються за формулою (6. 27).

$Q_Ф$ – витрати фактичні, визначаємо за робочою точкою і перетину графіків $H = f(Q)$ та $H_T = f(Q)$.

φ - коефіцієнт запасу міцності, приймаємо φ = 1,2 [10].

$$\delta_H = 10 \cdot \left[\frac{n\sqrt{Q_\Phi}}{c} \right]^{\frac{4}{3}}, \qquad (6.\ 31)$$

де *n* - частота обертів робочого колеса насосу, хв$^{-1}$;

c – коефіцієнт, якій враховує конструктивні особливості насосної установки, с = 600 … 1500, приймаємо с = 1000 [10].

Втрати усмоктувального трубопроводу насосної установки складають:

$$h^{BC} = 6864 \cdot 0{,}99 \cdot 44 \cdot 0{,}004^2 = 4{,}78 \text{ м.}$$

Коефіцієнт швидкохідності насосної установки:

$$\delta_H = 10 \cdot \left[\frac{2900 \cdot \sqrt{0{,}004}}{1000} \right]^{\frac{4}{3}} = 10 \cdot \sqrt[3]{0{,}00123} = 10 \cdot 0{,}101 = 1{,}01.$$

Проведемо розрахунок допустимої висоти усмоктувальної лінії насосної установки:

$$h_{ДОП}^{BC} = 10 - 0{,}43 - 4{,}72 - 1{,}2 \cdot 1{,}01 = 10 - 0{,}43 - 4{,}72 - 3{,}69 = 1{,}16 \text{м.}$$

Отриманні розраховані значення допустимої висоти усмоктування необхідно порівняти з табличними значеннями (для насосів типу К та КМ, $h_{доп}^{BC}$ = 6-7 м) [9, 47].

Висновок. Розрахунками встановлено, що значення допустимої висоти усмоктування складає $h_{ДОП}^{BC} = 1{,}16$ м і не перевищує табличне значення $h_{ДОП}^{BC} = 6{,}0$ м, це свідчить про те, що насосний агрегат буде працювати надійно і безперервно подавати воду.

6. 4 Приклад розрахунку об’ємного гідроприводу

Розрахувати об’ємний гідропривід згідно вихідних даних: момент на валу гідромотора Мкр = 1000 Н·м; частота обертання гідромотора n = 3с$^{-1}$; перепад тиску на гідроапаратурі $\Delta P_{ГА} = 0{,}2 МПа$; втратами тиску в гідролініях знехтуємо.

По заданій блок-схемі розробити і описати принципіальну гідравлічну схему привода. Виконати розрахунок гидромотора та гідронасоса. Знайти максимальний К.К.Д. привода.

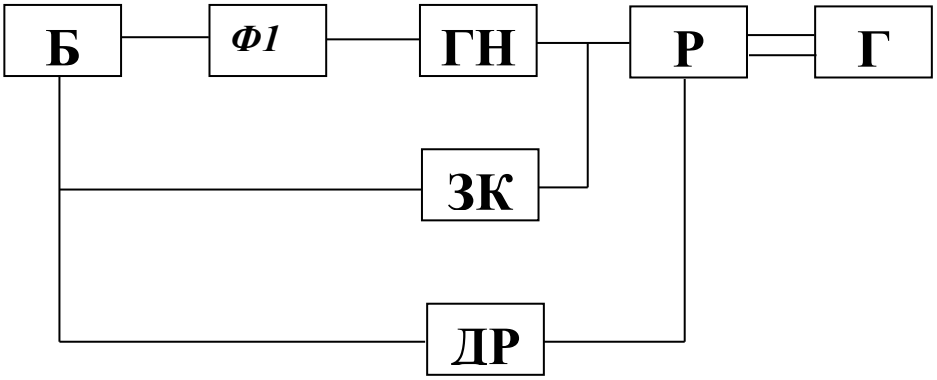


Рис. 6.5 Блок-схема об'ємного гідропривода

Б – гідробак; Ф1 – фільтр грубого очищення; ГН – гідронасос; ГМ – гідромотор; Р – розподільник; ЗК – запобіжний клапан; ДР – дросель.

Розв'язання. По заданій блок-схемі розробляємо та описуємо принцип роботи привода.

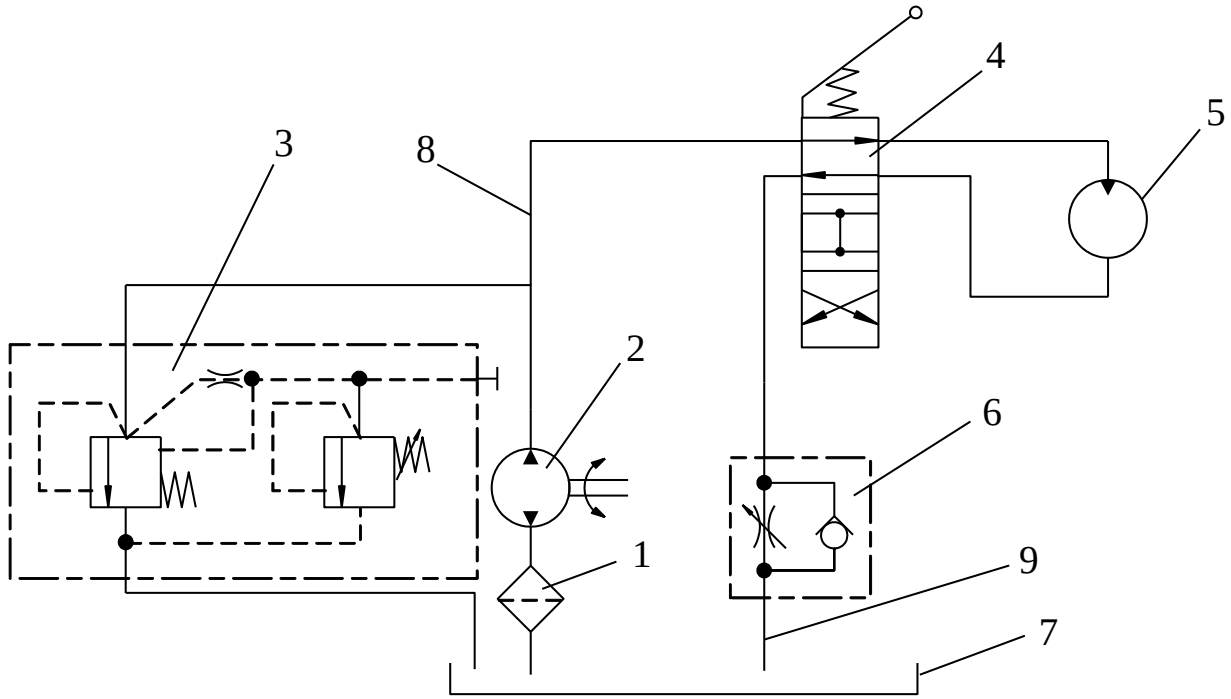


Рис.6.6 Принципова схема об'ємного гідроприводу

1 — фільтр грубого очищення ; 2 — гідронасос; 3 — запобіжний клапан; 4 - розподільник; 5 — гідромотор; 6 — дросель; 7 – гідробак; 8 – напірна лінія; 9 – зливна лінія.

Згідно з цією схемою робоча рідина з бака 7 через фільтр грубого очищення 1 подається гідронасосом 2 в гідросистему.

По напірній лінії 8 під тиском рідина подається до розподільника 4, який направляє потік до гідромотора 5 і від нього в гідробак.

Для регулювання частоти обертання вала гідромотора в зливній гідролінії 9 встановлений дросель 6.

У випадку підвищення в напірній гідролінії тиску вище допустимого в системі передбачено встановлення запобіжного клапану 3.

Таким чином вхідною ланкою гідропривода є насос 2, створюваний ним тиск робочої рідини реалізується на гідродвигуні, яким в цьому випадку є гідромотор.

Вибір гідромотора. По заданим умовам, а саме згідно моменту на валу гідромотора і частоті обертання вибираємо марку гідромотора МР-450 (Додаток 8)

Коротку технічну характеристику вибраного гідромотора заносимо до таблиці.

Таблиця 6.4

Технічна характеристика гідромотора

Момент $M_{кр}$, Н м	Частота обертання		Робочий об'єм $V_0 \cdot 10^{-6}$, м^3	Номінальний тиск Р, МПа	К.К.Д. механічний, $\eta_м$	К.К.Д. повний, $\eta_{гм}$
	$n_{ном}$, с$^{-1}$	n_{max}, с$^{-1}$				
1343	2,3	6,7	452	21	0,9	0,84

Знаходимо витрату гідромотора

$$Q_{гм} = n \cdot V_o = 3 \cdot 452 \cdot 10^{-6} = 13{,}5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

де n - частота обертання, с$^{-1}$;

V_o - робочий об'єм, м^3.

Знаходимо перепад тиску на гідромоторі

$$\Delta P = \frac{2\pi \cdot M_{кр}}{\eta_M^{ГМ} \cdot V_o} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1000}{0{,}9 \cdot 452 \cdot 10^{-6}} = 15{,}4 \text{МПа}$$

де $M_{кр}$ - крутячий момент на валу гідромотора, Н·м;

$\eta_M^{ГМ}$ - механічний к.к.д. гідромотора.

Вибір гідронасоса. Знаходимо тиск гідронасоса

$$P_{ГН} = \Delta P_{ГМ} + \Delta P_{ГА} = 15{,}4 + 0{,}2 = 15{,}6 \text{ МПа}$$

де $\Delta P_{ГМ}$ - перепад тиску на гідромоторі, МПа;

$\Delta P_{ГА}$ - перепад тиску на гідроапаратурі, МПа.

По тиску гідронасоса і максимальній витраті гідромотора вибираєм насос марки НШ-50М4 (додаток 9).

Коротку технічну характеристику вибраного гідронасоса заносимо до таблиці 2.

Таблиця 6.5.

Коротка технічна характеристика гідронасоса

Номінальний тиск, Р, МПа	Частота обертання		Робочий об'єм насоса V_o, см^3/об	Об'ємний К.К.Д., $\eta_{об}$	Повний К.К.Д., $\eta_{гн}$
	$\eta_{ном}$,с$^{-1}$	η_{max}, с$^{-1}$			
20	40	50	50	0,94	0,85

Для забезпечення необхідної подачі насоса його вал повинен мати певну частоту обертання, яку знаходимо за формулою

$$n = \frac{Q_{гн}}{V_0 \cdot \eta_{об}} = \frac{13{,}5 \cdot 10^{-4}}{50 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}94} = 29 с^{-1},$$

де $Q_{гн}$ – подача гідронасоса, м^3/с;

$$Q_{гн} = Q_{гм}^{max}, \qquad (6.33)$$

V_0 - робочий об’єм гідронасоса.

Знаходимо максимальний К.К.Д. приводу

$$\eta_{гп}^{max} = \frac{\Delta P_{ГМ} \cdot Q_{ГМ}^{max}}{P_{ГН} \cdot Q_{ГН}} \eta_{ГМ} \cdot \eta_{ГН} =$$

$$= \frac{15{,}4 \cdot 10^6 \cdot 13{,}5 \cdot 10^{-4}}{15{,}6 \cdot 10^6 \cdot 13{,}5 \cdot 10^{-4}} \cdot 0{,}84 \cdot 0{,}85 = 0{,}70,$$

де $\eta_{ГМ}$, $\eta_{ГН}$ - відповідно, повний К.К.Д. гідромотора та гідронасоса.

ЛІТЕРАТУРА

1. Альтшуль А. Д., Кисилев П. Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости): Учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Багров М. Н., Кружилин И. П. Сельскохозяйственная мелиорация. – М.: Агропромиздат, 1985. – 271 с.
3. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 319 с.
4. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 422 с.
5. Вакина В. В., Денисенко И. Д., Столяров А. Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчётов. – К.: Вища школа, 1987. – 208 с.
6. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин: Каталог. – М.: ЦНИИТЭИавтосельхозмашин. - Ч. 1: Гидронасосы и гидромоторы, гидрораспределители, 1989. – 135 с. Ч. 2. - Гидроцилиндры, гидроклапаны, регуляторы и др. гидрооборудование, 1990. – 242 с.
7. Гидропривод объемный ГСТ-90. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ГСТ 90-00-000 ТО. – Кировоград, 1989. – 29 с.
8. Губер К. В. и др. Машины для орошения и их техническое обслуживание. – М.: Колос, 1982. – 304 с.
9. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод / Дідур В. А., Савченко О. Д., Пастушенко Д. П., Мовчан С. І. – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с.; іл.
10. . Водоснабжение / А. Я. Найманов, Никиша С. Б., Насонкина Н. Г. и др. Донецк типография ООО «Норд Компьютер», 2006. – 654 с.
11. Дидур В. А., Малый Ю. С. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 125 с.
12. Ерхов Н. С. Основы сельскохозяйственных мелиораций. – М.: Высшая школа, 1981. – 125 с.
13. Зубчик Н. Д. Операционная технология механизированных поливов. – М.: Россельхозиздат, 1981. – 175 с.
14. Ильиных И. И. Гидроэлектростанции. – М.: Энергоиздат, 1982. – 192 с.
15. Исаев А. П., Сергеев Б. И., Дидур В. А. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
16. Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. – М.: Высшая школа, 1979. – 223 с.
17. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов. – М.: Колос, 1982. – 215 с.
18. Карамбиров Н. А. Сельскохозяйственное водоснабжение. – М.: Агропромиздат, 1986. – 352 с.
19. Карасев Б. В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации. – Минск: Вышейшая школа, 1979. – 285 с.

20. Карасев Б. В. Насосы и насосные станции. – Минск: Вышейшая школа, 1979. – 275 с.
21. Колпаков В. В., Сухарев И. П. Сельскохозяйственные мелиорации. – М.: Колос, 1981. – 328 с.
22. Константинов Ю. М. Гидравлика. – К.: Высшая школа, 1981. – 360 с.
23. Ленберг М. Д. Пневмоавтоматика. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 145 с.
24. Малюшенко В. В. Динамические насосы: Атлас. – М.: Машиностроение, 1984. – 214 с.
25. Маслов Б. С. Сельскохозяйственная мелиорация. – М.: Колос, 1984. – 511 с.
26. Мотуз І. К. Гідравліка і гідравлічні машини в довідках і таблицях. – К.: ІЗМН, 1996. – 280 с.
27. Насосы осевые типа “О” и “ОПВ”: Каталог. – М., 1983. – 87 с.
28. Никитин О. Ф., Холин К. М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. – М.: Машиностроение, 1981. – 285 с.
29. Орлов В. О., Зощук А. М. Сільськогосподарське водопостачання та водовідведення. – Рівне, 2002. – 203 с.
30. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. – М.: Лесная промышленность, 1981. – 424 с.
31. Погорілець О. М. і ін. Гідропривід сільськогосподарськогої техніки. – К. : Вища освіта, 2004. -368с.: іл.
32. Палишкин Н. А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение. – М.: Агропромиздат, 1980. – 351 с.
33. Потапов В. М. и др. Использование водной энергии. – М.: Колос, 1972. – 343 с.
34. Рогалевич Ю. П. Гідравліка. – К.: Вища школа, 1993. – 255 с.
35. Савин И. Ф., Сафонов П. В. Основы гидравлики и гидропривод. – М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.
36. Сандигурский Д. М., Безроднов Н. А. Механизация поливных работ. – М.: Колос, 1975. – 304 с.
37. Сапунков А. П. Механизация полива дождеванием. – М.: Колос, 1984. – 271 с.
38. Сафонов Н. А. и др. Сельскохозяйственное водоснабжение. – К.: Выща школа, 1988. – 224 с.
39. Стрелец Б. И. Справочник по водным ресурсам. – К.: Урожай, 1987. – 304 с.
40. Гидравлическое оборудование мобильных маши: Справочник / В. А. Васильченко – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
41. Лопастные насосы: Справочник. / В. А. Земницкий, А. В. Каплун, А. Н. Попир и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 442 с.
42. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П. Г. Кисилева. – М.: Энергия, 1972. – 312 с.
43. Холзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. – М.: Машгиз, 1959. – 272 с.
44. Хруппа И. Ф., Иванов В. П. Гидротехнические сооружения и сельскохозяйственная мелиорация. – М.: Колос, 1983. – 351 с.

45. Центробежные консольные насосы с осевым входом для воды типа К и КМ: Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. – 256 с.
46. Центробежные насосы двухстороннего входа: Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1982. – 285 с.
47. Часовской В. П., Лангазов В. Н. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы сельскохозяйственной техники. – Луганск: Знание, 2003. – 336 с.
48. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоиздат, 1984. – 215 с.
49. Чугаев Р. Р. Гидравлика. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.
50. Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых труб. – М.: Стройиздат, 1986. – 114 с.
51. Штепа Б. Г. и др. Механизация полива. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Співвідношення між одиницями фізичних величин

Найменування величини	Одиниця		Значення в одиницях СІ кратних і часткових від них
	Найменування	Позначення	
Маса	Кілограм – сила – секунда у квадраті на метр	$кГ \cdot с^2/м$	$9{,}80665$ кг ≈ 10 кг
Густина	Кілограм – сила – секунда у квадраті на метр в четвертому степені	$кГ \cdot с^2/м^4$	$9{,}80665$ кг/м^3 ≈ 10 кг/м^3
	Кілограм на кубічний сантиметр	кг/см^3	10^6 кг/м^3
Сила, вага	Грам на кубічний сантиметр	г/см^3	10^6 кг/м^3
	Кілограм – сила	кГ	$9{,}80665$ Н ≈ 10 Н
	Грам – сила	Г	$9{,}80665$ мН
	Тонна – сила	Т	$9{,}80665$ кН
	Дина	дин	10^{-5} Н
Момент сили	Кілограм – сила – метр	$кГ \cdot м$	$9{,}80665$ Н$\cdot$м ≈ 10 Н$\cdot$м
	Кілограм – сила – сантиметр	$кГ \cdot см$	$98{,}0665$ мН$\cdot$м $= 9{,}80665 \cdot 10^{-2}$ Н$\cdot$м
Тиск, механічна напруга	Кілограм – сила – на квадратний метр	кГ/м^2	$9{,}80665$ Па ≈ 10 Па
	Кілограм – сила – на квадратний сантиметр	кГ/см^2	$98{,}0665 \cdot 10^3$ Па $\approx 0{,}1$ МПа
	Кілограм – сила – на квадратний міліметр	кГ/мм^2	$9{,}80665 \cdot 10^6$ Па $= 9{,}80665$ МПа $\approx$ ≈ 10 МПа
	Міліметр ртутного стовпа	мм рт. ст.	133,322 Па
Робота, енергія	Кілограм – сила – метр	$кГ \cdot м$	$9{,}80665$ Дж ≈ 10 Дж
Кількість теплоти	Калорія	кал	4,1868 Дж
	Кілокалорія	ккал	$4{,}1868 \cdot 10^3$ Дж = 4,1868 кДж
Потужність	Кілограм – сила – метр за секунду	$кГ \cdot м/с$	$9{,}80665$ Вт ≈ 10 Вт
	Кінська сила	к. с.	735,499 Вт
Динамічна в'язкість	Пуаз	пз	0,1 Па·с
	Сантипуаз	спз	10^{-3} Па·сек = 1 мПа·с
	Кілограм – сила – секунда на квадратний метр	$кГ \cdot с/м^2$	$9{,}80665$ Па $\cdot$ с ≈ 10 Па $\cdot$ с
Кінематична в'язкість	Стокс	ст	10^{-4} м^2/с
	Сантистокс	сст	10^{-46} м^2/с = 1 мм^2/с
Питома кількість теплоти	Калорія на грам	кал/г	$4{,}1868 \cdot 10^3$ Дж/кг = = 4,1868 кДж/кг
	Кілокалорія на кілограм	ккал/кг	
Питома теплоємність	Калорія на грам градус Цельсія	кал/(г $\cdot^o$С)	$4{,}1868 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К)
	Кілокалорія на кілограм градус Цельсія	ккал/(кг $\cdot^o$С)	
Тепловий потік	Калорія за секунду	кал/с	4,1868 Вт
	Кілокалорія за годину	ккал/год	1,163 Вт
Теплопровідність	Калорія за секунду на сантиметр – градус Цельсія	кал/(с$\cdot$см$\cdot^o$С)	418,68 Вт/(м·К)
	Кілокалорія за годину на метр – градус Цельсія	ккал/(год $\cdot$ м $\cdot^o$С)	1,163 Вт/(м·К)

Додаток 2

Технічні й аеродинамічні характеристики
відцентрових та осьових вентиляторів*

Тип і номер вентилятора		Діам. роб. кол.	Частота обер-тання	Продук-тивність	Повний тиск	Макси-мальний ККД	Поту-жність на валу	Вага (без ел. двиг.), кг
Ц4-70 центрового низького тиску	№ 3	300	2900	1,7…3,4	122…87	0,805	1,15	21
	№ 4	400	1450	0,9…4	57…41	0,805	0,63	49
	№ 5	500	1450	3,8…8	80…65	0,805	2,0	84
	№ 6	600	1450	6,3…14	122…87	0,805	4,6	133
	№ 7	700	960	8,5…19	122…87	0,805	6,3	201
Ц4-70 середнього тиску	№ 8	800	1450	9,0…37	240…120	0,8	18	вага 340 з ел. двиг.
	№ 10	1000	1050	12,6…50,4	190…95	0,8	19	вага 480 з ел. двиг.
	№ 12	1200	960	23…80	240…115	0,8	40	вага 732 з ел. двиг.
ЦВД високого тиску	№ 2	200	3400	до 1,4	до 260	до 0,45	до 2,05	43
	№ 4	405	3100	0,5…5,2	500	0,583	11,1	112
Осьові типу МЦ	№ 4	400	3000	4,0…7,5	36…17	0,68	1,0	22
	№ 5	500	1500	3,5…8,0	16…5	0,68	0,32	27
	№ 6	600	1500	6…14	23…6	0,68	0,79	56
	№ 7	700	1500	9…21	30,7…11,3	0,68	1.6	64
	№ 8	800	1500	14…30	38…20	0,68	3.3	159

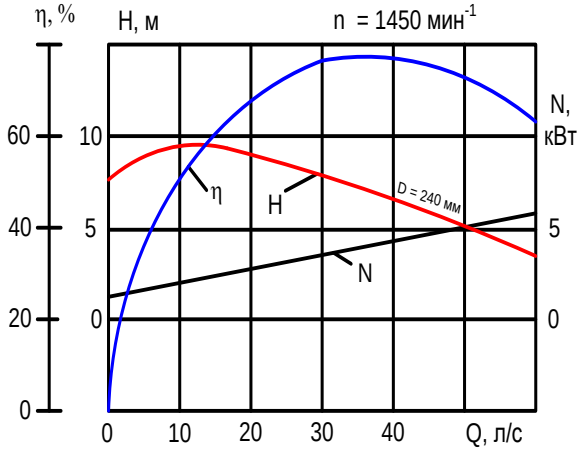
Додаток 3

Робочі характеристики відцентрових насосів [25]

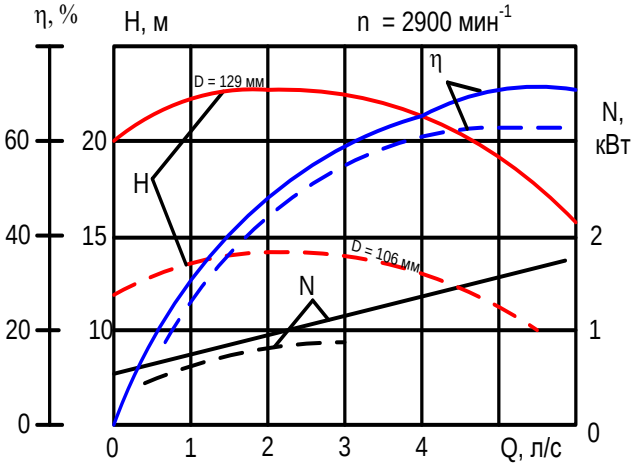
Марки насосів та частота обертання вала насоса*	Параметри насосів						
	Q, л/с	Q, м^3/год	H, м вод. ст.	$H^{доп}$ м вод. ст.	η, %	Робоче колесо $D_к$, мм	Усмоктуючий патрубок $d_{ус}$, мм
К 20/18а, КМ20/18а (2К-9а, 2КМ-9а) $n_к = 290$ хв$^{-1}$	3	10,8	16,8	8,7	53	118	50
	4	14,4	15,6	7,2	61		
	5	18,0	14,8	5,7	61		
К 20/18, КМ 20/18 (2К-9, 2КМ-9) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	4	14,4	20,0	8,7	64	129	50
	5	18,0	18,8	7,2	68		
	6	21,6	17,5	5,7	67		
К 20/30а, КМ 20/30а (2К-6а, 2КМ-6а) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	5	18,0	26,0	7,2	65	148	50
	6	21,6	24,3	5,7	66		
	7	25,2	22,3	5,0	65		
К20/30, КМ 20/30 (2К-6, 2КМ-6) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	6	21,6	29,9	7,2	65	168	50
	7	25,2	27,9	5,7	66		
	8	28,8	25,0	5,0	64		
К 45/30а, КМ 45/30а (3К-9а, 3КМ-9а) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	10	36,0	22,5	7,0	71	143	75
	12	43,2	20,0	5,0	72		
	14	50,4	17,0	3,0	67		
К 45/30 $n_к = 2900$ хв$^{-1}$, КМ 45/30 (3К-9,3КМ-9) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	10	36,0	34,0	7,0	66	168	75
	12	43,2	31,5	5,0	70		
	14	50,4	28,0	4,0	71		
	16	57,6	25,0	3,0	70		
К 90/20а, КМ90/20а (4К-18а, 4КМ-18а) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	16	57,6	20,0	67,0	76	136	100
	20	72,0	18,0	6,6	80		
	24	86,4	15,0	4,5	75		
К 90/20, КМ 90/20 (4К-18, 4КМ-18) $n_к = 2900$ хв$^{-1}$	16	57,6	26,3	7,2	75	148	100
	20	72,0	24,0	6,7	80		
	24	86,4	21,5	5,8	80		
	28	100,8	18,6	3,5	75		

* У таблиці наведене нове маркування відцентрових насосів за ГОСТ 22247-76, у дужках наведене попереднє маркування цих же насосів. Наприклад: К20/30 (2К-6); УКМ 20/30 (2КМ-6).

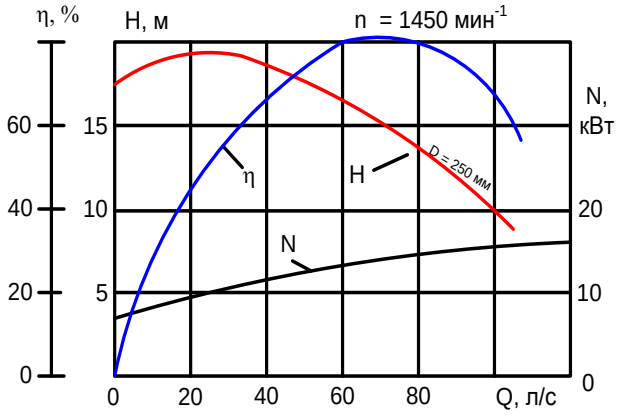
Робочі характеристики відцентрових насосів



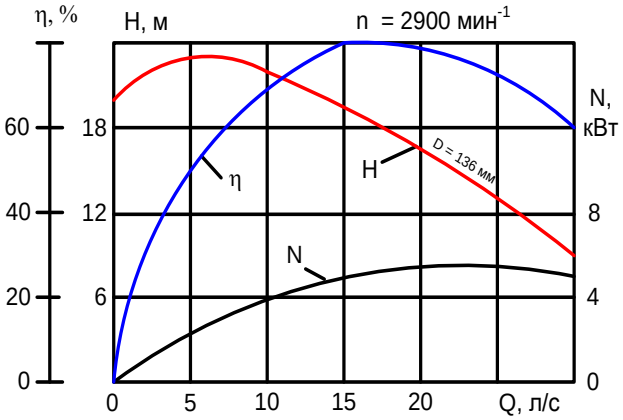
насос К 160 / 20 (6 К – 12)



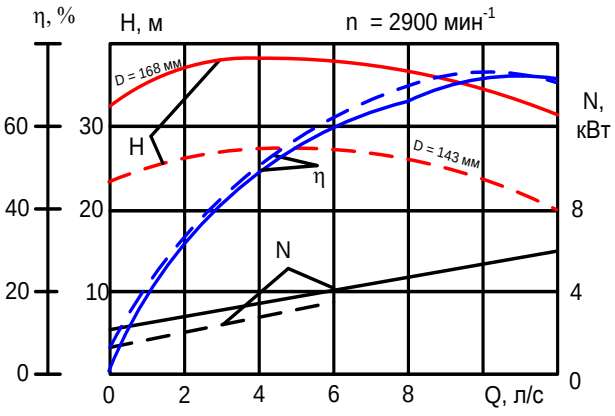
насос К 20 / 18 (2 К – 9)



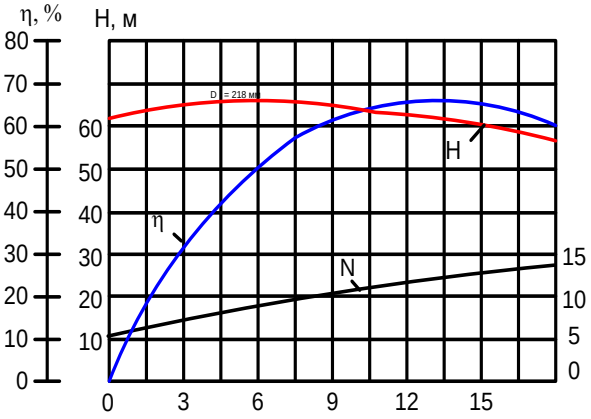
насос К 290 / 18 (6 К – 18)



насос К 90 / 20 (4 К – 8)

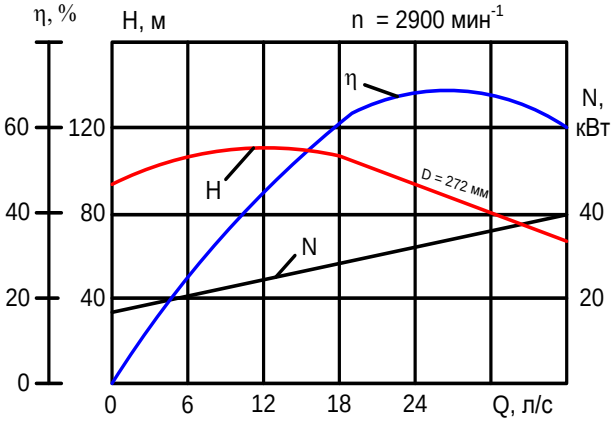


насос К 45 / 30 (3 К – 9)

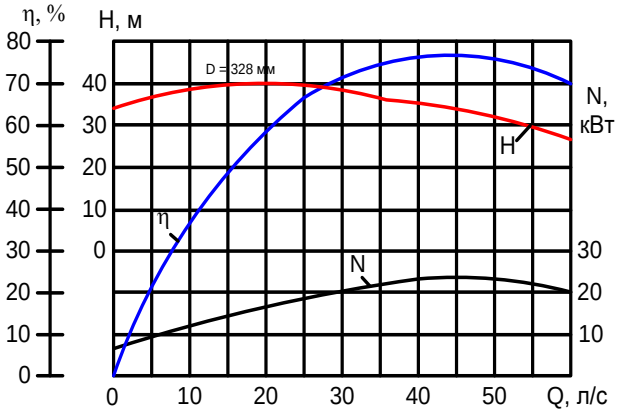


насос К 45 / 55 (3 К – 6)

Робочі характеристики відцентрових насосів

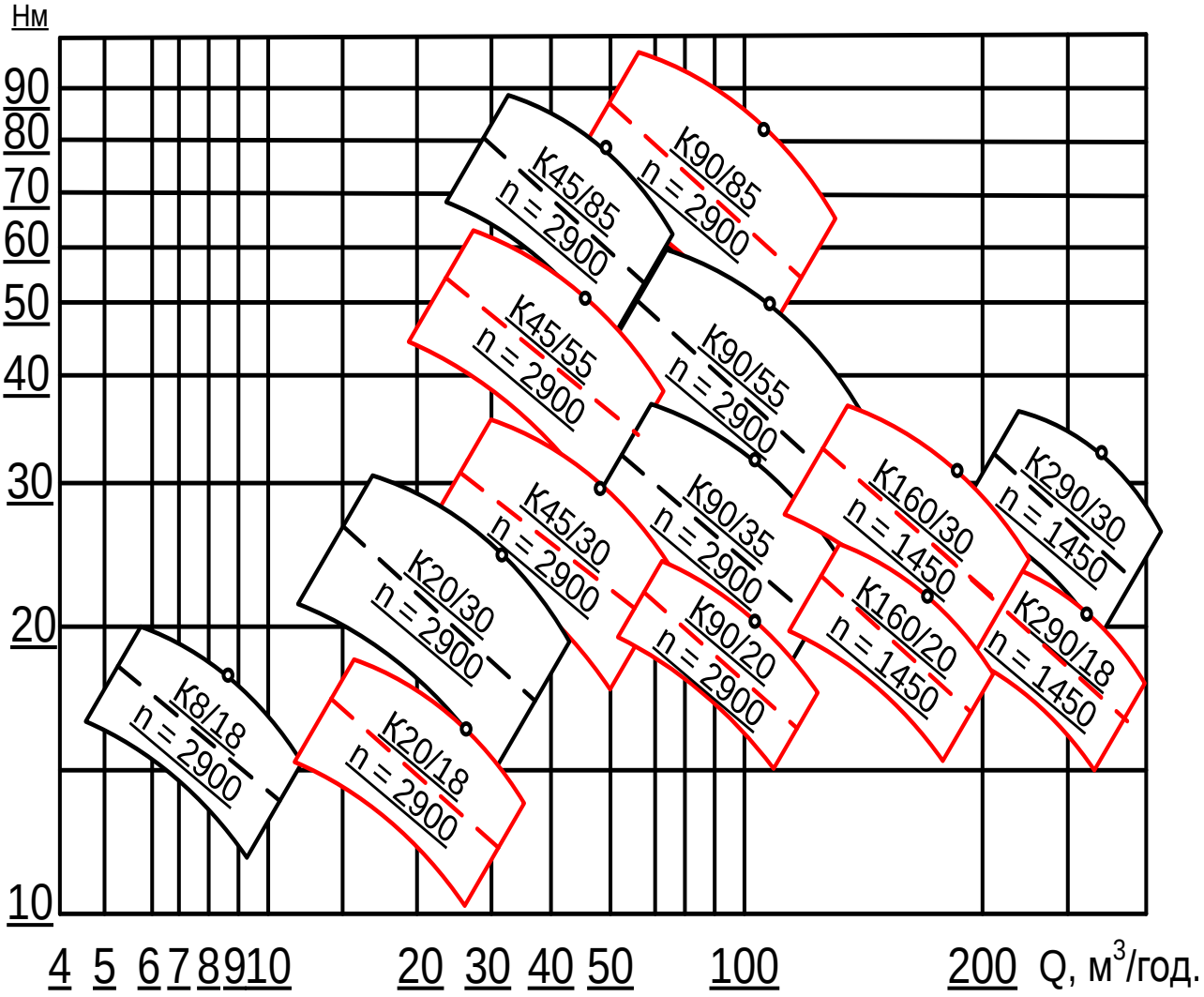


насос К 160 / 30 (6 К – 8)



насос К 90 / 85 (4 К – 8)

Зведений (сітьовий) графік полів відцентрових насосів



Додаток 4

Технічні характеристики відцентрових свердловинних (занурювальних) насосів типу ЕВВ [17]

Марка насоса	По-дача	На-пір	По-туж-ність	Час-тота обе-	ККД на-	Вну-трі-шній	Ре-сурс до	Га-ран-тій-	Ва-га,
1 ЕВВ 4-4-70	4	70	1,6	3000	51	95	12500	12	33
ЕВВ 5-6,3-80	6,3	80	2,8	3000	60	140	12500	12	75
ЕВВ 6-4-130	4,0	130	2,8	2850	57	142	12500	12	98
ЭЦВ 6-4-190	4,0	190	4,5	2850	57	142	12500	12	114
ЭЦВ 6-6,3-125	6,3	125	4,5	2850	60	142	12500	12	105
ЭЦВ 6-10-110	10	110	5,5	2850	64	142	28500	12	105
1ЭЦВ 6-10-185	10	185	8,0	2850	66	142	12500	12	133
2ЭЦВ 8-16-140	16	140	11,0	3000	65	186	12500	12	291
ЭЦВ 8-25-100	25	100	11	3000	66	186	12500	12	160
ЭЦВ 8-25-150	25	150	15	2850	66	186	12500	12	220
ЭЦВ 8-25-300	25	300	32	3000	68	186	–	9	385
ЭЦВ 8-40-65	40	65	11	3000	68,5	186	–	9	207
ЭЦВ 8-40-165	40	165	32	3000	68,5	186	–	9	374
ЭЦВ 10-63-110	63	110	32	2920	70	234	–	9	358
ЭЦВ 10-63-270	63	270	65	2920	71	234	–	9	727
ЭЦВ 10-120-60	120	60	32	2920	71	230	12500	12	491
ЭЦВ 10-160-35М	160	35	22	2925	70	230	12500	12	1320
ЭЦВ 12-160-65	160	65	45	2920	72	281	12500	12	355
ЭЦВ 12-160-100	160	100	65	2925	72	281	12500	12	400
ЭЦВ 12-210-25	210	25	22	2925	74	281	12500	12	250
ЭЦВ 12-210-85	210	85	65	3000	75	281	–	9	580
ЭЦВ 12-255-30М	255	30	32	2920	73	281	12500	12	540
ЭЦВ 12-375-30	375	30	45	2920	76	281	12500	12	365

Додаток 5

Визначення основних параметрів ерліфтів при коефіцієнті занурювання $K = H/h = 2$; $\eta_{ерл} = 0{,}5$ [18]

Показники		Висота підйому води h, м					Рекомендовані діаметри труб, мм			
		20	30	40	50	60	Розташовані центрально		Розташовані паралельно	
							Водо-підйомна	Повітряна	Водо-підйомна	Повітряна
Глибина заглиблення форсунки H, м		40	60	80	100	120	-	-	-	-
Довжина водопідйомної труби (при Δh = 3 м), м		43	63	83	103	123	-	-	-	-
Мінімальна глибина свердловини, м		48	68	88	110	130	-	-	-	-
Питома витрата повітря $W_0, \left(\frac{м^3 повітря}{м^3 води}\right)$		3,64	4,34	4,98	5,59	6,07	-	-	-	-
Робочий тиск стисненого повітря в ресивері $p_к$, кгс/см^2		2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	-	-	-	-
Задана витрата ерліфта Q, м^3/год		Витрата повітря $Q_{повіт}$, м^3/хв, і потужність $N = p_к Q_{повіт}$, кВт								
Q = 5	$Q_{повіт}$	0,303	0,362	0,415	0,466	0,506	40	15	32	15
	N	1,26	2,11	3,12	4,27	5,48				
Q = 10	$Q_{повіт}$	0,606	0,724	0,830	0,932	1,012	50	20	40	20
	N	2,52	4,22	6,24	8,54	10,96				
Q = 20	$Q_{повіт}$	1,212	1,448	1,660	1,864	2,024	80	25	70	20
	N	5,04	8,44	12,48	17,08	21,92				
Q = 30	$Q_{повіт}$	1,818	2,172	2,490	2,796	3,036	100	25	70	20
	N	7,56	12,66	18,72	25,62	32,88				
Q = 50	$Q_{повіт}$	3,03	3,62	4,15	4,66	5,06	125	32	100	25
	N	12,6	21,1	31,2	42,7	54,8				
Q = 100	$Q_{повіт}$	6,06	7,24	8,30	9,32	10,12	200	50	150	40
	N	25,2	42,2	62,4	85,4	109,6				

Додаток 6

Значення питомих опорів А, при швидкості руху води v = 1 м / с .

Умовний прохідний діаметр, D, мм	Сталеві труби				Чавунні труби, А, $с^2/м^6$		Поліетиленові труби, А, $с^2/м^6$	Азбестоцементові, труби А, $с^2/м^6$
	Водогазопровідні , А, $с^2/м^6$		Електрозварені, А, $с^2/м^6$					
	не нові	нові	не нові	нові	не нові	нові		
50	11420	6864	3800	2362	11890	9604	6051	6850
80	1202	772,7	468	307,8	928	832	927	-
100	289	192,7	178	119,8	321	276,1	324	188
125	88,9	60,65	78,6	53,88	99,5	83,6	92,5	76,1
150	34,9	24,35	31,9	22,88	38,2	34,09	45,9	31,5
200	-	-	7,16	5,15	8,34	7,40	5,07	7,90
250	-	-	2,26	1,65	2,60	2,30	1,31	2,23
300	-	-	0,87	0,86	0,98	0,83	0,71	0,91
350	-	-	-	0,295	-	0,415	-	-

Додаток 7

Значення поправочних коефіцієнтів питомих витрат β в залежності від швидкості руху води в трубах

v,м / с	Сталеві	Чавунні	Поліетиленові	Азбестоцементові	v,м / с	Сталеві	Чавунні	Поліетиленові	Азбестоцеметові
0,2	1,24	1,46	1,28	1,38	1	1	1	1,28	1,38
0,3	1,16	1,32	1,18	1,30	1,2	0,99	0,97	1,18	1,30
0,4	1,11	1,23	1,14	1,27	1,5	0,97	0,93	1,14	1,27
0,5	1,08	1,16	1,07	1,18	2,0	0,95	0,88	1,07	1,18
0,6	1,06	1,12	1,05	1,13	2,5	0,94	0,86	1,05	1,13
0,7	1,04	1,08	1,03	1,07	3,0	0,93	0,84	1,03	1,07
0,8	1,02	1,05	1,01	1,04				1,01	1,04

Характеристика уніфікованих водонапірних сталевих башт, відповідно типового проекту № 901 – 5 – 29

Водонапірна башта	Висота стовбура, м	Ємність баку, $м^3$	Площа забудови, $м^2$	Будівельний обсяг, $м^3$	Діаметр опори, мм	Витрати матеріалів	
						сталь, т	бетон $м^3$
Уніфікована сталева башта, типовий проект № 901 – 5 - 29	12	15	166	45,1	1220	3,3	6,2
	12	25	166	63,0	1220	4,6	9,7
	15	25	166	67,0	1220	5,2	9,7
	15	50	166	95,0	1220	6,6	15,8
	18	50	166	100,0	1220	7,0	18,9
	18	50	170	139,8	2000	8,8	23,9
	18	50	170	204,3	3020	11,5	29,5

Додаток 8

Технічна характеристика гідроциліндрів

Тип	Позначення гідроциліндра	D, мм	$D_{шт}$, мм	Хід S, мм	Тиск		ККД $\eta_ц$ і $\eta_{г\ мех}$	Місце встановлення
					$p_{ном}$, МПа	p_{max}, МПа		
Поршневі гідроциліндри	Ц 40х250 - 12	40	20	250	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}94$	Робочі органи сільгоспмашин
	Ц 50х200 - 24	50	32	200	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}94$	-“-
	Ц 63х200 - 24	63	32	200	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}94$	-“-
	ГС 75х410.20.001	75	35	410	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	-“-
	ГЦ 80.630.16.000	80	50	630	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	-“-
	ГС 90х900.20.001	90	40	900	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	-“-
	Ц 110Б-1414001	110	20	400	14	18	$\eta_{г\ мех} = 0{,}94$	-“-
	Ц 75х200 - 2	75	30	200	14	18	$\eta_{г\ мех} = 0{,}94$	Навісні пристрої тракторів
	Ц 90-1212001А	90	30	200	14	18	$\eta_{г\ мех} = \eta_ц = 0{,}91$	-“-
	Ц 100х200 - 3	100	40	200	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	-“-
	Ц 125х200 - 11	125	50	200	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	-“-
	Ц 140.710.160.001	140	70	710	14	18	$\eta_{г\ мех} = 0{,}93$	Передні навісні пристрої тракторів
	Ц 160х1250-33	160	80	1250	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}94$ $\eta_ц = 0{,}93$	-“-
	ГЦ 63.500.16.000	63	50	500	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	Робочі органи комбайнів
	ГЦ 80.320.16.000	80	40	320	16	20	$\eta_{г\ мех} = 0{,}96$	Робочі органи комбайнів і сільгоспмашин
	151.40.040-3А	80	40	280	10	-	$\eta_{г\ мех} = 0{,}85$ $\eta_ц = 0{,}80$	Рульове керування трактора Т-150К
Плунжерні	ГА-66010А-01	20	20	63	16	20	-	На зернозбиральних комбайнах
	54-9-145	25	25	240	14	16	-	Робочі органи комбайнів і сільгоспмашин
	ГА-81000	32	32	340	16	20	-	Жатка ЖВР-10
	Н020.26.000	40	40	360	14	16	-	Робочі органи комбайнів
	Ц50.360.160.001АП	50	50	360	16	20	-	Ґрунтообробні машини
	РСМ-10.09.02.100А	63	63	500	16	20	-	Комбайни “Дон”
Телескопічні	Гідропідйомник ППТ.05.100	Плунжерний $d_{пл}$ = 60,75,95		1355	14	21	-	Напівпричіп ППВ-3
	Гідропідйомник	Плунжерний $d_{пл}$ = 60,75		860	10	-	-	Причіп ММЗ-771

Технічні характеристики аксіально–поршневих гідромашин [38]

Тип та типорозмір		Крутильний момент на валу мотора $M_{кр\ ном}$, Н·м	Теоретична питома витрата $q_т$, см^3/об	Тиск $\frac{p_{ном}}{p_{max}}$, МПа	Частота обертання вала $\frac{n_{ном}}{n_{max}}$, с$^{-1}$	ККД в режимі				Примітка
						Насоса		Мотора		
						Об'єм-ний $\eta_{он}$	Пов-ний $\eta_н$	Об'єм-ний $\eta_{ом}$	Пов-ний $\eta_м$	
Насос "Напор 25"		-	25	20/25	32/54	0,97	0,9	-	-	Регульований; сільгоспмашини
Насос "Напор 63 Р"		-	63	20/25	25/40	0,94	0,87	-	-	
Насос НП-90		-	90	22/34	25/43	0,95	0,88	-	-	
Насос НП-112		-	112	25/42	33,3/50	0,96	0,87	-	-	
Мотор МП-90		274	90	22/34	25/43	-	-	0,95	0,89	-
Мотор МП-112		390	112	25/42	33,3/50	-	-	0,96	0,90	
Насос-мотор	210.12	29	11,6	16/25	46,7/83,3	0,96	0,88	0,96	0,92	Нерегульований; будівельні та дорожні машини
	210.16	71,5	28,1	16/25	37,3/66,7	0,96	0,88	0,96	0,92	
	210.20	139	54,8	16/25	30/52,5	0,95	0,87	0,95	0,91	
	210.25	270	107	16/25	23,3/41,7	0,95	0,87	0,95	0,90	
	210.32	575	225	16/25	18,7/33,3	0,94	0,86	0,94	0,88	
Насос 313.20		-	56	20/32	25/50	0,96	0,91	-	-	Регульований; будівельні та дорожні машини
Насос 313.25		-	112	20/32	20/40	0,96	0,91	-	-	
Насос 313.32		-	224	20/32	16/32	0,96	0,91	-	-	
Насос 313.20		-	56	20/32	25/50	0,96	0,91	-	-	Нерегульований
Насос 313.25		-	112	20/32	20/40	0,96	0,91	-	-	
Насос 313.32		-	224	20/32	16/32	0,96	0,91	-	-	
Насос-мотор	ІІМ.2,5А	43	32	10/16	25/-	-	-	0,95	0,85	Машини загального машинобудівництва
	ІІМ.5	105	71	10/16	24/-	-	-	0,97	0,93	
	ІІМ.10	210	142	10/16	24/-	-	-	0,97	0,93	
	ІІМ.20	370	251	10/16	24/-	-	-	0,97	0,93	
	ІІМ.30	740	501	10/16	16,3/-	-	-	0,97	0,93	
	ІІМ.50	1170	790	10/16	16,3/-	-	-	0,97	0,93	

Технічні характеристики роторно-поступальних та пластинчастих гідромашин

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр\ ном}$, Н·м	Теоретична питома витрата $q_т$, см^3/об	Тиск $\frac{p_{ном}}{p_{max}}$, МПа	Частота обертання вала $\frac{n_{ном}}{n_{max}}$, с$^{-1}$	ККД в режимі			
					Насоса		Мотора	
					Об'ємний $\eta_{о\,н}$	Повний $\eta_н$	Об'ємний $\eta_{о\,м}$	Повний $\eta_м$
Насоси радіально-поршневі, що не регулюються, та реверсивні								
НПМ-705М	-	100	10/-	16/-	0,90	0,77	-	-
НПМ-714	-	200	10/-	16/-	0,90	0,77	-	-
НПМ-713В	-	70	3,5/-	16/-	0,90	0,85	-	-
НПМ-715М	-	400	10/-	16/-	0,93	0,85	-	-
НПМ-50М	-	50	20/-	16/-	0,75	0,67	-	-
НПМ-100	-	100	20/-	16/-	0,75	0,67	-	-
НПМ-200	-	200	20/-	16/-	0,75	0,67	-	-
НПМ-400	-	400	20/-	16/-	0,80	0,72	-	-
Високомоментні радіально-поршневі мотори								
МР-450	1343	452	21/25	2,3/6,7	-	-	0,94	0,84
МР-700	2124	707	21/25	2/5,7	-	-	0,95	0,85
МР-1100	3384	1126	21/25	1,7/4,7	-	-	0,95	0,85
МР-1800	5436	1809	21/25	1,3/3,7	-	-	0,95	0,85
МР-2800	8354	27880	21/25	1 / 2,8	-	-	0,95	0,85
МР-4500	13532	4503	21/25	0,67/2	-	-	0,95	0,85
МР-7000	21020	6995	21/25	0,5/1,3	-	-	0,95	0,85
Насоси пластинчасті подвійної дії								
Г 12-21	-	5,2	6,3	15,8/24,2	0,71	0,55…0,66	-	-
Г 12-22	-	12	6,3	15,8/24,2	0,77	0,65…0,72	-	-
Г 12-23А	-	19	6,3	15,8/24,2	0,77	0,65…0,72	-	-
Г 12-24А	-	25	6,3	15,8/24,2	0,85	0,75…0,81	-	-
Гідромотор ВЛГ-350	3,5	2640	8/10	-/1,2	-	-	0,91	0,72
Гідромотор ВЛГ-400А	4,35	2900	8/10	-/1,2	-	-	0,92	0,90

Додаток 10

Технічні характеристики аксіально–поршневих гідромашин [38]

Додаток 11

Основні технічні характеристики шестеренних гідромашин

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр\ ном}$, Н·м	Теоретична питома витрата $q_т$, см³/об	Тиск $\frac{p_{ном}}{p_{max}}$, МПа	Частота обертання вала $\frac{n_{ном}}{n_{max}}$, с⁻¹	ККД гідромашини		Вага, кг
					Об'ємний η_o	Повний η	
НШ 4-4	-	4	20/25	40/60	0,90	0,80	-
НШ 6-4	-	6,3	20/25	40/50	0,90	0,80	2,3
НШ 10-3	-	10	16/20	40/50	0,92	0,82	2,48
НШ 20М-4	-	20	20/25	40/60	0,93	0,83	-
НШ 25М-4	-	25	20/25	40/50	0,93	0,83	-
НШ 32М-4	-	32	20/25	40/50	0,94	0,85	6,4
НШ 40М-4	-	40	20/25	40/50	0,94	0,85	-
НШ 50М-4	-	50	20/25	40/50	0,94	0,85	7,1
НШ 63М-4	-	63	16/21	40/50	0,94	0,85	-
НШ 71-4	-	69,7	20/25	20/24	0,95	0,88	16,5
НШ 100-4	-	98,8	20/25	20/24	0,95	0,88	16,5
НШ 250-4	-	250	20/25	15/20	0,94	0,88	44,5
НШ 400-4	-	400	20/25	15/20	0,94	0,88	45,0
ГМШ 10-М	13,53	10	10/12,5	63/80	0,92	0,80	2,45
ГМШ 32-3	69,8	32	16/17,5	25/32	0,92	0,80	6,5
ГМШ 50-3	108,0	50	16/17,5	25/32	0,92	0,80	7,3
ГМШ 100-3	213,9	100	16/17,5	25/32	0,94	0,80	16,7
НШ 10-10-2	-	10/10	14/17,5	32/40	0,92	-	-
НШ 32-10-3	-	32/10	16/20	32/40	0,92	-	-
НШ 32-32-3	-	32/32	16/20	32/40	0,92	-	-
НМШ 25Р	-	25	0,25/1,0	20/25	0,85	0,70	-
НМШ 50	-	50	1,6/2,5	25/32	0,85	0,70	-
НМШ 80-1	-	80	1,0/1,2	40/42	0,85	0,75	-
НМШ 125	-	63/63	1,6/2,5	25/32	0,85	0,75	-

Додаток 12

Основні технічні характеристики планетарних гідромоторів та насосів-дозаторів

Тип та типорозмір	Крутильний момент на валу мотора $M_{кр\ ном}$, Н·м	Теоретична питома витрата $q_т$, см³/об	Тиск $\frac{p_{ном}}{p_{max}}$, МПа	Частота обертання вала $\frac{n_{ном}}{n_{max}}$, с⁻¹	ККД в режимі мотора		Примітки
					Об'ємний η_o	Повний η	
МГП 80	151	80,5	16/21	5,75/13,5	0,92	0,78	Гідромотор реверсивний; привод робочих органів транспортерів, сільгосп- та інших машин
МГП 100	189	100	16/21	4,6/10,8	0,92	0,78	
МГП 125	237	125,7	16/21	3,67/8,67	0,92	0,78	
МГП 160	303	159,7	16/21	2,87/6,67	0,92	0,78	
МГП 200	300	200	16/21	2,34/5,41	0,92	0,78	
МГП 315	300	315	16/21	1,48/3,5	0,92	0,78	
ГПР-Ф-100	365	100	16/20	10/13	0,94	0,85	Гідромотор реверсивний; привод активних робочих органів транспортерів, сільгосп- та інших машин
ГПР-Ф-200	454	200	16/20	8/10,5	0,94	0,85	
ГПР-Ф-250	567	250	16/20	6,3/8,3	0,94	0,85	
ГПР-Ф-320	716	320	16/20	5/6,5	0,94	0,85	
ГПР-Ф-400	908	400	16/20	4/5,2	0,94	0,85	
ГПР-Ф-500	1114	500	16/20	3,2/4,2	0,94	0,85	
ГПР-Ф-630	1430	630	16/20	2,5/3,3	0,94	0,85	
ГА-36000А	-	120	6,3/10	-	0,82	-	Насос-дозатор; привод від рульового колеса в системах рульового управління сільгоспмашин
НД-80	5/100	80	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-80	$M_{кр\ min}/M_{кр\ max}$	80	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-100	4/180	100	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-125	4/180	125	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-160	4/180	160	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-200	4/180	200	-/16	ручний привод	-	-	
НДМ-250	4/180	250	-/16	ручний привод	-	-	

Основні технічні характеристики гідроклапанів, дроселів та регуляторів потоку

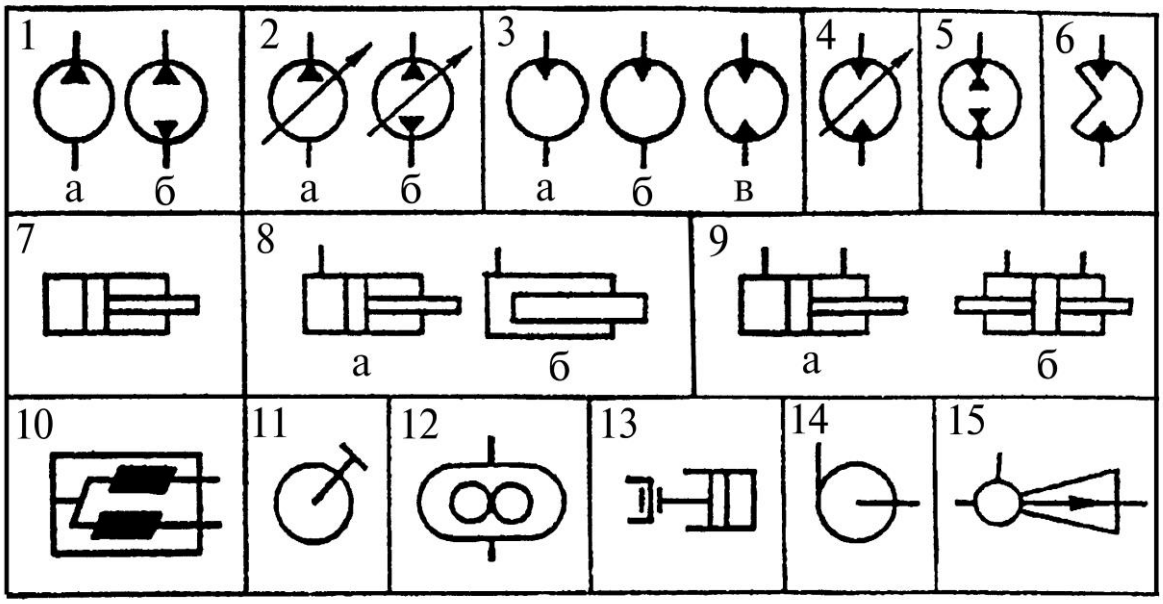
Тип гідроагрегату	Показники				Примітки
	Умовний прохід d_y, мм	Номінальна витрата рідини $Q_{ном}$, дм³/с	Максимальний робочий тиск p_{max}, МПа	Втрати тиску $\Delta p_{ном}$ при $Q_{ном}$, МПа	
Редукційні клапани типу КР і КР-С	16	0,70	15	0,2	Застосовують на мобільних машинах різного призначення
	20	1,05	15		
	25	1,70	15		
	32	2,66	15		
Запобіжні клапани непрямої дії БГ-52	16	0,58	20	0,5	Застосовують у статичних гідроприводах і мобільних машинах
	20	1,16	20		
	25	1,66	20		
	32	2,33	20		
Дроселі типів ДР, ДК і КВМК	12	0,42	35	0,2…0,3	Застосовують на випробувальних стендах
	20	1,05	35		
	32	2,6…4,2	35		
Дільники потоку типів КД і КДК	12	0,07…0,42	20	0,8…1,0	$Q_{ном}$ дано на вході у дільник потоку
	20	0,42…1,33	20		
	32	1,33…2,66	20		
Зворотні клапани типу Г-51 і ПГ-51	10	0,33…0,53	$p_{ном} = 20$	0,2…0,3	
	16	0,58…1,1	$p_{ном} = 20$		
	20	1,16…2,1	$p_{ном} = 20$		
Запобіжний клапан КП 16.16.000	16	$Q_{ном} = 1,05$ $Q_{max} = 1,33$	$p_{ном} = 10$ $p_{max} = 16$	-	Використовують у гідросистемах сільгоспмашин
Запобіжний клапан 46.206.00.-0,5Б	16	$Q_{ном} = 1,33$ $Q_{max} = 1,67$	$p_{ном} = 16$ $p_{max} = 20$	-	
Клапан витрати 151.40.039-1	14	0,75	8	-	Трактор Т-150К
Клапан розвантаження КР 16.16.000	16	1,05	$p_{ном} = 10$	0,1…0,3	У гідросистемах і гідрооб'ємних передачах тракторів і сільгоспмашин
Клапан зворотний керований ВМ 4.02.900	20	-	20	-	
Гідрозамок ЗМ 10.000	10	1,05	16	-	
Дільник-суматор потоку ДСП 01.000	12	1,05	25	-	
Дросель ДОК 16.000	16	1,05	16	0,18	

Основні технічні характеристики трубопровідної арматури

Тип гідроагрегату	Показники					Примітки
	Умовний прохід $d_у$, мм	Витрата $Q_{ном}$, дм³/с	Тиск $p_{ном}$, МПа	Втрати тиску $\Delta p_{ном}$ при $Q_{ном}$, МПа	З'єднувальна різьба	
Муфта роз'ємна Н.036.67.000	6	0,13	16/22	0,36	М 16 х 1,5	У гідросистемах комбайнів і сільгоспмашин
Муфта розривна Н.036.50.000	12	0,83	14/17	-	М 20 х 1,5	Розривне зусилля 150…250 Н
Муфта розривна Н.036.52.000	16	1,33	14/17	-	М 27 х 1,5	Розривне зусилля 200…300 Н
Муфта швидкоз'єднувана Н.036.68.000	12	0,83	16/22	0,36	М 20 х 1,5	Зусилля при з'єднанні або роз'єднанні 35…60 Н
Муфта швидкоз'єднувана Н.036. 69.000	16	1,33	16/22	0,36	М 27 х 1,5	
Клапани уповільнення Н.036.65.000-04 и 000-06	12	-	16/20	-	М 20 х 1,5	Діаметри дроселюючих отворів 3 або 4 мм
Рукав високого тиску						Довжина L, мм
Н.036.83.010-160	12	-	21/-	-	М 20 х 1,5	330…1805
Н.036.85.010-140	16	-	16/-	-	М 27 х 1,5	255…2205
Н.036.82.010	10	-	21/-	-	М 20 х 1,5	200…2200
Шланг складовий Т16.55.043	10	-	21/-	-	М 20 х 1,5	На шасі Т-16М, L = 2080 мм
Рукав високого тиску П-25 армований						У трансмісії ГСТ-90
Н.036.88.020	25		26/32	-	З'єднання фланцеве	L = 820 мм
Н.036.88.370	25		26/32	-		L = 1230 мм
Н.036.88.460	25		26/32	-		L = 2130 мм
Н.036.88.750	25		26/32	-	М 42 х 2	L = 2605 мм

Додаток 15

Умовні графічні позначення гідронасосів і гідродвигунів



1 – насос постійної подачі:
а, б – відповідно з постійним і реверсивним напрямками потоку;

2 – насос з регульованою подачею:
а, б – відповідно з постійним і реверсивним напрямком потоку;

3 – гідромотор: а – загальне позначення;
б, в – нерегульований, відповідно з постійним і реверсивним напрямком потоку;

4 – регульований гідромотор з реверсивним напрямком потоку;

5 – насос-мотор при обох напрямках потоку;

6 – поворотний гідродвигун;

7 – гідроциліндр (загальне позначення);

8 – гідроциліндр однобічної дії:
а – без зазначення способу повернення штока,
б – плунжерний;

9 – поршневий гідроциліндр двобічної дії:
а, б – відповідно з одно- та двобічним штоком;

10 – аксіально-поршневий насос;

11 – ручний насос;

12 – шестеренний насос;

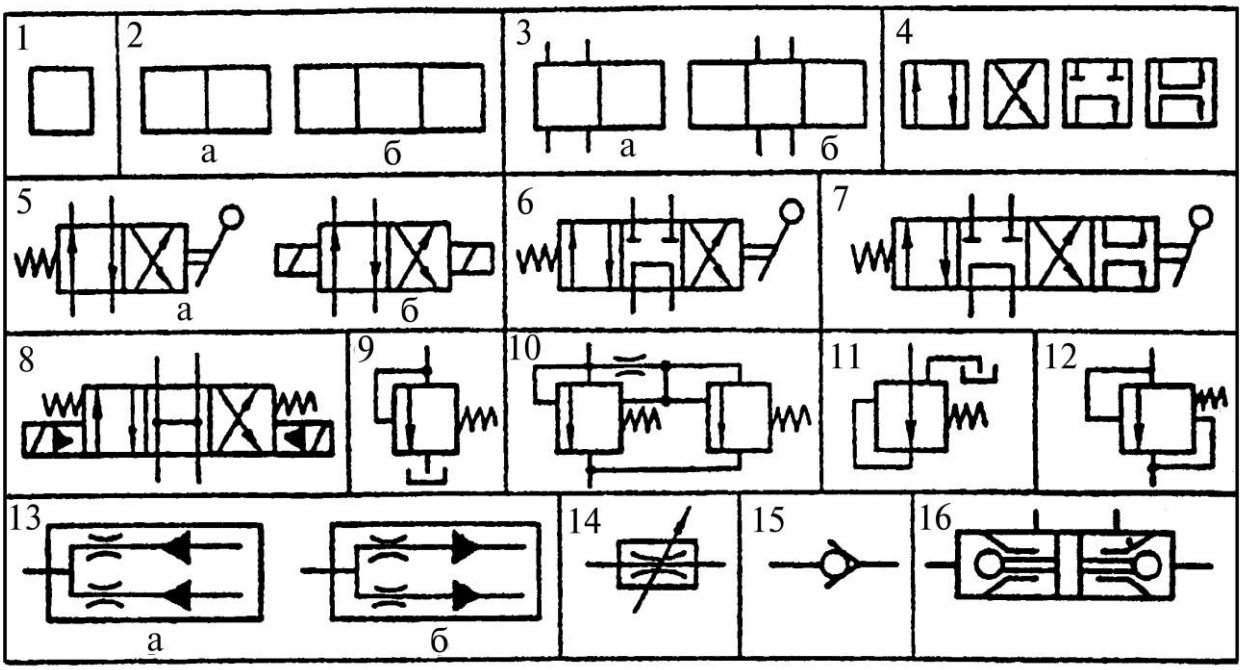
13 – кривошипно-поршневий насос;

14 – відцентровий лопатевий насос;

15 – струминний насос (загальне позначення)

Продовження додатка 15

Умовні графічні позначення елементів гідроапаратури



1 – робоча позиція рухомого елемента розподільника;

2 – розподільник без лінії зв'язку:
а – двопозиційний, б – трипозиційний;

3 – розподільник з лініями зв'язку:
а – двопозиційний, б – трипозиційний;

4 – робочі позиції рухомих елементів розподільника
із зазначенням напрямку потоку робочої рідини;

5 – чотириходовий (чотирилінійний) двопозиційний розподільник
з керуванням:
а – від рукоятки з пружинним поверненням,
б – від двох електромагнітів;

6 – чотириходовий трипозиційний розподільник з керуванням
від рукоятки з пружинним поверненням;

7 – чотириходовий чотирипозиційний розподільник з керуванням
від рукоятки з пружинним поверненням;

8 – чотириходовий трипозиційний розподільник
з електрогідравлічним керуванням;

9 – запобіжний клапан прямої дії;

10 – запобіжний клапан непрямої дії (розвернуте позначення);

11 – редукційний клапан;

12 – клапан перепаду тисків;

13 – клапан співвідношення витрат робочої рідини:
а – поєднувач потоків, б – роздільник потоку;

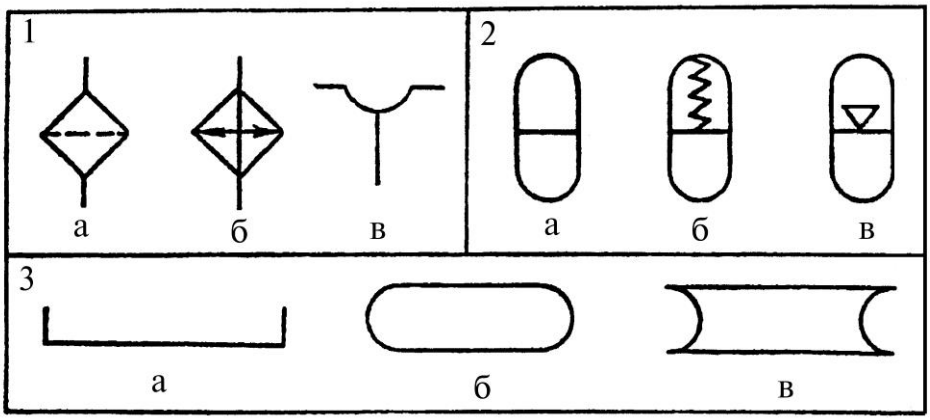
14 – регульований дросель;

15 – зворотний клапан;

16 – двобічний гідро замок

Продовження додатка 15

Умовні графічні позначення кондиціонерів та гідроємкостей



1 – кондиціонери:
- а – фільтр,
- б – радіатор,
- в – сапун;

2 – акумулятори:
- а – без показу принципу дії,
- б – пружинний,
- в – пневмогідравлічний;

3 – бак:
- а – під атмосферним тиском,
- б – з внутрішнім тиском вище атмосферного,
- в – з внутрішнім тиском нижче атмосферного

Додаток 16

Щілинні (пластинчасті) фільтри з ручним очищенням

Типорозмір	Умовний прохід, мм	Номінальна пропускна здатність, $\times 10^{-4}$ м ^{3}/с, (л/хв), при номінальній тонкості фільтрації, мкм			Перепад тиску, МПа (кгс/см ^{2})	Номінальний тиск, МПа кгс/см ^{2})	Орієнтовна ціна,грн
		80	125	Номінальний не більш	Максимально-допустимий		
1	10	0,53 (3,2)	0,83 (5,0)				28,0
2	16	1,33 (8,0)	2,08 (12,5)	0,1	1,0	6,3	32,0
3	16	2,66 (16,0)	4,17 (25,0)	(0,1)	(10)	(63)	36,0
4	20	5,33 (32,0)	8,3 (50,0)				40,0
Параметри зазначені при роботі на мінеральному маслі в'язкістю 70-80 мм ^{2}/с.							

Примітка: приклад позначення фільтра в корпусі з метричною різьбою, номінальною пропускною здатністю 1,33×10^{-4} м ^{3}/с, (8 л/хв), номінальною тонкістю фільтрації 80 мкм, виконання 1: фільтр 8-80-1 ДСТ 21329-7.

Продовження додатку 16

Фільтри приймальні сітчасті з перепускним клапаном – ТИП-С41-2

Позначення фільтрів	Номінальна тонкість фільтрації, мкм	Номінальна пропускна здатність, $\times 10^{-4}$ м^3/с, (л/хв)	Маса, кг	Орієнтовна ціна, грн
1	**2**	**3**	4	5
0,16041-21	16,0	4,17(25)	0,063	2,0
0,16041-22	– || –	1,67(10)	0,115	4,0
0,16041-23	– || –	6,67(4)	0,380	8,0
0,16БС41-23	– || –	– || –	0,328	8,0
0,16С41-25	– || –	26,67(60)	1,262	9,0
0,16БС41-25	– || –	– || –	1,444	10,0
0,16С41-26	– || –	41,67(250)	1,935	12,0
0,16БС41-26	– || –	– || –	2,22	14,0
0,08С41-21	80	0,27(1,6)	0,063	2,0
0,8С41-22	– || –	0,83(5)	0,115	4,0
0,8БС41-22	– || –	– || –	0,13	5,0
0,08БС41-23	– || –	3,33(20)	0,380	8,0
0,08С41-25	– || –	13,3	1,262	9,0
0,08БС41-25	– || –	13,3(80)	1,444	10,0
0,08С41-25	– || –	20,8(125)	1,935	12,0
0,08БС41-26	– || –		2,22	14,0

Продовження додатку 16

Фільтри щілинні тонкого очищення

Позначення по класифікатору верстатобудування	Умовний прохід, мм	Номінальна пропускна здатність		Номінальна тонкість фільтрації, мкм	Перепад тиску, МПа (кгс/см ^{2})		Номінальний тиск, МПа, кгс/см ^{2}	Орієнт. ціна,грн
		л/хв	10^{-4} м ^{3}/с		номінальний	найбільший		
0,04Г41-51	16	8	1,3	40	0,2 (2,0)		16(160)	12,0
0,25Г41-51	– ‖ –	– ‖ –	– ‖ –	25	0,25 (2,5)		– ‖ –	8,0
0,04Г41-52	20	16	2,6	40	0,2 (2,0)	1,0	– ‖ –	18,0
0,025Г41-52	– ‖ –	– ‖ –	– ‖ –	25	0,25 (2,5)	(10)	– ‖ –	76,0
0,04Г41-53	– ‖ –	32	5,2	40	0,2 (2,0)		– ‖ –	20,0
0,025Г4153	– ‖ –	– ‖ –	– ‖ –	25	0,25 (2,5)		– ‖ –	18,0
0,04Г41-54	– ‖ –	63	10,5	40	0,2 (2,0)		– ‖ –	20,0
0,025Г41-54	– ‖ –	– ‖ –	– ‖ –	25	0,25 (2,5)		– ‖ –	28,0
								24,0