

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО
ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

Т. О. Шевченко

ГІДРАВЛІКА

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

*(для студентів 1–2 курсів денної та заочної форм навчання
освітнього рівня «бакалавр» за спеціальністю 263 – Цивільна безпека,
освітніх рівнів «бакалавр» та «спеціаліст» спеціальності
192 – Будівництво та цивільна інженерія)*

**Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2018**

Шевченко Т. О. Гідравліка : конспект лекцій для студентів 1–2 курсів денної та заочної форм навчання освітнього рівня «бакалавр» за спеціальністю 263 – Цивільна безпека, освітніх рівнів «бакалавр» та «спеціаліст» спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія. / Т. О. Шевченко ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. – 109 с.

Автор канд. техн. наук, доц. Т. О. Шевченко

Рецензенти: С. С. Душкін, професор, доктор технічних наук, професор кафедри водопостачання, водовідведення і очищення вод (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова);

К. Б. Сорокіна, доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри водопостачання, водовідведення і очищення вод (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)

Рекомендовано кафедрою водопостачання, водовідведення і очищення вод, протокол № 1 від 29.08.2016.

Конспект лекцій складено з метою допомогти студентам за спеціальностями 263 – Цивільний захист та 192 – Будівництво та цивільна інженерія під час підготовки до занять, самостійної підготовки та іспиту з курсу «Гідравліка».

© Т. О. Шевченко, 2018

© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ГІДРОАЕРОСТАТИКА.....	6
ТЕМА 1. ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ГІДРОАЕРОСТАТИКИ.....	6
1.1. Фізичні властивості рідин та газів.....	6
ТЕМА 2. ГІДРОСТАТИЧНИЙ ТИСК. ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ.....	9
2.1 Сили, які діють на рідину.....	9
2.2 Гідростатичний тиск і його властивості.....	10
2.3 Диференційне рівняння рівноваги рідини.....	10
2.4 Основне рівняння рівноваги рідини під дією сил тяжіння (основне рівняння гідростатики).....	12
2.5 Види тиску в рідині.....	13
2.6 Закон сполучених посудин.....	15
2.7 Гідростатичний і п'єзометричний напори.....	16
2.8 Питома потенціальна енергія. Потенційний напір.....	17
ТЕМА 3. СИЛА ТИСКУ РІДИНИ НА ПЛАСКІ ТА КРИВОЛІНІЙНІ ПОВЕРХНІ. ЗАКОН АРХІМЕДА, ОСНОВИ ТЕОРІЇ ПЛАВАННЯ ТІЛ.....	19
3.1 Епюри гідростатичного тиску.....	19
3.2 Визначення сил тиску зі сторони рідини на поверхні конструкцій.....	20
3.3 Визначення сили тиску на криволінійні стінки і поверхні.....	22
3.4 Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл.....	23
2 ГІДРОДИНАМІКА ТА ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ.....	26
ТЕМА 4. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ.....	26
4.1. Призначення, принцип дії і області застосування насосів різних типів.....	26
4.2. Класифікація насосів.....	26
4.3. Головні параметри насосів.....	27
4.4. Відцентрові насоси.....	28
4.5. Класифікація відцентрових насосів.....	30
4.6. Арматура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси.....	32
4.7. Напір і тиск насоса за показами приладів.....	33
4.8. Визначення напору насоса під час проектування.....	36
4.9. Сумісна робота насосів та трубопроводів.....	37
4.10. Сумісна робота насосів і трубопровідної мережі.....	39
4.11. Методи регулювання роботи насосів.....	41
4.12 Регулювання роботи аеродинамічних машин.....	44
ТЕМА 5. ОСНОВИ ГІДРОДИНАМІКИ.....	48
5.1 Траєкторія, лінія току, елементарний струмінь.....	49
5.2 Елементи потоку.....	50
5.3 Рівняння нерозривності руху рідини для елементарного	

струменя і для потоку рідини.....	53
5.4 Режими руху рідини.....	53
ТЕМА 6. РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ ДЛЯ ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТРУМЕНЯ ІДЕАЛЬНОЇ РІДИНИ ТА ДЛЯ ПОТОКУ РЕАЛЬНОЇ РІДИНИ.....	57
6.1. Рівняння Бернуллі для ідеальної та реальної рідини.....	57
6.2 Практичне застосування рівняння Бернуллі.....	61
ТЕМА 7. ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ, ВТРАТИ НАПОРУ.....	64
7.1 Опори і втрати напору за довжиною.....	64
7.2 Місцеві опори і втрати напору.....	69
ТЕМА 8. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ.....	73
8.1 Класифікація трубопроводів і задачі їх гідравлічного розрахунку.....	73
8.2 Основні розрахункові формули під час руху рідини в напірних трубопроводах.....	74
8.3 Основні типи задач по розрахунку простого трубопроводу.....	75
8.4 Питомий опір трубопроводів.....	80
8.5 Розрахунок самопливного трубопроводу, всмоктуючого трубопроводу насоса та сифонного трубопроводу.....	80
8.6 Послідовне поєднання трубопроводів різної довжини і діаметрів.....	83
8.7 Паралельне поєднання трубопроводів.....	84
8.8 Вузлова, шляхова, транзитна і розрахункова витрати.....	85
8.9 Розрахунок дірчатих трубопроводів.....	86
ТЕМА 9. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ.....	88
9.1 Теорія гідравлічного удару Жуковського.....	88
9.2 Заходи з локалізації явища гідравлічного удару у водопровідних трубах і на насосних станціях.....	91
9.3 Поняття про гідравлічний таран.....	91
3 ВИТІКАННЯ РІДИНИ З ОТВОРІВ ТА НАСАДКІВ.....	94
ТЕМА 10. ВИТІКАННЯ РІДИНИ З ОТВОРІВ І НАСАДКІВ. КЛАСИФІКАЦІЯ ОТВОРІВ І НАСАДКІВ.....	94
10.1 Класифікація отворів.....	94
10.2 Витікання рідини з малих отворів у разі постійного напору.....	96
10.3 Витікання рідини з великих отворів у разі постійного рівня рідини в резервуарі.....	97
10.4 Витікання рідини з отворів у разі змінного напору.....	98
10.5 Витікання рідини через насадки.....	100
10.6 Вільні гідравлічні струмені.....	102
КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ.....	107
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	109

ВСТУП

Гідравліка – наука, яка вивчає закони рівноваги та руху рідини, розробляє методи їх застосування для практичних розрахунків. Гідравліка складається з таких розділів: *гідроаеростатика* (розглядає рідину у стані спокою, а також дію рідини у стані спокою на конструкції) та *гідродинаміка* (вивчає рідину у русі (основний розділ)).

Механіка суцільного середовища вивчає рух газових, рідких та твердих тіл. Історія розвитку науки завжди пов'язана з розвитком суспільства, його запитамі. Початок розвитку гідромеханіки пов'язаний з іменем давньогрецького вченого Архімеда, який зробив величезний внесок у гідростатику.

В XIX ст. почалась епоха відродження в країнах Західної та Центральної Європи. Видатною фігурою цієї епохи був Леонардо да Вінчі. Він обґрунтував закон суцільності рідини.

Особливе місце у механіці рідин займають дослідження Ісака Ньютона. Багато основних концепцій процесів у суцільних середовищах ґрунтуються на фундаментальних законах Ньютона.

Величезна роль у гідромеханіці належить Даніїлу Бернуллі та Леонарду Ейлеру.

Під час досліджень гідравлічних явищ та розрахунків у гідравліці застосовують аналітичний та експериментальний методи. В аналітичному методі застосовують рівняння механіки та отримують рівняння руху і рівноваги рідини. Через складність будови рідин аналітичні дослідження проводять для модельних рідин, що спрощує застосування рівнянь механіки.

Експериментальні дослідження мають велике значення. Тут доцільно привести слова Леонардо да Вінчі: «Кожний раз, коли маєш діло з водою, звернись до експерименту, а потім вже міркуй».

1 ГІДРОАЕРОСТАТИКА

ТЕМА 1 ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ГІДРОАЕРОСТАТИКИ

1.1 Фізичні властивості рідин та газів

Рідиною називається фізичне тіло, яке володіє двома характерними особливостями: незначною зміною свого об'єму під дією великих зовнішніх сил та текучістю, тобто зміною своєї форми під дією навіть незначних зовнішніх сил.

Рідина – фізичне тіло, яке володіє легкою рухливістю часток, не має своєї форми та приймає форму посудини, в яку поміщено.

Рідину поділяють на: крапельну (вода) и газоподібну (стиснене повітря). До фізичних властивостей рідин належать:

- питома маса та питома вага;
- стиснення;
- температурне розширення;
- текучість;
- в'язкість.

Питомою масою або щільністю ρ (кг/м³) називається маса одиниці об'єму рідини. Нехай рідина масою M займає об'єм W , тоді відношення

$$\rho = \frac{M}{W}, \text{ кг/м}^3. \quad (1.1)$$

Щільність рідин зменшується разом зі збільшенням температури. Виключення представляє вода у діапазоні температур від 0 до 4 °С, коли її щільність збільшується, досягаючи найбільшого значення при температурі 4 °С $\rho = 1\,000 \text{ кг/м}^3$.

Якщо рідина займає об'єм W та має вагу G , то відношення ваги до об'єму називають *питомою вагою* рідини

$$\gamma = \frac{G}{W}, \text{ Н/м}^3. \quad (1.2)$$

Питома вага прісної води при $t = 4\text{ }^\circ\text{C}$ – $9\,810 \text{ Н/м}^3$.

Питома маса рідини залежить від температури та визначається за формулою:

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \cdot t}; \quad (1.3)$$

де ρ_0 – питома маса рідини при температурі 0 °С;

β_t – коефіцієнт температурного розширення рідини.

Вплив тиску на питому масу неістотний і ним нехтують.

Питома маса ідеальних газів визначається характеристичним рівнянням Клапейрона – Менделєєва:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}, \quad (1.4)$$

де R – питома газова постійна, Дж/кг·К;

P – абсолютний тиск, Па;

T – абсолютна температура, К.

Питома маса повітря за стандартних умов ($t = 20^\circ\text{C}$, $P = 101\,325$ Па, $R = 287$ Дж/кг·К) дорівнює $1,2$ кг/м³.

На підставі другого закону Ньютона між питомою масою та питомою вагою існує зв'язок:

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (1.5)$$

де g – прискорення вільного падіння, дорівнює $9,81$ м/с².

Опір рідин до зміни свого об'єму під дією тиску і температури характеризується коефіцієнтами об'ємного стиснення та температурного розширення.

Коефіцієнт об'ємного стиснення β_w (Па⁻¹) – це відносна зміна об'єму рідини під час зміни тиску на одиницю:

$$\beta_w = -\frac{\Delta W}{W \cdot \Delta p} = \frac{\Delta \rho}{\rho \cdot \Delta p}, \quad (1.6)$$

де ΔW – зміна об'єму W або Δp – зміна щільності ρ , які відповідають зміні тиску на величину Δp .

Величина, зворотна коефіцієнту об'ємного стиснення, називається *модулем пружності рідин* $E_{\text{рід}}$ (Па)

$$E_{\text{рід}} = \frac{1}{\beta_w}. \quad (1.7)$$

Значення модуля пружності рідин залежить від тиску і температури. Дослідження стиснення реальних рідин показали, що у діапазоні тисків, які застосовують в системах водопостачання та каналізації, значення коефіцієнту об'ємного стиснення незначне (для води $0,000001$). Реальна рідина практично не стискається.

Коефіцієнт температурного розширення β_t показує відносну зміну об'єму рідини під час зміни температури на один градус:

$$\beta_t = -\frac{\Delta W}{W \cdot \Delta t}, \quad (1.8)$$

де ΔW – зміна об'єму W , яка відповідає зміні температури на величину Δt .

Коефіцієнт температурного розширення води збільшується разом зі збільшенням температури і тиску; для більшості інших крапельних рідин β_t зі збільшенням тиску зменшується.

Досліди показали, що зміна об'єму рідини під час зміни температури незначна, так для води коефіцієнт об'ємного розширення дорівнює $0,00001$. Реальна крапельна рідина не змінює об'єм під час зміни температури. Реальна рідина не опирається розтягуванню.

Опір здвигу. В'язкість. Гіпотеза Ньютона про тертя в рухомій рідині (рис. 1.1): *в'язкість* – це результат взаємодії внутрішньо молекулярних силових полів, які перешкоджають рухові між двома шарами рідини:

$$T = \mu \cdot F \cdot \frac{dU}{dh}, \quad (1.9)$$

де U – швидкість нижнього шару;
 $U+dU$ – швидкість другого шару;
 T – сила тертя;
 μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;
 F – площа тертя.

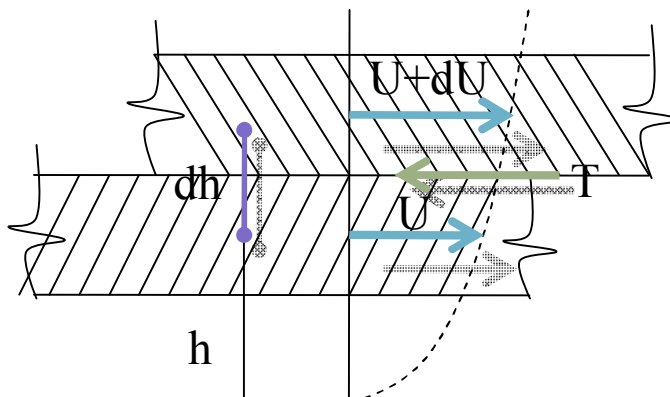


Рисунок 1.1 – Гіпотеза Ньютона про тертя в рідині, що рухається

Сила тертя T між шарами рідини, що рухається, прямо пропорційна площі дотику шарів, градієнту швидкості (dU/dh), залежить від роду рідини (μ). Якщо силу тертя T віднести до одиниці площі дотику шарів, то отримаємо величину дотичної напруги:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dU}{dy}. \quad (1.10)$$

Якщо градієнт швидкості $(dU/dh) = 1$; $\mu = \tau$ та відображає силу внутрішнього тертя, яка приходить на одиницю площі поверхні дотичних шарів рідини.

На практиці для характеристики в'язкості рідини найчастіше застосовують не коефіцієнт динамічної в'язкості, а коефіцієнт кінематичної в'язкості ν ($\text{м}^2/\text{с}$). Коефіцієнтом кінематичної в'язкості називається відношення коефіцієнта динамічної в'язкості до щільності рідини:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.11)$$

В'язкість рідини залежить від роду рідини, від температури та від тиску. Кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при $t = 20^\circ\text{C}$ – $0,01 \text{ см}^2/\text{сек}$.

В теорії механіки рідини існує поняття 2-х видів рідини:

- реальна рідина;
- ідеальна рідина.

Ідеальна рідина – це модель рідини, яка абсолютно не змінює свій об'єм та не має в'язкості.

Контрольні питання

1. Дайте визначення рідини. Якими фізичними властивостями вона володіє?
2. Наведіть визначення питомої маси та питомої ваги рідини. Який між ними взаємозв'язок?
3. Дайте характеристику таких фізичних властивостей рідини як стиснення та температурне розширення.
4. Дайте визначення в'язкості. Яким чином вона визначається?

ТЕМА 2 ГІДРОСТАТИЧНИЙ ТИСК. ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ

2.1 Сили, які діють на рідину

Сили, які діють на рідину, можна розділити на дві групи: внутрішні та зовнішні. Внутрішні сили – це сили взаємодії між частками рідини. Зовнішні – сили, які прикладені до часток об'єму рідини, що розглядається, з боку інших тіл. Зовнішні сили, в свою чергу, діляться на масові та поверхневі (рис. 2.1).

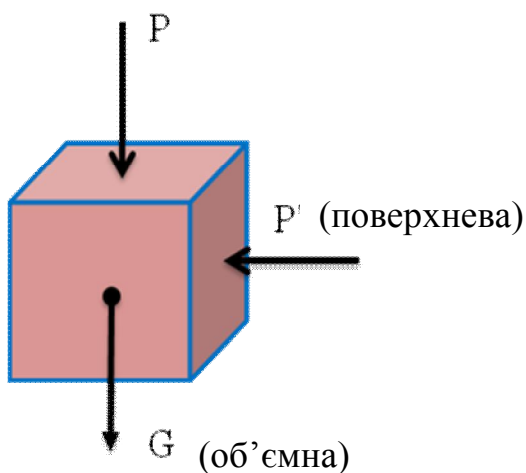


Рисунок 2.1 – Схема дії зовнішніх сил на рідину

Поверхневі сили прикладені до окремих часток, що знаходяться на поверхні розділу, пропорційні площі поверхні, на яку діють. Вони передаються від частки до частки без зміни. Наприклад, атмосферний тиск, який діє на вільну поверхню, а також сили тертя.

Масові сили – ці сили діють на всі частки об'єму рідини, що розглядається, величина сил пропорційна масі цих часток. Передаються від частки до частки, їх загальну суму складають.

2.2 Гідростатичний тиск і його властивості

Основним об'єктом вивчення гідростатики виступає поняття гідростатичний тиск в точці.

Гідростатичний тиск – це стискаюча напруга, яка виникає в рідині, що знаходиться в стані відносного спокою (рис. 2.2). Гідростатичний тиск характеризується двома властивостями:

Перша властивість розглядає напрям тиску: гідростатичний тиск діє завжди за внутрішньою нормаллю до об'єму рідини, що розглядається, тобто являється завжди стискаючим.

Якщо розглядати варіант, коли вектор тиску направлений в бік від об'єму, то слід очікувати розтягування рідини, але рідина не розтягується, тоді цей варіант неможливий.

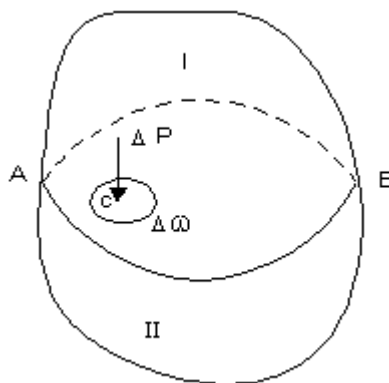


Рисунок 2.2 – Схема дії гідростатичного тиску на точку рідини

Друга властивість розглядає тиск за величиною: гідростатичний тиск у точці з усіх сторін однаковий, не залежить від орієнтування площі дії.

2.3 Диференціальне рівняння рівноваги рідини

Розглянемо рівновагу рідини. В об'ємі рідини вільно проведемо систему координат. Відокремимо деяку точку A, біля якої проведемо безкінечно малий паралелепіпед. Розглянемо зовнішні сили, які діють на цей паралелепіпед (рис. 2.3).

1. Масові сили

$$Gm = G\rho dx dy dz \quad (2.1)$$

Оскільки об'єм призми дуже малий, сила тяжіння в розгляді не приймає участі. У напрямку осі y вектори тиску протилежні за напрямом і рівні за величиною, ці тиски взаємно знешкоджуються.

2. Поверхневі сили

$$p_x = \frac{P_x}{dz \cdot dy}; \quad p_y = \frac{P_y}{dz \cdot dx}; \quad p_z = \frac{P_z}{dx \cdot dy}. \quad (2.2)$$

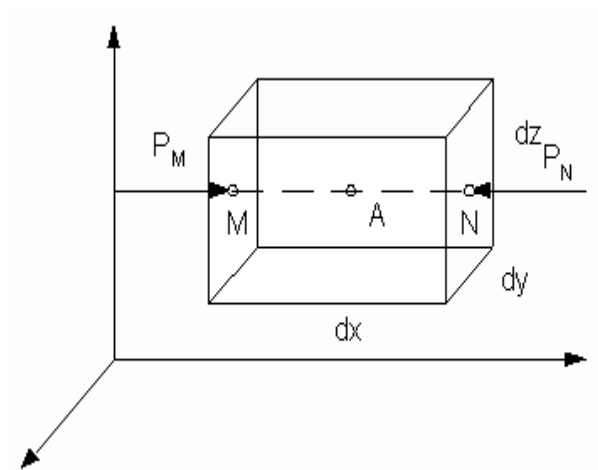


Рисунок 2.3 – Схема для отримання диференційного рівняння рівноваги рідини

Сума проекцій всіх сил на вісь x

$$\begin{aligned} -\frac{dp}{dx} + X\rho &= 0 \\ -\frac{dp}{dy} + Y\rho &= 0 \\ -\frac{dp}{dz} + Z\rho &= 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Дослідженню підлягає сумарна дія об'ємних та поверхневих сил за напрямом осі Z.

Складаємо рівняння рівноваги діючих у напрямку осі Z сил та прирівнюємо їх до 0.

$$P - G - P_0 = 0 \quad (2.4)$$

Замінюємо діючі сили тисками:

$$p_0 = \frac{P_0}{d\omega}; \quad p = \frac{P}{d\omega}; \quad G = \gamma \cdot dW = \gamma \cdot h \cdot d\omega. \quad (2.5)$$

Після перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} p \cdot d\omega - p_0 \cdot d\omega - \gamma \cdot h \cdot d\omega &= 0; \\ p &= \frac{p_0 \cdot d\omega + \gamma \cdot h \cdot d\omega}{d\omega}; \\ p &= p_0 + \rho gh; \\ p &= p_0 + \gamma h, \end{aligned} \quad (2.6)$$

де p – абсолютний тиск (на глибині h);
 p_0 – тиск на вільній поверхні рідини;
 γh – тиск ваги стовпа рідини на одиницю площі.
 Рівняння (2.6) являється **основним рівнянням гідростатики**.
 Одиниці вимірювання тиску (всередині рідини, рідких тіл):
 – відношення сили до площі – кг/см^2 , Н/м^2 ;

- у технічних атмосферах – в якості однієї технічної атмосфери прийнятий тиск 1 кг/см^2 ;
- висотою стовпа рідини:

з основного рівняння гідростатики

$$\gamma h = p$$

$$\text{для води: } \gamma = 1000 \text{ кг/м}^3; \quad p = 1 \text{ кг/см}^2;$$

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{1 \text{ кг/см}^2}{1000 \text{ кг/м}^3} = \frac{1 \cdot 10^4 \text{ кг/м}^2}{10^3 \text{ кг/м}^3} = 1 \cdot 10 \text{ м.}$$

$$\text{для ртуті: } \gamma = 13,6 \text{ т/м}^3$$

$$h = \frac{1 \cdot 10^4 \text{ кг/м}^2}{13,6 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3} = 0,0735 \cdot 10 = 0,735 \text{ м} = 735 \text{ мм.}$$

2.4 Основне рівняння рівноваги рідини під дією сил тяжіння (основне рівняння гідростатики)

Тиск на поверхні рідини позначимо як p . Під час дії на рідину тільки сил тяжіння (стан абсолютного спокою) отримаємо:

$$dp = -\rho g dz \quad (2.7)$$

У результаті інтегрування цього рівняння для рідини, яка не стискається, отримаємо основне рівняння гідростатики – $z + \frac{p}{\rho \cdot g} = C$.

За умови, що $Z = Z_0$, а $p = p_0$, тоді

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g};$$

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z); \quad z_0 - z = h$$

$$p = p_0 + \rho g h$$

З останнього рівняння витікає **закон Паскаля**: будь-яка зміна тиску в будь-якій точці рідини в стані спокою, яка не порушує її рівноваги, в усі інші точки передається однаково.

Практичне застосування закону Паскаля – гідравлічний прес (рис. 2.4).

$$p = \frac{P_1}{\omega_1}; \quad P_2 = p \cdot \omega_2 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot \omega_2. \quad (2.8)$$

Сила P_2 , що пресує, у стільки разів більше допоміжної сили P_1 у скільки раз більше співвідношення площ циліндрів (робочого та допоміжного).

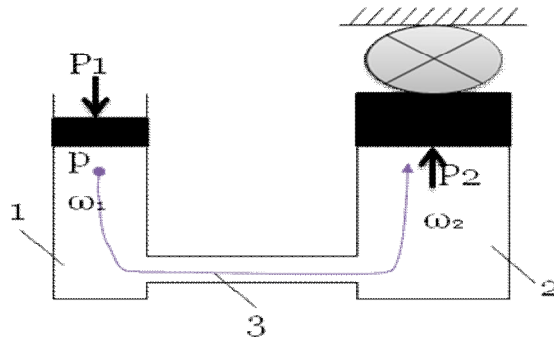


Рисунок 2.4 – Схема гідравлічного пресу:
1 – допоміжний циліндр; 2 – робочий циліндр; 3 – з'єднувальний канал

Робоча рідина в системах гідропресів – технічне масло. Має бути передбачена система очистки масла, тому що **рідина повинна бути однорідною, без домішок і газоподібних включень**. Якщо у маслі будуть пухирці повітря або газу, закон Паскаля працювати не буде.

2.5 Види тиску в рідині

Тиск розділяють на наступні види:

– *абсолютний* – це сума тиску на поверхні рідини і тиску ваги стовпа рідини на одиницю площі

$$p = p_0 + \gamma h; \quad (2.9)$$

– *надлишковий* – це різниця між абсолютним тиском і тиском на поверхні рідини

$$p_{\text{надлиш}} = p - p_0; \quad (2.10)$$

– *манометричний* – це різниця між тиском на поверхні рідини и атмосферним тиском

$$p_m = p - p_{\text{атм}}; \quad (2.11)$$

– *вакуум* – це різниця між атмосферним і абсолютним тиском (коли $p_{\text{абс}} > p$); величина, яка показує недостатність величини тиску до величини атмосферного тиску

$$p_{\text{вак}} = p_a - p. \quad (2.12)$$

Сучасні наука і техніка пред'являють найрізноманітніші вимоги до приладів для вимірювання тиску. Насамперед, це пов'язано з широким діапазоном величин тиску, що вимірюються, від мікропаскаля (мкПа) до гігапаскаля (ГПа). Ростуть вимоги до точності вимірювань, ускладнюються об'єкти досліджень, які накладають додаткові умови на конструктивне оформлення приладів. Так, наприклад, прилади, що застосовуються для вимірювання сталих тисків, є непридатними під час вимірювань пульсацій

тиску, при цьому в реальних процесах зустрічаються частоти до мегагерц (МГц).

Умовно всі прилади для вимірювання тиску можна класифікувати за такими ознаками:

- а) за різновидом величини, що вимірюється;
- б) за принципом дії;
- в) за класом точності.

За різновидом величини, що вимірюється. Залежно від виду тиску, що вимірюється (надлишкового $P_{\text{надлиш}}$ або абсолютного $P_{\text{абс}}$) існує декілька видів приладів:

- 1) *манометри* – прилади для вимірювання позитивного надлишкового тиску;
- 2) *вакуумметри* – прилади для вимірювання негативного надлишкового тиску;
- 3) *мановакуумметри* – прилади, які дозволяють вимірювати як позитивний надлишковий тиск, так і негативний;
- 4) *диференційні манометри* – прилади для вимірювання різниці тисків у двох точках;
- 5) *барометри* – прилади для вимірювання абсолютного тиску, який дорівнює атмосферному. Для вимірювання абсолютного тиску, який більше атмосферного, використовують два прилади – барометр і манометр; менше атмосферного – барометр і вакуумметр.

За принципом дії прилади для вимірювання тиску поділяються на:

- а) *рідинні* – основані на гідростатичному принципі дії, тобто вимірюваний тиск урівнюється тиском стовпа рідини, висота якого визначається безпосередньо або шляхом розрахунку.

Вперше ідея вимірювання тиску за величиною стовпа рідини була вказана італійським вченим Торрічеллі в 1640 році, а здійснена італійським механіком Вівіані у 1642 році та французьким вченим Паскалем в 1646 році. Рідинні прилади не втратили свого значення до теперішнього часу. Це пояснюється тим, що принцип дії цих приладів дуже простий. Вони не складні у виготовленні, точні та надійні;

- б) *механічні*, принцип дії яких полягає в тому, що під дією тиску відбувається деформація деякого пружного елемента, і величина цієї деформації слугує мірою вимірюваного тиску;

в) *вантажно-поршневі*, в яких вимірюваний тиск, діючи на одну сторону поршня, урівнюється зовнішньою силою, яка прикладена з протилежної сторони поршня. В якості сили, яка урівнює, використовують вантажі. Вага вантажу, поділена на площу поршня, визначає величину вимірюваного тиску;

- г) *електричні* – принцип дії оснований на зміні електричних властивостей деяких матеріалів або зміною будь-яких електричних параметрів під дією тиску;

- д) *комбіновані* – принцип дії носить змішаний характер.

За точністю показів всі прилади, які випускаються серійно, поділяються на класи. *Класом точності* приладу називається основна найбільш допустима наведена похибка.

Встановлені класи точності для приладів тиску відповідають наступному ряду: 0,005, 0,02, 0,05, 0,1, 0,2, 0,5, 1,0, 1,5, 2,5, 4,0.

Механічні прилади поділяють також на *технічні та зразкові*. Зразкові використовують для цілей перевірки, тому що вони звіряються з еталонними. Технічні застосовують безпосередньо для вимірювання тиску.

2.6 Закон сполучених посудин

Умова рівноваги двох різнорідних рідин, що не змішуються (з питомими вагами γ_1 і γ_2) в сполучених посудинах (рис. 2.5):

$$P_{01} - P_{02} = \gamma_2 h_2 - \gamma_1 h_1. \quad (2.13)$$

де: P_{01} і P_{02} – тиск на вільній поверхні рідин в першій та другій посудині.

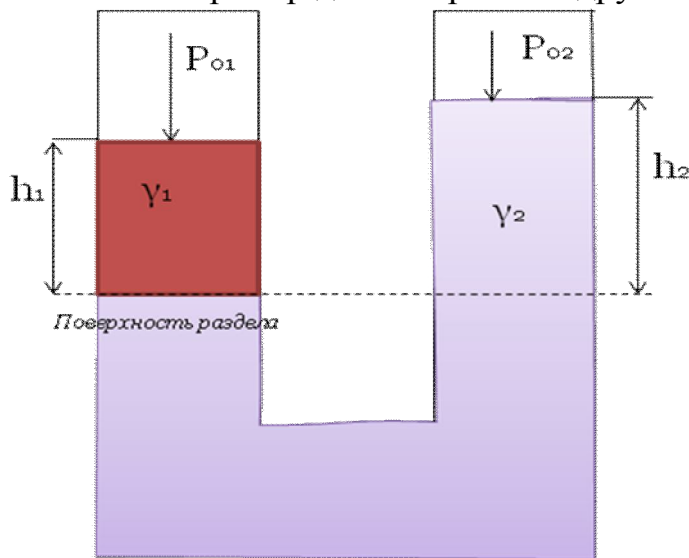


Рисунок 2.5 – Схема сполучених посудин

Якщо $P_{01} = P_{02}$, то

$$\gamma_1 h_1 = \gamma_2 h_2 \text{ або } \frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}, \quad (2.14)$$

тобто *рівні різнорідних рідин, що не змішуються, в сполучених посудинах у разі однакового зовнішнього тиску в них зворотно пропорційні питомим вагам цих рідин.*

Закон сполучених посудин отримав своє розповсюдження на практиці роботи систем водопостачання. На рис. 2.6 наведена схема роботи ерліфта, який призначений для підйому води, тобто є найпростішим водопідйомником.

Умова: $\gamma_{\text{води}} > \gamma_{\text{суміші}}$:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_{\text{суміші}}}{\gamma_{\text{води}}}; \quad h_{2(\text{суміші})} = h_{1(\text{води})} \frac{\gamma_{\text{води}}}{\gamma_{\text{суміші}}} \quad (2.15)$$

Висота підйому водно-повітряної суміші під час роботи ерліфта буде більшою за висоту стовпа води у стільки разів, у скільки разів більше відношення $\frac{\gamma_{\text{води}}}{\gamma_{\text{суміші}}}$.

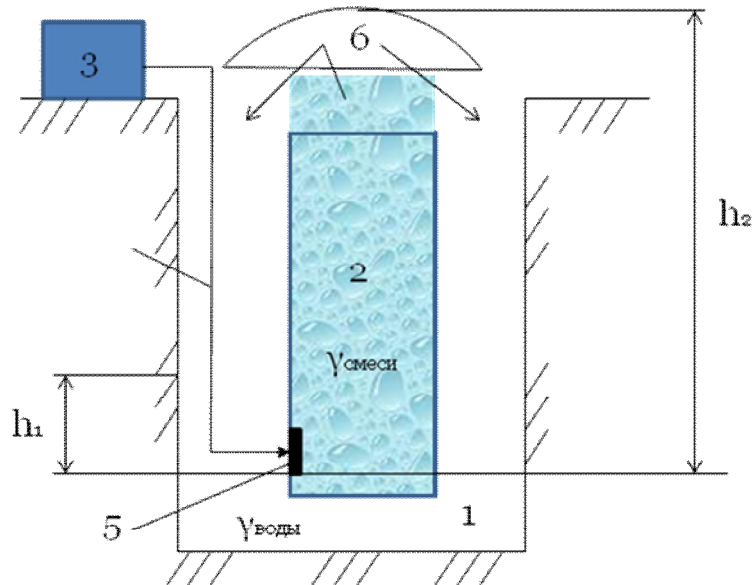


Рисунок 2.6 – Схема роботи ерліфта:

1 – колодязь з водою; 2 – водопідйомна труба; 3 – компресор; 4 – пневмотрубопровід; 5 – форсунка; 6 – сепаратор (розділювач)

2.7 Гідростатичний і п'єзометричний напори

Розглянемо закритий резервуар не повністю заповнений рідиною, тиск на вільній поверхні якого більше атмосферного (рис. 2.7). Підключимо до т. N тонку відкриту скляну трубку – п'єзометр, завдяки дії тиску в т. N рівень рідини у трубці підніметься на деяку висоту $h_{\text{надлиш(изб.)}}$.

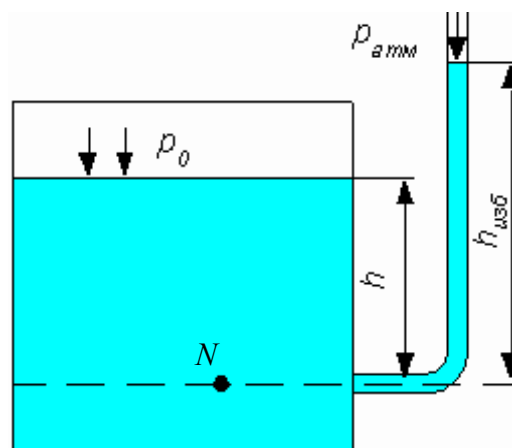


Рис. 2.7 – Установка для визначення гідростатичного і п'єзометричного напорів

З боку рідини в посудині тиск у т. N – $p_0 + \gamma h$,

з боку рідини у трубці тиск в т. N – $p_{атм} + \gamma h_{надлиш}$.

Оскільки тиски у т. N зліва та справа рівні між собою, то можна записати

$$h_{надлиш} = \frac{p_A - p_{атм}}{\gamma} = \frac{p}{\gamma} \text{ або } p_A = p_{атм} + \gamma h_{надлиш} \quad (2.16)$$

Висота $h_{надлиш}$ називається *п'єзометричною висотою*. П'єзометрична висота точки відповідає величині манометричного тиску.

Гідростатичний напір – це сума координати точки та наведеної висоти тиску.

Гідростатичний напір для всіх точок даного об'єму рідини – величина постійна, на підставі цього існує *площина гідростатичного напору*.

П'єзометричний напір – це сума координати точки і п'єзометричної висоти тиску.

Для всіх точок даного об'єму рідини п'єзометричний напір – величина постійна, на підставі цього існує *площина п'єзометричного напору*.

2.8 Питома потенціальна енергія. Потенційний напір

Рідина, яка знаходиться в спокої або русі, володіє деяким запасом енергії. Спокійна рідина володіє потенційною енергією.

Підключимо до т. N відкритий п'єзометр (рис. 2.8). Під дією надлишкового тиску в т. N об'єм рідини вагою G підніметься на висоту $h_{надлиш(зб.)}$ над площиною NN і на висоту H над площиною 0-0.

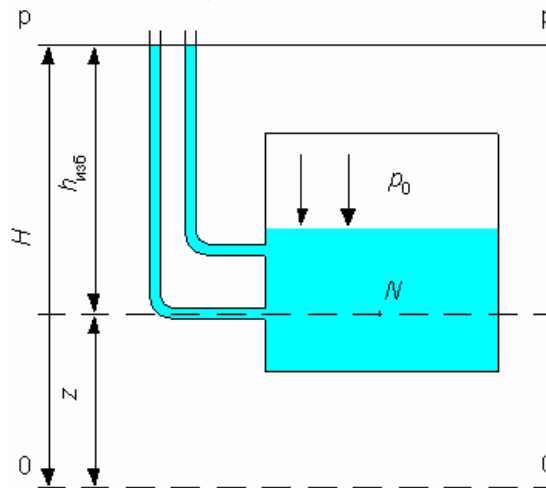


Рисунок 2.8 – Схема визначення питомої енергії рідини, яка знаходиться в стані спокою

Об'єм, який розглядається, може виконати роботу:

1. За рахунок падіння на площину 0-0 з висоти z . Ця робота буде становити

$$E_z = z G. \quad (2.17)$$

2. За рахунок підняття під тиском p на висоту $h_{\text{надлиш}}$

$$E_p = h_{\text{надлиш}} G. \quad (2.18)$$

Повна робота, таким чином, яку може виконати об'єм рідини вагою G

$$E = E_z + E_p = z G + h_{\text{надлиш}} G. \quad (2.19)$$

Питомою потенційною енергією називається енергія, віднесена до одиниці ваги

$$e = E / G = z + h_{\text{надлиш}} = H. \quad (2.20)$$

Як зрозуміло, питома потенційна енергія складається з питомої потенційної енергії положення z та питомої потенційної енергії тиску $h_{\text{надлиш}} = p / \gamma$.

Потенційний напір – питома потенційна енергія, тобто енергія, якою володіє одиниця ваги рідини

$$H = z + h_{\text{надлиш}}$$
$$H = z + \frac{p}{\gamma} = \text{const}. \quad (2.21)$$

Необхідно пам'ятати про відмінність тиску від напору.

Напір – питома енергія – величина постійна для даного об'єму рідини.

Тиск – стискаюча напруга, яка залежить від координати точки.

Контрольні питання

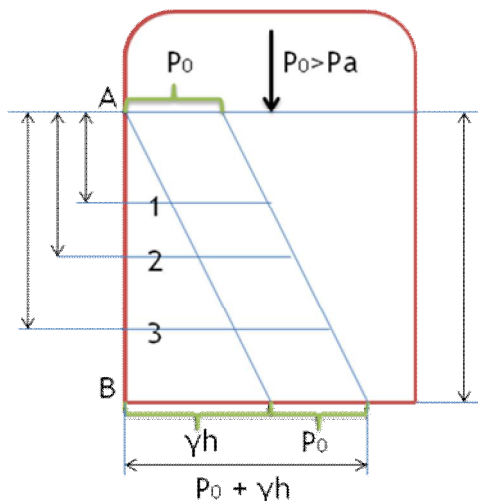
1. Назвіть сили, які діють на рідину у стані спокою.
2. Дайте визначення гідростатичного тиску та його властивостей.
3. Наведіть алгоритм визначення диференційного рівняння рівноваги рідини.
4. Дайте визначення закону Паскаля, його практичне застосування.
5. Які ви знає види тиску в рідині? Наведіть основні типи приладів для визначення тиску.
6. У чому полягає закон сполучених посудин? Його практичне застосування.
7. Дайте визначення гідростатичного та п'єзометричного напорів.
8. Дайте визначення питомої потенційної енергії рідини у стані спокою.

ТЕМА 3 СИЛА ТИСКУ РІДИНИ НА ПЛАСКІ ТА КРИВОЛІНІЙНІ ПОВЕРХНІ. ЗАКОН АРХІМЕДА, ОСНОВИ ТЕОРІЇ ПЛАВАННЯ ТІЛ

3.1 Епюри гідростатичного тиску

Епюра гідростатичного тиску – це графічний розподіл тиску за контуром фігури або стінки.

Розподіл тиску з боку рідини на стінку АВ (рис. 3.1):



$$p = p_0;$$

$$p_1 = p_0 + \gamma h_1;$$

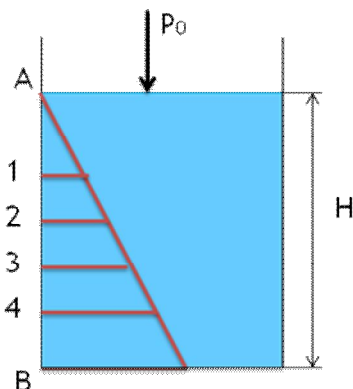
$$p_2 = p_0 + \gamma h_2;$$

$$p_B = p_0 + \gamma H.$$

Рисунок 3.1 – Схема епюри абсолютного тиску

Для рідин, які знаходяться в герметичних сосудах з тиском $P_0 > P_a$, епюра на пласку поверхню має вид трапеції.

Епюра гідростатичного тиску для відкритих посудин на пласкі стінки має вид трикутника, основа якого дорівнює γH (рис. 3.2).



$$p_M = \gamma h;$$

$$p_0 = 0;$$

$$p_1 = \gamma h_1;$$

$$p_2 = \gamma h_2;$$

$$p_{\text{дна}} = \gamma H.$$

Рисунок 3.2 – Схема епюри гідростатичного тиску для відкритих посудин на пласкі стінки

Під час побудови епюр гідростатичного тиску на нахилені пласкі стінки посудин необхідно пам'ятати, що епюра завжди по відношенню до стінки знаходиться під прямим кутом (90°). Якщо ж стінка змінює свій нахил, то тоді будується складна сумарна епюра, яка буде складатися з епюр на окремі ділянки стінки (рис. 3.3).

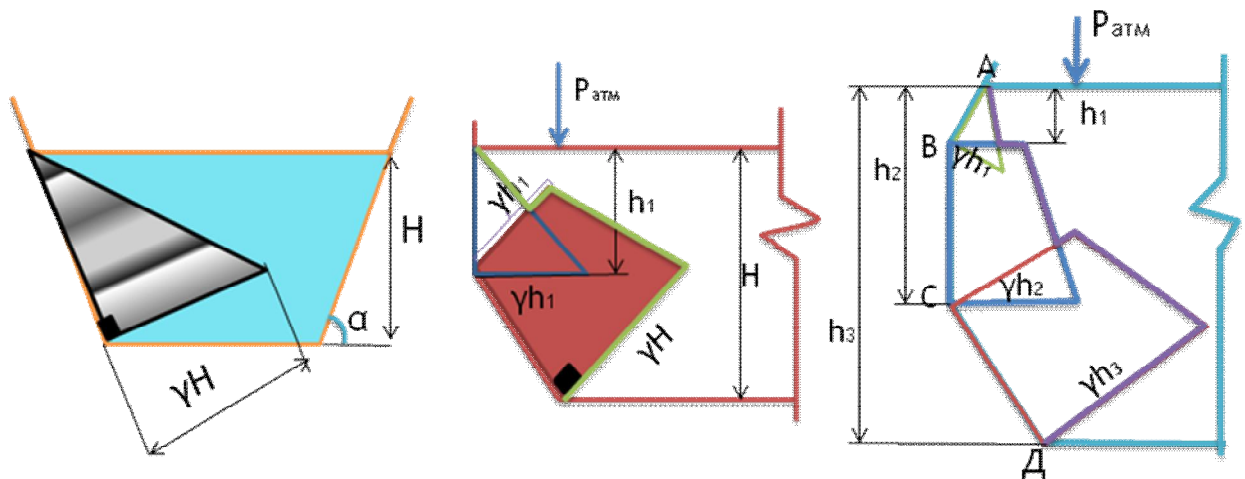


Рисунок 3.3 – Схеми епюр гідростатичного тиску на нахилені пласкі стінки посудин

3.2 Визначення сил тиску зі сторони рідини на поверхні конструкцій

Задачі, які потребують рішення під час визначення сили тиску на поверхню (рис. 3.4):

- 1) Знайти розрахункову формулу для визначення сили P (аналітично);
- 2) Визначити напрям сили P ;
- 3) Визначити точку прикладення сили P (точку D).

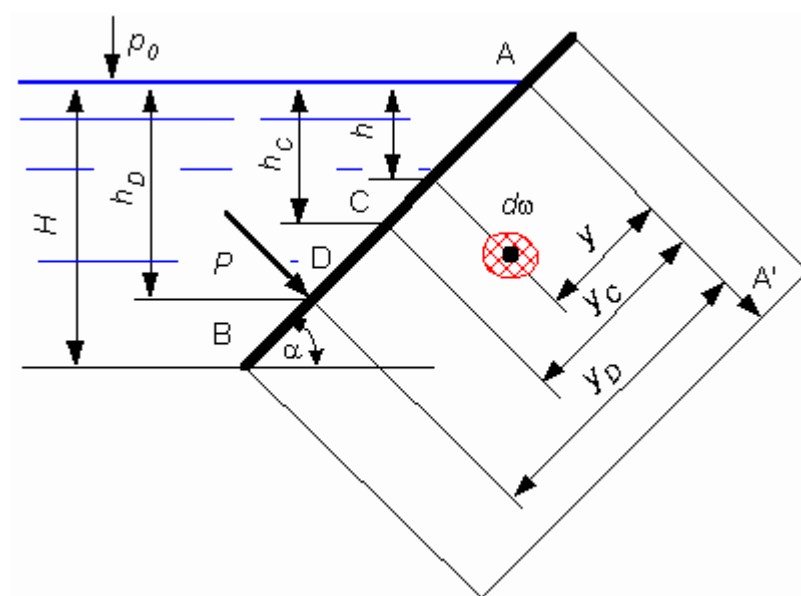


Рисунок 3.4 – Схема для визначення сили тиску та центру тиску

Формула для визначення сили P :

$$P = \int_{\omega} dp;$$

$$dp = p \cdot d\omega = \gamma \cdot h \cdot d\omega;$$

$$P = \gamma \cdot h_c \cdot \omega$$

(3.1)

де ω – площа поверхні, на яку діє сила P ;

h_c – глибина занурення центра тяжіння стінки, м.

Сила гідростатичного тиску, яка діє на пласку фігуру будь-якої форми дорівнює площі цієї фігури, помноженій на гідростатичний тиск у центрі тяжіння цієї фігури.

Вектор сили P направлений перпендикулярно стінці (1-а властивість гідростатичного тиску).

Точка D (точка прикладення сили P) визначається на підставі теореми: момент рівнодіючої сили $M(P)$ відносно деякої осі (OX) дорівнює сумі моментів, які складають силу dP :

$$M(P) = \sum dp;$$

$$y_D = y_c + \frac{I}{\omega \cdot y_c}. \quad (3.2)$$

де y_c – координата т. C – центра тяжіння;

ω – площа стінки, m^2 ;

I – момент інерції площі фігури відносно власної осі.

Примітка: глибина занурення центру тяжіння не залежить від кута нахилу стінки.

Момент інерції для найбільш розповсюджених фігур:

- для квадрата зі стороною a – $I = \frac{a^4}{12}$,

- для прямокутника шириною b та висотою a – $I = \frac{ba^3}{12}$,

- для кола діаметром d – $I = \frac{\pi d^4}{64}$.

Сила тиску на дно посудини (рис. 3.5):

– дно горизонтальне

$$P = \gamma \cdot h_c \cdot \omega = \gamma \cdot H \cdot \omega$$

– дно нахилене до горизонту

$$P = \gamma \cdot h_c \cdot \omega$$

$$y_D = y_c + \frac{I}{\omega y_c}$$

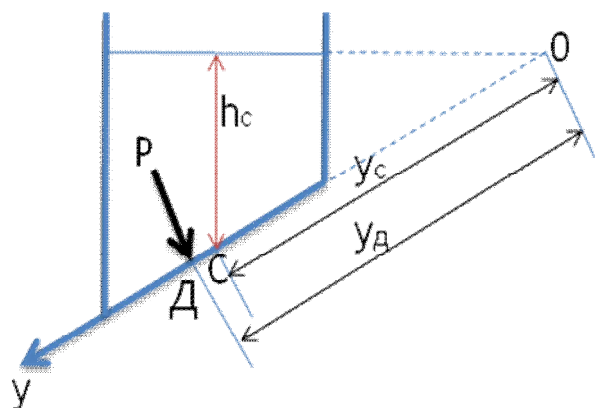
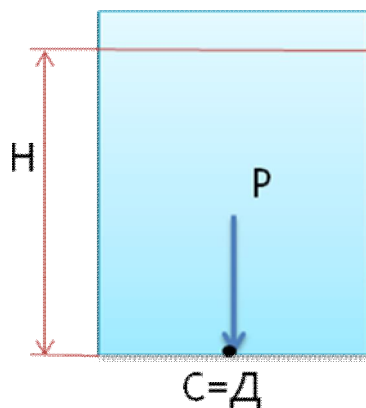


Рисунок 3.5 – Визначення сили тиску на дно посудини

3.3 Визначення сили тиску на криволінійні стінки і поверхні

Під час визначення сили тиску на криволінійну поверхню розглянемо стінку посудини, яка має криволінійні окреслення (рис. 3.6). Вектор сили можна розглядати як величину, яка складається з двох складових: проекції на вертикальну і горизонтальну площини.

$$\begin{aligned} dP &= \sqrt{dP_x^2 + dP_z^2}; \\ P &= \sqrt{P_x^2 + P_z^2}. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Горизонтальна складова сили гідростатичного тиску, яка діє на криволінійну поверхню, дорівнює силі гідростатичного тиску, що діє на вертикальну проекцію даної поверхні.

$$P_x = \gamma \cdot h_c \cdot \omega_z \quad (3.4)$$

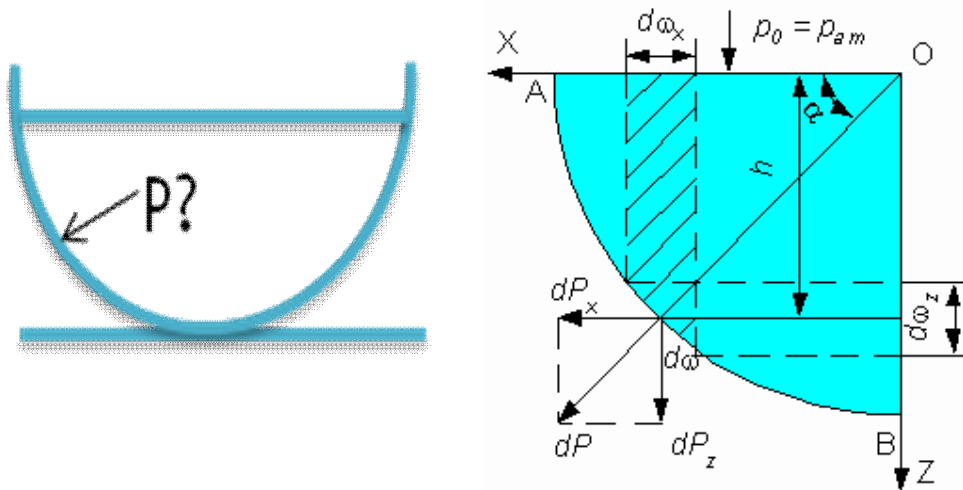


Рисунок 3.6 – Схема визначення сили тиску на криволінійну поверхню

Вертикальна складова сили гідростатичного тиску, яка діє на криволінійну поверхню, дорівнює вазі тіла тиску. Вертикальна складова проходить через центр тяжіння тіла тиску.

$$P_z = \gamma \cdot W, \quad (3.5)$$

де W – об'єм тіла тиску.

Тіло тиску обмежене самою криволінійною поверхнею, вертикальними площинами, які проведені через контур поверхні та вільної поверхні рідини.

Тіло тиску може бути позитивним та негативним:

1) **Позитивне** ($+W$) – рідина знаходиться з внутрішньої сторони криволінійної стінки. Вектор P_z проходить через центр тяжіння тіла тиску вертикально вниз.

2) **Негативне** ($-W$) – рідина знаходиться з зовнішньої сторони кривої поверхні (з внутрішньої сторони – повітря) – тіло тиску розраховується для повітря. Сила P_z проходить через центр тяжіння вертикально вгору.

3.4 Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл

Тіло будь-якої форми занурене у рідину (рис. 3.7). На нього діють сила тяжіння і сила гідростатичного тиску. Розложимо силу гідростатичного тиску на горизонтальні та вертикальні складові. Горизонтальні складові будуть взаємно компенсуватися. Результативна величина вертикальних складових буде направлена вгору та дорівнювати вазі тіла тиску.

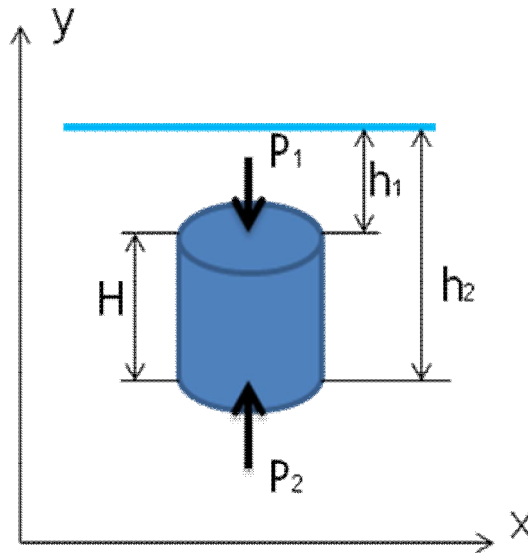


Рисунок 3.7 – Схема визначення сили Архімеда

Рівнодіюча сила P тиску рідини на поверхню нерухомого тіла, повністю або частково зануреного у рідину (Архімедова сила), дорівнює за величиною та протилежна за напрямом вазі рідини у об'ємі, що витиснений тілом:

$$\begin{aligned} P_1 &= \gamma h_1 \omega; \\ P_2 &= \gamma h_2 \omega; \\ P_2 - P_1 &= \gamma \omega (h_2 - h_1) = \gamma \omega H = \gamma \cdot W. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Сила прикладена в точці, яка називається *центром водотоннажності*, – центр тяжіння витісненого об'єму рідини.

Плавучість – здатність тіла плавати у напівзануреному стані.

Можливі наступні стани тіла, зануреного у рідину:

1. $G > P$ – тіло тоне;
2. $G = P$ – тіло плаває в зануреному стані;
3. $G < P$ – тіло спливає.

Остійність називається здатність плаваючого тіла повертатися у стан рівноваги під час відхилень після припинення дії відхиляючих сил (рис. 3.8).

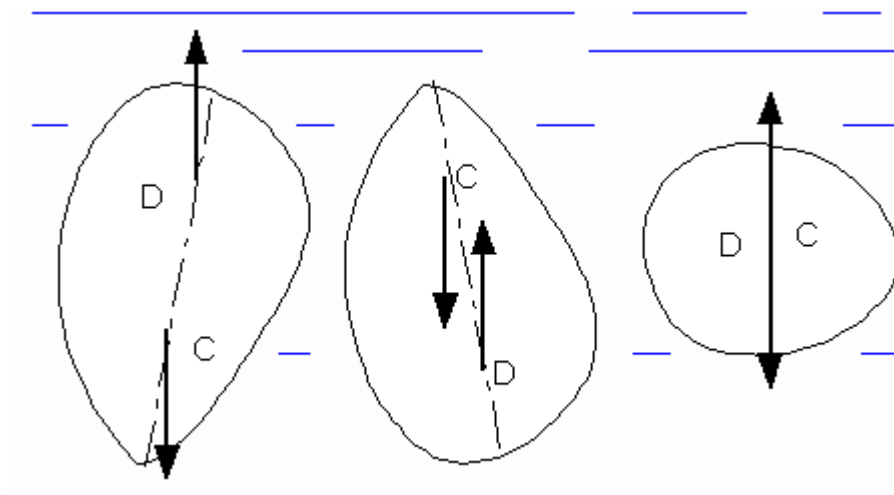


Рисунок 3.8 – Схема плавання тіла та його остійність

Під час визначення основних параметрів плаваючого тіла можна розглядати такі варіанти рівноваги тіла:

1. Коли вага тіла дорівнює виштовхуючій (Архімедовій) силі $G = P$. Тут можна виділити три випадки:

- стала рівновага;
- нестала рівновага;
- байдужий стан.

2. Коли $G < P$.

Далі наведені основні визначення для плаваючого тіла (рис. 3.9):

- глибина занурення найнижчої точки змоченої поверхні тіла називається *осадкою*;
- *плавучість тіла* – це його здатність плавати з заданим навантаженням, маючи раніше встановлене занурення.
- *запас плавучості* – додаткове навантаження, яке відповідає вазі рідини в об'ємі надводної частини плаваючого тіла;
- *площина плавання* – площина перерізу судна, яка обмежена за контуром ватерлінії;
- *ось плавання* – ось, нормальна площині плавання, яка проходить через центр тяжіння судна;

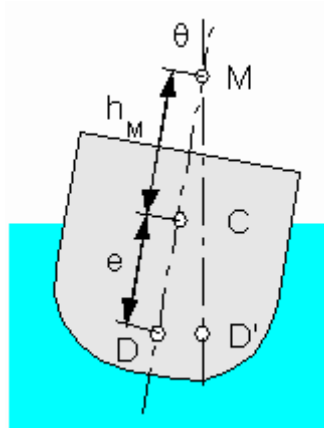


Рисунок 3.9 – Схема плаваючого тіла

– *метацентр* – точка перетину осі плавання та вертикальної лінії дії виштовхуючої сили.

Метацентричний радіус визначається за формулами:

$$r_M = \frac{I}{W} \quad (3.7)$$

де I – момент інерції площі вантажної ватерлінії;

W – водотоннажність судна;

$$r_M = e + h_M \quad (3.8)$$

e – ексцентриситет;

h_M – метацентрична висота.

Вагу рідини, яка витіснена тілом, називають **водотоннажністю**, а центр ваги маси рідини в об'ємі зануреної частини тіла – **центром водотоннажності**.

Контрольні питання

1. Дайте визначення епюри гідростатичного тиску. Наведіть епюри гідростатичного тиску у резервуарах з різними видами тиску.
2. Наведіть схему та алгоритм визначення сили тиску на плоскі стінки і дно резервуарів.
3. Наведіть схему та алгоритм визначення сили тиску на криволінійні стінки резервуарів.
4. Що таке позитивне та негативне тіло тиску і для визначення якої величини застосовують ці поняття?
5. Сформулюйте закон Архімеда. Дайте основні визначення теорії плавання тіл.

2 ГІДРОДИНАМІКА ТА ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

ТЕМА 4 ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

4.1 Призначення, принцип дії і області застосування насосів різних типів

Гідравлічними (аеродинамічними) машинами називають пристрої, які перетворюють підведену до них енергію в механічну енергію рідини (газу), або навпаки. Із гідравлічних та аеродинамічних машин в системах водопостачання і каналізації використовуються, здебільшого, насоси, повітродувки та компресори невисокого тиску.

Насоси та водопідіймачі належать до одних із перших механізмів, якими людство користувалося ще задовго до нашої ери. Їх конструкції змінювалися від найпростіших, таких як: вороти, «журавлі», водопідіймальні колеса, до сучасних конструкцій різноманітних насосів.

Поршневі насоси використовувалися ще стародавніми греками та римлянами для викачування води із трюмів кораблів.

Появі відцентрових насосів передували водяні двигуни у вигляді водяних колес (водяні млини). Ці механізми були поширені в усій Європі і, зокрема, на території України.

Ідея відцентрового насоса виникла ще в XVII столітті. За деякими даними, перший насос, що працював за рахунок дії відцентрової сили, побудував у 1703 році інженер Дені Папен.

Розповсюдження відцентрових насосів довго стримувалося відсутністю швидкісних двигунів. З винайденням наприкінці XIX ст. електродвигунів почалося дійсно широке розповсюдження відцентрових, а трохи згодом, і осьових (пропелерних) насосів. Зараз ці насоси зайняли провідне місце в усіх галузях техніки, де виникла потреба у перекачуванні великих кількостей рідини.

Вперше теорія відцентрового насоса була розроблена видатним математиком, членом Петербурзької академії наук Леонардом Ейлером (1707 – 1783 рр.).

Теорія пропелерних насосів базується на теорії крила літака, яка була розроблена професором Миколою Єгоровичем Жуковським (1847 – 1921 рр.).

Надалі значний внесок у розвиток теорії насосів та практики їхнього використання зробили такі вчені, як Г. Ф. Проскура, І. І. Куколевський, А. Г. Шухов, М. Г. Малішевський, С. С. Руднев, А. Є. Караваєв, В. Я. Карелін та ін.

4.2 Класифікація насосів

За видом підведеної енергії насоси можна поділити на теплові, електричні та механічні.

В теплових насосах використовується явище теплового розширення самої рідини, що перекачується, або елементів насоса. Ці елементи можуть бути

твердими, рідкими або газоподібними. До теплових належать термосифонні системи опалення, насоси Гемфрі та ін.

До електричних зараховують три види насосів:

1. Електрогідродинамічні (електромагнітні), які діють за принципом взаємодії струму, підведеного до електропровідної перекачуваної рідини, і магнітного поля, через яке ця рідина протікає.

2. Електроіскрові, в яких енергія передається рідині в результаті локального випаровування і різкого збільшення об'єму рідини в зоні електророзряду.

3. Магнітострикційні, в яких використовується властивість деяких рідин змінювати свій об'єм під дією електромагнітного поля (ця властивість називається магнітострикцією).

Механічні насоси перетворюють механічну енергію твердого, рідкого або газоподібного тіла в механічну енергію рідини. Це найбільш поширена група насосів. В системах водопостачання та каналізації використовуються виключно механічні насоси. Тому надалі в курсі лекцій будуть розглядатися насоси тільки цієї групи. Механічні насоси дуже різноманітні. До них належать відцентрові, осьові (пропелерні), поршневі, струминні, вібраційні та ін.

4.3 Головні параметри насосів

Головними параметрами, які характеризують роботу насосів, є подача, напір (або тиск), потужність, коефіцієнт корисної дії, вакууметрична висота всмоктування (або кавітаційний запас).

Подачею (продуктивністю) насоса називається кількість рідини, яку насос подає за одиницю часу. Розрізняють об'ємну та вагову подачу. Об'ємна подача найчастіше позначається буквою **Q** і вимірюється в $\text{м}^3/\text{год.}$; або в л/с . Вагова подача вимірюється в Н/с або кН/год.

Напір насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці ваги рідини, яку перекачує. Напір позначається буквою **H** і має таку розмірність [метри]:

$$[H] = \frac{[\text{енергія}]}{[\text{сила}]} = \frac{H \cdot \text{м}}{H} = \text{метри} \cdot \quad (4.1)$$

Тиск насоса – це приріст питомої енергії, який насос передає одиниці об'єму рідини, яку перекачує. Тиск позначається буквою **P** і має таку розмірність [Па]:

$$[p] = \frac{[\text{енергія}]}{[\text{об'єм}]} = \frac{H \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = \frac{H}{\text{м}^2} = \text{Па} \cdot \quad (4.2)$$

$$p = \rho \cdot g \cdot H \quad (4.3)$$

де ρ – густина рідини, що перекачується;

g – прискорення сили тяжіння.

Потужність, яку споживає насос, витрачається на створення потрібного (корисного) напору і на покриття усіх втрат енергії, які мають місце в насосі під час перетворення підведеної до нього механічної енергії в енергію рідини.

Потужність найчастіше позначається буквою N і вимірюється у ватах та кіловатах. Корисна потужність визначається за формулою:

$$N_{\text{корисн}} = Q \cdot P, \quad (4.4)$$

$$[N] = \frac{m^3}{c} \cdot \frac{H}{m^2} = \frac{H \cdot m}{c} = Bm. \quad (4.5)$$

Коефіцієнт корисної дії (к. к. д.) враховує усі види втрат, які виникають при перетворенні механічної енергії двигуна в енергію рідини. Позначається буквою η і визначається як відношення корисної потужності до потужності на валу насоса:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{валу}}} < 1,0. \quad (4.6)$$

Вакууметричною висотою усмоктування називається величина вакууму, що виникає на вході в насос. Вона вимірюється в метрах стовпа рідини, яка перекачується, і дорівнює різниці між атмосферним тиском і тиском на вході в насос

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{вхд}}}{\rho \cdot g}, \quad (4.7)$$

де ρ – густина рідини, що перекачується;
 g – прискорення сили тяжіння.

4.4 Відцентрові насоси

Схема будови та принцип дії. Головним робочим органом насоса є *робоче колесо* 1 (рис. 4.1), яке насаджене на вал 9 так, щоб воно могло вільно обертатися всередині корпусу 3 насоса.

Робоче колесо складається з двох дисків (переднього та заднього), між якими розміщуються лопатки (лопасті) 2.

Лопатки відцентрового насоса дуже часто мають циліндричну форму і загнуті назад по відношенню до напрямку обертання робочого колеса. В деяких конструкціях насосів лопатки мають складну кривизну. Лопатки з'єднують обидва диски в одну жорстку конструкцію і разом з ними створюють, так звані, міжлопасні канали колеса.

Перед пуском увесь корпус і усмоктувальний трубопровід відцентрового насоса необхідно заповнити рідиною, яку буде перекачувати насос (залити насос). Якщо після заливання насоса почати обертати робоче колесо, то разом з ним почне обертатися і рідина, яка знаходиться всередині міжлопасних каналів. Одночасно на кожний об'єм рідини масою m , який знаходиться всередині міжлопасного каналу на відстані r від осі обертання робочого колеса, буде діяти відцентрова сила величина якої описується виразом:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (4.8)$$

де ω – кутова швидкість обертання.

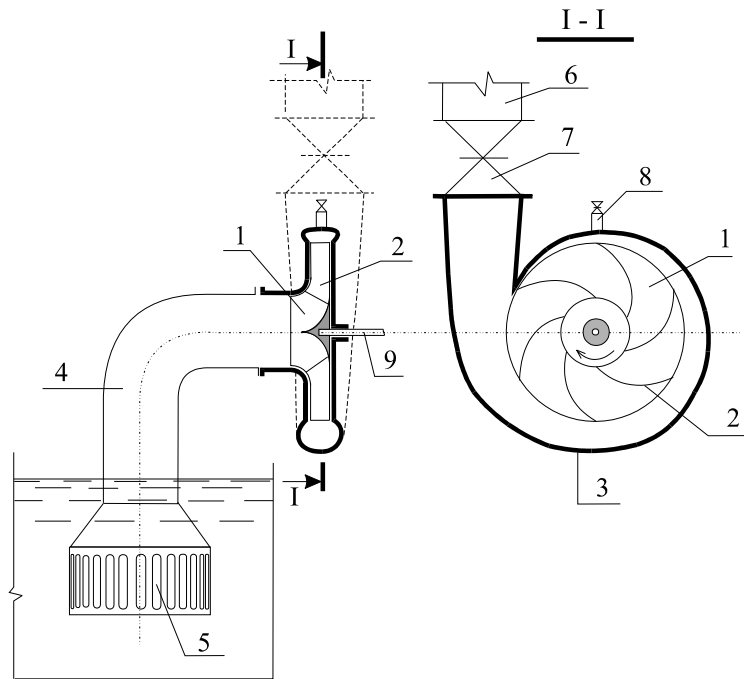


Рисунок 4.1 – Схема будови відцентрового насосу:

1 – робоче колесо; 2 – лопатка робочого колеса; 3 – корпус; 4 – усмоктувальний трубопровід; 5 – приймальний клапан; 6 – напірний трубопровід; 7 – засувка; 8 – штуцер для заливання насоса; 9 – вал, на який насаджено робоче колесо

На рисунку 4.2 показана будова відцентрового насосу. Під дією цієї сили рідина буде викидатися із міжлопасних каналів в спіральний канал корпуса насоса. До того ж в периферійних зонах робочого колеса та в спіральному каналі буде створюватися підвищений тиск, а в центрі робочого колеса буде виникати розрідження. Для нормальної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити відведення рідини із спіральної камери насоса й подачу її до центру робочого колеса. Для цього монтуються напірний та усмоктувальний трубопроводи. По напірному трубопроводу вода рухається під дією тиску, створеного насосом. По усмоктувальному трубопроводу рідина рухається під дією різниці тисків над вільною поверхнею в усмоктувальному резервуарі (атмосферний тиск) і в центральній зоні робочого колеса (розрідження – вакуум).

Спіральна камера призначена для плавного відведення рідини із робочого колеса в напірний трубопровід і для поступового зменшення швидкості руху рідини з метою перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну енергію тиску.

Конструкція насоса повинна запобігати перетіканню рідини із спіральної камери в зону розрідження в центрі робочого колеса. Цього досягають зменшенням зазорів між дисками робочого колеса та корпусом насоса, а також установкою спеціальних ущільнюючих кілець. Слід, також, запобігати попаданню повітря із навколишньої атмосфери в зону вакууму в центрі робочого колеса. Цього досягають установкою сальникових ущільнень в місцях проходів рухомих деталей через корпус насоса.

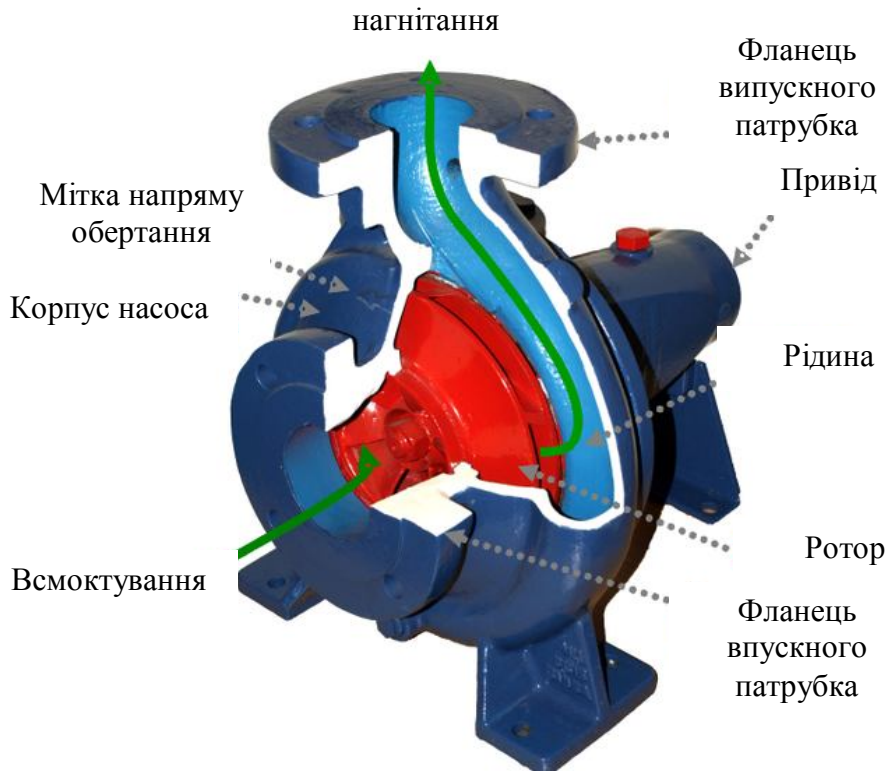


Рисунок 4.2 – Будова відцентрового насосу

З наведеної вище формули зрозуміло що, відцентрова сила, що діє на рідину, а внаслідок і тиск, що створює насос, тим більша, чим більші швидкість обертання та діаметр робочого колеса. Тому для відцентрових насосів використовують швидкісні двигуни. Найчастіше це електродвигуни.

4.5 Класифікація відцентрових насосів

Розроблено багато різних конструкцій відцентрових насосів, які можна так класифікувати за головними ознаками:

- *за кількістю робочих колес*, розміщених послідовно, розрізняють одноступеневі і багатоступеневі насоси. В багатоступеневих насосах рідина, що перекачується, проходить через ряд колес, насаджених на один вал. До того ж напір насоса дорівнює сумі напорів, які створюються кожним колесом. Багатоступеневі насоси є високонапірними (насосами високого тиску). В залежності від форми проточних каналів, по яких рідина перетікає від колеса до колеса, багатоступеневі насоси мають такі позначення: ЦНС – відцентровий насос секційний (в російській мові Ц – «центробежный»); ЦН – багатоступеневий насос, в якому робочі колеса згруповані попарно;

- *за кількістю потоків* (за кількістю паралельно розміщених колес) насоси можуть бути однопотоковими і багатопотоковими;

- *за величиною створюваного напору* відцентрові насоси розподіляються на такі:

- малонапірні (насоси малого тиску) – ті, що створюють напір до 20

метрів водяного стовпа;

- середньонапірні (насоси середнього тиску) – напір 20 – 60 метрів водяного стовпа;

- високонапірні (насоси високого тиску) – напір більше 60 метрів водяного стовпа;

- *за способом підводу рідини до робочого колеса розрізняють насоси з одnobічним та двобічним входом;*

- *за способом відведення рідини від робочого колеса розрізняють такі відцентрові насоси:*

- зі спіральним каналом;

- з кільцевим каналом;

- з направляючим апаратом (їх інколи називають турбінними насосами);

- *за конструкцією робочого колеса відцентрові насоси можуть бути такими:*

- ☐ із закритим робочим колесом (з двома дисками);

- ☐ з напіввідкритим робочим колесом (з одним диском);

- ☐ з відкритим робочим колесом (зовсім без дисків);

- *за розміщенням валу розрізняють горизонтальні та вертикальні насоси;*

- *за способом з'єднання з двигуном відцентрові насоси можуть бути:*

- привідними (зі шківом або редуктором);

- насосами, що з'єднуються з двигуном за допомогою муфти;

- моноблочними – насоси, в яких робоче колесо встановлюється на спільному валу з двигуном;

- *за різновидом рідини, яку перекачує насос, відцентрові насоси можуть бути:*

- водопровідними – насоси для умовно чистої води;

- каналізаційними (фекальними) – призначені для перекачки фекальних стічних вод і других забруднених рідин з температурою до 100°C;

- теплофікаційними – для гарячої та перегрітої води;

- ґрунтовими (землесосами), пісковими, шламовими для транспортування різноманітних пульп (пульпа – суміш води з твердими речовинами);

- кислотними – для транспортування агресивних рідин;

- насосами для транспортування нафти та нафтопродуктів;

- насосами для рідин, що легко закипають (ефір, спирт і т. ін.).

Окрім названих, існують і інші насоси для специфічних рідин.

4.6 Арматура та вимірювальні прилади, якими обладнуються відцентрові насоси

Насосний агрегат відцентрового типу складається із таких частин (рис. 4.3):

- 1 – відцентровий насос;
- 2 – усмоктувальний трубопровід (він прокладається з підйомом до насоса, нахил усмоктувального трубопроводу має бути не менше 0,005);
- 3 – ексцентричний (косий) перехід (якщо замість ексцентричного переходу на горизонтальній ділянці усмоктувального трубопроводу поставити концентричний, то на верхній лінії трубопроводу може виникнути контрнахил, що не допускається);

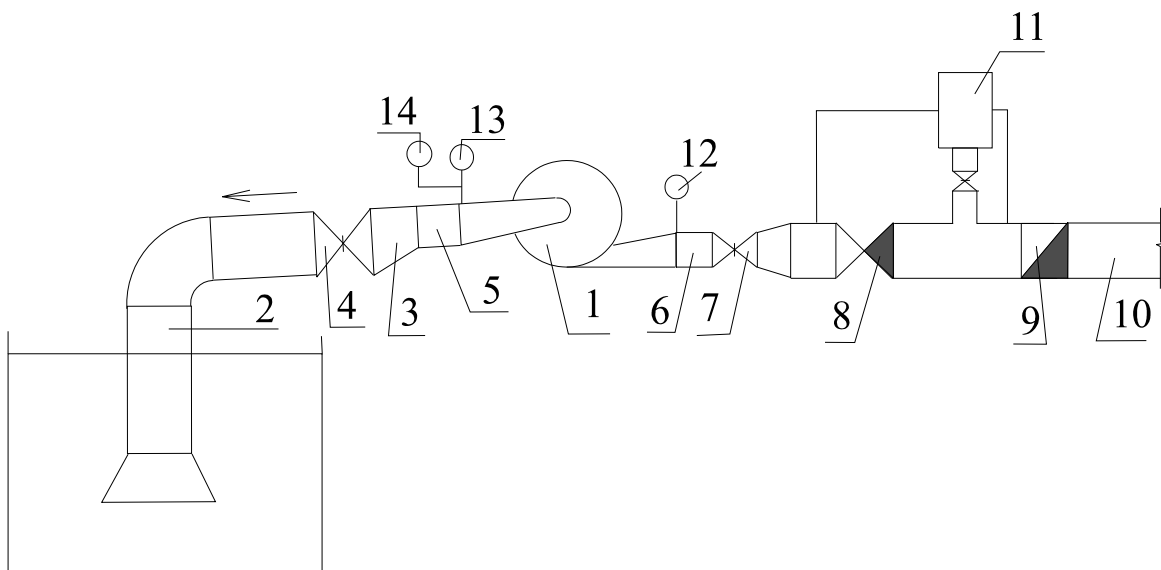


Рисунок 4.3 – Схема установки насосного агрегату відцентрового типу

4 – засувка на усмоктувальному трубопроводі (монтується тільки в тих випадках, коли насос може знаходитися під заливом, або якщо усмоктувальний трубопровід з'єднаний з усмоктувальними трубами інших насосів);

5, 6 – циліндричні вставки (полегшують монтаж та демонтаж насоса, в них також вирівнюються епюри швидкостей руху рідини на вході в насос та на виході із нього);

7 – напірна засувка (використовується для відключення насоса від напірного трубопроводу, а інколи і для регулювання подачі та напору насоса);

8 – зворотний клапан (не допускає зворотного руху рідини із напірного трубопроводу в насос, або із одного насоса в другий під час їхньої паралельної роботи);

9 – витратомір для обліку кількості поданої води (він повинен монтуватися на деякій відстані від місцевих опорів);

10 – напірний трубопровід (транспортуються рідина від насоса);

11 – гаситель гідравлічних ударів (захищає водоводи і арматуру від гідравлічних ударів, що виникають під час вимикання насоса на відкриту

12 – манометр для вимірювання тиску, який створює насос;
13 – вакуумметр (встановлюється на усмоктувальному патрубку насоса для вимірювання вакууму; якщо тиск на вході в насос більший за атмосферний (наприклад при роботі насоса під заливом або при послідовній роботі насосів), то замість вакуумметра 13 слід ставити манометр або мановакуумметр 14).

Напір насоса – це приріст питомої енергії, яку насос передає рідині.

$$E_{num} = Z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2g}, \quad (4.9)$$

P – тиск у центрі ваги;
 V – швидкість руху рідини;
 ρ – густина рідини;
 g – прискорення сили ваги.



33

$$E_{num1} = Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g}. \quad (4.10)$$

Повна питома енергія рідини на виході із насоса (переріз 2–2, рис. 4.4) буде дорівнювати

$$E_{num2} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g}. \quad (4.11)$$

За площину порівняння прийнята площина 0–0.

В цих формулах позначено:

– Z_1 та Z_2 – висоти центрів ваги перерізів (1–1) та (2–2) над площиною (0–0);

– P_1 та P_2 – абсолютний тиск при вході та виході із насоса;

– V_1 та V_2 – швидкості руху рідини при вході та при виході із насоса.

Напір насоса (тобто різниця питомих енергій) буде дорівнювати

$$H = E_{num2} - E_{num1} = (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \quad (4.12)$$

Відомо, що манометри показують манометричний тиск (тобто тиск понад атмосферний), тому

$$P_2 = P_{атм} + P_{ман.2}, \quad (4.13)$$

де $P_{атм}$ – атмосферний тиск;

$P_{ман.2}$ – покази манометра в центрі ваги перерізу (2–2).

Відомо також, що покази манометра залежать від висоти, на якій його встановлено. Так, якщо манометр, підключений до трубопроводу і встановлений на відмітці Z_2 показує тиск $P_{ман.2}$, то після перенесення його на відмітку Z_3 він буде показувати тиск

$$P_{ман.3} = P_{ман.2} + (Z_2 - Z_3) \rho g. \quad (4.14)$$

Вакууметр показує, наскільки тиск в точці вимірювання менший за атмосферний тиск, тобто

$$P_1 = P_{атм} - P_{вак.1}, \quad (4.15)$$

де $P_{вак.1}$ – покази вакуумметра в центрі ваги перерізу (1–1).

Покази вакуумметра також залежать від висоти його встановлення. Встановлений на відмітці Z_3 замість Z_1 , вакуумметр показуватиме величину

$$P_{вак.3} = P_{вак.1} - (Z_1 - Z_3) \rho g.$$

З врахуванням сказаного, формула (1.12) буде записана у вигляді:

$$H = \frac{P_{ман3}}{\rho \cdot g} + \frac{P_{вак.3}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}. \quad (4.16)$$

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі показів манометра на напірному патрубку і вакуумметра на усмоктувальному патрубку, приведених до однієї висотної відмітки, плюс різниця швидкісних напорів в напірному та усмоктувальному патрубках насоса. Найчастіше покази манометра та вакуумметра приводять до відмітки осі насоса.

З урахуванням взаємозв'язку тиску і напору, формула для визначення тиску насоса матиме такий вигляд:

$$P = P_{\text{ман.з}} + P_{\text{вак.з}} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (4.17)$$

Якщо насос працює з підпором, то на усмоктувальному патрубку замість вакуумметра ставиться манометр. В такому випадку напір насоса буде дорівнювати

$$H = \frac{P_{\text{ман.нап.}} - P_{\text{ман.всм.}}}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g}, \quad (4.18)$$

а тиск

$$P = P_{\text{ман.нап.}} + P_{\text{вак.всм.}} + \frac{\rho}{2}(V_2^2 - V_1^2). \quad (4.19)$$

Приклад 1. Визначити напір насоса за показами приладів, якщо відомо, що насос качає воду і розвиває подачу 1500 л/с. Манометр, який підключено до напірного патрубка насоса, показує тиск 0,36 МПа (3,6 атм.), а вакууметр, який підключено до усмоктувального патрубка, показує вакуум 0,06 МПа (0,6 атм.). Манометр розміщується на 4 метри вище осі насоса, а вакуумметр – на 2 метри вище цієї осі. Діаметр усмоктувального патрубка насоса – 800 мм, а діаметр напірного патрубка – 600 мм.

Розв'язання задачі: Спочатку приводимо показання манометра і вакуумметра до відмітки осі насоса:

$$P_{\text{ман.о.н.}} = P_{\text{ман}} + 4 \cdot \rho g = 360000 + 4 \cdot 1000 \cdot 10 = 400000 \text{ Па};$$

$$P_{\text{вак.о.н.}} = P_{\text{вак}} - 2 \cdot \rho g = 60000 - 2 \cdot 1000 \cdot 10 = 40000 \text{ Па}.$$

Визначаємо швидкість руху води в напірному та в усмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{нап.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{нап.}}^2} = \frac{1,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,6^2} = 5,3 \text{ м/с}; \quad V_{\text{всм.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{всм.}}^2} = \frac{1,5 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,8^2} = 2,99 \text{ м/с}.$$

За формулою (4.16) визначаємо напір насоса за показами приладів:

$$H = \frac{400000}{1000 \cdot 10} + \frac{40000}{1000 \cdot 10} + \frac{5,3^2 - 2,99^2}{2 \cdot 10} \cong 45 \text{ м вод. стовпа}.$$

Приклад 2. Визначити тиск, який створює насос, якщо відомо, що насос транспортує рідину густиною 920 кг/м³ і розвиває при цьому подачу 3200 м³/год. До напірного і усмоктувального патрубків насоса підключено манометри, які показують, відповідно, тиск 1,06 МПа і 0,12 МПа (10,6 та 1,2 атм.). Обидва манометри виведено на спільний стенд, і вони розміщені на одній відмітці – на 6 метрів вище за відмітку осі насоса. Діаметр усмоктувального патрубка насоса 700 мм, а напірного – 500 мм.

Розв'язання задачі. За умовою, обидва манометри розміщені на одній геодезичній відмітці, тому можна скористатися їхніми показаннями без додаткових коректив (при бажанні, можна привести показання цих манометрів до відмітки осі насоса і впевнитися, що результат буде тим самим). Вираховуємо тільки швидкості руху рідини в напірному та в усмоктувальному патрубках насоса:

$$V_{\text{нап.}} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{нап.}}^2} = \frac{3200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,5^2} = 4,53 \text{ м/с}; \quad V_{\text{всм.}} = \frac{3200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7^2} = 2,31 \text{ м/с}.$$

За формулою (4.19) визначаємо тиск насоса за показами приладів:

$$P = 1060000 - 120000 + \frac{920}{2} \cdot (4,53^2 - 2,31^2) = 946985 \text{ Па, або } \approx 9,47 \text{ атм.}$$

4.8 Визначення напору насоса під час проектування

Формулами попереднього параграфу можна скористатися тільки для визначення напору і тиску насоса на діючій установці. Якщо насосна станція тільки проектується, то покази манометрів і вакуумметрів не відомі і їх також треба визначити.

Застосуємо рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини на ділянці між перерізами 0–0 та 1–1 (див. рис. 4.4):

$$\frac{P_{\text{атм.}}}{\rho g} = Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_{\text{всм.}} \quad \text{або} \quad Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_{\text{атм.}}}{\rho g} - \frac{V_1^2}{2g} - h_{\text{всм.}} \quad (4.20)$$

За площину порівняння прийнято площину 0–0, тиск на вільну поверхню прийнято $P_{\text{атм.}}$, повні втрати напору між перерізами 0–0 та 1–1 – $h_{\text{всм.}}$. Швидкістю руху рідини в перерізі 0–0 нехтуємо (тобто вважаємо, що рівень рідини в резервуарі залишається незмінним).

Скориставшись рівнянням Бернуллі для потоку рідини між перерізами 2–2 та 3–3 (див. рис. 4.4), отримаємо:

$$Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} = Z_3 + \frac{P_{\text{атм.}}}{\rho g} - \frac{V_2^2}{2g} + h_{\text{нап.}}, \quad (4.21)$$

де $Z_3 = H_r$ – геодезична (геометрична) висота підйому води;

$h_{\text{нап.}}$ – повні втрати напору в напірному трубопроводі. Решта позначень попередня.

Підставивши вирази (4.20) та (4.21) у формулу (4.18), отримаємо:

$$H = H_r + h_{\text{нап.}} + h_{\text{всм.}} \quad (4.22)$$

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі геометричної висоти підйому рідини (статичний напір) і повних втрат напору, що виникають під час руху рідини по усмоктувальному та напірному трубопроводах.

При проектуванні геометрична висота підйому завжди відома. Вона дорівнює різниці відміток рівнів води в напірному та усмоктувальному резервуарах.

Повні втрати напору під час руху рідини складаються із втрат напору на тертя по довжині труби та втрат напору в місцевих опорах.

Втрати напору по довжині можна обчислити за однією з формул гідравліки:

$$h_{\text{довж.}} = \lambda \frac{LV^2}{2dg} \quad (\text{формула Дарсі}), \quad (4.23)$$

або

$$h_{\text{довж.}} = SQ^2 = A_0 k L Q^2, \quad (4.24)$$

де λ – коефіцієнт тертя;

L – довжина трубопроводу;
 V – швидкість руху рідини;
 d – діаметр трубопроводу;
 g – прискорення сили тяжіння;
 S – коефіцієнт опору трубопроводу;
 Q – витрата по трубопроводу;
 A_0 – коефіцієнт питомого опору трубопроводу;
 k – коефіцієнт, який коригує неквадратичність залежності.

У практиці розрахунків систем водопостачання широкого застосування набула формула:

$$h_{\text{довж}} = i L, \quad (4.25)$$

де i – гідравлічний ухил.

При розрахунках за формулою (4.25) необхідно користуватися спеціальними таблицями (наприклад, [14]).

Втрати напору в місцевих опорах найчастіше обчислюють за формулою Вейсбаха:

$$h_{\text{міс}} = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (4.26)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

При проектуванні насосних станцій в напірних трубопроводах за межами станції обчислюють втрати напору тільки по довжині. Втрати напору в місцевих опорах цих трубопроводів приймаються без розрахунку в розмірі 5-10% від втрат напору по довжині.

Втрати напору в усмоктувальних трубопроводах насосних станцій обчислюються за наведеними вище формулами. Значення коефіцієнтів місцевих опорів обирають із довідкової літератури (додаток 1).

Втрати напору в комунікаціях самої насосної станції (зокрема камеру переключень) найчастіше приймають без розрахунків (2-4 метри водяного стовпа).

4.9 Сумісна робота насосів та трубопроводів

Робочі характеристики відцентрового насоса. Випробування насосів.

Насоси, які виготовляє промисловість, випробовуються згідно з Держстандартом 6134.71 (відповідний Держстандарт України ще не розроблено).

За результатами випробувань отримують криві $(Q-H)$; $(Q-N)$ та $(Q-\eta)$, які називаються **робочими характеристиками насоса**. Ці три характеристики отримують шляхом енергетичних випробувань. Окрім того, існують і інші види випробувань, при яких отримують різні характеристики. Так, наприклад, характеристики $(Q-\Delta h)$ та $(Q-H_{\text{вак}}^{\text{дон}})$ отримують під час кавітаційних випробувань.

Випробування проводять на спеціальних стендах. Схема стенда для енергетичних випробувань наведена на рис. 4.5.

Випробування проводять при постійному числі обертів робочого колеса. Засувкою на напірному трубопроводі змінюють подачу насоса. При кожній подачі вимірюють відповідні напір та потужність. До того ж напір вираховують за показами манометра і вакуумметра:

$$H = M + B + \frac{V_{\text{нап}}^2 - V_{\text{всм}}^2}{2g}. \quad (4.27)$$

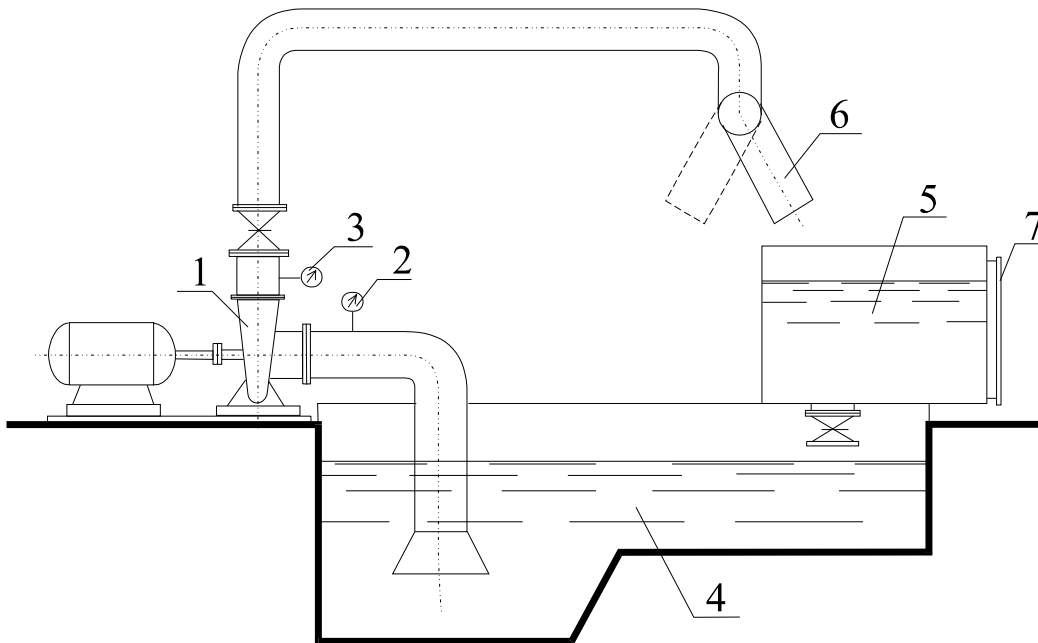


Рисунок 4.5 – Схема стенда для енергетичних випробувань:
 1 – насос; 2 – вакуумметр; 3 – манометр; 4 – резервуар; 5 – вимірювальний бак;
 6 – поворотний накінецьник; 7 – водомірне скло

Подача визначається шляхом вимірювання часу t , за який наповнюється вимірювальний об'єм W :

$$Q = \frac{W}{t}. \quad (4.28)$$

Потужність на валу для невеликих насосів можна вимірювати за допомогою балансирних електродвигунів. Для середніх та великих насосів визначається електрична потужність, яку споживає електродвигун. Цю потужність можна виміряти ватметром або вирахувати за показами вольтметра та амперметра:

$$N_{\text{в.}} = \frac{\sqrt{3}UA \cos \varphi}{1000}, \text{ кВт.} \quad (4.29)$$

До того ж величина $\cos \varphi$ обирається із паспорта електродвигуна за характеристикою ($\cos \varphi - N_{\text{ел.}}$). Потужність на валу насоса дорівнює

$$N_{\text{вал}} = N_{\text{ел.}} \eta_{\text{ел.дв.}}, \quad (4.30)$$

де $\eta_{\text{ел.дв.}}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна обирається із паспорта електродвигуна в залежності від $N_{\text{ел.}}$.

Коефіцієнт корисної дії насоса визначають як відношення корисної

потужності насоса до потужності на валу:

$$\eta = \frac{N_{\text{корисн}}}{N_{\text{виз}}} = \frac{\rho g Q H}{102 N_{\text{виз}}}. \quad (4.31)$$

Випробування насоса проводять не менше ніж при 20 подачах. При цьому отримують ряд точок, за якими будують графічні характеристики насоса. Характеристики відцентрових насосів мають такий вигляд (рис. 4.6):

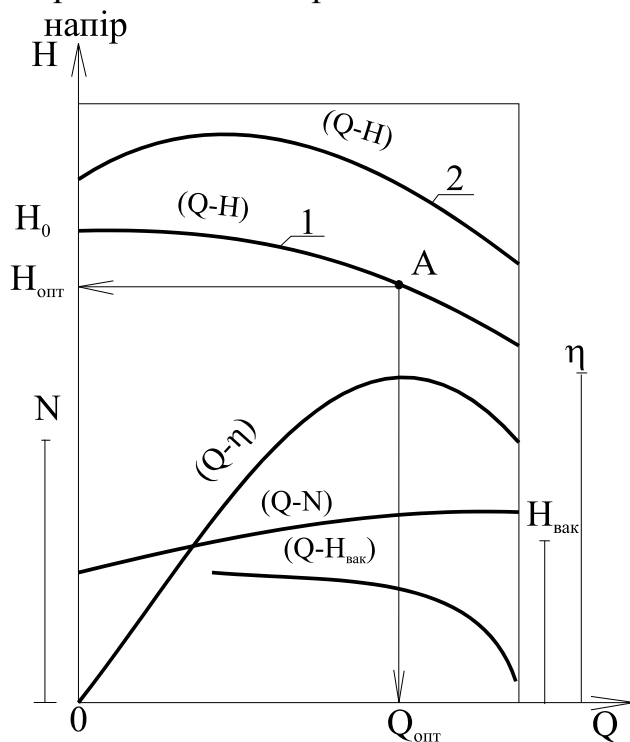


Рисунок 4.6 – Побудова характеристик насоса за результатами випробувань

Характеристика к. к. д. (Q–η) відцентрового насоса завжди має максимум при деякій подачі. Ця подача і є *оптимальною* для цього насоса.

Характеристики (Q–H) відцентрових насосів можуть бути стабільними і лабільними. Характеристику називають *стабільною*, якщо найбільший напір насоса відповідає нульовій подачі (крива 1, рис. 4.6) і *лабільною*, якщо вона має максимум при деякій позитивній подачі (крива 2, рис. 4.6).

Характеристики (Q–H) можуть бути положистими і крутими. Крутизна характеристики визначається за формулою:

$$K = \frac{(H_0 - H_{onm}) \cdot 100}{H_{onm}}. \quad (4.32)$$

Для положительных характеристик $K = 8 - 12 \%$, а для крутопадающих $K = 25-30 \%$.

Насосами з положистими характеристиками доцільно користуватися в системах, де можливі значні коливання витрат води при невеликих коливаннях напору (наприклад, у безбаштових системах водопостачання).

Насоси із крутопадаючими характеристиками слід використовувати там, де можливі значні коливання напору при невеликих коливаннях подачі (наприклад, для насосних станцій першого підйому).

4.10 Сумісна робота насосів і трубопровідної мережі

Під час проектування, а також під час аналізу роботи діючих насосних станцій виникає потреба у визначенні робочих режимів насосів.

Робочою точкою насоса, яка характеризує його режим під час роботи на

напірний трубопровід, називається точка перехрещення характеристики $Q - H$ насоса із характеристикою трубопроводу.

Задачу знаходження робочої точки насоса легше розв'язати графічно, шляхом нанесення на єдине поле координат характеристик насоса і трубопроводу. Характеристика насоса при цьому береться із технічного паспорта або із каталога насосів.

Для побудови графічної характеристики трубопроводу користуються формулою:

$$H_{\text{труб}} = H_{\text{стат}} + S_{\text{прив}} Q_{\text{труб}}^2, \quad (4.33)$$

де: $S_{\text{прив}}$ – приведений коефіцієнт опору трубопроводу, який враховує втрати напору у водоводах, комунікаціях насосної станції і у водопровідній мережі;

$H_{\text{стат}} = (H_{\text{геом}} + H_{\text{вільн}})$ – статична висота підйому, яка складається із геометричної висоти підйому та вільного напору в кінці трубопроводу.

Приймаючи різні значення $Q_{\text{труб}}$, вираховують відповідні значення $H_{\text{труб}}$ і отримані результати наносять у вигляді точок на графік, на який уже нанесено характеристику $Q - H$ насоса. Через отримані точки проводять плавну криву, яка і буде характеристикою трубопроводу. Вона має вигляд параболи з вершиною у точці $Q = 0$; $H = H_{\text{стат}}$ (див. рис. 4.7).

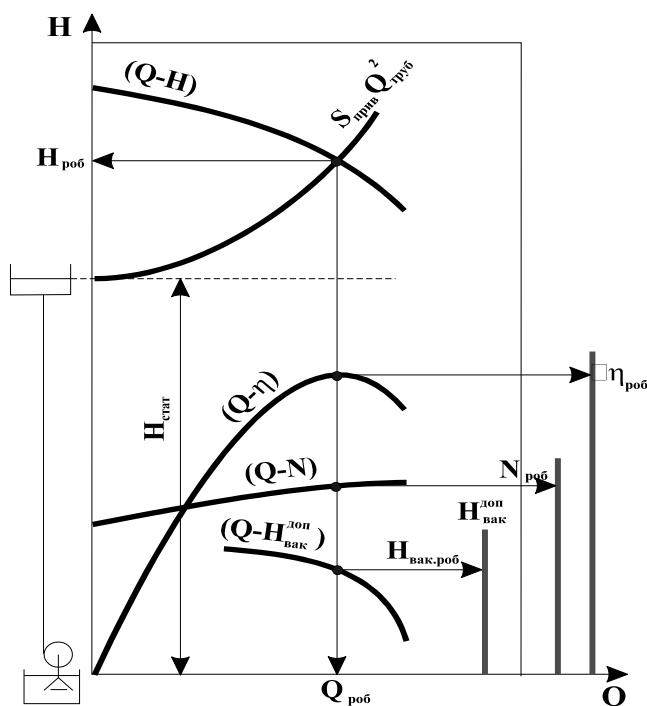


Рисунок 4.7 – Схема знаходження робочої точки системи «насос – трубопровід»

Точка перехрещення характеристик насоса і трубопроводу є робочою точкою системи. Вона визначає усі параметри роботи насоса ($Q_{\text{роб}}$, $H_{\text{роб}}$, $N_{\text{роб}}$, $\eta_{\text{роб}}$, $H_{\text{вак.роб}}$) на цей трубопровід. Більшої витрати за цим трубопроводом насос подати не зможе.

4.11 Методи регулювання роботи насосів

Регулюванням роботи насосів називають процес штучного змінення характеристики насоса або трубопроводу для забезпечення роботи насоса у потрібному режимі при збереженні матеріального і енергетичного балансу системи.

Роботу системи «насос-трубопровід» можна регулювати шляхом змінення характеристики трубопроводу або характеристики насоса.

Одним із найбільш поширених засобів регулювання роботи насосів є **регулювання напірною засувкою**. При частковому закритті засувки втрати напору у ній збільшуються. Внаслідок цього збільшуються і загальні втрати напору в трубопроводі (збільшується $S_{\text{прив}}$). До того ж характеристика трубопроводу стане більш крутою і перехрещення її з характеристикою насоса відбудеться за меншої витрати (див. рис. 4.8).

Регулювання роботи насосів напірною засувкою неекономне, тому що додатковий опір, роль якого виконує прикрита засувка, викликає додаткову втрату енергії, що знижує коефіцієнт корисної дії насосної установки. Із графіка (рис. 6.1) зрозуміло, що під час роботи з прикритою засувкою насос розвиває подачу Q_6 при напорі H_6 . Напір на початку водоводу за засувкою при витраті Q_6 складає $H_{6в}$. Втрата напору на засувці при подачі Q_6 складає $h_{\text{засувки}} = H_6 - H_{6в}$, а відповідна їй втрачена на засувці потужність буде

$$N_{\text{засувки}} = \frac{\rho g Q_6 h_{\text{засувки}}}{102 \eta_{\text{насоса}}}, \text{ кВт.} \quad (4.34)$$

Через неекономність і можливість регулювання тільки в сторону зменшення подачі регулювання напірною засувкою (інколи його називають **дросельним регулюванням**) можна застосовувати тільки до невеликих насосів і на короткий час. Під час дросельного регулювання слід застосовувати насоси із пологою характеристикою.

Окрім дроселювання регулювати подачу насоса можна **перепусканням частини рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний або впускном невеликої кількості повітря в усмоктувальний трубопровід**.

Перепусканням рідини із напірного трубопроводу в усмоктувальний часто регулюють роботу осьових насосів, у яких характеристика потужності знижується зі збільшенням подачі. Таке регулювання також знижує к. к. д. насосної установки.

Регулювання впуском повітря в системах водопостачання майже не використовується.

Найбільш економним є регулювання режиму роботи насоса за рахунок **змінення частоти обертання** робочого колеса. Цього можна досягнути зміненням частоти обертання двигуна, який крутить робоче колесо, або установкою спеціальних муфт чи редукторів, які при постійній швидкості обертання двигуна дозволяють змінювати швидкість обертання робочого колеса насоса.

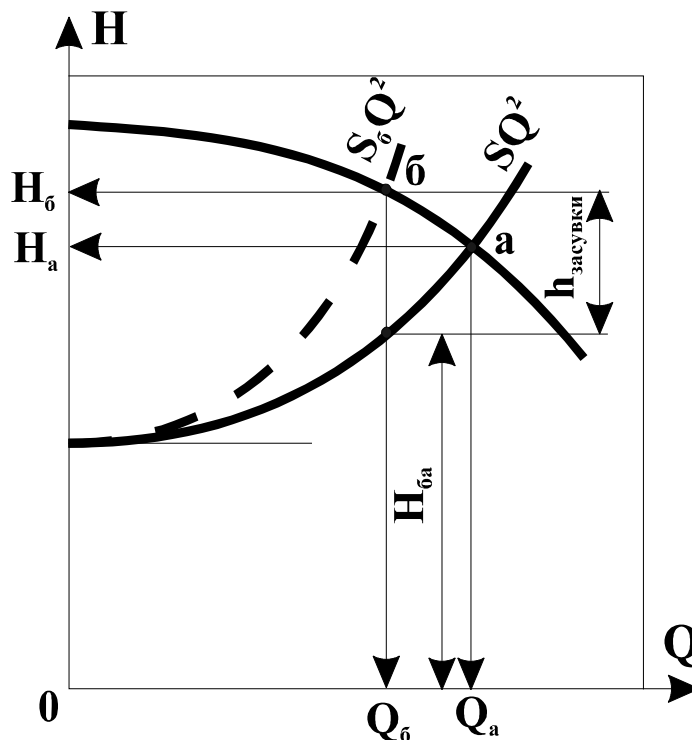


Рисунок 4.8 – Схема методу дросельного регулювання роботи насоса

Частоту обертання електродвигуна найпростіше змінювати у електродвигунах постійного струму. Але в системах водопостачання та каналізації такі двигуни майже не використовуються.

Частоту обертання асинхронного електродвигуна змінного струму з фазовим ротором можна змінювати введенням додаткового опору в електричний ланцюг ротора. Недоліком такого регулювання є неекономність і ускладнення конструкції електродвигуна через необхідність влаштування додаткових кілець і щіток.

Останнім часом наша промисловість стала виробляти електродвигуни змінного струму з переключенням обмотки статора на різну кількість пар полюсів. Двигуни цього типу виробляються двох- і трьохшвидкісними.

Найпростіше змінювати швидкість обертання електродвигуна перемінного струму зміною частоти струму. Поширення цього засобу регулювання довго стримувалося низьким коефіцієнтом корисної дії перетворювачів частоти струму. Але з появою досить потужних тиристорних перетворювачів частоти струму з високим к. к. д., таке регулювання все більше поширюється.

Регулювати швидкість обертання ротора асинхронного електродвигуна можна також за допомогою його каскадного підключення.

Регулювати швидкість обертання робочого колеса насоса при постійній частоті обертання електродвигуна можна за допомогою *гідромумфти*, або *електромагнітної мумфти ковзання (ЕМК)*.

Робочими елементами гідромумфти є колесо відцентрового насоса і колесо турбіни, які розміщені в одному корпусі (див. рис. 4.9). Колесо відцентрового насоса насаджено на ведучий вал (вал електродвигуна), а колесо турбіни

закріплено на відному валу (вал насоса). Корпус гідромуфти заповнюється робочою рідиною (найчастіше це машинне масло). Під час обертання валу електродвигуна з ним обертається і насосне колесо гідромуфти. Воно викидає робочу рідину на турбінне колесо гідромуфти. Під дією цієї рідини турбінне колесо також починає обертатися і, таким чином, обертає робоче колесо насоса.

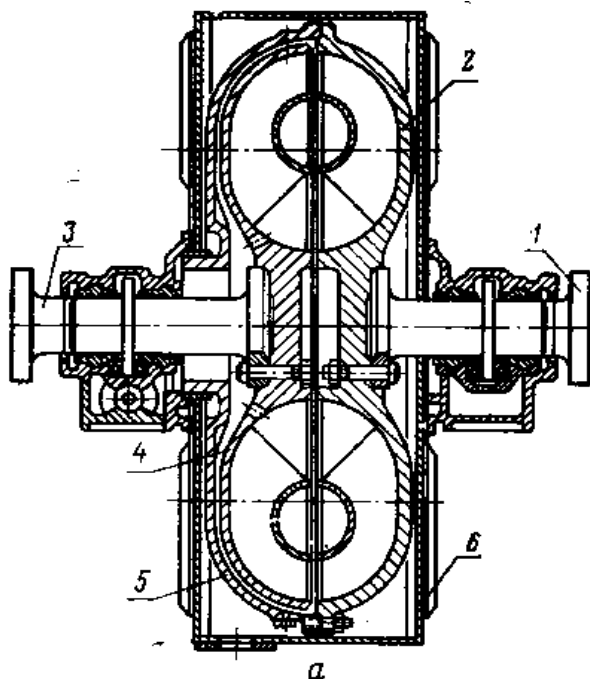


Рисунок 4.9 – Схема будови гідромуфти:

1 – ведучий вал; 2 – насосне колесо гідромуфти; 3 – відний вал; 4 – турбінне колесо гідромуфти; 5 – рухомий кожух; 6 – корпус гідромуфти

В системах водопостачання і каналізації знаходять застосування гідродинамічні муфти змінного заповнення типу ГМР. Регулювання швидкості обертання відного валу в цих муфтах проводять за допомогою зміни величини наповнення маслом робочого простору колес гідромуфти.

Перевагою гідромуфт є плавне, автоматичне і швидке регулювання частоти обертання відного валу, а також захист електродвигуна від надмірного перенавантаження.

До недоліків гідромуфт належить зниження їх к. к. д. при збільшенні глибини регулювання, а також їхню

конструктивну складність і великі габарити (гідромуфти складніші за насоси і мають майже такі розміри, як і основні насоси).

Електромагнітна муфта ковзання (рис. 4.10) складається із двох частин, які обертаються, – індуктора і якоря. Якір з'єднується із ведучим валом (валом електродвигуна), а індуктор – із відним валом (валом насоса). Якір і індуктор максимально наближені один до одного, але обов'язково мають повітряний зазор. Якір обертається разом з електродвигуном і створює при цьому магнітне поле, яке також обертається. За відсутності електроструму в обмотці індуктора крутильний момент від електродвигуна не передається на вал насоса.

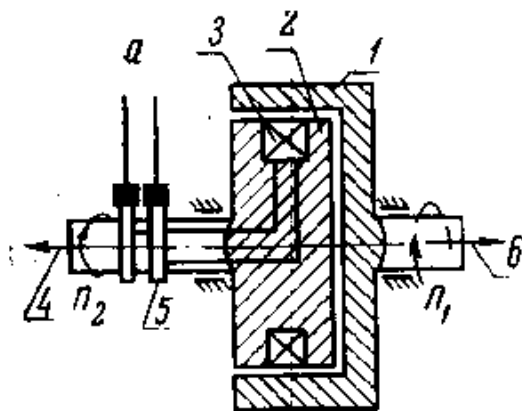


Рис. 4.10 – Схема будови ЕМК:
1 – якорь; 2 – індуктор; 3 – обмотка
збудження; 4 – відний вал; 5 – контактні
кільця; 6 – ведучий вал

Якщо через обмотку індуктора пропускати електричний струм, то під дією магнітного поля, яке створене якорем, індуктор також почне обертатися (під впливом сили, яка діє на провідник із струмом у магнітному полі). Частота обертання індуктора (передаткове число муфти) залежить від сили струму збудження (сили струму в обмотці індуктора).

4.12 Регулювання роботи аеродинамічних машин

Найчастіше відповідно до класифікації застосовується повітродувне обладнання відцентрового та поршневого типів. Відцентрові машини мають деякі переваги у порівнянні з поршневими, а саме:

- у відцентрових машин відсутні деталі, які швидко зношуються, – поршні, клапани тощо;
- вони не потребують внутрішнього змащування, тому не забруднюють стиснене повітря або газ;
- завдяки великій частоті вони безпосередньо з'єднуються з електродвигуном або паровими турбінами;
- установки з турбокомпресорами компактніші: вони мають меншу вагу, займають меншу виробничу площу;
- через те що повітря або газ проходять через компресор в одному напрямку, відпадає необхідність встановлення ресиверів між окремими ступенями.

Для регулювання роботи повітродувного обладнання найчастіше використовуються такі методи [15, 16].

1. Увімкнення – вимкнення компресорної установки.

Метод, який передбачає вимкнення електродвигуна у разі підвищення тиску до максимального рівня та увімкнення його після досягнення мінімально допустимого рівня тиску.

Переваги методу: під час простою компресора він не споживає електроенергію.

Недоліки методу: постійне вмикання й вимикання електродвигуна загалом негативно відображається на роботі системи та може спричинити перегрівання обмотки електродвигуна.

2. Скидання зайвого повітря в атмосферу.

Сутність методу полягає в наявності спеціального клапана, який відкривають, як тільки тиск у системі досягає максимальних показників.

Переваги методу: спосіб доцільно застосовувати тільки в дуже потужних компресорних установках, у яких рідко досягається максимальний рівень тиску.

Недоліки методу: найбільш неекономічний спосіб регулювання продуктивності; нераціональний метод, тому що зрештою весь енергоресурс, витрачений на стиснення цього повітря, виявляється розтраченим даремно.

3. Підключення додаткового об'єму.

Метод застосовується тільки для компресорів поршневого типу та базується на використанні зазору, який завжди залишають між поршнем і кришкою циліндра для того, щоб компенсувати теплові деформації.

Переваги методу: якщо штучно збільшувати цей так званий «мертвий об'єм», продуктивність компресора буде зменшуватися.

Недоліки методу: стиснення повітря, яке знаходиться в «мертвому об'ємі», також потребує енергозатрат.

4. Робота «на холостому ходу».

Застосовується в машинах роторного типу (гвинтових, спіральних або пластинчато-роторних); після досягнення максимальних показників тиску в системі спрацьовує реле, яке закриває засувку всмоктуючого клапана.

Переваги методу: робота компресора не припиняється, він продовжує споживати біля 20 % звичайної кількості енергоресурсів, але тиск у системі не нагнітається.

5. Дроселювання здійснюється за допомогою пропорційного всмоктуючого клапана, який не дає тискові в системі підвищуватися понад міру, перекриваючи шлях повітря, що всмоктується, через газодинамічні опори.

Переваги методу: система регулює продуктивність практично самостійно – засувка всмоктуючого клапана відкривається під тиском повітря в системі; він більш ефективний, ніж метод «холостого ходу».

Недоліки методу: коштує дорожче, ніж метод «холостого ходу»; спосіб пов'язаний з безперервною зміною положення диска затвора відповідно до зміни притоку стоків та їхнього складу, і, відповідно, до підвищення зношення рухомих деталей затворів та пришвидшення виходу їх з ладу.

6. Використання частотного перетворювача для регулювання частоти обертання електричного двигуна.

Переваги методу: втрати енергії під час використання цього методу мінімізуються, а межі регулювання продуктивності розширюються та складають 20–100 %; метод застосовують для всіх компресорних установок об'ємного типу.

Недоліки методу: цей спосіб є найбільш дорогим; його використання в установках динамічного типу (осьових, відцентрових тощо) спричиняє проблеми: може виникнути резонанс з власними частотами коливань турбокомпресора установки.

7. Дискретний метод регулювання частоти обертання електричного двигуна.

Переваги методу: головна відмінність щодо попереднього методу полягає в тому, що замість плавної зміни швидкості обертання вала використовується дискретна зміна, що базується на застосуванні спеціальних багатошвидкісних двигунів; це коштує значно дешевше, ніж використання частотного перетворювача, а ефективність майже рівнозначна.

8. Зміна кількості працюючих агрегатів (на станціях з кількістю робочих агрегатів 6–10).

Недоліки методу: регулювання неекономне, втрачається 15–20 % енергії, яка витрачається на подачу повітря; значна кількість увімкнень – вимкнень повітродувок відповідно до технологічних потреб спричиняє передчасне зношення повітродувок.

9. Комбінований метод передбачає використання почергово дискретної зміни положення дисків затворів, встановлених на всмоктуючих лініях повітродувок. Засувка прикривається на деякий постійний кут 35–40 °. Дроселювання доповнюється зміною кількості працюючих агрегатів, що здійснюється за допомогою пристрою плавного пуску (ППП).

Переваги методу: застосування PPP не потребує значних капітальних затрат, оскільки для почергового плавного пуску 8–10 агрегатів повітродувної установки достатньо мати один PPP.

Дослідження [48], проведені на Люберецькій станції аерації м. Москва, яка оснащена 10 повітродувками 750-23-4, свідчать про таке:

- затвор на всмоктуючій лінії може бути прикритий на кут 45 ° без загрози виникнення помпажу;
- прикриття затвору на кут 45 ° зменшує подачу на 4000 м³/год та знижує потужність, що споживається, на 140 кВт;
- почерговим прикриттям затвору на 40 ° можна практично плавно зменшувати подачу повітря в аеротенки на 20–23 % та знизити потужність, що споживається, на 15–16 %.

10. Каскадне регулювання роботи повітродувок.

Каскадне регулювання – це метод почергового ввімкнення повітродувок, якщо загальна кількість робочих агрегатів складає понад 3 шт. (рис. 4.12).

Згідно з каскадним регулюванням роботи повітродувного обладнання (рис. 4.12), пуск першого компресора відбувається за мінімальної подачі – 45 %, за необхідності подачі більшого об'єму повітря компресор підвищує подачу до 100 %.

Потім відбувається запуск другого компресора – за мінімальної подачі 45 %, перший компресор, під час запуску другого, також знижує подачу до 45 %. Усього загальна подача становитиме 90 %. Другий компресор продовжує працювати за мінімальної подачі, а подача першого зростає до 100 % (загальна подача – 145 %).

Якщо необхідний більший об'єм повітря, обидва компресори працюють за 100 %-ої подачі, а третій починає свою роботу від 45 %, робота другого також автоматично знижується до 45 % (загальна подача – 190 %). Далі подача другого зростає до 100 %. Загальна подача дорівнює 245 %. Потім і подача третього компресора зростає до 100 % (загальна подача трьох компресорів – 300 %).

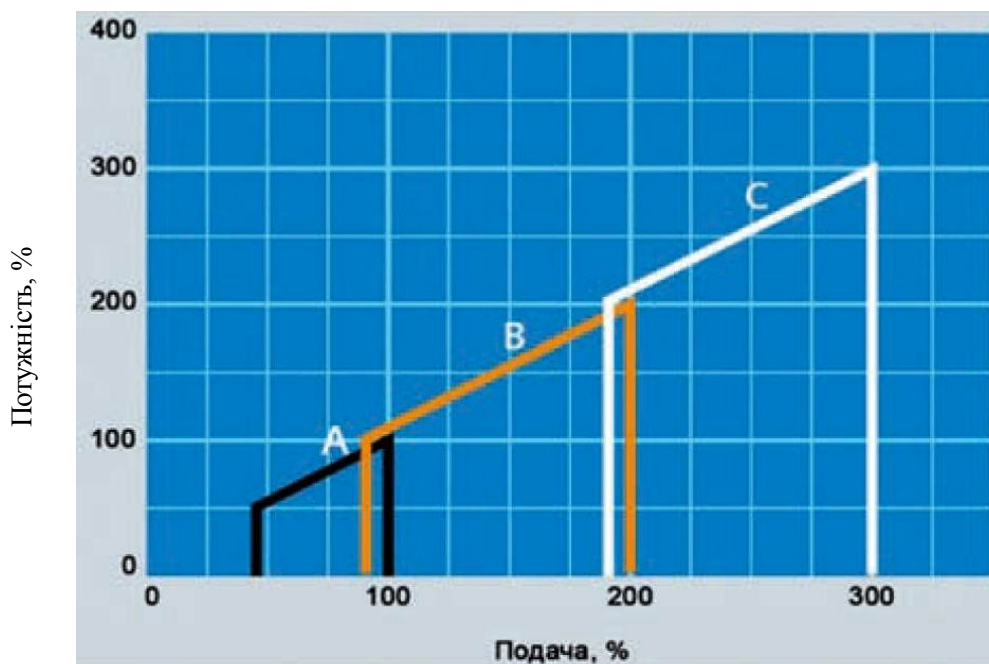


Рисунок 4.12 – Каскадне регулювання роботи повітродувки

Сучасні повітродувки поставляються разом з шафою управління, яка дає змогу підключати обладнання до автоматизованих систем управління (АСУ). Використання керуючих засобів автоматики підвищує ефективність систем до 10 %. Крім того, автоматизація знижує трудові ресурси та оптимізує процес.

На підставі зазначеного вище можна зробити такий висновок: на сьогодні економічно доцільно замінити турбоповітродувки серії ТВ на сучасні повітродувки, які більш економні внаслідок можливості в автоматичному режимі регулювати кількість повітря, що подається в аеротенки.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Дайте визначення гідравлічних машин та наведіть основні ознаки, за якими класифікують насоси.
2. Які параметри роботи насосів є головними? Дайте їх визначення.
3. Наведіть схему та принцип дії відцентровго насосу.
4. Наведіть основні ознаки класифікації відцентрових насосів.
5. Наведіть схему установки насосного агрегату та дайте до неї пояснення.
6. Як визначити напір та тиск насосу за показами приладів?
7. Як визначити напір насосу під час проектування?
8. Дайте визначення та принцип визначення потужності та коефіцієнту корисної дії насоса.
9. Наведіть схему стенда для енергетичних випробувань насоса та дайте до неї пояснення.
10. Наведіть принцип побудови характеристик насоса за результатами випробувань.
11. Який процес називають регулюванням роботи насоса? Назвіть основні

методи регулювання роботи насосних установок.

12. Поясніть принцип регулювання роботи насосної установки шляхом дроселювання та перепускання частини рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний.

13. У чому полягає метод зміни характеристик насоса за допомогою зміни частоти обертання робочого колеса? Якими засобами його можна відтворити?

14. Як визначити робочу точку системи «насос – трубопровід»?

15. У чому полягають переваги відцентрових повітродувок у порівнянні з іншими видами компресорів?

16. Які методи регулювання роботи повітродувного обладнання використовуються найчастіше?

ТЕМА 5 ОСНОВИ ГІДРОДИНАМІКИ

Гідродинаміка – розділ гідромеханіки, який вивчає закони руху рідини та взаємодії з тілами, які нею омиваються. Причина руху рідини – це дія сил на неї (зовнішній тиск і гравітація).

Основними параметрами, які характеризують рух, являються внутрішній тиск (p) та швидкість (u) в окремих точках. Тиск називають *гідродинамічним*. У загальному випадку швидкість і тиск є функціями координати та часу.

Задача гідродинаміки – вивчити взаємодію між швидкістю і тиском в окремих точках.

Види руху. Залежно від зміни основних параметрів p та u розрізняють два види руху: сталий та несталий.

Несталий – загальний випадок руху, p та u залежать від координати і часу

$$p=f(x,y,z,t), u=g(x,y,z,t). \quad (5.1)$$

Сталий – p та u не залежать від часу, тобто

$$p = f(x, y, z), u = g(x, y, z) \text{ або } dp/dt = 0, du/dt = 0. \quad (5.2)$$

Сталий рух може бути **рівномірним** та **нерівномірним**.

Рівномірний – швидкість, а в ряді випадків і тиск не змінюються упродовж потоку. Залежно від причини рух може бути напірним, безнапірним або вільним струменем.

Напірним називається рух рідини, яка з усіх сторін обмежена твердими стінками, причиною руху являється різниця тисків на початку та наприкінці системи.

Безнапірний рух – це, коли частина периметру рідини не обмежена твердими стінками, тобто є вільна поверхня, причиною руху являється сила тяжіння.

Вільний струмінь – потік, який не обмежений стінками.

5.1 Траєкторія, лінія току, елементарний струмінь

Траєкторія – слід частки, яка рухається (рис. 5.1).

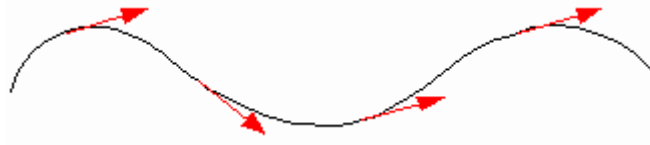


Рисунок 5.1 – Траєкторія руху частки рідини

Лінія току – лінія, в кожній точці якої вектор швидкості направлений по дотичній. Під час сталого руху лінія току співпадає з траєкторією частки, яка рухається.

Трубка току – елементарна площа, через контур якої проведені лінії току (рис. 5.2).

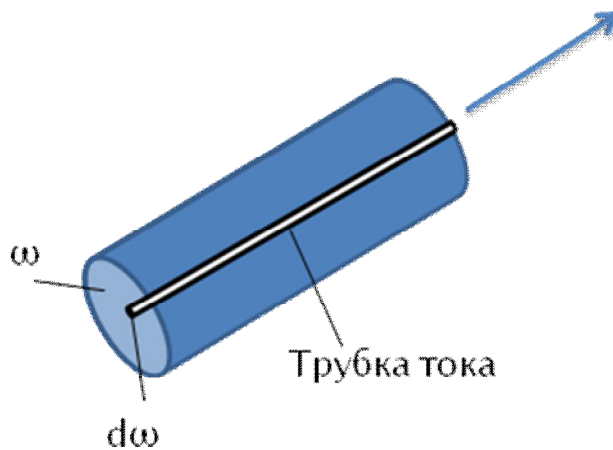


Рисунок 5.2 – Схема елементарного струменя потоку

Елементарний струмінь – частина рідини, яка обмежена трубкою току; сукупність ліній току, які проходять через елементарну площину.

Елементарний струмінь володіє наступними властивостями:

1. Форма елементарного струменя остається незмінною у часі.
2. Обмін частками між окремими струменями не можливий (вектор швидкості направлений по дотичній, нормальна складова дорівнює 0).
3. Швидкість і тиск в усіх точках перерізу однакові через те, що переріз дуже малий (рис. 5.3).

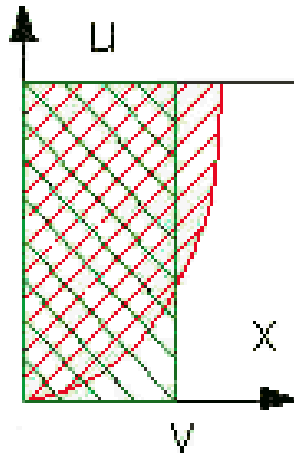


Рисунок 5.3 – Епюра швидкості в елементарному струмені

Потік – сукупність елементарних струменів, які протікають через площу достатньо велику, але обмежених розмірів.

Під час вивчення потоку розглядають такі види руху:

- паралельно–струменевий рух (коли лінії току паралельні між собою);
- рух, що плавно змінюється, близький до паралельно-струменевого руху (радіус кривизни лінії току дуже великий, лінії току розходяться);
- рух, що різко змінюється.

В подальшому будемо розглядати тільки рух, який плавно змінюється.

Властивості руху, що плавно змінюється:

- кривизна лінії току незначна, тобто радіус кривизни наближається до безкінечності;
- кут, який утворює лінії току близький до 0;
- поперечний переріз потоку плоский, нормальний до осі потоку;
- тиск в межах перерізу підпорядковується законам гідростатики;
- питома потенційна енергія потоку – величина стала за всім перерізом, уздовж потоку не змінюється

$$e_{nom} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} = const. \quad (5.3)$$

5.2 Елементи потоку

До основних елементів потоку належать:

- Живий переріз потоку – ω ;
- Змочений периметр – χ ;
- Гідравлічний радіус – R ;
- Витрата рідини – Q ;
- Середня швидкість у перерізі потоку – V .

Площа живого перерізу – площа плоского поперечного перерізу, нормального за напрямом руху (рис. 5.4).

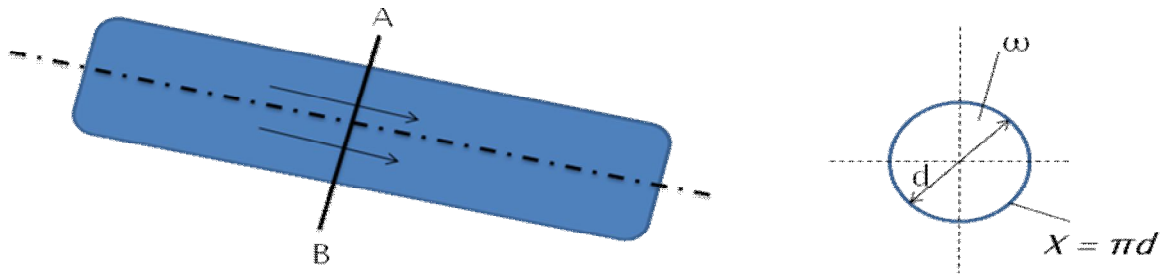


Рисунок 5.4 – Параметри напірного потоку в круглій трубі

Змочений периметр – частина периметра, на якій потік стикається з твердими стінками (рис. 5.4 – 5.6).

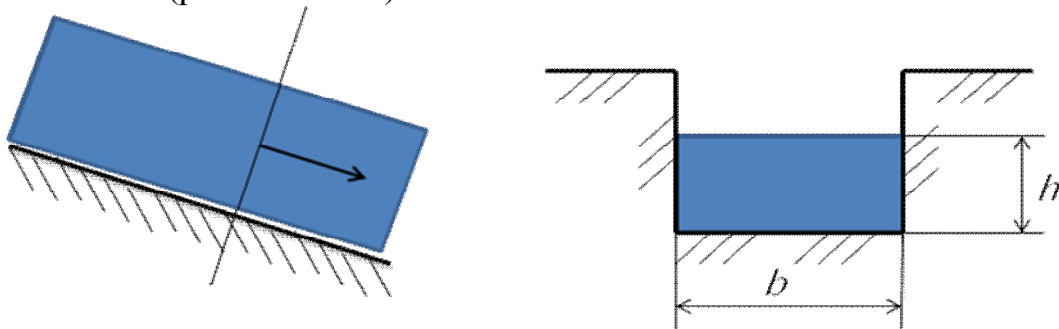


Рисунок 5.5 – Параметри безнапірного потоку в прямокутному руслі

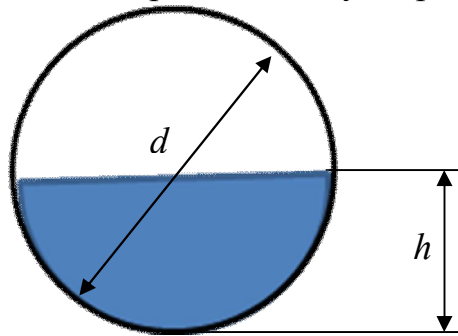


Рисунок 5.6 – Безнапірний потік у круглому перерізі

Гідравлічний радіус – відношення площі живого перерізу до змоченого периметру

$$R = \omega / \chi. \quad (5.4)$$

Для прямокутного перерізу (рис. 5.5):

$$\omega = b \cdot h; \quad \chi = b + 2h; \quad R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{bh}{b + 2h}.$$

Для круглого перерізу (з половинним наповненням, рис. 5.6):

$$\omega = \frac{\pi d^2}{8}; \quad \chi = 0,5 \cdot \pi \cdot d; \quad R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2 \cdot 2}{4 \cdot \pi d} = \frac{d}{2}.$$

Напірний рух (повне наповнення, рис. 5.4):

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4 \cdot \pi d} = \frac{d}{4}.$$

Гідравлічний радіус характеризує відкриті потоки за величиною, він є стандартним лінійним розміром потоку.

Витратою називається кількість рідини, яка проходить через даний переріз за одиницю часу (рис. 5.7)

$$Q = \frac{W}{t}. \quad (5.5)$$

$$dQ = \frac{dW}{dt};$$

$$dW = d\omega \cdot dS = d\omega \cdot U \cdot dt;$$

$$dQ = \frac{d\omega \cdot U \cdot dt}{dt} = U \cdot d\omega.$$

де W – об'єм рідини, який протікає через даний переріз;
 t – час, за який протікає об'єм рідини W ;
 dS – відстань між перерізами;
 U – швидкість руху струменя.

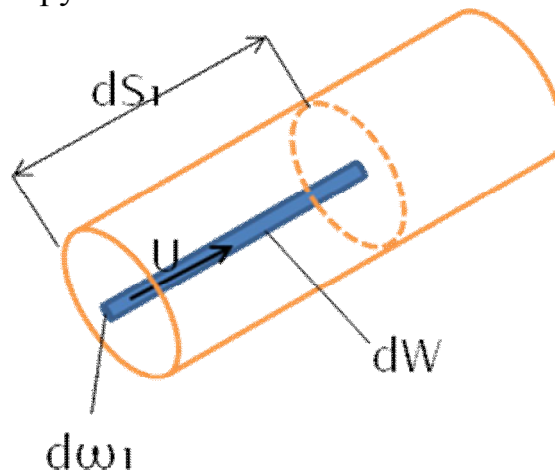


Рисунок 5.7 – Схема руху струменя потоку рідини

Швидкість потоку в елементарному струмені – величина постійна, але у потоці швидкість змінюється. Тому вводиться поняття середньої швидкості потоку.

Враховуючи, що

- проникнення рідини через бокову поверхню неможливе (через те, що поверхня утворена лініями току),
- рідина не стискається,
- рідина є суцільним середовищем (відсутні розриви),

можна записати

$$Q = V_{cp} \cdot \omega. \quad (5.6)$$

Середня швидкість V_{cp} у живому перерізі потоку – це така швидкість (фіктивна), з якою рухались би частки рідини через даний живий переріз.

5.3 Рівняння нерозривності руху рідини для елементарного струменя і для потоку рідини

Через переріз 1 в трубку ввійде деякий об'єм рідини dW_1 за час dt . За цей же час через переріз 2 вийде об'єм dW_2 (рис. 5.8).

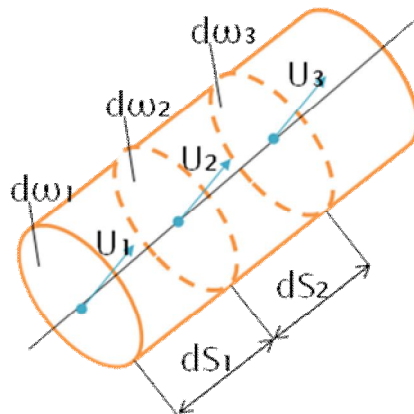


Рисунок 5.8 – Схема пересування частки рідини у потоці

$$\begin{aligned}dW_1 &= d\omega_1 \cdot dS_1 = d\omega_1 \cdot U_1 \cdot dt; \\dW_2 &= d\omega_2 \cdot dS_2 = d\omega_2 \cdot U_2 \cdot dt; \\d\omega_1 \cdot U_1 \cdot dt &= d\omega_2 \cdot U_2 \cdot dt; \\d\omega_1 \cdot U_1 &= d\omega_2 \cdot U_2 = dQ - \text{const.}\end{aligned}\tag{5.7}$$

Виходячи з властивостей елементарного струменя для сталого руху можна записати **рівняння нерозривності руху для елементарного струменя**:

$$d\omega_1 \cdot U_1 = d\omega_2 \cdot U_2 = dQ - \text{const.}\tag{5.8}$$

Добуток швидкості на площу живого перерізу – величина постійна уздовж всього потоку:

$$\omega_1 \cdot V_1 = \omega_2 \cdot V_2 = Q - \text{const.}\tag{5.9}$$

Рівняння (5.9) являється *рівнянням нерозривності руху для потоку рідини*.

5.4 Режими руху рідини

Протікання реальної рідини характеризується різними режимами її руху, які можуть переходити один в інший за певних умов. Експериментальні дослідження гідравлічних опорів показують, що втрати напору (втрати енергії) залежать від існуючого в потоці режиму руху.

Існування двох принципово різних режимів руху рідини було відмічено Г. Хагеном у 1839 та 1854 рр. Під час вивчення протікання різноманітних крапельних рідин з різними фізичними властивостями Рейнольдс встановив, що рух буває ламінарним та турбулентним.

«Ламінарний» походить від латинського слова *lamina* – шар. **Ламінарним** називається такий режим, коли потік рідини рухається окремими струменями або шарами і траєкторії окремих часток між собою не перетинаються. На практиці ламінарний режим має місце під час руху рідин з великою в'язкістю (нафти, змащувальних масел), під час руху води через тонкі трубки, в трубопроводах при малих швидкостях потоку.

«Турбулентний» походить від латинського слова *turbulentus* – безладний, хаотичний. **Турбулентним** називається такий режим, коли струменевість потоку порушена, всі струмені перемішуються, і траєкторії часток, що рухаються, набувають складної форми, перетинаючись між собою. На практиці найчастіше має місце турбулентний режим руху рідини.

У 1883 р. Рейнольдс в результаті експериментальних досліджень встановив, що критерієм режиму руху рідини являється безрозмірна величина, яка представляє собою відношення добутку середньої швидкості потоку V та характерного для випадку, що розглядається, лінійного розміру L до кінематичної в'язкості рідини ν : $\frac{VL}{\nu}$. Цей критерій називається **числом Рейнольдса** та позначається Re . Таким чином, число Рейнольдса має вид

$$Re = \frac{VL}{\nu}. \quad (5.10)$$

Під час напірного руху рідини у круглих трубах за характерний лінійний розмір L зазвичай приймають внутрішній діаметр труби D , і тоді

$$Re = \frac{VD}{\nu}, \quad (5.11)$$

а в інших випадках – гідравлічний радіус R

$$Re = \frac{VR}{\nu}. \quad (5.12)$$

Фізичний зміст числа Рейнольдса полягає в тому, що воно виражає відношення сил інерції до сил в'язкості:

$$Re = \frac{F_{ин}}{F_{вяз}}; \quad (5.13)$$

$$F_{ин} = m \cdot a = \rho \cdot L^3 \cdot \frac{V^2}{L} = \rho \cdot L^2 \cdot V^2;$$

$$F_{вяз} = \mu \cdot S \cdot \frac{du}{dy} = \rho \cdot \nu \cdot L \cdot V;$$

$$Re = \frac{\rho \cdot L^2 \cdot V^2}{\rho \cdot \nu \cdot L \cdot V} = \frac{V \cdot L}{\nu}.$$

Якщо переважають сили в'язкості – режим ламінарний, якщо ж переважають сили інерції – режим турбулентний. Чисельні експериментальні

дослідження гідравлічних опорів показують, що між ними та швидкістю руху рідини є залежність $h_l = f(V)$.

Якщо дослідні дані нанести на графік у логарифмічних координатах, то можна виявити три області (рис. 5.9): ламінарну (лінія АВ), турбулентну (лінія CD) та нестійку, розташовану між точками В і С.

Точки В і С називаються *критичними*, тобто точками, в яких відбувається зміна режиму. Точка В називається *нижньою критичною точкою*. Швидкості, які відповідають цим точкам, називаються *критичними швидкостями*.

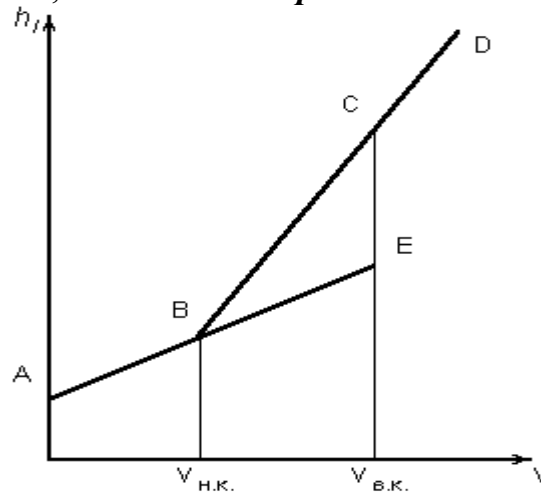


Рисунок 5.9 – Графік залежності між швидкістю та гідравлічними опорами

Для точок В і С характерне те, що при швидкостях менше $V_{н.к.}$ завжди спостерігається ламінарний режим, а при швидкостях більших $V_{в.к.}$ – турбулентний режим. Під час зміни швидкостей від малих до великих ламінарний режим може утримуватися до точки Е. У разі зміни швидкостей від великих до малих, турбулентний режим може утримуватися до точки В.

Значення числа Рейнольдса, які відповідає нижній критичній точці В, називається *нижнім критичним числом Рейнольдса* і дорівнює

$$Re_{н.кр.} = \frac{V_{н.кр.} D}{\nu} \quad (5.14)$$

Число Рейнольдса, яке відповідає верхній критичній точці С, називається *верхнім критичним числом* і дорівнює

$$Re_{в.кр.} = \frac{V_{в.кр.} D}{\nu} \quad (5.15)$$

Для напірного руху в циліндричних трубах нижнє критичне число дорівнює 956, тобто ламінарний режим стійкий, якщо $Re \leq 956$.

У результаті вивчення руху рідини в круглих гідравлічно «гладких» трубах на ділянках, достатньо віддалених від входу, за відсутності різних джерел збурення встановлено критичне число Рейнольдса $Re_{кр} = 2000 - 2320$. Якщо $Re < Re_{кр}$, то має місце ламінарний режим руху. Якщо $Re > Re_{кр}$ – режим руху турбулентний.

Режими руху рідини можна спостерігати візуально, на установці, яка складається з резервуару з водою, скляної труби з краном наприкінці, та

посудини з водяним розчином барвника, який вводиться тонким струменем в середину скляної труби під час відкриття крану (рис. 5.10).

У разі поступового збільшення швидкості руху води у трубі картина руху на початку не змінюється, але потім під час певної швидкості руху настає швидка її зміна. Струмінь барвника на виході з трубки починає коливатися, в ньому з'являються розриви. Потім він розмивається і перемішується з потоком води, при цьому стають помітними вихроутворення та обертальний рух рідини. Рух стає турбулентним.

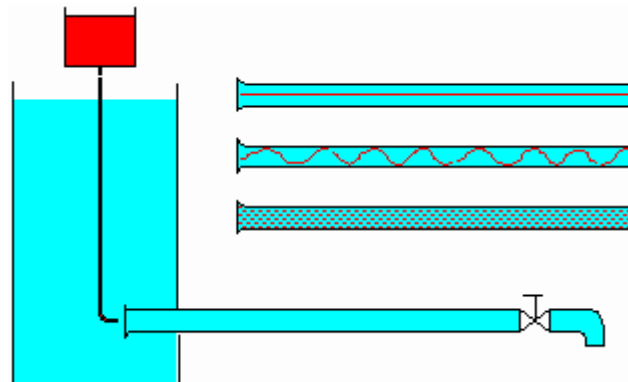


Рисунок 5.10 – Схема лабораторної установки для визначення режиму руху рідини

Контрольні питання

1. Дайте визначення гідродинаміки та основних гідравлічних параметрів потоку рідини, яка рухається.
2. Назвіть основні елементи потоку, дайте їх визначення.
3. Наведіть алгоритм визначення рівняння нерозривності руху рідини для елементарного струменя і для потоку рідини.
4. Які ви знаєте режими руху рідини? Яким чином можна їх визначити?
5. Що таке критичні швидкості? Наведіть схему лабораторної установки для визначення режимів руху рідини.
6. Наведіть диференціальні рівняння руху ідеальної рідини. Що отримують в результаті інтегрування цих рівнянь?

ТЕМА 6 РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ ДЛЯ ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТРУМЕНЯ ІДЕАЛЬНОЇ РІДИНИ ТА ДЛЯ ПОТОКУ РЕАЛЬНОЇ РІДИНИ

6.1 Рівняння Бернуллі для ідеальної та реальної рідини

Розглядається окремий випадок, коли на рідину з об'ємних сил діє тільки сила тяжіння, отже $U = -z \cdot g$.

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{u^2}{2 \cdot g} = \text{const.} \quad (6.1)$$

Дане рівняння називається **рівнянням Бернуллі** для елементарного струменя ідеальної рідини.

Якщо розглянути два перерізи, то можна записати

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2 \cdot g} \quad (6.2)$$

За аналогією з гідростатикою можна показати, що два перших доданків представляють собою питому енергію: перший – питому енергію положення; другий – питому енергію гідродинамічного тиску. Третій – питому кінетичну енергію.

Сума трьох доданків являється повною питомою енергією, тобто напором. Рівняння Бернуллі являється основним рівнянням гідродинаміки, яке встановлює взаємозв'язок між параметрами потоку в перерізі: координатою, тиском та швидкістю.

З фізичної точки зору рівняння Бернуллі описує окремий випадок закону збереження енергії. Геометричний зміст рівняння для струменя ідеальної рідини в тому, що напірна площина горизонтальна (рис. 6.1). Найменування складових рівняння Бернуллі з геометричної та фізичної сторони наведені у табл. 6.1.

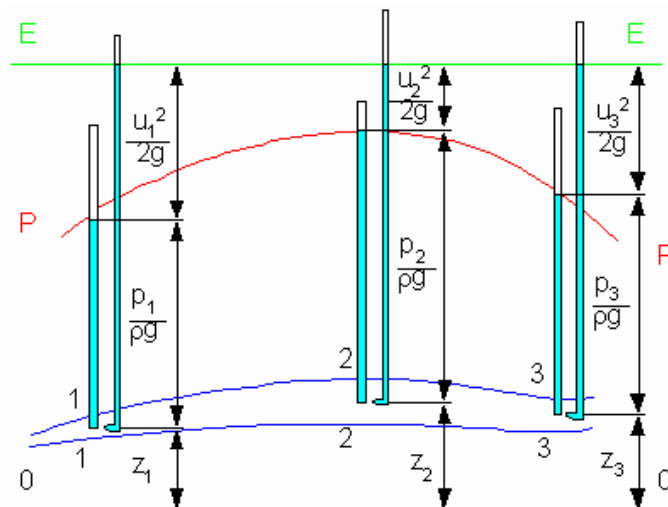


Рисунок 6.1 – Геометрична схема рівняння Бернуллі для елементарного струменя потоку

$$H_{d1} = H_{d2} = \text{const} . \quad (6.3)$$

Рівняння (6.3) – рівняння Бернуллі для елементарного струменя ідеальної рідини.

Як відомо реальна рідина відрізняється від ідеальної наявністю в'язкості, тобто між окремими шарами рідини під час руху існує тертя. Оскільки існує тертя, отже, мають з'явитися і втрати енергії. Таким чином частина енергії реальної рідини, що рухається, переходить в тепло. Відбувається так звана дисипація. Причому цей перехід енергії незворотній.

Таблиця 6.1 – Найменування складових рівняння Бернуллі для елементарного струменя ідеальної рідини з геометричної та фізичної сторони

Складова	Геометричний зміст	Фізичний зміст
Z	геометричний напір	питома потенційна енергія положення
p/γ	п'єзометричний напір (відстань від центру тяжіння до позначки п'єзометру)	питома потенційна енергія тиску
$\frac{u^2}{2g}$	швидкісний напір	питома кінетична енергія
H_d	повний гідродинамічний напір у перерізі	повна питома енергія рідини у перерізі

З врахуванням сказаного можна записати **рівняння Бернуллі для елементарного струменя реальної рідини**

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + h_{\omega 1-2}, \quad (6.4)$$

де $h_{\omega 1-2}$ – називається повною або загальною втратою напору в потоці між перерізами 1 – 1 та 2 – 2, які розглядаються.

Для того, щоб отримати рівняння для потоку реальної рідини, тобто рівняння для повної енергії рідини, яка проходить через живий переріз, необхідно додати повні енергії всіх струменів, що входять в нього. (рис. 6.2). Тоді отримаємо **рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини**

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{\omega 1-2} \quad (6.5)$$

де α – коефіцієнт Коріоліса, який представляє собою відношення дійсної кінетичної енергії потоку в даному перерізі до середньої енергії потоку в даному перерізі. Для труб круглого перерізу під час турбулентного режиму він

приблизно дорівнює 1,1; під час ламінарного режиму – 2; в гідравлічних стрибках – 5 – 7.

Гідравлічна інтерпретація рівняння Бернуллі. Рівняння Бернуллі можна інтерпретувати (розкрити зміст) з різних точок зору. Далі наведені гідравлічна, геометрична та енергетична інтерпретації рівняння Бернуллі.

Виявимо спочатку гідравлічне значення кожного члена рівняння Бернуллі для потоку рідини. Перші члени лівої та правої частини рівняння Бернуллі $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}$ та $\frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}$, називаються в гідравліці висотами швидкісного напору або просто швидкісними напорами потоку в перерізах 1-1 та 2-2 (рис. 6.2).

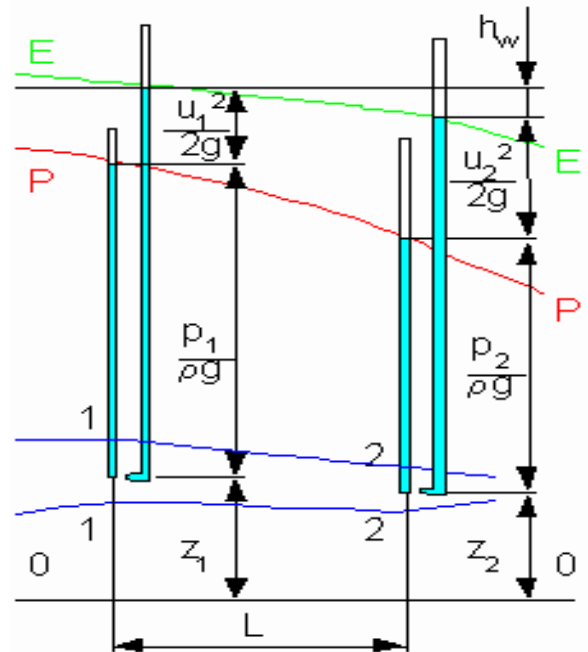


Рисунок 6.2 – Геометрична схема рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини

Другі члени лівої та правої частин рівняння Бернуллі – вирази $\frac{p_1}{\gamma}$ і $\frac{p_2}{\gamma}$ називаються в гідравліці наведеними або п'єзометричними висотами тиску, залежно від того, повний або манометричний тиск (p) вводиться в розрахунок.

В подальшому величину $\frac{p}{\gamma}$ будемо називати п'єзометричною висотою, тобто p – будемо враховувати манометричним тиском.

Треті члени рівняння Бернуллі – ординати z_1 та z_2 називаються висотами положення довільно обраних точок в перерізах потоку над площиною порівняння.

Сума швидкісного напору, п'єзометричної висоти та висоти положення називається **гідродинамічним напором** та позначається через H_T

$$H = \frac{\alpha V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z. \quad (6.6)$$

Четвертий член правої частини рівняння Бернуллі h_w називається повною або загальною втратою напору в потоці між перерізами 1-1 і 2-2, що розглядаються.

Враховуючи сказане, рівняння Бернуллі для потоку рідини можна коротко записати так:

$$H_{Г1} = H_{Г2} + h_w, \quad (6.7)$$

де $H_{Г1}$ та $H_{Г2}$ – гідродинамічні напори у перерізах 1–1 і 2–2.

Таким чином, з гідравлічної сторони рівняння Бернуллі для потоку рідини може бути сформульовано так: сума трьох висот (швидкісного напору, п'єзометричної та положення) або гідродинамічний напір для одного перерізу потоку рідини.

Таблиця 6.2 – Геометрична та енергетична інтерпретація рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини

Z	Координата перерізу (геометричний напір)	Питома потенційна енергія положення
p/γ	П'єзометричний напір	Питома потенційна енергія тиску
$\frac{\alpha V^2}{2g}$	Швидкісний напір	Питома кінетична енергія
h_w	Повна втрата напору на ділянці	Втрати повної питомої енергії

Е–Е – лінія повного напору – нахилена в бік руху за рахунок втрат напору в реальній рідині;

Р–Р – п'єзолінія, її ухил визначається величиною швидкісного напору.

Лінія Е–Е співпадає з лінією Р–Р під час рівномірного руху.

Падіння п'єзометричної лінії на одиницю довжини потоку називається **п'єзометричним ухилом**. Ця величина позначається буквою J_p та виражається наступною формулою:

$$J_p = \frac{\left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right)}{l}. \quad (6.8)$$

Напірну лінію для потоку рідини можна спостерігати в дійсності, якщо встановити в потоці так звані гідрометричні трубки (рис. 6.3). Гідрометрична трубка представляє собою відкриту з обох кінців вигнуту під прямим кутом скляну трубку ($d \approx 1$ см), яка звужена в нижньому кінці. Якщо таку трубку помістити в рідину, що рухається, так, щоб вигнутий звужений кінець трубки був направлений проти течії, а інший кінець виходив вгору над вільною поверхнею потоку, то рідина піднімається у трубці на ту чи іншу висоту над цією поверхнею залежно від швидкості течії. В трубках, розставлених у визначених перерізах за довжиною потоку, рідина піднімається на різну висоту,

яка дорівнює величині швидкісного напору в даній точці. Лінія, що з'єднує рівні рідини в гідрометричних трубках, і буде являтися напірною лінією $N - N$.

Падіння напірної лінії на одиницю довжини потоку називається *гідравлічним ухилом*, позначається J та виражається формулою:

$$J = \frac{\left(\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right)}{l}. \quad (6.9)$$

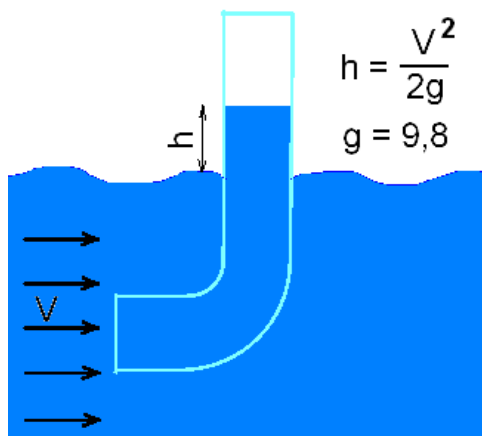


Рисунок 6.3 – Схема роботи гідрометричної трубки

З вище сказаного виходить, що рівняння Бернуллі має наступний енергетичний зміст: за сталого руху рідини в будь-якому перерізі потоку повна питома енергія потоку дорівнює сумі питомих енергій: кінетичної $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}$ і

потенційної $\left(\frac{p}{\gamma} + z \right)$; повна питома енергія зменшується уздовж потоку в напрямі руху через те, що частина енергії витрачається на подолання опорів на ділянці потоку, що розглядається.

Очевидно, що рівняння Бернуллі за своєю суттю виражає окремий випадок загального закону збереження енергії в природі, який був доказаний М. В. Ломоносовим.

6.2 Практичне застосування рівняння Бернуллі

Рівняння Д. Бернуллі являється основним рівнянням гідродинаміки, з його допомогою виводяться розрахункові формули для різних випадків руху рідини, та вирішуються багато практичних задач.

Умови застосування рівняння Бернуллі у розрахунках:

- рух рідини в системі має бути сталим;
- рух рідини в районі перерізу має бути паралельно-струменевим або плавно-змінним.

Порядок застосування рівняння:

2. Встановлюємо два перерізи.
3. Проводимо горизонтальну площину порівняння 0-0.
4. Записуємо рівняння Бернуллі в повному вигляді.
5. Встановлюємо значення відомих складових.
6. Знайдені значення складових підставляємо у рівняння.
7. Вирішуємо рівняння відносно невідомої складової.

Витрату води в трубопроводі зазвичай визначають за допомогою п'єзометричного *витратоміра Вентурі*, який представляє собою вставку в основну трубу діаметром D труби меншого діаметра d з плавним входом і виходом (рис. 6.4).

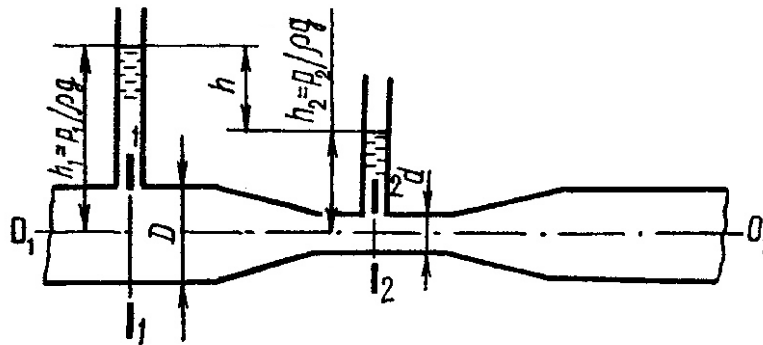


Рисунок 6.4 – Витратомір Вентурі

У звуженій частині швидкість збільшується, а далі зменшується у порівнянні з основною трубою.

Площину порівняння $0_1 - 0_1$ обираємо за віссю труби, а перерізи 1-1 і 2-2 до звуження та у звуженій частині. Для цих перерізів рівняння Бернуллі можна представити у вигляді

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{w1-2}.$$

Втратами енергії h_{w1-2} нехтуємо через малу відстань між перерізами та плавності звуження. Для горизонтальної труби ($z_1 = z_2$) приймаємо коефіцієнт $\alpha = 1$. Тоді

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g},$$

або

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{\alpha V_2^2}{2g} - \frac{\alpha V_1^2}{2g}.$$

Використовуючи рівняння нерозривності потоку, можна записати, що

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2,$$

$$\text{де } \omega_1 = \frac{\pi D^2}{4} \text{ і } \omega_2 = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тоді

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d^2}{D^2}.$$

Показання п'єзометрів $h_1 = \frac{p_1}{\rho g}$, $h_2 = \frac{p_2}{\rho g}$ і отже,

$$h = h_1 - h_2 = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right).$$

Знаючи, що $V_2 = \frac{Q}{\omega_2}$, можна записати

$$h = \frac{Q^2}{2g\omega_2^2} \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right),$$

а величина, яку шукаємо

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2gh}{1 - \frac{d^4}{D^4}}}. \quad (6.10)$$

Фактична витрата буде трохи менше теоретичної через втрати енергії та може бути представлена залежністю

$$Q = \mu \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2gh}{1 - \frac{d^4}{D^4}}}, \quad (6.11)$$

де μ – тарувальний коефіцієнт, значення якого зазвичай приймають $\mu = 0,95 \dots 0,97$.

Контрольні питання

1. Наведіть геометричну схему рівняння Бернуллі для елементарного струменя потоку та назвіть його основні складові.
2. Наведіть геометричну схему рівняння Бернуллі потоку реальної рідини та назвіть його основні складові.
3. Дайте визначення п'єзометричного та гідравлічного ухилів. Наведіть формули для їх визначення.
4. Наведіть приклади практичного застосування рівняння Бернуллі. За якою послідовністю вирішуються задачі із застосування цього рівняння?

ТЕМА 7 ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ, ВТРАТИ НАПОРУ

Втрати енергії (напору), які входять у рівняння Д. Бернуллі, являються наслідком того, що на рух рідин впливають гідравлічні опори, які залежать від:

- режиму руху рідини;
- форми живого перерізу та її зміни;
- числа Рейнольдса;
- характеру поверхні стінок русла.

Гідравлічні опори поділяються на наступні види:

– опори за довжиною, які проявляються на всій довжині ділянки потоку, яка розглядається ;

– місцеві опори характеризуються різкою зміною конфігурації живого перерізу потоку.

У відповідності з цим і втрати енергії (напору) діляться на *втрати за довжиною та місцеві втрати*.

7.1 Опори і втрати напору за довжиною

Теоретичне та експериментальне вивчення опорів та втрат енергії (напору) за довжиною проводиться в умовах рівномірного руху. Сили тертя за довжиною, віднесені до одиниці площі, називаються **дотичними напруженнями**. Дотичні напруження у будь-якій точці потоку рідини характеризуються залежністю:

$$\tau = \mu \frac{d\bar{u}_x}{dy} + \varepsilon_t \frac{d\bar{u}_x}{dy}, \quad (7.1)$$

де μ – динамічна в'язкість;

ε_t – турбулентна в'язкість, яка залежить від пульсаційної складової швидкості;

$\frac{d\bar{u}_x}{dy}$ – градієнт осередненої швидкості у перерізі, перпендикулярному до напрямку руху.

За різних режимів руху і на різній відстані від стінок русла вплив кожного з двох членів правої частини рівняння проявляється по-різному:

– *при ламінарному режимі* руху практично відсутні пульсації швидкості ($\varepsilon_t = 0$) і дотичні напруження залежать від в'язкості рідини та градієнта швидкості, але не залежать від шорсткості русла;

– *при турбулентному режимі* руху в потоці виникають пульсації швидкості, в результаті чого створюються додаткові дотичні напруження, які зазвичай більше дотичних напружень від в'язкості рідини.

У разі рівномірного руху гідравлічний ухил дорівнює п'єзометричному:

$$i_e = i_p \quad (7.2)$$

Вище наведений вираз являється *основним рівнянням рівномірного руху*, під час якого

$$i_p = \frac{h_l}{l}. \quad (7.3)$$

Залежність п'єзометричного ухилу від дотичних напружень на стінках русла τ_0 може бути представлена у вигляді

$$i_p = \frac{\tau_0}{\rho g R}, \quad (7.4)$$

де R – гідравлічний радіус.

Дотичні напруження на стінках русла визначають за емпіричною формулою:

$$\tau_0 = \rho \frac{\lambda}{8} V^2, \quad (7.5)$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя.

Втрати напору (енергії) за довжиною в трубах визначаються в загальному випадку за формулою А. Дарсі – Ю. Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (7.6)$$

де l – довжина труби;

d – діаметр труби.

Гідравлічний коефіцієнт тертя λ залежить від дотичного напруження. Дотичні напруження, в свою чергу, залежать від в'язкості рідини, яка входить у формулу для визначення числа Рейнольдса, і від турбулентних пульсацій швидкості, на які впливає відносна шорсткість стінок труби. Тому зазвичай представляють гідравлічний коефіцієнт тертя залежно від числа Рейнольдса та відносної шорсткості труби $\lambda = f(\text{Re}, \frac{\Delta}{D})$.

Під час ламінарного руху рідини в круглих трубах швидкість розподіляється відповідно параболічному закону (рис. 5.1)

$$u = u_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right), \quad (7.7)$$

де r – відстань від осі труби до точки в живому перерізі, що розглядається;

r_0 – радіус труби;

U_{\max} – максимальна швидкість в живому перерізі.

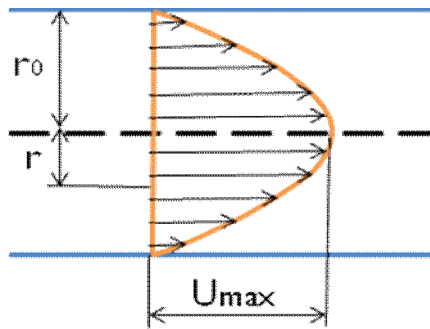


Рисунок 7.1 – Епюра розподілу швидкостей в ламінарному потоці

Через те, що швидкість біля стінки труби (у разі коли $r = r_0$) $u = 0$, то гідрравлічний коефіцієнт тертя не залежить від шорсткості стінок, а залежить тільки від числа Рейнольдса та визначається так:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (7.8)$$

З врахуванням цього втрати напору за довжиною під час ламінарного режиму:

$$h_f = \frac{32 \cdot \nu}{gd^2} V \cdot l. \quad (7.9)$$

Особливістю ламінарного режиму руху являється те, що *втрати напору за довжиною прямо пропорційні в'язкості рідини і середній швидкості у першому ступені та не залежать від шорсткості, а, отже, матеріалу стінок труби.*

Під час турбулентного режиму руху рідини потік розподіляється на дві області, які різко відрізняються за структурою:

- безпосередньо біля стінки труби утворюється дуже тонка область чисто в'язкого руху – так званий **в'язкий підшарок**;
- інша частина потоку представляє собою область, яка мало або майже не залежить від в'язкості, область повного турбулентного руху, вона називається **турбулентним ядром потоку**.

Це так звана схема турбулентного потоку (рис. 7.2).

В межах в'язкого підшарку динамічна в'язкість μ значно більше турбулентної в'язкості ε_T і, отже, дотичні напруження в'язкого тертя значно більше дотичних напружень турбулентного тертя. В турбулентному ж ядрі потоку спостерігається зворотна картина.

Розділ потоку на дві різні області умовний і схематичний. В дійсності вплив в'язкості у міру віддалення від стінки труби поступово убуває і між в'язким підшарком та турбулентним ядром існує **перехідна область**, за якої $\mu = \varepsilon_T$.

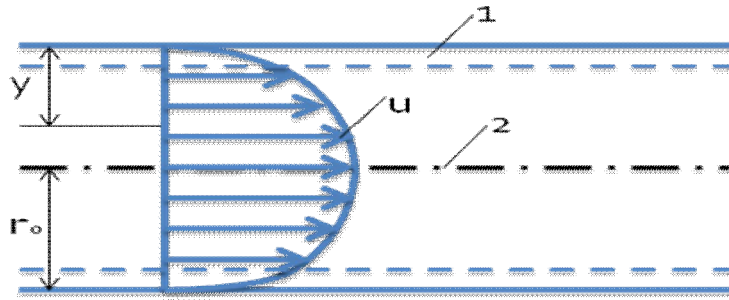


Рисунок 7.2 – Схема турбулентного потоку:
1 – в'язкий підшарок; 2 – ядро

В межах в'язкого підшарку осереднені швидкості змінюються за лінійним законом від нуля біля стінки і до кінцевого значення на його межі.

В турбулентному ядрі потоку розподіл швидкостей близький до логарифмічного закону.

Втрати напору за довжиною під час турбулентного режиму руху істотно залежать від співвідношення абсолютної висоти виступу шорсткості Δ та товщини в'язкого підшарку δ .

Через те, що фактична висота всіх виступів шорсткості неоднакова, то вводиться поняття **еквівалентної шорсткості** $\Delta_{екв}$, тобто такої рівномірної шорсткості, яка дає під час підрахунку однакову з заданою шорсткістю величину λ (значення еквівалентної шорсткості – довідникові дані).

Схематично розглядають три області гідравлічних опорів:

1) **Область гідравлічно гладких труб**: виступи шорсткості занурені у в'язкий підшарок ($\Delta_{екв} \leq \delta$) і не порушують його цілісності.

Виступи обтікаються без відривів та вихроутворень. В цьому випадку **шорсткість не впливає** на гідравлічні опори і гідравлічний коефіцієнт тертя.

За А.Д. Альтшулем ця область існує при $Re \cdot \frac{\Delta_{екв}}{D} < 10$.

2) При $Re \cdot \frac{\Delta_{екв}}{D} > 500$ має місце **область гідравлічно шорстких труб**:

виступи шорсткості виходять за межі в'язкого підшарку ($\Delta_{екв} \geq \delta$). Відривне обтікання виступів зводить опір тертя до опору обтікання тіл з різкими змінами їх конфігурації, який не залежить від числа Re і пропорційний швидкісному напору потоку, що набігає, та поперечному розміру тіла, яке обтікається (виступів шорсткості).

3) При $10 < Re \cdot \frac{\Delta_{екв}}{D} < 500$ має місце **перехідна область**: висота виступів шорсткості того ж порядку, що і товщина в'язкого підшарку.

Для **гідравлічно гладких труб** найбільше розповсюдження отримала формула Блазіуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (7.10)$$

Дослідження **Ф. А. Шевельова** показали, що опір в гідравлічно гладких трубах прямо не залежить від висоти виступів шорсткості, але на нього впливає хвилястість поверхні в'язкого підшарку, яка залежить від нерівностей стінок труби. В зв'язку з цим Ф.А. Шевельов рекомендує формули:

- для гідравлічно гладких нових сталевих труб

$$\lambda = \frac{0,25}{\text{Re}^{0,226}}; \quad (7.11)$$

- для гідравлічно гладких нових чавунних труб

$$\lambda = \frac{0,77}{\text{Re}^{0,284}}. \quad (7.12)$$

У таблиці 7.1 наведені значення коефіцієнту гідравлічного тертя, який розрахований за різним формулами.

Таблиця 7.1 – Гідравлічні коефіцієнти тертя для гідравлічно гладких труб за формулами Блазіуса і Ф.А. Шевельова

Re	λ (ф-ла Блазіуса)	λ (ф-ла Ф.А. Шевельова для сталевих труб)	λ (ф-ла Ф.А. Шевельова для чавунних труб)
5000	0,0376	0,0366	0,0687
10000	0,0316	0,0312	0,0567
15000	0,0287	0,0284	0,0503
20000	0,0265	0,0267	0,0461
30000	0,024	0,0243	0,0412
50000	0,0212	0,0217	0,0358

Примітка: водопровідні сталеві та чавунні труби зазвичай працюють у перехідній області або в області гідравлічно шорстких труб.

В області гідравлічно гладких труб зазвичай працюють пластмасові труби. З врахуванням відмінностей якості вкладання цих труб в лабораторних і виробничих умовах, впливу стиків і середнього коефіцієнту в'язкості розрахунок їх виконується за формулою **Ф. А. Шевельова**:

$$\lambda = \frac{0,0134}{(DV)^{0,226}}. \quad (7.13)$$

Для розрахунку руху стічних вод в каналізаційних трубах застосовується формула **Н. Ф. Федорова**

$$\lambda = - \frac{0,25}{\left[\lg \left(\frac{\Delta_2}{3,42 \cdot D_e} + \frac{a_2}{\text{Re}} \right) \right]^2}, \quad (7.14)$$

де D_r – гідравлічний діаметр, який дорівнює $4R$;

Δ_2 і a_2 – еквівалентна абсолютна шорсткість та безрозмірний коефіцієнт, який визначається за спеціальною шкалою (табл. 7.2).

З врахуванням вище наведеної формули складені таблиці пропускної здатності та швидкості протікання рідини в каналізаційних трубах.

Таблиця 7.2 – Коефіцієнти Δ_2 і a_2 для формули Н.Ф. Федорова

<i>Матеріал труб</i>	<i>Δ_2, мм</i>	<i>a_2</i>
Азбестоцементні	0,6	70
Сталеві	0,8	80
Чавунні	1	80
Керамічні	1	85
Бетонні та залізобетонні	1,5	100

7.2 Місцеві опори і втрати напору

Місцеві опори в трубопроводах викликаються різними факторами:

- різкою зміною конфігурації живого перерізу потоку;
- різкою зміною течії зі зміною швидкості;
- поперечна циркуляція;
- поєднання та розділення потоків.

Місцеві втрати напору визначаються за формулою **Вейсбаха**:

$$h_m = \sum \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (7.15)$$

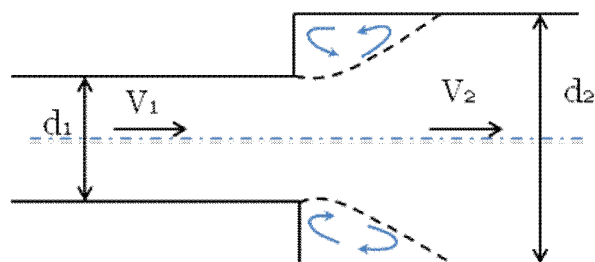
де V – середня швидкість в перерізі за місцевим опором (іноді перед опором за наявності спеціального застереження);

ξ – коефіцієнт місцевого опору, який залежить від виду місцевого опору і, в деяких випадках, від числа Рейнольдса.

Під час обтікання кутів у трубопроводі або елементів арматури за ними виникають коловоротні зони на підтримку течій, в яких витрачається енергія (напір).

Між транзитним потоком і коловоротними зонами виникають поверхні розділу, які відокремлюють між собою течії з різними швидкостями. Розглянемо визначення місцевих втрат напору за різних типів місцевих опорів:

Раптове (різке) розширення труб (рис. 7.3): втрати напору визначаються за теоремою Борда

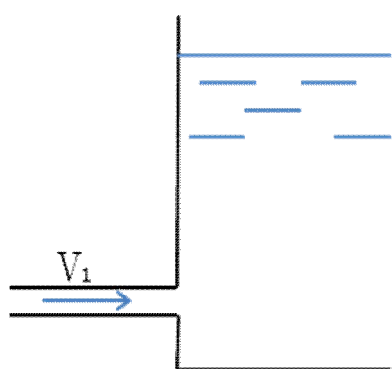


$$h_{B.P.} = \alpha_0 \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (7.16)$$

де α_0 – коефіцієнт кінетичної енергії у вузькому перерізі труби, приймається рівним 1,035.

Рисунок 7.3 – Схема раптового (різкого) розширення труб

Вихід з труби в резервуар під рівень

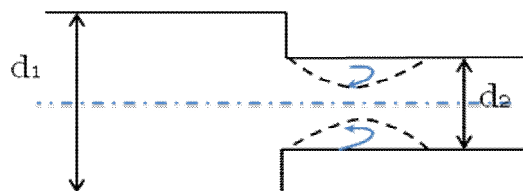


Приймаємо, що поперечні розміри резервуару значно більші перерізу труби, тому припускаємо, що $V_2 = 0$. З теореми Борда отримаємо

$$\xi_{вих} = \alpha$$

(α – коефіцієнт кінетичної енергії потоку в трубопроводі).

Рисунок 7.4 – Схема виходу труби у резервуар під рівень



Раптове (різке) звуження трубопроводу (рис. 7.5). Коефіцієнт опору за раптового звуження може бути визначений за експериментальними даними Вейсбаха залежно від співвідношення діаметрів (табл. 7.3).

Рисунок 7.5 – Схема раптового (різкого) звуження трубопроводу

Таблиця 7.3 – Залежність коефіцієнту місцевого опору при раптовому звуженні трубопроводу від співвідношення діаметрів

d_2/d_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_{вн. суж.}$	0,5	0,49	0,46	0,43	0,4	0,35	0,29	0,22	0,14	0

Вхід в трубу з резервуару (рис. 7.6). Вважаючи, що поперечний переріз резервуару значно більше перерізу труби, з врахуванням даних Ю. Вейсбаха, отримаємо $\xi_{вх} = 0,5$.

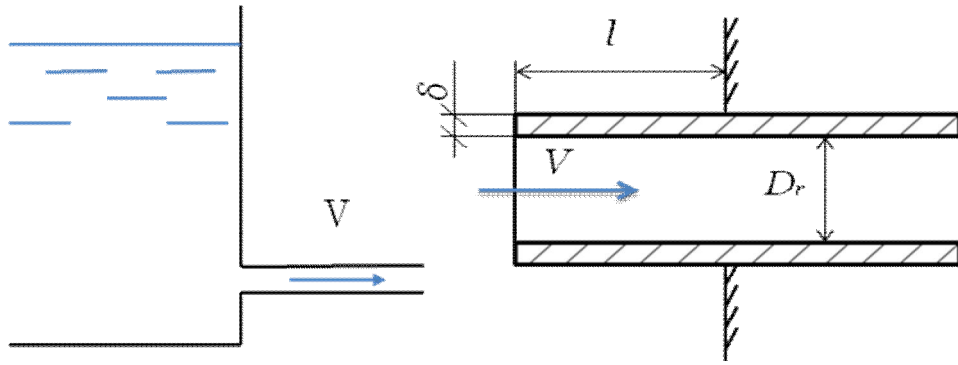


Рисунок 7.6 – Схема входу в трубу з резервуару

Коефіцієнт опору входу в трубу, яка виступає в резервуар, визначається за таблицею 7.4.

Таблиця 7.4 – Значення коефіцієнту опору входу в трубу, яка виступає в резервуар

1/D _r	δ/D _r			
	0	0,012	0,024	0,05
0	0,5	0,5	0,5	0,5
0,01	0,68	0,55	0,52	0,5
0,05	0,82	0,63	0,54	0,5
0,15	0,9	0,72	0,6	0,5
≥0,5	1	0,83	0,68	0,5

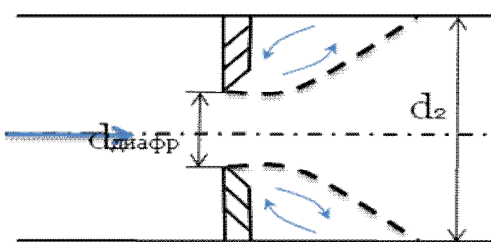
D_r – гідравлічний діаметр, дорівнює 4R, для труб D_r = D.

Вхід в трубу:

- з закругленими кромками – $\xi = 0,03-0,5$
- вільний вхід – $\xi = 0,03-1,0$
- конічний вхід в трубу – $\xi = 0,1-0,5$
- (зроблений в рівень зі стінкою)
- вільний конічний вхід в трубу – $\xi = 0,1-1,0$

Діафрагма в трубопроводі (рис. 7.7).

Коефіцієнт опору визначається за формулою:



$$\xi_{\text{діафр}} = \left(\frac{d_2^2}{\varepsilon d_{\text{діафр}}} - 1 \right)^2, \quad (7.17)$$

де ε – коефіцієнт стиснення струменю після діафрагми.

Рисунок 7.7 – Схема встановлення діафрагми в трубопроводі

Конфузори (рис. 7.8). Коефіцієнт опору визначається за формулою:

$$\xi_{\text{конфузор}} = \xi_{\text{кон. входу}} \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) + \xi_{\text{тертя}}. \quad (7.18)$$

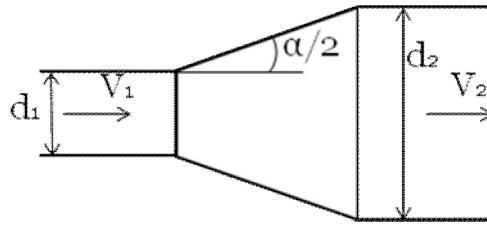


Рисунок 7.8 – Схема конфузору

Дифузори (рис. 7.9). Коефіцієнт опору визначається за формулою:

$$\xi_{\text{диффузор}} = k_{\text{см}} \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1 \right)^2 + \xi_{\text{тертя}}, \quad (7.19)$$

де: $k_{\text{см}}$ – коефіцієнт пом'якшення під час поступового розширення.

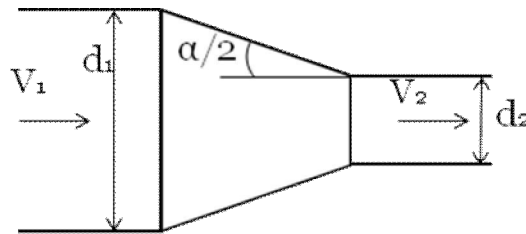


Рисунок 7.9 – Схема дифузору

Місцеві коефіцієнти опору в різній арматурі:

- засувки (залежить від типу засувки і кута відкриття) $\xi = 0,05-180;$
- вентилі
 - з прямим затвором $\xi = 2-5;$
 - з косим затвором $\xi = 0,4-2;$
- дросельні затвори (залежить від кута повороту) $\xi = 0,24-751;$
- всмоктуєчий клапан з сіткою $\xi = 1,6-12;$
- зворотний клапан $\xi = 1,8-18;$
- трійник на прямий прохід $\xi = 0,2-2,1;$
- поєднання потоків (у трійнику) $\xi = 1,2-101;$
- різкий поворот (коліно) $\xi = 0,155-3,6;$
- плавний поворот (90 градусів) $\xi = 0,06-0,75.$

Як впливає в'язкість на коефіцієнти місцевих опорів визначається за формулою А. Д. Альтшуля

$$\xi = \frac{A}{\text{Re}} + \xi_{\text{KB}}, \quad (7.20)$$

де ξ_{KB} – коефіцієнт місцевого опору, який розглядається;

A – коефіцієнт, значення якого залежать від виду місцевих опорів:

- раптове розширення – 30;
- пробковий кран – 150;
- вентиль – 3000;

кульовий клапан	– 5000;
коліно 90 град.	– 600;
трійник	– 150;
засувка під час повного відкриття	– 75;
конфузор	– 3200;
вентилі під час повного відкриття	–100–250.

У разі послідовного, порівняно близькому, розташуванні двох місцевих опорів внаслідок спотворення епюри розподілу швидкостей за перерізом ***втрати напору на другому опорі відрізняються від наведених вище табличних значень.*** Відстань, на якій позначається взаємний вплив місцевих опорів, визначається за формулою А.Д. Альтшуля

$$l_{вл} = 0,5D \frac{\xi_{KB}}{\lambda},$$

або наближено (7.21)

$$l_{вл} = (40...60)D$$

Контрольні питання

1. Охарактеризуйте причини виникнення гідравлічних опорів під час руху рідини. Дайте визначення та основні формули для визначення втрат напору за довжиною.
2. Наведіть основні формули для визначення гідравлічного коефіцієнту тертя. Дайте пояснення до них.
3. Які області гідравлічних опорів існують під час руху рідини у турбулентному русі? Наведіть основні формули для визначення гідравлічного коефіцієнту тертя залежно від цього.
4. Від чого залежать місцеві гідравлічні опори та за якою формулою визначаються місцеві втрати напору?
5. Наведіть основні види місцевих опорів та величину відповідного коефіцієнту місцевого опору.
6. Як впливає в'язкість рідини за малих чисел Рейнольдса на визначення коефіцієнту місцевого опору?

ТЕМА 8 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ

8.1 Класифікація трубопроводів і задачі їх гідравлічного розрахунку

- ***За призначенням*** трубопроводи класифікують на два види:
розгалужені мережі труб, які призначені для розподілу рідини до споживача;
магістральні трубопроводи – передають рідину на великі відстані.
- ***За довжиною:***
довгі – трубопроводи, в яких місцеві втрати напору у порівнянні з втратами напору за довжиною являються незначними (місцеві втрати напору приймаються рівними 5–10% від втрат за довжиною);
короткі – трубопроводи, в яких місцеві втрати напору сумірні з втратами напору за довжиною.
- ***За гідравлічною схемою роботи:***
прості – трубопроводи, які складаються з однієї лінії послідовно поєднаних труб, що проводять постійну витрату;
складні – трубопроводи, системи, які складаються з магістралі з декількома розгалуженнями, з паралельними гілками та кільцеві мережі.
- ***За матеріалом труб:***
металеві (сталеві та чавунні);
неметалеві (бетонні, залізобетонні, азбестоцементні, керамічні, пластмасові).
- ***За характером роздачі рідини:***
з транзитною витратою – рідина за довжиною трубопроводу не роздається і витрата зберігається уздовж всього трубопроводу;

зі шляховою витратою – від початкової до кінцевої точки проводиться роздача рідини, тому витрат уздовж трубопроводу змінна.

Складні трубопроводи діляться на:

розімкнені (тупикові) – рідина надходить у розрахункову точку тільки з одного напрямку;

кільцеві – рідина надходить в точку з двох або більше напрямів.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів в основному зводиться до вирішення задач 3-х типів:

- задача **визначення необхідного напору** за заданих геометричних розмірах трубопроводу та заданій витраті;
- задача **визначення витрати** за заданих напорі та геометричних розмірах трубопроводу;
- за заданих значеннях витрати, напору та трасуванні трубопроводів необхідно **визначити діаметр труб**.

8.2 Основні розрахункові формули під час руху рідини в напірних трубопроводах

Широке розповсюдження для визначення швидкості отримала формула Шезі:

$$V = C \cdot \sqrt{R \cdot i}, \quad (8.1)$$

де C – коефіцієнт Шезі;

R – гідравлічний радіус;

i – гідравлічний ухил.

Формула Шезі для витрати

$$Q = \omega \cdot V = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot i}. \quad (8.2)$$

Через те, що для трубопроводів заданого діаметру, величини площі живого перерізу і гідравлічний радіус – постійні величини, тоді $C = const$. Отже, для всіх труб, які випускаються за державними стандартами можна розрахувати величину

$$Q = K \sqrt{i}, \quad (8.3)$$

де $K = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R}$ – витратна характеристика, м³/с, л/с.

З формули (8.3) отримаємо вираз для гідравлічного ухилу:

$$i = \frac{Q^2}{K^2}. \quad (8.4)$$

Ця формула дозволяє визначити втрати напору за довжиною трубопроводу, тобто

$$h_w = i \cdot l = \frac{Q^2}{K^2} \cdot l. \quad (8.5)$$

Формули Шезі та отримані з них вирази відповідають умовам руху рідини у шорсткій зоні руху, коли опори за довжиною не залежать від числа Рейнольдса. Але в деяких випадках рух води по трубопроводу відповідає умовам перехідної зони, за якої втрати напору за довжиною можуть виявитися більше, ніж в 1-му випадку, і формула (8.5) для визначення втрат напору через витратну характеристику може дати сильно зменшене значення втрат напору у порівнянні з дійсними, тому для розрахунку трубопроводу доцільніше застосовувати універсальну формулу Дарсі:

$$\Sigma h_i = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}. \quad (8.6)$$

З формули Дарсі може бути отримана формула для визначення гідравлічного ухилу:

$$i = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}. \quad (8.7)$$

За дослідженнями Шевельова коефіцієнт опору тертю за довжиною (λ) для ненових сталевих і чавунних труб може бути визначений за формулами:

$$\text{Якщо } \frac{V}{\nu} \geq 9,2 \cdot 10^5 \text{ м}^{-1} \quad \lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}. \quad (8.8)$$

$$\text{Якщо } \frac{V}{\nu} < 9,2 \cdot 10^5 \text{ м}^{-1} \quad \lambda = \frac{0,0179}{d^{0,3}} \left[1 + \frac{0,867}{V} \right]^{0,3} \quad (8.9)$$

Після підстановки в формулу Дарсі значень коефіцієнту гідравлічного тертя і заміни кінематичного коефіцієнту в'язкості його числовим значенням за $t = 10^\circ \text{C}$ Шевельовим були отримані формули для визначення гідравлічного ухилу для ненових сталевих і чавунних труб:

$$\text{Якщо } V \geq 1,2 \text{ м/с}, \quad i = 0,00107 \cdot \frac{V^2}{d^{1,3}}. \quad (8.10)$$

$$\text{Якщо } V < 1,2 \text{ м/с} \quad i = 0,000912 \frac{V^2}{d^{1,3}} \left[1 + \frac{0,867}{V} \right]^{0,3}. \quad (8.11)$$

Для полегшення застосування даних формул Шевельовим були складені таблиці для гідравлічного розрахунку водопровідних труб. В них для різних витрат і діаметрів дані величини швидкості та втрати напору в метрах на 1000 м довжини трубопроводу.

8.3 Основні типи задач по розрахунку простого трубопроводу

На рисунку 8.1 зображена схема простого трубопроводу, по якому вода з т. А, де установлена водонапірна башта, направляється до споживача в т. В.

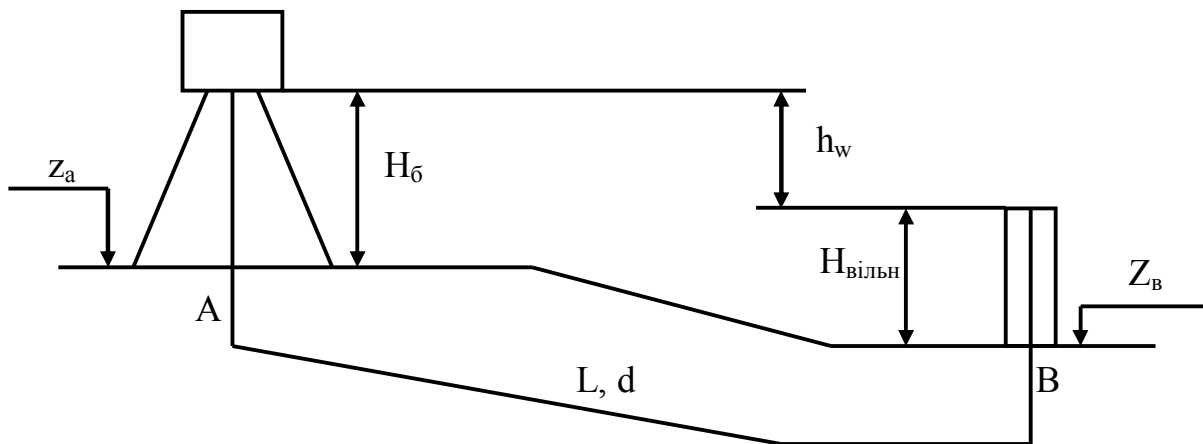


Рисунок 8.1. – Схема простого трубопроводу:

z_a, z_b – нівелірні позначки в т.А і т.В, м; $H_б$ – висота водонапірної башти, м; L – довжина трубопроводу, м; d – діаметр трубопроводу, мм; $H_{вільн}$ – вільний напір в т.В, який забезпечує підйом води вгору до точки споживання, м

Вільний напір залежить від об'єкту водоспоживання. Для житлових будівель за ДБН В.2.5 – 74:2013 «Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування» визначається залежно від поверховості (n):

$$H_{вільн} = 10 + 4 \cdot (n - 1). \quad (8.12)$$

Основні типи задач з розрахунку простих трубопроводів в основному зводяться до трьох задач:

ЗАДАЧА 1: Визначити витрату, яка надходить по трубопроводу довжиною l , діаметром d , який прокладений від т.А до т.В. позначки т.А і т.В задані, також задані висота водонапірної башти та вільний напір. Місцеві опори складають 10 % від величини втрат за довжиною.

Розв'язання:

1 спосіб:

$$Q = K \sqrt{i}.$$

K беремо з таблиці 8.1 залежно від діаметру.

$$h_w = (z_A + H_б) - (z_B + H_{вільн}),$$

$$h_w = 1,1 \cdot l \cdot i \rightarrow i = \frac{h_w}{1,1 \cdot l}.$$

2 спосіб:

Для визначення втрат напору в трубопроводі використовують формулу Дарсі:

$$h_w = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{l \cdot V^2}{d \cdot 2g},$$

$$h_w = (z_a + H_б) - (z_B + H_{вільн}).$$

$$(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}}) = 1,1 \lambda \frac{l \cdot V^2}{d \cdot 2g}.$$

В останньому рівнянні єдина невідома величина – швидкість, інші задані. Коефіцієнт тертя λ приймаємо в першому наближенні як функцію від діаметру (табл. 8.2).

Для шорсткої зони турбулентного руху при коефіцієнті шорсткості $n = 0,012$ величини коефіцієнту λ залежать від діаметру трубопроводу.

Таблиця 8.1 – Витратні характеристики для квадратичної області

d, мм	W, дм ³ /10	Нормальні труби			Нові чавунні труби			Нові сталеві труби		
		K, л/с	K ² /1000	1000/K ²	K, л/с	K ² /1000	1000/K ²	K, л/с	K ² /1000	1000/K ²
50	1,963	8,313	0,0691	14,472	9,947	0,098	10,111	10,1	0,102	9,804
75	4,418	24,77	0,6136	1,6297	29,27	0,8567	1,1672	29,7	0,8821	1,1337
100	7,854	53,61	2,874	0,3477	62,85	3,95	0,25316	63,73	4,061	0,24624
125	12,27	97,39	9,485	0,10543	113,5	12,882	0,7763	115,1	13,248	0,07548
150	17,67	158,4	25,091	0,0398	183,9	33,819	0,02957	186,3	34,708	0,02881
100	31,41	340,8	116,15	0,0086	393	154,45	0,0647	398	158,4	0,00631
250	49,08	616,4	379,7	0,00263	707,6	500,7	0,002	716,3	513,09	0,00195
300	70,68	999,6	998,6	0,001	1143	1306	0,766 10 ⁻³	1157	1339	0,747 10 ⁻³
350	96,21	1503	2259	0,44 10 ⁻³	1715	2941	0,34 10 ⁻³	1735	3007	0,333 10 ⁻³
400	125,66	2140	4580	0,21 10 ⁻³	2435	5929	0,169 10 ⁻³	2463	6066	0,165 10 ⁻³
450	159,04	2920	8526	0,12 10 ⁻³	3316	10996	0,309 10 ⁻⁴	3354	11249	0,889 10 ⁻⁴
500	196,35	3857	14876	0,67 10 ⁻⁴	4374	19132	0,523 10 ⁻⁴	4423	19563	0,511 10 ⁻⁴
600	282,74	6239	38925	0,26 10 ⁻⁴	7053	49745	0,201 10 ⁻⁴	7131	50851	0,197 10 ⁻⁴
700	384,84	9362	87647	0,11 10 ⁻⁴	10560	111514	0,897 10 ⁻⁵	10674	113934	0,878 10 ⁻⁵
800	502,65	13301	156917	0,51 10 ⁻⁵	14973	224191	0,446 10 ⁻⁵	15132	228977	0,437 10 ⁻⁵
900	636,17	18129	328661	0,3 10 ⁻⁵	20379	415059	0,241 10 ⁻⁵	20587	423825	0,236 10 ⁻⁵
100	785,39	23911	571736	0,18 10 ⁻⁵	26832	719956	0,139 10 ⁻⁵	27111	735006	0,136 10 ⁻⁵

Таблиця 8.2 – Значення коефіцієнту тертя в першому наближенні первом залежно від діаметру трубопроводу

d, мм	λ	d, мм	λ
100	0,0383	500	0,0226
150	0,033	600	0,0212
200	0,0307	700	0,0202
250	0,0285	800	0,0193
300	0,0268	900	0,0186
350	0,0255	1000	0,0179
400	0,0244	1200	0,0169
450	0,0234		

$$V = \sqrt{\frac{2gd[(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}})]}{1,1 \cdot \lambda \cdot l}}. \quad (8.13)$$

Визначивши величину швидкості, знаходимо дійсну величину λ .

Якщо $V \geq 1,2$ м/с, то λ отримаємо за формулою (8.8).

Якщо $V < 1,2$ м/с, то λ визначаємо за формулою (8.9). Потім за формулою (8.13) для швидкості уточнюємо значення швидкості та знаходимо витрату ($Q = \omega \cdot V$).

3 спосіб:

За заданих умов

$$h_w = (z_a + H_{\bar{o}}) - (z_{\bar{e}} + H_{\text{вільн.}}),$$

$$i = \frac{h_w}{1,1 \cdot l} = \frac{(z_a + H_{\bar{o}}) - (z_{\bar{e}} + H_{\text{вільн.}})}{1,1 \cdot l}. \quad (8.14)$$

Визначаємо значення ухилу за формулою (8.14). Знаючи діаметр і розрахувавши значення $1000i$ за розрахунковими таблицями Шевельова визначаємо величину витрати в л/с.

ЗАДАЧА 2: Визначити висоту водонапірної башти, яка забезпечує витрату Q по трубопроводу довжиною l , діаметром d , який прокладений від т.А до т.В. Позначки т.А і т.В та вільний напір задані. Місцеві опори складають 10 % від величини втрат за довжиною.

Розв'язання:

1 спосіб:

$$H_{\bar{o}} = (z_{\bar{e}} + H_{\text{вільн}} + h_w) - z_a, \quad (8.15)$$

$$h_w = 1,1 \cdot l \cdot i,$$

$$i = \frac{Q^2}{K^2}.$$

Значення K^2 беремо з табл. 8.1 залежно від діаметру та матеріалу труб.

2 спосіб:

Оскільки витрата і діаметр задані, то

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2};$$

$$h_w = 1,1 \cdot l \cdot i.$$

Якщо $V \geq 1,2$ м/с, то значення ухилу знаходимо за формулою (8.10), а якщо $V < 1,2$ м/с, то значення ухилу знаходимо за формулою (8.11). Потім підставляємо втрати напору в формулу (8.15) і знаходимо висоту водонапірної башти.

3 спосіб:

За таблицями Шевельова за заданим діаметром і витратою, визначаємо значення $1000 i$, потім знаходимо втрати напору $h_w = 1,1 \cdot l \cdot i$ і підставляємо у формулу (8.15).

ЗАДАЧА 3. Визначити діаметр трубопроводу, по якому надходить вода в кількості Q з резервуару, що знаходиться в т. А до споживача води в т. В. Відомі $z_a, z_B, H_0, H_{\text{вільн.}}, l$.

Розв'язання:

1 спосіб:

$$h_w = (z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}});$$

$$i = \frac{h_w}{1,1 \cdot l} = \frac{(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}})}{1,1 \cdot l};$$

$$Q = K \sqrt{i};$$

$$K^2 = \frac{Q^2}{i}.$$

За одержаною величиною K^2 з таблиці 8.1 визначаємо діаметр за найближчим більшим значенням K^2 .

2 спосіб:

$$h_w = (z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}});$$

$$h_w = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{l \cdot V^2}{d \cdot 2g};$$

$$(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}}) = 1,1 \lambda \frac{l \cdot V^2}{d \cdot 2g};$$

$$\frac{2g \cdot [(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}})]}{1,1 \cdot \lambda \cdot l} = \frac{V^2}{d};$$

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = 1,273 \frac{Q}{d^2}.$$

Використовуємо метод підбору: за прийнятим значенням діаметру визначаємо значення швидкості і λ (табл. 8.2). Після чого будуємо криву $\lambda \frac{V^2}{d} = f(d)$.

$$A = \frac{2g[(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}})]}{1,1l} = \text{const}.$$

Найближчий більший діаметр буде шуканим.

3 спосіб:

За таблицями Шевельова за заданими витратою і значенням $1000 i$, де

$$i = \frac{h_w}{1,1 \cdot l} = \frac{(z_a + H_0) - (z_B + H_{\text{вільн.}})}{1,1 \cdot l},$$

визначаємо значення діаметру.

8.4 Питомий опір трубопроводів

Величина, зворотна квадрату витратної характеристики, називається **питомим опором**

$$\frac{1}{K^2} = S_0,$$

$$h_w = \frac{Q^2}{K^2} \cdot l = Q^2 S_0 l,$$

$$S_0 l = S, \quad (8.16)$$

$$h_{wl} = Q^2 S, \quad (8.17)$$

де S – повний опір трубопроводу.

8.5 Розрахунок самотливного трубопроводу, всмоктуючого трубопроводу насоса та сифонного трубопроводу

Трубопровід, за яким з річки, озера або іншої водойми вода надходить у береговий колодязь під рівень, називається **самотливним** (рис. 8.2).

Самотливний трубопровід у більшості випадків має невелику довжину, при якій місцеві опори достатньо великі та майже однакові з опорами за довжиною. До місцевих опорів належать:

- опори на вхід у трубопровід,
- на 2 коліна, які є на початку трубопроводу,
- на засувку наприкінці трубопроводу,
- на вихід.

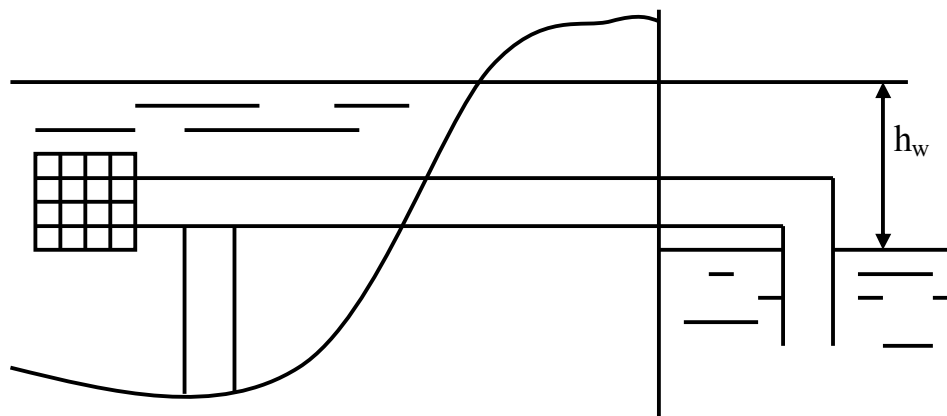


Рисунок 8.2 – Схема устрою самотливного трубопроводу

$$h_w = h_l + h_b = \frac{V^2}{2g \left(\frac{\lambda l}{d} + 2\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{засув}} + \xi_{\text{вих}} \right)}$$

Під час розрахунку самотливного трубопроводу зазвичай витрат задана, необхідно визначити діаметр трубопроводу. Враховуючи, що в реальних

умовах напір на подолання опорів невеликий, то під час вибору діаметру трубопроводу швидкість руху води, як правило, складає 0,75–1,0 м/с.

Всмоктуючий трубопровід насоса (рис. 8.3) має невелику довжину. На трубопроводі при вході в трубу через приймальний клапан з сіткою і під час протікання через 3 коліна виникають місцеві опори. Складемо рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 та 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_{w1-2}$$

$$Z_1 = 0; p_1 = p_{атм}; V_1 = 0; Z_2 = H_{вс.г.}; \alpha = 1;$$

$$h_{w1-2} = \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{ex} \right),$$

$$\frac{p_{атм}}{\gamma} = H_{вс.г.} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{ex} \right),$$

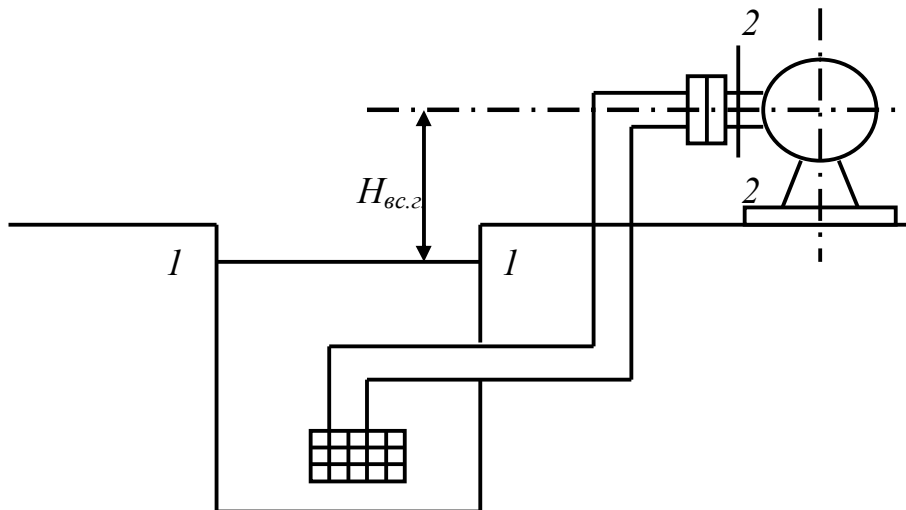


Рисунок 8.3 – Схема всмоктующого трубопровода насоса

$$H_{вс.г.} + \frac{p_2 - p_{атм}}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{ex} \right) = 0.$$

Під час розрахунку всмоктующого трубопроводу насоса можуть виникнути наступні три задачі:

1) Визначити діаметр трубопроводу за заданих величинах $H_{вс.г.}$, допустимої величини вакууму $(p_{атм} - p_2)/\gamma$, довжині трубопроводу.

Завдання вирішується методом підбору втрат напіру разом з напором, які витрачаються на створення швидкості у трубопроводі, и не повинні перевищувати:

$$\frac{P_{атм} - P_2}{\gamma} - H_{вс.г.} = A$$

Приймаючи різні значення діаметру, розв'язуємо наступний вираз:

$$\frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{вх} \right).$$

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 8.3).

Таблиця 8.3 – Результати гідравлічного розрахунку всмоктуючого трубопроводу насоса

№	d, мм	ω_2 м ²	V, м/с	$V_2^2/2g$	λ	$\lambda l/d$	$\frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{вх} \right)$

На основі даних таблиці 8.3 можна побудувати криву

$$h_w = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{вх} \right) = f(d).$$

Приймаємо найближчий більший діаметр за стандартом.

2) Визначити геометричну висоту всмоктування за заданих мінімальних величині вакууму, витрати, діаметра і довжини.

$$H_{вс.г.} = \frac{P_{атм} - p_2}{\gamma} - \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{вх} \right).$$

3) Визначити величину вакууму в усмоктуючому трубопроводі за заданих висоті всмоктування, витраті, діаметрі і довжині.

$$\frac{p_{атм} - p_2}{\gamma} = H_{вс.г.} + \frac{V_2^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + 3\xi_{кол} + \xi_{вх} \right).$$

Сифонний трубопровід – це трубопровід, який поєднує 2 резервуара або колодязя, при цьому трубопровід має бути прокладений вище рівня води в обох резервуарах.

Рух води по сифонному трубопроводу з резервуара А в резервуар Д (рис. 8.4) можливий тільки в тому випадку, якщо рівень води в першому резервуарі буде більше рівня води в другому на деяку величину Н.

Сифонний трубопровід працює в умовах вакууму, при цьому найбільше його значення буде в перерізі С.

Втрати напору в сифонному трубопроводі складаються з втрат напору за довжиною і місцевих втрат (на вхід, 2 коліна, на вихід).

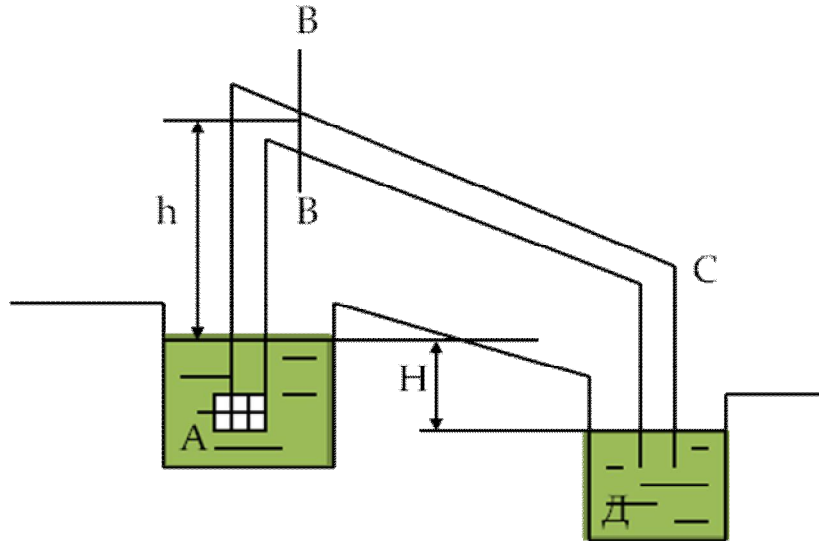


Рисунок 8.4 – Схема сифонного трубопроводу

$$h_w = \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{\lambda l}{d} + 2\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} \right).$$

З іншої сторони можливі втрати напору в сифонному трубопроводі визначаються різницею рівнів води в резервуарах (H).

$$H = \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{\lambda l}{d} + 2\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} \right),$$

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\xi_{\text{вх}} + 2\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{вих}} + \frac{\lambda l}{d}}},$$

$$Q = V \cdot \omega = \frac{\pi \cdot d}{4} \cdot \sqrt{\frac{2gH}{\xi_{\text{вх}} + 2\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{вих}} + \frac{\lambda l}{d}}}.$$

Найбільший вакуум в перерізі С дорівнює:

$$V_{ac} = h_c + \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{\lambda l_c}{d} + \xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{вх}} + 1 \right),$$

де h_c – перевищення центру перерізу С над рівнем води в першому резервуарі;

l_c - довжина сифонного трубопроводу до перерізу С.

8.6 Послідовне поєднання трубопроводів різної довжини і діаметрів

Трубопровід, який складається з послідовно поєднаних ділянок труб різної довжини і діаметру, називають **послідовним трубопроводом** (рис. 8.5).

Втрати напору в послідовному трубопроводі дорівнюють сумі втрат напору на кожній з ділянок послідовного трубопроводу.

$$Q = q_1 = q_2 = q_3;$$

$$h_w = h_{w1} + h_{w2} + h_{w3}.$$

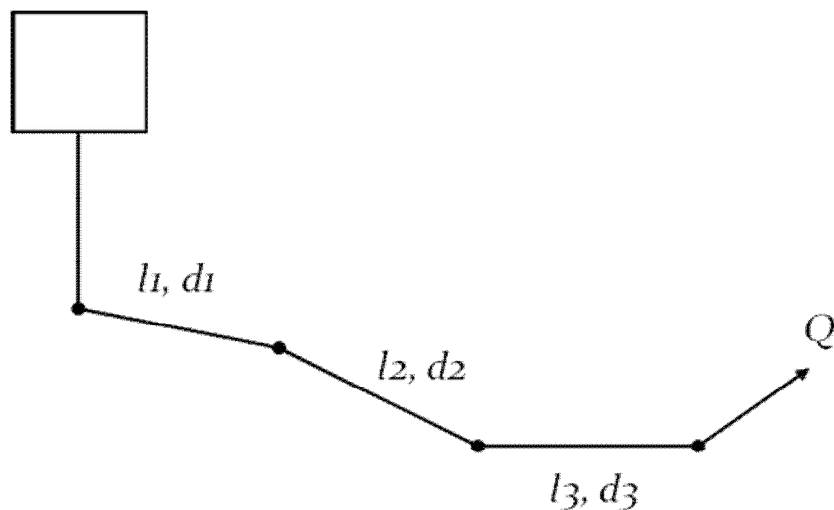


Рисунок 8.5 – Схема послідовного трубопроводу

У випадку розрахунку послідовного трубопроводу вводять поняття про *еквівалентний трубопровід* – це трубопровід, який пропускає ту ж витрату за тих ж втрат напору, що й заданий; такий, який має ту ж довжину, але складається з іншого числа ділянок, іншої довжини і діаметру, тобто

$$Q_{екв} = Q_{зад},$$

$$\sum l_{i\ экв} = \sum l_{i\ зад}.$$

Задачу з розрахунку еквівалентного трубопроводу вирішують методом підбору. За заданій витраті так підбирають число ділянок і діаметр еквівалентного трубопроводу, щоб сума втрат напору еквівалентного трубопроводу дорівнювала сумі втрат напору в заданому трубопроводі.

8.7 Паралельне поєднання трубопроводів

Паралельними трубопроводами називають трубопроводи, які беруть початок в одній загальній точці та закінчуються в іншій загальній точці (рис. 8.6).

Між точками В і С лежать три паралельних трубопроводи, які мають свої довжини, діаметри та пропускають визначену витрату при деяких втратах напору. Через те, що паралельні трубопроводи розгалужуються в одній загальній точці (в т.В), яка має напір H_B , і закінчуються в т.С з напором H_C , то втрати напору в кожному з трубопроводів складуть:

$$H_B - H_C = h_{w1} = h_{w2} = h_{w3}$$

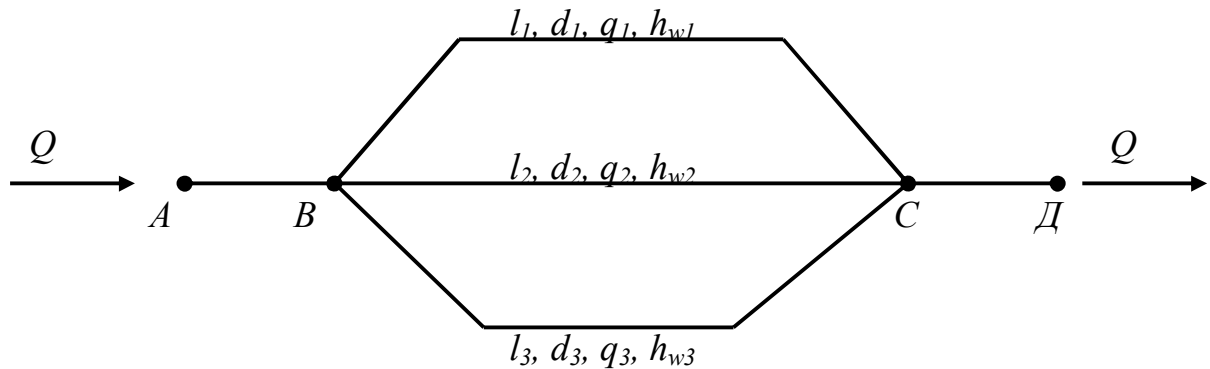


Рисунок 8.6 – Паралельне поєднання трубопроводів

Таким чином, незалежно від числа паралельних трубопроводів, їх довжини і діаметру, втрати напору в усіх паралельних трубопроводах будуть рівні між собою.

Сума витрат в усіх паралельних трубопроводах дорівнює витраті до розгалуження трубопроводу.

Якщо паралельні трубопроводи входять в склад послідовного трубопроводу, як одна з його ділянок, то втрати напору на цій ділянці приймаються рівними втратам напору в одному з трубопроводів (в будь-якому).

8.8 Вузлова, шляхова, транзитна і розрахункова витрати

На рисунку 8.7 наведена схема розрахунку трубопроводу з різними видами витрат уздовж всього трубопроводу.

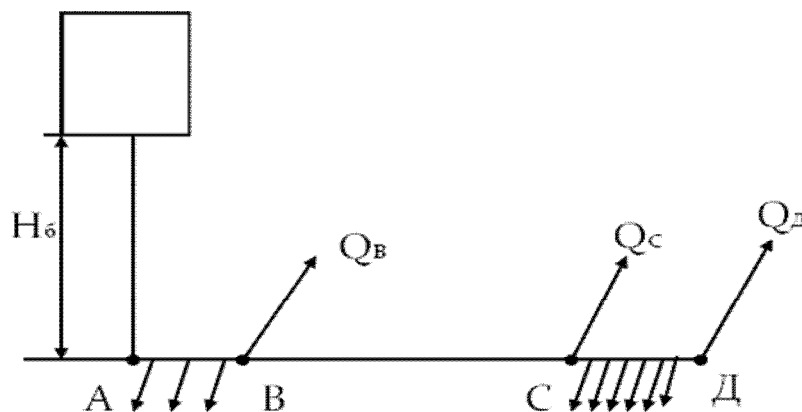


Рисунок 8.7 – Схема розрахунку загальної витрати трубопроводу

Вузлова витрата – витрата рідини з трубопроводу, зосереджена в тій чи іншій точці трубопроводу (Q_B , Q_C , Q_D).

Шляхова витрата – витрата рідини з трубопроводу, яка рівномірно розподілена на даній ділянці (А-В, С-Д).

Шляхова витрата, яка приходить на одиницю довжини ділянки, називається **питомою шляховою витратою** q_0 (л/с·м). Знаючи питому шляхову витрату і довжину ділянки, можемо знайти загальну шляхову витрату:

$$Q_{\text{шл}} = q_0 \cdot l \quad (8.18)$$

Транзитна витрата – це витрата, яка проходить через дану ділянку трубопроводу без використання рідини з нього. На рис. 8.7 вузлова витрата в точці Д буде транзитною для ділянки СД. На ділянці ВС транзитна витрата буде дорівнювати сумі вузлових витрат в т. С, в т. Д та шляховій на ділянці СД.

На ділянці АВ:

$$Q_{\text{транз}} = Q_B + Q_C + Q_D + Q_{\text{шл..СД}}$$

Транзитна витрата проходить через ділянку трубопроводу повністю уздовж всього трубопроводу. Шляхова витрата проходить повністю тільки на початкових ділянках, далі він зменшується і наприкінці ділянки дорівнює 0.

Розрахункова витрата являється фіктивною витратою:

$$Q_{\text{розр}} = Q_{\text{транз}} + a Q_{\text{шл}}$$

В цілях спрощення розрахунку приймають $a = 0,5$, вважаючи, що 50 % шляхової витрати споживається на початку ділянки, а інші 50 % споживаються наприкінці ділянки.

Розрахунок послідовного трубопроводу починають з кінцевої точки і ведуть у напрямі, зворотному руху води, поступово сумуючи витрату (табл. 8.4).

Таблиця 8.4 – Гідравлічний розрахунок послідовного трубопроводу

Найменування вузлів	Найменування ділянок	Довжина, м	Діаметр, мм	$Q_{\text{шл}}$, л/с	$Q_{\text{транз}}$, л/с	$Q_{\text{розр}}$, л/с	h_w , м
Д	ДС						
С							
В	СВ						
А	ВА						

8.9 Розрахунок дірчатих трубопроводів

Дірчатий трубопровід – трубопровід, що має уздовж всієї довжини на однаковій відстані отвори, через які вода може проходити з більш менш рівномірною шляховою витратою. Таким чином, дірчатий трубопровід може слугувати моделлю водопроводу зі шляховою витратою вздовж нього. Враховуючи, що відтік води з труби спостерігається не по всій її довжині, а з n окремих отворів, розташованих на однаковій відстані один від одного, П.О. Грабовським була запропонована наступна формула для розрахунку дірчатого трубопроводу:

$$\frac{(P_t - P_0)}{\gamma} = \frac{V_0^2}{2g} \left[1 - \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{1}{6} \left(1 + \frac{1}{n} \right) \cdot \left(2 + \frac{1}{n} \right) \right]. \quad (8.19)$$

Довжину дірчатої труби, за якої втрати напору повністю компенсуються відновленням напору за рахунок зменшення швидкостей під час роздачі витрати, називають **критичною**. Під час збільшення числа отворів збільшується критична довжина.

Дірчаті трубопроводи, в яких втрати напору менше відновленого напору за рахунок зменшення швидкості, називають **гранично короткими трубопроводами**, в яких довжина менше критичної довжини.

Таким чином, втрати напору по трубопроводу з діаметром d і довжиною l , витратою Q уздовж всієї довжини дірчатого трубопроводу визначаються за формулою:

$$h_w = \frac{1}{3} \cdot \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{V_0^2}{2g}, \quad (8.20)$$

де: V_0 – швидкість у початковому перерізі трубопроводу.

Витрата води уздовж трубопроводу являється шляховою витратою.

У разі транзитної витрати, яка чисельно дорівнює шляховій, втрати напору по довжині визначаються за формулою:

$$h_w = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{V_0^2}{2g}. \quad (8.21)$$

Тобто у разі транзитної витрати втрати напору будуть в три рази більше.

Контрольні питання

1. Дайте визначення та назвіть основне призначення магістральних і розгалужених мережі труб.
2. Наведіть класифікацію трубопроводів залежно від матеріалу труб і від характеру роздачі рідини.
3. Назвіть типи задач для гідравлічного розрахунку трубопроводів.
4. Наведіть основні розрахункові формули під час руху рідини в напірних трубопроводах
5. У чому полягає розрахунок простого трубопроводу? Наведіть типи задач з його розрахунку.
6. Дайте визначення питомого опору, опору ділянки трубопроводу.
7. У чому полягає розрахунок самопливного, сифонного трубопроводів та всмоктуючого трубопроводу насосу?
8. Яке поєднання трубопроводів називається послідовним?
9. Яке поєднання трубопроводів називається паралельним?
10. Дайте визначення вузлової, шляхової, транзитної та розрахункової витрат.
11. Наведіть визначення та послідовність розрахунку дірчатого трубопроводу.

ТЕМА 9 ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ

Гідравлічний удар – явище зміни (підвищення або пониження) тиску в трубопроводах під час різкої зміни швидкості руху рідини за малий проміжок часу.

Гідравлічний удар характеризується виникненням хвилі підвищеного або зниженого тиску, яка розподіляється від місця зміни швидкості і викликає в кожному перерізі коливання тиску і деформації стінок водопроводу.

У разі різкого зменшення швидкості на кожен 1 м/с втраченої швидкості тиск зростає приблизно на 10–12 атм. Внаслідок цього можуть виникнути ускладнення в нормальній роботі трубопроводу аж до розриву стінок труб і аварії на насосній станції. Під час гідравлічного удару можливо також і різке падіння тиску до тиску насиченої пари рідини за даної температури. Як наслідок зниженого тиску під час гідравлічного удару можливий розрив рідини. Проте в деяких випадках гідравлічний удар має позитивне значення.

Жуковський дійшов висновку, що у зв'язку зі швидким закриттям засувки на водопровідній мережі і різким зменшенням швидкості до 0 відбувається перехід кінетичної енергії потоку, який рухається по трубопроводу, в потенційну енергію, яка витрачається на стиснення води. Чим більша довжина трубопроводу, тим більше в ній маса рідини і величина кінетичної енергії, і тим більше буде підвищення тиску. До виникнення гідравлічного удару можуть наводити різні причини:

- 1) швидке закриття або відкриття запірних і регулюючих пристроїв;
- 2) раптова зупинка насосу;
- 3) випуск повітря через гідранти на зрошувальній мережі під час заповнення трубопроводів водою;
- 4) пуск насосу на відкриту засувку на напірній лінії.

Характер процесу гідравлічного удару залежить від його причин. У разі різкого закриття засувки в кінці трубопроводу гідравлічний удар почнеться з підвищеного тиску, який від засувки розповсюджуватиметься вгору по трубопроводу, а потім зміниться зниженим тиском. Якщо закрита засувка в кінці трубопроводу різко відкриється і гідравлічний удар почнеться зі зниженого тиску, який потім зміниться підвищеним. Гідравлічний удар, що починається з хвилі підвищеного тиску, називається **позитивним**, а той, що починається із зниженого тиску, – **негативним**.

9.1 Теорія гідравлічного удару Жуковського

Жуковським було виділено 4 етапи розвитку гідравлічного удару (рис. 9.1):

- 1) під час миттєвого закриття засувки шар рідини біля неї зупиниться, а решта рідини в трубі продовжуватиме рухатися з колишньою швидкістю. Через деякий час почнуть зупинятися шари рідини зліва від засувки, тобто фронт рідини, що зупинилася, рухатиметься від засувки до резервуару.

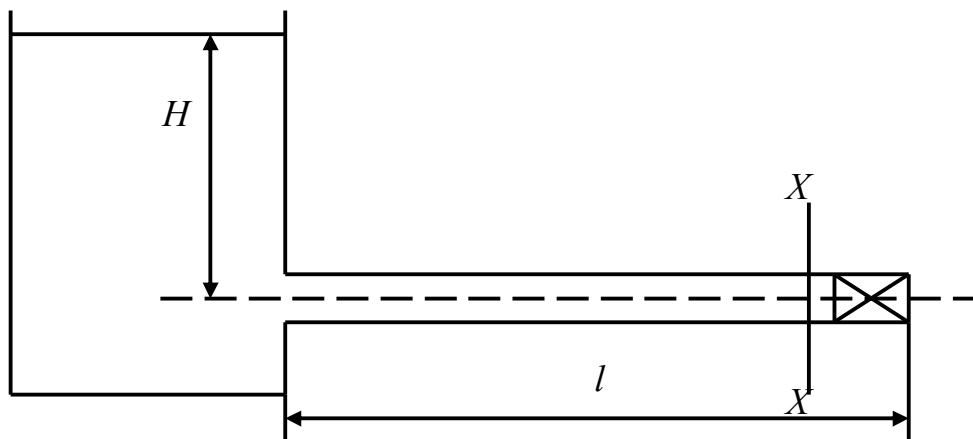


Рисунок 9.1 – Етапи розвитку гідравлічного удару

У об'ємі рідини, що зупинилася, між засувкою і перерізом X–X виникне додатковий тиск (Δp). Праворуч від перерізу X–X рідина нерухома і її тиск рівний: $(p + \Delta p)$, а зліва від перерізу X–X рідина рухається з колишньою швидкістю, тиск в трубі p . Фронт стиснення рухомої рідини у напрямі резервуару із швидкістю розповсюдження ударної хвилі C .

Описаний процес пошарового стиснення буде продовжуватися до тих пір, поки ударна хвиля не дійде до резервуару: вся рідина в трубі нерухома, стисла під тиском і деякий її об'єм поступить з резервуару в трубу;

2) початок другого етапу співпадає із закінченням першого етапу, тобто рідина в трубі стиснена, далі, розширюючись, рідина почне рухатися у бік резервуару. Спочатку прийдуть у рух шари рідини поблизу резервуару, а потім і віддаленіші шари. При цьому фронт спаду тиску почне переміщатися від резервуару до засувки. До кінця фази вся рідина в трубі рухається у бік резервуару, а тиск відновлюється до первинного;

3) рідина в трубі тече у бік резервуару, біля засувки утворюються шари рідини, в яких тиск рівний – $(p - \Delta p)$.

У цьому випадку фронт зниженого тиску рухається у бік резервуару, зліва від нього тиск p і швидкість, що направлена вліво; справа рідина буде нерухома, а тиск – $(p - \Delta p)$. Цей етап закінчується приходом даного фронту до резервуару;

4) початок 4-го етапу характеризується ситуацією, при якій тиск біля входу в трубу з боку резервуару (p) більше, ніж з боку труби $(p - \Delta p)$. Тому рідина з резервуару почне витікати в трубу із швидкістю V і тиск в ній зростатиме до p . При цьому фронт первинного тиску стане переміщатися до засувки із швидкістю розповсюдження ударної хвилі. До кінця етапу швидкість у всій трубі буде V , а тиск – p . Але оскільки засувка замкнута, то починаючи з кінця 4-го етапу, процес гідравлічного удару почне повторюватися.

При гідравлічному ударі частина енергії рідини переходить в тепло, тому з часом амплітуда коливання Δp затухає і процес припиняється.

Час проходження ударної хвилі по трубопроводу від місця виникнення удару до кінця трубопроводу і назад, називають *фазою ударної хвилі*;

$$T = \frac{2l}{C}. \quad (9.1)$$

Якщо час закриття засувки менше фази ударної хвилі, то під час повернення ударної хвилі до засувки вона вже буде повністю закрита. Гідравлічний удар у даному випадку називається **прямим**.

У разі прямого удару створюється повна сила гідравлічного удару.

Якщо час закриття засувки більше фази ударної хвилі, то при поверненні ударної хвилі засувка буде не повністю закрита. В цьому випадку гідравлічний удар називається **непрямим**.

Для визначення максимального підвищення тиску при прямому ударі використовують формулу Жуковського:

$$\Delta p = \rho \cdot V_0 \cdot C, \quad (9.2)$$

де ρ – щільність рідини, 1000 кг/м³;

V_0 – швидкість руху води в трубопроводі до закриття засувки, м/с;

C – швидкість розповсюдження ударної хвилі, м/с.

У разі непрямого гідравлічного удару для визначення підвищення тиску необхідно застосувати закон зміни швидкості руху рідини в трубопроводі, яка залежить від характеру закриття засувки. Для приблизного підрахунку використовують формулу

$$\Delta p = \frac{2\rho \cdot V_0 \cdot l}{t_z}, \quad (9.3)$$

де l – довжина трубопроводу від місця удару до розрізу, в якому підтримується постійний тиск (наприклад, до резервуару або до місця приєднання до трубопроводу більшого діаметра);

t_z – час закриття засувки, с.

Швидкість розповсюдження ударної хвилі залежить від пружних характеристик матеріалу труб, стисливості рідини і відношення діаметра труби до товщини її стінок:

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot \delta}}}, \quad (9.4)$$

де K – модуль об'ємної пружності рідини (для води $K = 2030$ МПа);

E – модуль пружності матеріалу стінок труби, Па;

D – діаметр труби, м;

δ – товщина стінок труби, м.

Для абсолютно непружних стінок $E \rightarrow \infty$, тому

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (9.5)$$

Ця швидкість рівна швидкості звуку в необмеженій пружній масі рідини ($C = 1425$ м/с).

9.2 Заходи з локалізації явища гідравлічного удару у водопровідних трубах і на насосних станціях

Є заходи щодо недопущення небезпечних підвищень або понижень тиску в трубопроводах і заходи з їх захисту, якщо небезпечні коливання виникнуть.

Заходи щодо боротьби з гідравлічним ударом залежать:

1. Від умов подачі води, якщо вода йде самотічно з водоймища вниз і засувка знаходиться на нижньому кінці трубопроводу, то можливі наступні заходи:

- використовують засувки, що поволі закриваються. Цей захід заснований на тому, що чим більший час закриття засувки, тим менше втрачена швидкість в трубопроводі і тим менше підвищення тиску від гідравлічного удару;

- на трубопроводах можуть встановлюватися зрівняльні резервуари, що сполучені з трубопроводом, і проміжні резервуари, заповнені водою до висоти, яка відповідає нормальному тиску. При гідравлічному ударі в резервуар поступає деякий об'єм води і додатковий тиск в трубопроводі швидко гаситься;

- можуть використовувати повітряні ковпаки, де стиснене повітря амортизує підвищення тиску.

2. У разі зупинки насоса, який подає воду від низу до верху в резервуар, зворотний клапан, встановлений у насоса, закривається дуже швидко і на початку напірного трубопроводу може виникнути гідравлічний удар. Для боротьби прийнято влаштовувати:

- скидні пристрої, які при підході ударної хвилі відкриваються і пропускають воду на вилив. Ці спеціальні протиударні апарати ставлять на початкових ділянках напірних трубопроводів.

9.3 Поняття про гідравлічний таран

Принцип роботи і пристрій гідравлічного тарану, призначеного для підйому рідини, заснований на явищі гідравлічного удару.

За допомогою гідравлічного тарану (рис. 9.2) можливо частину води Q_2 , що поступає з джерела в кількості Q_1 , з напором H_1 підняти на висоту H_2 , при цьому $Q_2 < Q_1$.

Основними частинами тарану є коробка з двома клапанами (1 – пусковий клапан; 2 – робочий клапан) і повітряний ковпак.

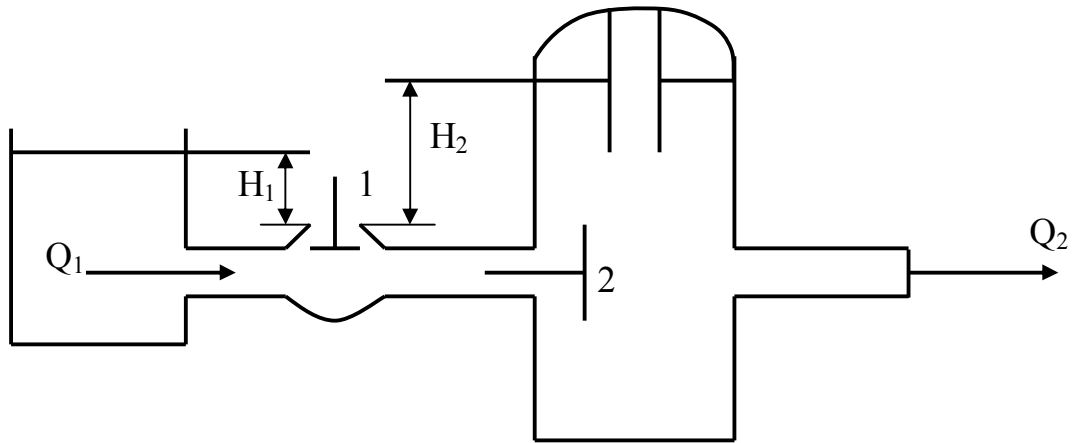


Рисунок 9.2 – Схема роботи гідравлічного тарану

Якщо таран не працює, обидва клапани закриті. Клапан 1 закритий під дією напору H_1 , клапан 2 – під дією H_2 . Для пуску тарану в роботу потрібно натиснути на клапан 1, він привідчиняється і створює умови для витікання води назовні. При цьому витрата води наростатиме, оскільки після відкриття клапана 1 основну енергію буде витрачено на подолання інерції маси води в трубопроводі, який сполучає джерело і клапанну коробку. Надалі H_1 буде повністю використаний на подолання опору.

Коли Q_1 досягне певної величини, клапан 1 різко закриється через різницю тиску. Цей перший період роботи тарану називають **розгінним**. Як тільки клапан 1 закриється швидкість руху рідини по трубопроводу у напрямі клапанної коробки впаде до 0, відбудеться гідравлічний удар і в коробці з'явиться ударний тиск, який відповідає напору H_2 . Цей період називають **ударним**. Після цього відкриється клапан 2 і частина води з клапанної коробки потрапить в напірний трубопровід. Її надходження продовжуватиметься до тих пір, поки тиск в клапанній коробці не впаде і клапан 2 закриється. Цей період називають **робочим**. За робочим періодом слідує період відтоку води, коли тиск в клапанній коробці менше за H_2 , але більше за H_1 . Вода з клапанної коробки піде у бік джерела живлення. В результаті клапан 1 відкриється і знову почнеться розгінний період.

Таким чином, робота гідравлічного тарану полягає в безперервному повторенні вказаних 4-х періодів.

ККД тарану рівний відношенню корисної роботи до витраченої роботи:

$$\eta = \frac{\gamma Q_2 \cdot H_2}{\gamma Q_1 \cdot H_1} = \frac{Q_2 H_2}{Q_1 H_1} \quad (9.6)$$

На практиці ККД тарану не перевищує 0,4-0,5.

Контрольні питання

1. Що таке гідравлічний удар?
2. Назвіть причини виникнення гідравлічного удару.
3. Дайте визначення позитивного і негативного гідравлічного удару.
4. У чому полягає теорія гідравлічного удару Жуковського?
5. Що таке фаза ударної хвилі?
6. Що таке прямий і непрямий гідравлічний удар?
7. Як визначити максимальне підвищення тиску при прямому і непрямому ударі?
8. Назвіть заходи з локалізації явища гідравлічного удару у водопровідних трубах і на насосних станціях.
9. У чому полягає дія гідравлічного тарану?

3 ВИТІКАННЯ РІДИНИ З ОТВОРІВ ТА НАСАДКІВ

ТЕМА 10 ВИТІКАННЯ РІДИНИ З ОТВОРІВ І НАСАДКІВ. КЛАСИФІКАЦІЯ ОТВОРІВ І НАСАДКІВ

Питання витікання рідини через отвори являється одним з вузлових моментів гідравліки. Вчені та інженери вивчали це питання починаючи з XVII ст. Рівняння Д. Бернуллі вперше було виведено під час рішення однієї з задач на витікання рідини з отвору.

Під час розрахунків діафрагм, дірчатих змішувачів, наповнення і спорожнення резервуарів, басейнів, водосховищ, шлюзових камер та інших ємкостей вирішуються задачі на витікання рідин через отвори.

У разі вирішення цих задач визначають швидкості і витрати рідин.

10.1 Класифікація отворів

Отвори класифікують наступним чином:

1. *За розміром:*

- а) малі отвори;
- б) великі отвори.

2. *За товщиною стінки, в якій зроблено отвір:*

- а) отвори в тонкій стінці;
- б) отвори в товстій стінці.

3. *За формою розрізняють круглі, квадратні, прямокутні, трикутні та інші отвори.*

Відповідно до особливостей гідравлічного розрахунку отвори підрозділяються на великі і малі (рис. 10.1)

Малий отвір – отвір, в різних точках якого геометричний напір (відстань по вертикалі від вільної поверхні рідини до даної точки отвору) практично однаковий. Висота такого отвору, розташованого у вертикальній стінці не перевищує 0,1 Н.

Великим називають отвір, геометричний напір в різних крапках по висоті якого не однаковий.

Таким чином, вузька вертикальна щілина є великим отвором, а отвір будь-якого розміру в дні резервуару – малим.

Отвори можуть бути правильної і неправильної форми. Форма отвору впливає на витікання рідини і у багатьох випадках змінює поперечний перетин витікаючого струменя. Це явище називають *інверсією*.

Отвір може бути в тонкій і товстій стінці. Стінка вважається *тонкою*, якщо її товщина менше 0,67Н. У цьому випадку товщина стінки не впливає на характер витікання з отвору.

Товстою називається стінка при товщині стінки більше або рівної 0,67Н, тут товщина стінки впливає на витікання рідини. Крім того, на характер

витікання рідини з отворів істотно впливає стиснення струменя при підході до отвору, постійність або зміна напору і рівень рідини за отвором.

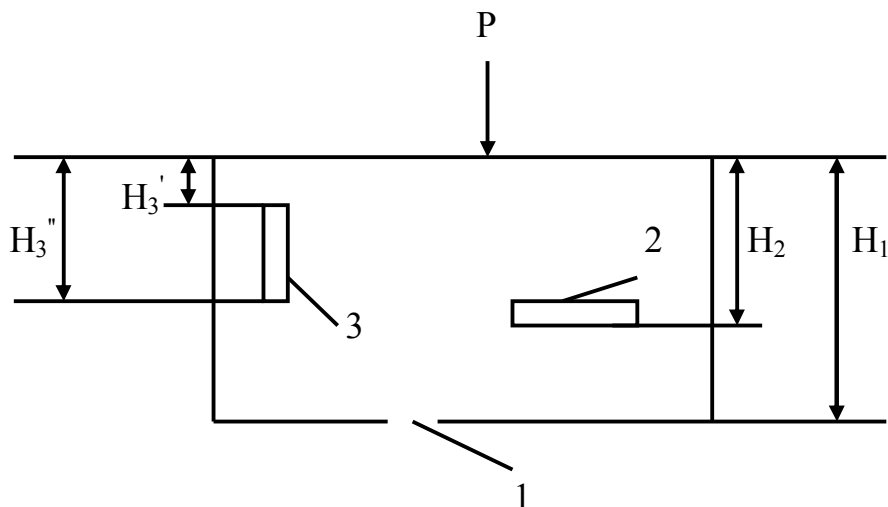


Рисунок 10.1 – Резервуар з різними видами отворів:
1 – отвір у дні; 2 – малий отвір; 3 – великий отвір

Стиснення називається **досконалим**, коли бічні стінки і дно судини не впливають на витікання. Якщо отвір знаходиться від бічної стінки або дна на відстані трьох розмірів отвору (для круглого отвору $3d$, для квадратного – $3a$), то витікання відбувається з **недосконалим** стисненням. У цьому випадку бічні стінки або дно судини роблять вплив на витікання.

Стиснення струменя при підході до отвору може бути *повним* за всім периметром і *неповним*, коли з однієї або декількох сторін рідина при підході до отвору не зазнає стиснення.

Якщо під час витікання рівень рідини в судині не змінюється, то має місце сталий рух і вважається, що витікання відбувається при постійному напорі.

При зміні рівня рідини має місце несталий рух, оскільки витікання відбувається при змінному напорі і гідравлічні елементи потоку змінюються за часом.

Розрізняють витікання за наявності притоку рідини і при його відсутності. В останньому випадку відбувається спорожнення судини.

Якщо рівень рідини за отвором не впливає на умови витікання, воно називається *вільним*.

При впливі рівня рідини на характер витікання, такі отвори називаються *підтопленими* (при приватному затопленні) або *затопленими* (витікання відбувається під рівень прилеглої нижче рідини).

Пропускна спроможність отвору залежить від умови стиснення струменя, для оцінки якого вводиться поняття коефіцієнта стиснення струменя:

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0}, \quad (10.1)$$

де ω_c – площа стислого живого перетину;
 ω_0 – площа отвору.

10.2 Витікання рідини з малих отворів у разі постійного напору

У бічній тонкій вертикальній стінці судини є малий отвір (рис. 10.2). Витікання вільне в атмосферу відбувається у разі постійного напору, тобто рівень рідини в резервуарі не змінюється.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Sigma h_w;$$

$$p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}; z_1 - z_2 = H.$$

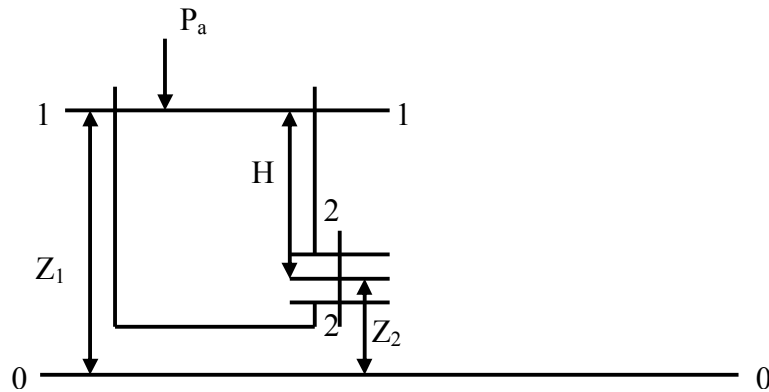


Рисунок 10.2 – Витікання рідини з малих отворів у разі постійного напору

Оскільки площа поперечного перерізу судини значно перевершує площу перерізу струменя, то $V_1 = 0$.

$$H = \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Sigma h_w;$$

$$\Sigma h_w = \xi \frac{V_2^2}{2g};$$

$$H = \frac{V_2^2}{2g} (\alpha + \xi);$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{H 2g}{(\alpha + \xi)}};$$

$$\frac{1}{(\alpha + \xi)} = \varphi, \quad (10.2)$$

де φ – коефіцієнт швидкості.

$V_2 = \varphi \sqrt{H 2g}$ – швидкість при витіканні з малих отворів у тонкій стінці при постійному напорі.

$$\begin{aligned} Q &= W_2 V_2, \\ W_2 &= \varepsilon \omega_0, \\ Q &= \varepsilon \varphi \omega_0 \sqrt{H \cdot 2g}, \\ \varepsilon \varphi &= \mu, \\ Q &= \mu \omega_0 \sqrt{H \cdot 2g}. \end{aligned} \quad (10.3)$$

За формулою (10.3) визначається витрата рідини у разі витікання з малих отворів в тонкій стінці при постійному напорі.

Звичайно у разі вільного витікання води з малих отворів в тонкій вертикальній стінці приймають такі середні значення коефіцієнтів:

$$\varphi = 0,97; \xi = 0,06; \varepsilon = 0,64; \mu = 0,62.$$

Одержані залежності справедливі для будь-яких інших малих отворів за умови, що витікання відбувається з постійним напором.

Мінятися будуть тільки значення коефіцієнтів, які приводяться в спеціальних довідниках.

У загальному випадку коефіцієнти, які характеризують витікання з отворів, залежать від роду рідини, товщини стінки, температури, форми і розміру отвору, величини напору.

10.3 Витікання рідини з великих отворів у разі постійного рівня рідини в резервуарі

Нехай в тонкій вертикальній бічній стінці резервуару є великий отвір довільної форми (рис. 10.3). Напір до верхньої кромки отвору H_1 , до нижньої – H_2 .

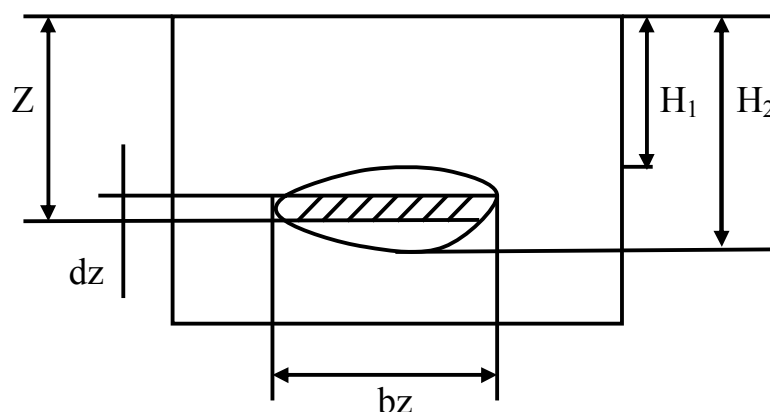


Рисунок 10.3 – Витікання рідини з великих отворів при постійному рівні рідини в резервуарі

Виділимо в межах великого отвору елементарні смужки завтовшки dz і шириною bz , які знаходяться на глибині Z від вільної поверхні рідини. Тоді для цієї смужки як для малого отвору можна обчислити витрату.

$$dQ = \mu dV \sqrt{2gz} ;$$

$$dQ = \mu dz bz \sqrt{2gz} .$$

Оскільки коефіцієнт витрати (μ) для отворів визначається дослідним шляхом і береться за довідковими даними, під час інтеграції виразу його можна винести за знак інтеграла. Тоді в загальному випадку витікання рідини з великого отвору в тонкій вертикальній стінці у разі постійного рівня рідини в резервуарі витрата може бути обчислена за формулою

$$dQ = \mu_b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} Z^{1/2} \cdot dz \cdot bz , \quad (10.3)$$

де μ_b – коефіцієнт витрати для великого отвору.

Окремий випадок.

Для великого прямокутного отвору в тонкій вертикальній стінці у разі постійного рівня рідини в судині $bz = b$, тоді

$$dQ = \frac{2}{3} \mu \cdot b \cdot \sqrt{2g} \cdot (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}) . \quad (10.4)$$

Для визначення витрати під час витікання з великого круглого отвору у разі постійного рівня рідини в резервуарі використовують формулу

$$dQ = \mu_b \cdot \omega \cdot \sqrt{2gH} . \quad (10.5)$$

10.4 Витікання рідини з отворів у разі змінного напору

Витікання рідини з отворів у разі змінного напору має місце тоді, коли рівень води в резервуарах підвищується або знижується. Розрахунки за визначенням витікання рідини у разі змінного напору звичайно зводяться до визначення часу спорожнення або наповнення, величини початкового напору і розміру отвору.

Непризматичний резервуар – резервуар з непостійною площею горизонтального перерізу на рівні H , який при зміні глибини має різну площу вільної поверхні (рис. 10.4).

Призматичний – резервуар з постійним перерізом на будь-якому рівні води.

Витікання рідини у разі змінного напору – це несталий рух, тому в цьому випадку рівняння Бернуллі непридатне.

Розглянемо витікання рідини з резервуару з витратою витікання, яка не рівна притоку в резервуар.

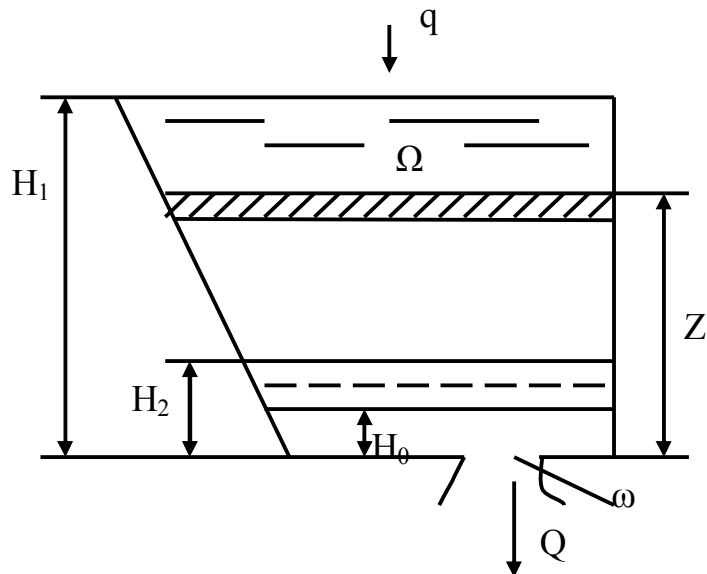


Рисунок 10.4 – Витікання рідини з резервуару у разі, коли витрата витікання не дорівнює притоку в резервуар

Рівень води в резервуарі підвищується, якщо $q > Q$ і навпаки знижується, якщо $q < Q$. Витікання рідини нестале. За час dt об'єм рідини змінюється на величину Ωdz .

Ω – площа поверхні рідини в резервуарі на відмітці z .

dz – зміна відмітки z за час dt .

Зміна в об'ємі рівна різниці об'єму, що поступив в резервуар, і об'єму, що витік з резервуару, тобто

$\Omega dz = q dt - Q dt$ – це рівняння балансу води або рівняння несталої руху в резервуарі.

У разі постійного притоку такий несталий рух прагне стати сталим, тобто у будь-який момент часу витрата з резервуару:

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2gz}.$$

Для визначення напору, при якому $q = Q$, використовують формулу

$$H_0 = \frac{q^2}{\mu^2 \omega^2 2g}. \quad (10.6)$$

Час, необхідний для зміни рівня рідини в резервуарі на величину dz складає:

$$dt = \frac{\Omega \cdot dz}{\mu \omega \sqrt{2g} (\sqrt{H_0} - \sqrt{z})}. \quad (10.7)$$

Для рідини з невеликою в'язкістю (води) можна вважати, що коефіцієнт $\mu = const$, тоді час зміни рівня води від H_1 до H_2 складе:

$$t = \frac{1}{\mu \omega \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{\Omega dz}{\sqrt{H_0} - \sqrt{z}}. \quad (10.8)$$

Для вирішення цього рівняння необхідно знати: закон зміни площі поверхні води в резервуарі залежно від її відмітки.

10.5 Витікання рідини через насадки

За характерними особливостями гідравлічного розрахунку труби діляться на наступні види:

- довгі труби – це такі труби, в яких втрати по довжині більше місцевих втрат;
- короткі труби – це труби, в яких втрати по довжині майже рівні з місцевими втратами;
- дуже короткі труби (патрубки) – це такі труби, в яких втрати по довжині менше місцевих втрат;
- насадки – це приєднані до отвору короткі патрубки звичайно завдовжки 2-4d, які дозволяють істотно змінювати швидкість і витрату під час витікання рідини.

Як правило, насадки є незатопленими, тобто витікання рідини відбувається в газове середовище. При цьому рух рідини в насадках напірний. Насадки бувають:

- зовнішні і внутрішні;
- циліндрові;
- такі, що конічно сходяться і розходяться;
- коноїдальні.

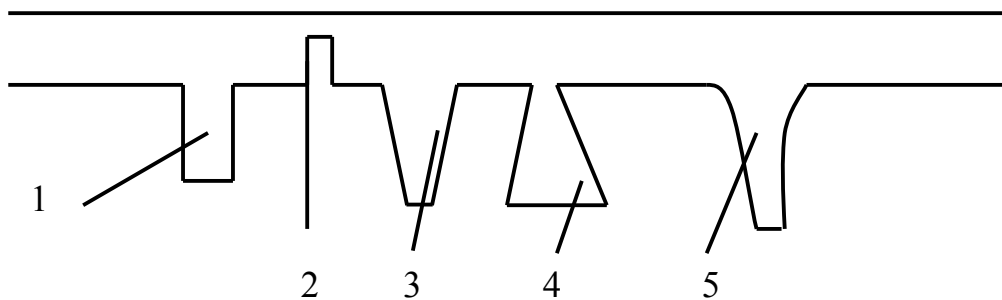


Рисунок 10.5 – Форми насадків:

1 – зовнішній циліндровий; 2 – внутрішній циліндровий; 3 – той, що конічно сходиться; 4 – той, що конічно розходиться; 5 – коноїдальний

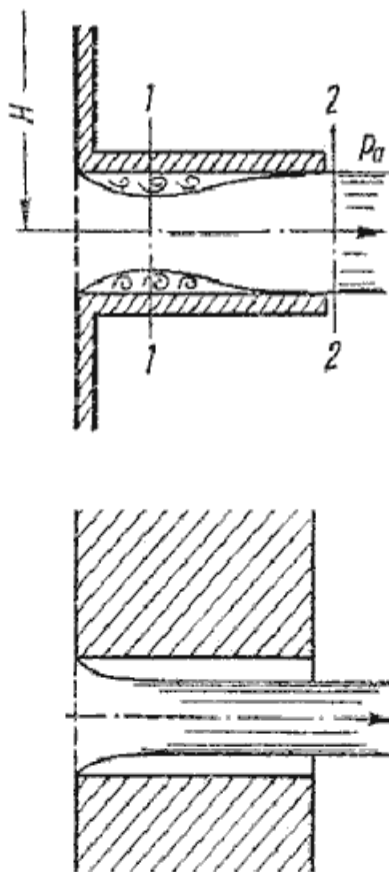
До пристрою насадок вдаються у разі, коли потрібно збільшити пропускну спроможність отвору або для збільшення (зменшення) кінетичної енергії витікаючого струменя.

Зростання витрати рідини в порівнянні із звичайним отвором того ж діаметра в тонкій стінці пояснюється наявністю вакууму на початку насадки, що викликає збільшення напору в стислому перерізі. При цьому стиснення живого перерізу виникає безпосередньо після входу рідини у насадку в результаті криволінійного руху рідини на підході.

Вакуум на початку насадки утворюється таким чином.

За умовою нерозривності струменя швидкість виходу з насадки буде менше швидкості в стислому перерізі. Тому гідродинамічний тиск в стислому перерізі буде менше тиску на виході. Оскільки тиск на виході рівний атмосферному тиску, в стислому перерізі воно менше, отже, утворюється вакуум.

Режими витікання рідини через насадок (рис. 10.6):



Перший режим – безвідривний режим.

Під час витікання струмінь після входу в насадок стискається приблизно так же, як і під час витікання через отвір в тонкій стінці. Потім струмінь поступово розширюється до розмірів отвору, з насадки виходить повним перерізом.

Другий режим характеризується тим, що струмінь після стиснення вже не розширюється, а зберігає циліндричну форму та переміщається всередині насадки, не торкаючись з його стінками.

Витікання стає точно таким же, як і з отвору в тонкій стінці, з тими ж значеннями коефіцієнтів. Отже, під час переходу з першого режиму до другого швидкість зростає, а витрата зменшується дякуючи стисненню струменя.

Розрахункові залежності для витікання з насадок аналогічні залежностям для малого отвору.

$$V_2 = \varphi \sqrt{H 2g} ; \quad (10.9)$$

$$Q = \mu \omega_0 \sqrt{H 2g} . \quad (10.10)$$

Рис. 10.6 – Режим руху рідини в насадках

Відмінність одержаних формул полягає у величинах коефіцієнтів швидкості і витрати.

Середнє значення коефіцієнтів для найбільш поширених насадок приведені в таблиці 10.1.

На підставі даної таблиці можна зробити висновки про застосування насадок різного типу: зовнішній циліндровий насадок потрібно застосовувати тоді, коли метою є швидке спорожнення резервуару без необхідності великої швидкості витікання.

Таблиця 10.1. – Середнє значення коефіцієнтів для найбільш поширених насадок

№№	Тип насадки	Коефіцієнти		
		φ (швидкості)	ε (стиснення струму)	μ (витрати)
1	Зовнішній циліндричний при $l = 3-4d$	0,82	1	0,82
	При $l = 20d$	0,73	1	0,73
2	Внутрішній циліндричний при $l = 0,5d$	0,98	0,52	0,51
	При $l = 3-4d$	0,71	1	0,71
3	Конічний, що сходиться при $\alpha = 5^\circ$	0,92	1	0,92
4	Конічний, що розходиться при $\alpha = 5^\circ$	0,48	1	0,48
5	Коноїдальний	0,96	1	0,96

Насадки, що конічно сходяться, і коноїдальні насадки забезпечують отримання максимальної витрати при великій швидкості, отже, великого кінетичного струменя (пожежні брандспойти, фонтани, гідромонітори).

При використанні насадок, що конічно розходяться, кут конусності обмежений. Інакше струмінь не заповнює насадку і витікання відбувається як з отвору в тонкій стінці.

Втрати в насадках більші, ніж втрати напору при витіканні з малих отворів в тонкій стінці. Тому всі насадки мають менший коефіцієнт швидкості.

10.6 Вільні гідравлічні струмені

Потік рідини, необмежений жорсткими стінками, називається **вільним струменем**, який може бути незатопленим, якщо вона обмежена газовим середовищем (пожежні струмені, фонтанів, струмені дощувальних апаратів).

Затоплений вільний струмінь, який витікає в середовище тієї же щільності, що і сам струмінь (випуск відпрацьованих промстоків у безстічні системи водопостачання).

У незатопленому струмені три частини (рис. 10.7):

1. Компактна.
2. Роздроблена.
3. Розпорошена.

Компактна частина струменя має циліндрову або близьку до неї форму, суцільність потоку тут залишається.

У **роздробленій** частині відбувається розширення струмені і її розділення на окремі крупні частини.

В **розпорошеній** частині струмінь складається з окремих крапель.

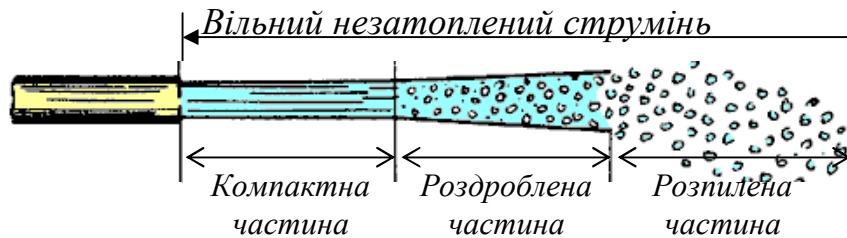


Рисунок 10.7 – Схема розташування частин незатопленого струменя

Загальна висота вертикального струменя h_B завжди менше напору H на виході з насадка. Втрати напору визначаються по формулі

$$H - h_B = \Delta h; \quad (10.11)$$

$$\Delta h = k \cdot \frac{h_B}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (10.12)$$

де d – діаметр вихідної частини (сприску) насадка;
 K – коефіцієнт, визначений дослідним шляхом.

$$\frac{V^2}{2g} = \varphi^2 H; \quad (10.13)$$

$$H - h_B = k \varphi^2 \frac{h_B}{d} H. \quad (10.14)$$

Замінімо $k \frac{\varphi^2}{d} = K_1$

$$H - h_B = K_1 \cdot h_B \cdot H; \quad (10.15)$$

$$H = K_1 \cdot h_B \cdot H + h_B; \quad (10.16)$$

$$H = h_B \cdot (K_1 \cdot H + 1), \quad (10.17)$$

звідки

$$h_B = \frac{H}{K_1 H + 1}. \quad (10.18)$$

За формулою (10.18) визначають висоту вертикальної частини струменя.

Якщо насадок, з якого витікає струмінь, нахилити під різними кутами до горизонту, то крайні краплі струменя опишуть граничну криву, за межі якої вона не виходить (рис. 10.8).

Радіус дії струменя, кривої, збільшується в порівнянні з її вертикальною висотою

$$R_H = K_2 \cdot h_B, \quad (10.19)$$

де K_2 – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу струменя до горизонту (β).

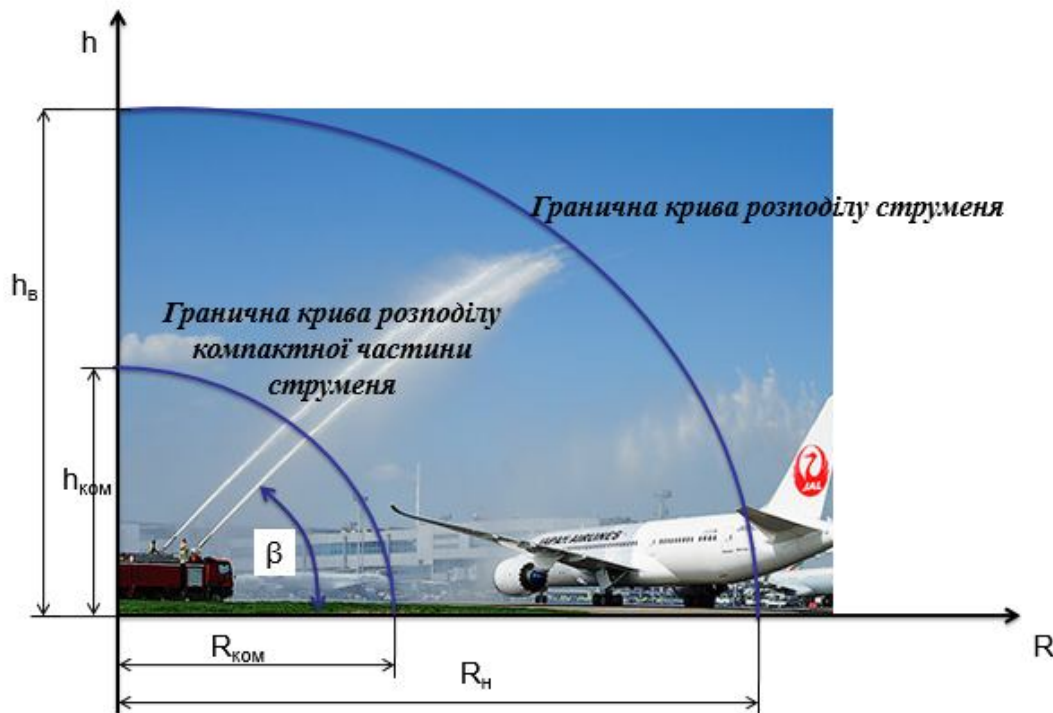


Рисунок 10.8 – Гранична крива розповсюдження струменя

Під час польоту струменя на нього діють сила тяжіння, опір повітря і сили в середині струменя, сумісна дія всіх цих сил приводить до розпаду струменя.

Затоплений струмінь, який рухається з насадка в рідке середовище тієї ж щільності, рухається в ній поступово розширюючись (рис. 10.9).

Найпростішою струменевою течією вважається вільний затоплений струмінь, який витікає в середовище тієї ж щільності. Струмінь, що витікає з насадки в середовище тієї ж щільності, має дві характерних ділянки, які відрізняються за структурою течії: початкова та основна. Іноді виділяють також перехідну ділянку. У початковому перерізі струменя (він співпадає з вихідним перерізом насадки) профіль швидкостей потоку U_0 близький до рівномірного. В межах початкової ділянки зберігається ядро постійних швидкостей, ширина якого лінійно зменшується від розміру внутрішнього діаметру насадки до нуля. За межами ділянки постійних швидкостей, швидкості потоку U закономірно зменшуються як за напрямом до периферії течії, так і за довжиною струменя.

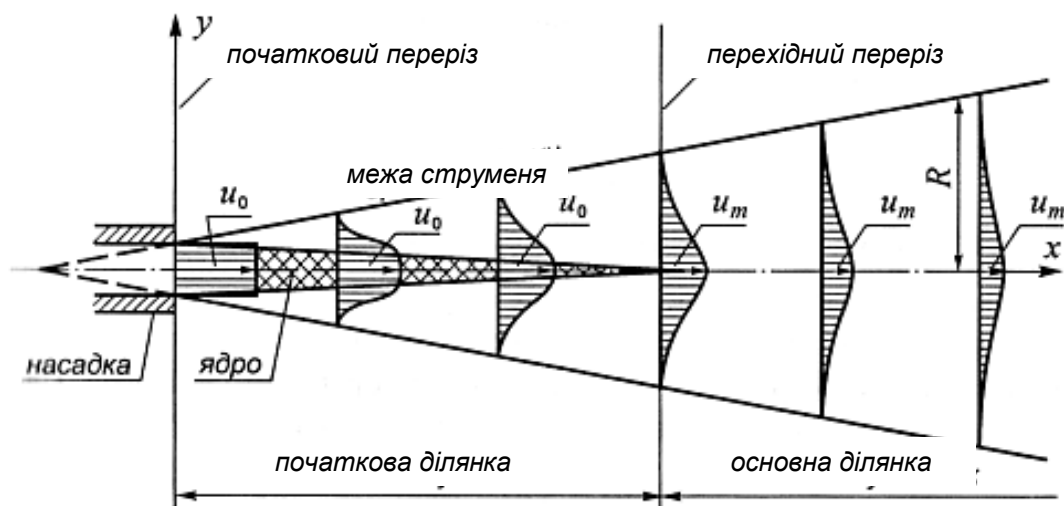


Рисунок 10.9 – Рух рідини в затопленому струмені

Профіль швидкості на початковій ділянці змінюється за законами прикордонного шару. На основній ділянці струменя відбувається падіння швидкості за віссю струменя U_m і за перерізом U . Довжина початкової ділянки $X_{\text{поч}}$ визначається за виразом

$$X_{\text{поч}} = \frac{0,67}{a} R_0, \quad (10.20)$$

де R_0 – внутрішній радіус насадки у вихідному перерізі, м;

a – коефіцієнт структури струменя, для осесиметричних струменів $a \approx 0,08$.

Зміна швидкості за віссю струменя U_m на основній ділянці для осесиметричного струменя визначається залежністю:

$$U_m = \frac{0,96}{\frac{a \cdot x}{R_0} + 0,29} \cdot U_0, \text{ м/с} \quad (10.21)$$

де x – відстань від початкового перерізу струменя, м.

Вважається, що в початковому перерізі струменя епіюра швидкостей прямокутна, а контури меж струменя прямолінійні. Пульсації швидкості і перемішування призводять до того, що між струменем і навколишньою рідиною відбувається обмін кількістю руху.

Струмінь втрачає швидкість, розширюється і захоплює частину зовнішньої рідини. При виході з насадки і на деякій відстані від нього в центральній частині струменя існує ядро з постійними середніми швидкостями. Із збільшенням поперечного розміру струменя товщина ядра зменшується, а потім ядро зникає. Переріз, в якому це відбувається, називається **перехідним**. Цей переріз розділяє початкову і перехідну ділянки струменя. Якщо прийняти кут розширення меж струменя однаковим на початковій і основній ділянках

струменя, то можна знайти точку перерізу зовнішніх кордонів струменя, тобто полюс струменя.

Контрольні питання

1. Наведіть класифікацію отворів.
2. Дайте визначення явища інверсії. Що таке досконале і недосконале стиснення?
3. Наведіть схеми та дайте до них пояснення вільного, підтопленого та затопленого отворів.
4. Наведіть схему витікання рідини з малих отворів при постійному напорі.
5. Наведіть схему витікання рідини з великих отворів при постійному рівні рідини в резервуарі.
6. Наведіть схему витікання рідини з отворів при змінному напорі.
7. Дайте класифікацію насадків, назвіть галузі їх використання.
8. Дайте визначення вільного струменя.
9. Наведіть частини, з яких складається незатоплений струмінь.
10. Як визначити висоту вертикального струменя?
11. Наведіть схему граничної кривої розповсюдження струменя.
12. Наведіть схему руху рідини в затопленому струмені.

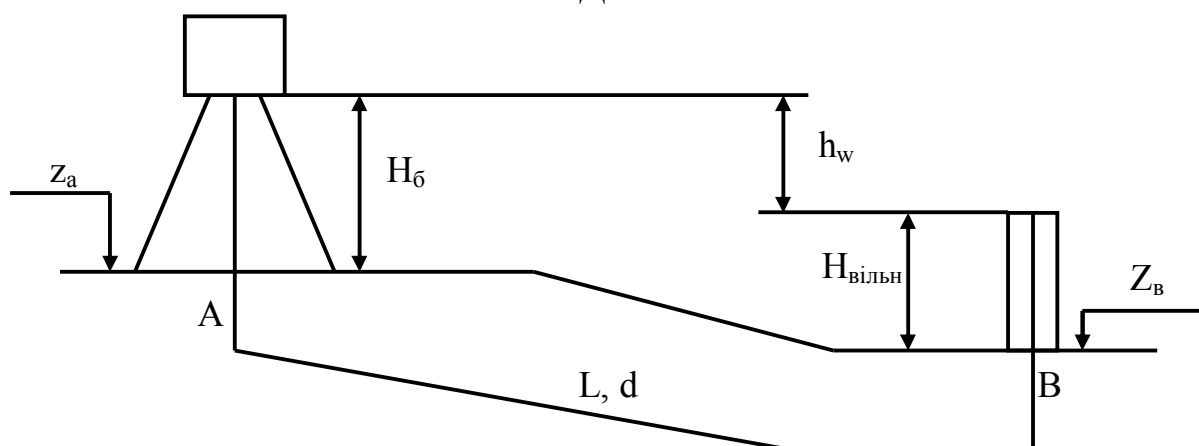
КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Завданням на контрольну роботу передбачається виконання двох задач і складання відповідей на контрольні питання, номери яких вказані в конспекті лекцій.

Таблиця 1 – Варіанти контрольних запитань

Номер розділу	Номери варіантів (остання цифра номера залікової книжки)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	1	3	4	2	–	–	–	–	–	–
2	–	–	–	–	8	5	6	1	4	7
3	2	3	4	1	5	–	–	–	–	–
4	–	–	–	–	–	16	14	3	4	8
5	1	3	4	5	6	2	–	–	–	–
6	–	–	–	–	–	–	1	2	4	3
7	6	3	5	4	1	2	–	–	–	–
8	–	–	–	–	–	–	11	2	10	9
9	1	6	8	7	9	5	2	3	4	-
10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	12

ЗАДАЧІ



ЗАДАЧА 1. Визначити витрату, що поступає по трубопроводу завдовжки l , d , прокладеному від т. А до т. В. Відмітки т. А і т. В задані, також задані висота водонапірної башти і вільний напір. Місцеві опори складають 10 % від величини втрат по довжині.

Таблиця 2 – Вихідні дані для задачі 1

Задані величини	Номери варіантів (остання цифра номера залікової книжки)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Довжина трубопроводу l , м	250	120	135	248	365	290	450	660	275	565
Діаметр, мм	200	300	400	250	350	450	500	200	300	350
Відмітка т.А, м	52	145	258	126	145	255	162	35	86	92
Відмітка т.В, м	48	138	248	114	129	248	149	29	75	88
Висота водонапірної башти H_6 , м	15	12	35	43	32	25	26	29	30	22
Вільний напір $H_{\text{вільн.}}$, м	10	10	14	26	22	18	18	22	26	14

ЗАДАЧА 2. Визначити висоту водонапірної башти, яка повинна забезпечити подачу води з водонапірної башти в т. А до споживача води в т. В в кількості Q по трубопроводу завдовжки l , і діаметр d . За умови заданих z_a , z_B і $H_{св}$.

Таблиця 3 – Вихідні дані для задачі 2

Задані величини	Номери варіантів (остання цифра номера залікової книжки)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Довжина трубопроводу l , м	250	120	135	248	365	290	450	660	275	565
Діаметр, мм	200	300	400	250	350	450	500	200	300	350
Відмітка т.А, м	52	145	258	126	145	255	162	35	86	92
Відмітка т.В, м	48	138	248	114	129	248	149	29	75	88
Витрата Q , л/сек.	120	246	356	193	332	425	526	229	330	422
Вільний напір $H_{св}$, м	10	10	14	26	22	18	18	22	26	14

Розв'язувати задачі потрібно трьома способами, наведеними в темі 8 (п. 8.3).

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Константинов Ю. М. Технічна механіка рідини і газу / Ю. М. Константинов, О. О. Гіжа. – Київ : Вища школа, 2002. – 358 с.
2. Науменко І. І. Технічна механіка рідини і газу / І. І. Науменко. – Рівне: Вид-во РДТУ, 2000. – 528 с.
3. Krasowski E. Hydraulics. Hydraulics machines / E. Krasowski, I. Nikolenko, J. Gliński, A. Dashchenko, S. Sosnowski. – Lublin : Polish Academy of Sciences Branch in Lublin, 2011. – 350 p.
4. Чугаев Р. Р. Гидравлика / Р. Р. Чугаев. – Л. : Энергия, 1970. – 552 с.
5. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. С. Шивотовский, П. П. Иванов. – М. : Стройиздат, 1987. – 414 с.
6. Большаков В. А. Гидравлика. Общий курс / В. А. Большаков, В. Н. Попов. – Киев : Вища школа, 1989. – 214 с.
7. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика / Б. Т. Емцев. – М. : Стройиздат, 1987. – 440 с.
8. Науменко І. І. Гідравліка. Підручник / І. І. Науменко. – Рівне: НУВГП, 2005. – 475 с.
9. Константинов Ю. М. Гидравлика / Ю. М. Константинов. – Киев : Вища школа, 1988. – 398 с.
10. Штеренлихт Д. В. Гидравлика: [уч. пособие для ВУЗов. В 2-х кн.] / Д. В. Штеренлихт. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 351 с.
11. Левицький Б. Ф. Гідравліка. Загальний курс / Б. Ф. Левицький, Н. П. Ленін. – Львів : Світ, 1994. – 264 с.
12. Гідравліка і нагнітачі: Навч. посібник / О. М. Грабовський, О. М. Щабієв. – Київ : НМКВО, 1992. – 312 с.
13. Справочник по гидравлике / В. А. Большаков, Ю. М. Константинов, В. Н. Попов [и др.] – [2-е издание]. – Киев : Вища школа, 1984. – 343 с.
14. Айвазян О. М. Основы гидравлики равномерных течений / О. М. Айвазян – Москва – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика»; Институт компьютерных исследований, 2006. – 152 с. (Интернет ресурс – <http://www.twirpx.com>).
15. Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб : Справочное пособие / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев. – М. : Стройиздат, 1984. – 116 с.
16. Березин С. Е. Выбор способа регулирования воздуходувок для аэрации сточных вод / С. Е. Березин // Водоснабжение и санитарная техника. – М. : «Изд-во ВСТ», 2012. – № 11. – С. 59 – 64.
17. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках / Б. С. Лезнов. – М. : Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.

Навчальне видання

ШЕВЧЕНКО Тамара Олександрівна

ГІДРАВЛІКА

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

*(для студентів 1-2 курсів денної та заочної форм навчання
освітнього рівня «бакалавр» за спеціальністю 263 – Цивільна безпека,
освітніх рівнів «бакалавр» та «спеціаліст» спеціальності
192 – Будівництво та цивільна інженерія)*

Відповідальний за випуск *К. Б. Сорокіна*
За авторською редакцією
Комп'ютерне верстання *Т. О. Шевченко*

План 2017, поз. 91Л

Підп. до друку 05.02.2018. Формат 60 × 84/16.

Друк на ризографі. Ум. друк. арк. 6,5.

Тираж 50 пр. Зам. № .

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.

Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 5328 від 11.04.2017.