Міністерство освіти і науки України
НТУ «Дніпровська політехніка»

КОРОТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

З ДИСЦИПЛІНИ

«Гідрогазодинаміка»

для бакалаврів освітньо-професійної програми «Нафтогазова інженерія та технології»
спеціальності 185 «Нафтогазова інженерія та технології»

Дніпро
2024

ЗМІСТ

ВСТУП.....4
ТЕМА 1. ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ГІДРОАЕРОСТАТИКИ 5
ТЕМА 2. ГІДРОСТАТИЧНИЙ ТИСК. ОСНОВНЕ РІВНЯННЯ ГІДРОСТАТИКИ.....8
ТЕМА 3. СИЛА ТИСКУ РІДИНИ НА ПЛАСКІ ТА КРИВОЛІНІЙНІ ПОВЕРХНІ. ЗАКОН АРХІМЕДА, ОСНОВИ ТЕОРІЇ ПЛАВАННЯ ТІЛ 18
ТЕМА 4. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ 25
ТЕМА 5. ОСНОВИ ГІДРОДИНАМІКИ 30
ТЕМА 6. РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ ДЛЯ ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТРУМЕНЯ ІДЕАЛЬНОЇ РІДИНИ ТА ДЛЯ ПОТОКУ РЕАЛЬНОЇ РІДИНИ……..39
ТЕМА 7. ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ, ВТРАТИ НАПОРУ.....46
ТЕМА 8. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ.....56
ТЕМА 9. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ 59
ТЕМА 10. ВИТІКАННЯ РІДИНИ З ОТВОРІВ І НАСАДКІВ. КЛАСИФІКАЦІЯ ОТВОРІВ І НАСАДКІВ. ГІДРОГАЗОДИНАМІКА БУРІННЯ. 63
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ 92

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 запитами. 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 Даніілу 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».

При складанні конспекту використано матеріали: 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.

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/м^3) називається маса одиниці об'єму рідини. Нехай рідина масою M займає об'єм W, тоді відношення

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

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

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

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

Питома вага прісної води при t = 4 ^{0}C – 9 810 Н/м^3.

Питома маса рідини залежить від температури та визначається за формулою:

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \cdot t}; \tag{1.3}$$

де ρ_0 – питома маса рідини при температурі 0 ^{0}C;

β_t – коефіцієнт температурного розширення рідини.

Вплив тиску на питому масу неістотний і ним нехтують.

Питома маса ідеальних газів визначається характеристичним рівнянням Клапейрона – Менделєєва:

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

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

P – абсолютний тиск, Па;

T – абсолютна температура, К.

Питома маса повітря за стандартних умов (t = 20 ^{0}C, P = 101 325 Па, R = 287 Дж/кг·К) дорівнює 1,2 кг/м^3.

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

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

де g – прискорення вільного падіння, дорівнює 9,81 м/с^2.

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:

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

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

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

$$E_{рід} = \frac{1}{\beta_W}. \qquad (1.7)$$

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:

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

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:

$$T = \mu \cdot F \cdot \frac{dU}{dh}, \tag{1.9}$$

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

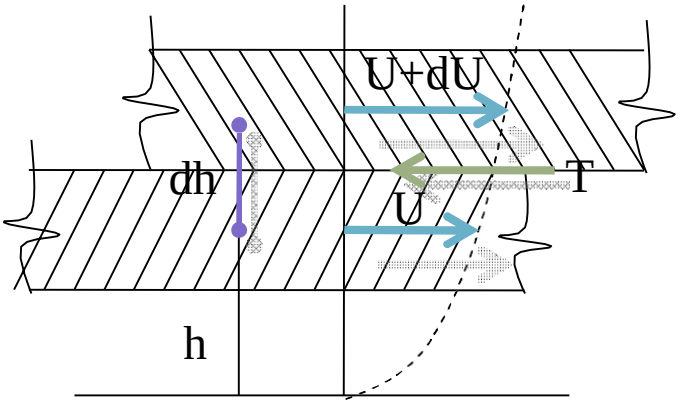


Рисунок 1.1 – Гіпотеза Ньютона про тертя в рідині, що рухається

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:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dU}{dy}. \tag{1.10}$$

Якщо градієнт швидкості *(dU/dh) = 1; μ = τ* та відображає силу внутрішнього тертя, яка приходиться 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 (м^2/с). *Коефіцієнтом кінематичної в'язкості* називається відношення коефіцієнта динамічної в'язкості до щільності рідини:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \tag{1.11}$$

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

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).

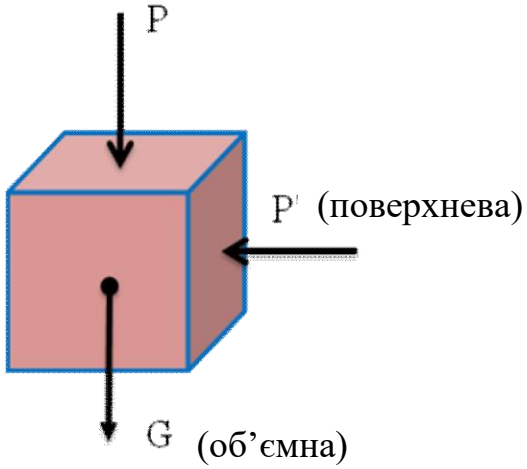


Рисунок 2.1 – Схема дії зовнішніх сил на рідину

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 покою (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.

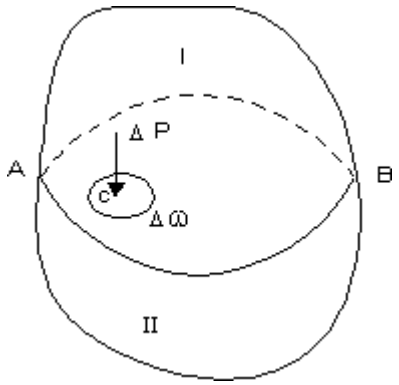


Рисунок 2.2 – Схема дії гідростатичного тиску на точку рідини

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

2.3 Диференційне рівняння рівноваги рідини

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

1. Масові сили

$$Gm = G\rho dxdydz \qquad (2.1)$$

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

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

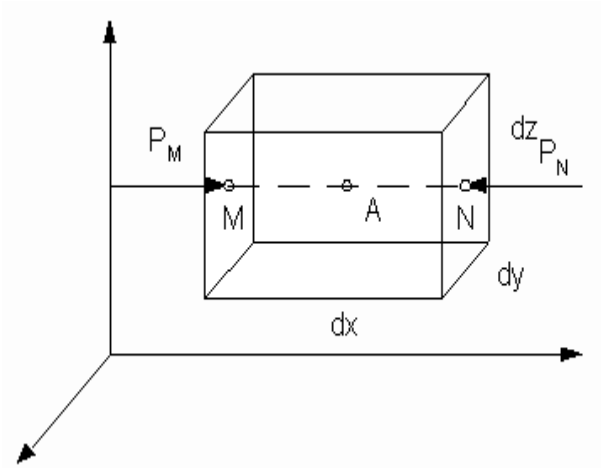


Рисунок 2.3 – Схема для отримання диференційного рівняння рівноваги рідини

Сума проекцій всіх сил на вісь x

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

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.

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

Замінюємо діючі сили тисками:

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

Після перетворень отримаємо:

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

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

$$\gamma h = p$$

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

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

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

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

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:

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

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

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

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

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

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).

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

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

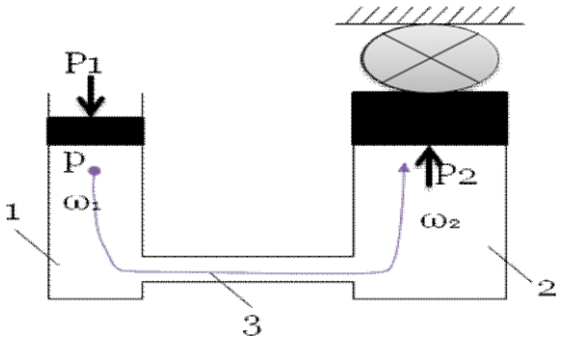


Рисунок 2.4 – Схема гідравлічного пресу:
1 – допоміжний циліндр; 2 – робочий циліндр; 3 – з'єднувальний канал

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

$$p = p_0 + \gamma h; \tag{2.9}$$

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

$$p_{надлиш} = p - p_0; \tag{2.10}$$

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

$$p_м = p - p_{атм}; \tag{2.11}$$

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

$$p_{вак} = p_a - p. \tag{2.12}$$

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 $P_{надлиш}$ або абсолютного $P_{абс}$) 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 виказана 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 виготовлені, точні та надійні;

б) *механічні,* принцип дії яких полягає в тому, що під дією тиску відбувається деформація деякого пружного елементу, 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 повірки, 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):

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

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

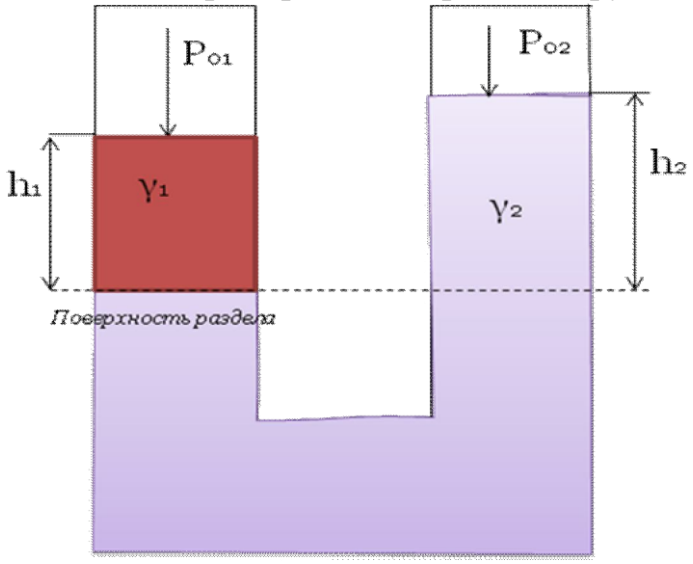


Рисунок 2.5 – Схема сполучених посудин

Якщо $P_{01} = P_{02}$, то

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

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: $\gamma_{води} > \gamma_{суміші}$:

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

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

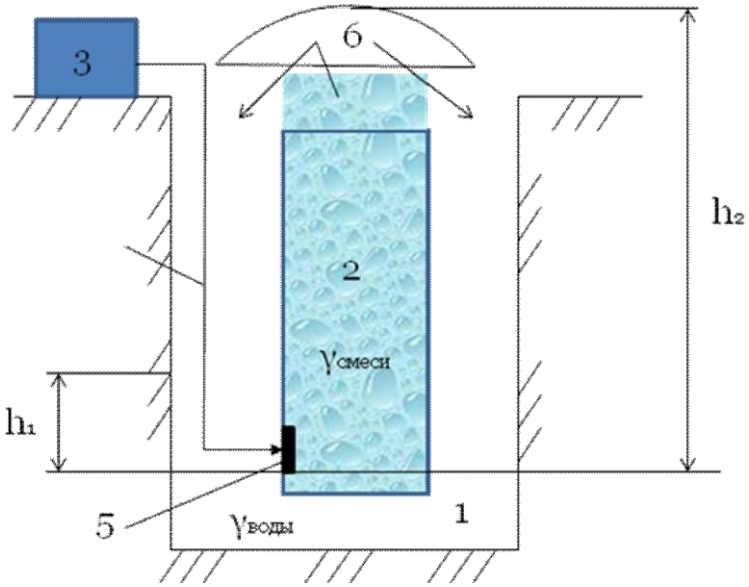


Рисунок 2.6 – Схема роботи ерліфту:
1 – колодязь з водою; 2 – водопідйомна труба; 3 – компресор; 4 – пневмотрубопровід; 5 – форсунка; 6 – сепаратор (розділювач)

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 $h_{надлиш(изб.)}$.

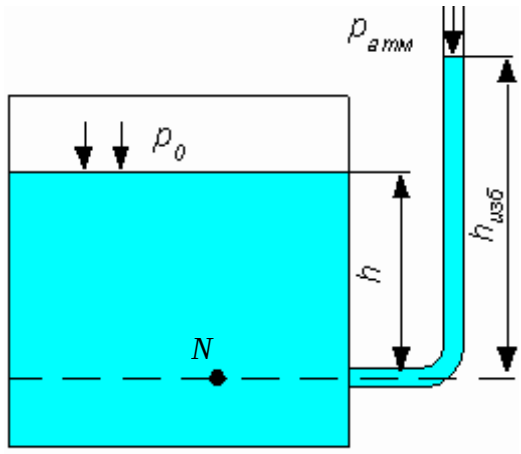


Рис. 2.7 – Установка для визначення гідростатичного і п’єзометричного напорів

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

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

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.

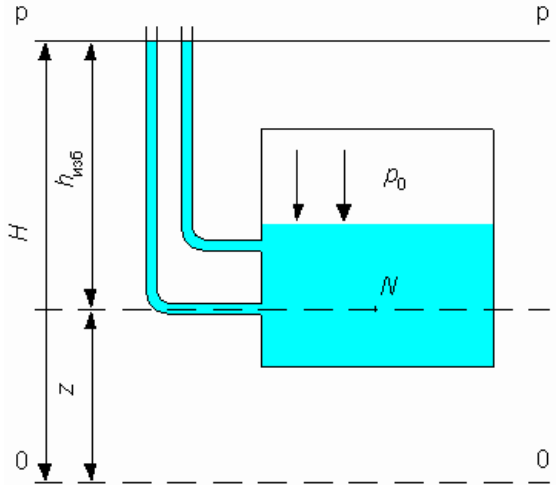


Рисунок 2.8 – Схема визначення питомої енергії рідини, яка знаходиться в стані спокою

Об'єм, який розглядається, може виконати роботу:

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

$$E_z = z\,G. \qquad (2.17)$$

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

$$E_p = h_{надлиш}\, G. \tag{2.18}$$

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

$$E = E_z + E_p = z\, G + h_{надлиш}\, G. \tag{2.19}$$

Питомою потенційною енергією називається енергія, віднесена до одиниці ваги

$$e = E / G = z + h_{надлиш} = H. \tag{2.20}$$

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

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

$$H = z + h_{надлиш},$$

$$H = z + \frac{p}{\gamma} = const. \tag{2.21}$$

Необхідно пам'ятати про відмінність тиску від напору.

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

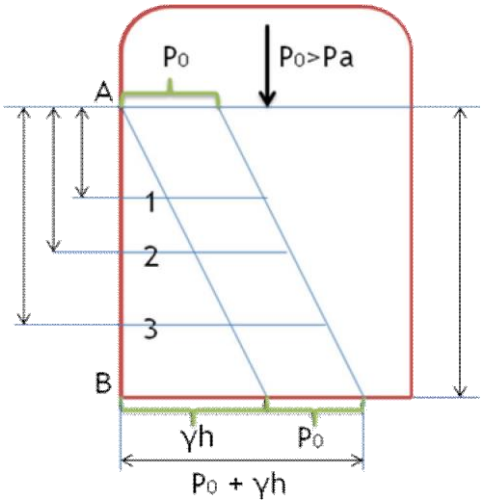
Тиск – стискаюча напруга, яка залежить від координати точки.

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):

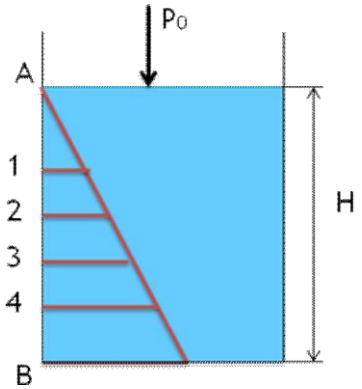


$$p = p_0;$$
$$p_1 = p_0 + \gamma h_1;$$
$$p_2 = p_0 + \gamma h_2;$$
$$p_B = p_0 + \gamma H.$$

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).



$$p_M = \gamma h;$$
$$p_0 = 0;$$
$$p_1 = \gamma h_1;$$
$$p_2 = \gamma h_2;$$
$$p_{дна} = \gamma H.$$

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 (90^0). Якщо ж стінка змінює свій нахил, то тоді будується складна сумарна епюра, яка буде складатися з епюр на окремі ділянки стінки (рис. 3.3).

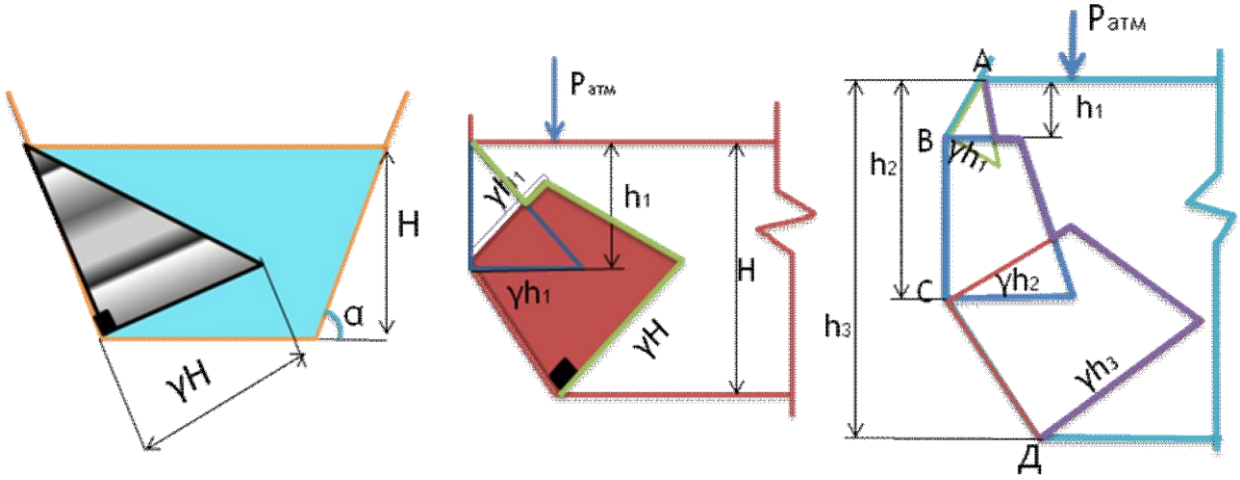


Рисунок 3.3 – Схеми епюр гідростатичного тиску на нахилені пласкі стінки посудин

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 Р (аналітично);
2) Визначити напрям сили Р;
3) Визначити точку прикладення сили Р (точку Д).

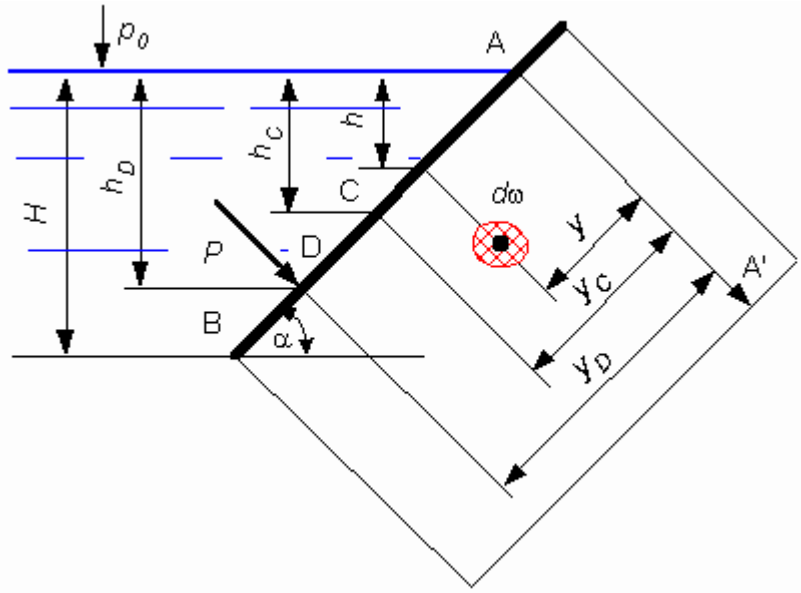


Рисунок 3.4 – Схема для визначення сили тиску та центру тиску

Формула для визначення сили Р:

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

$$dp = p \cdot d\omega = \gamma \cdot h \cdot d\omega; \qquad (3.1)$$

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

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

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 Р направлений перпендикулярно стінці (1-а властивість гідростатичного тиску).

Точка Д (точка прикладення сили Р) визначається на підставі теореми: момент рівнодіючої сили М(Р) відносно деякої осі (ОХ) дорівнює сумі моментів, які складають силу dP:

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

$$y_D = y_C + \frac{I}{\omega \cdot y_C}. \qquad (3.2)$$

де y_c – координата т. С – центра тяжіння;

ω – площа стінки, м^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 ***а*** – $I = \frac{a^4}{12}$,
- для прямокутника шириною ***в*** та висотою ***а*** – $I = \frac{ba^3}{12}$,
- для кола діаметром ***d*** – $I = \frac{\pi d^4}{64}$.

Сила тику на дно посудини (рис. 3.5):

– дно горизонтальне

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

– дно нахилене до горизонту

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

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

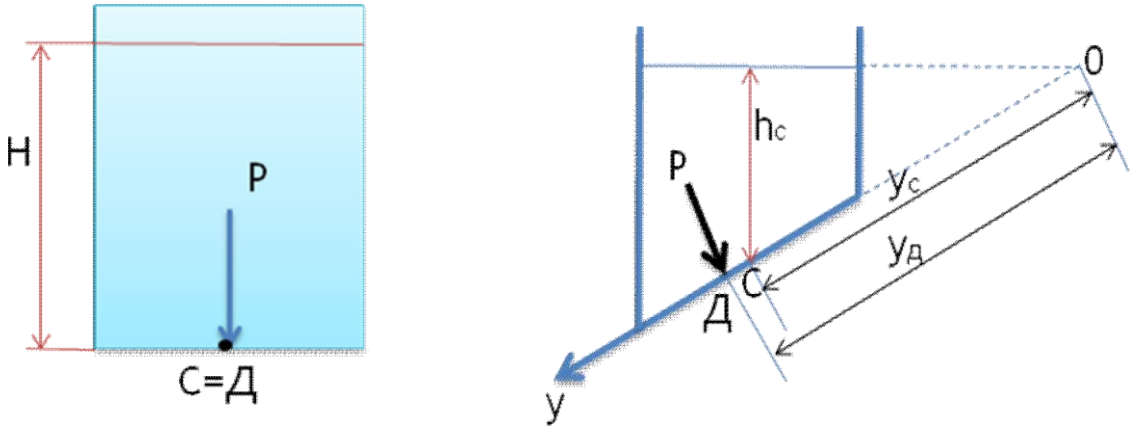


Рисунок 3.5 – Визначення сили тиску на дно посудини

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.

$$dP = \sqrt{dP_x^2 + dP_z^2};$$
$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}. \qquad (3.3)$$

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

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

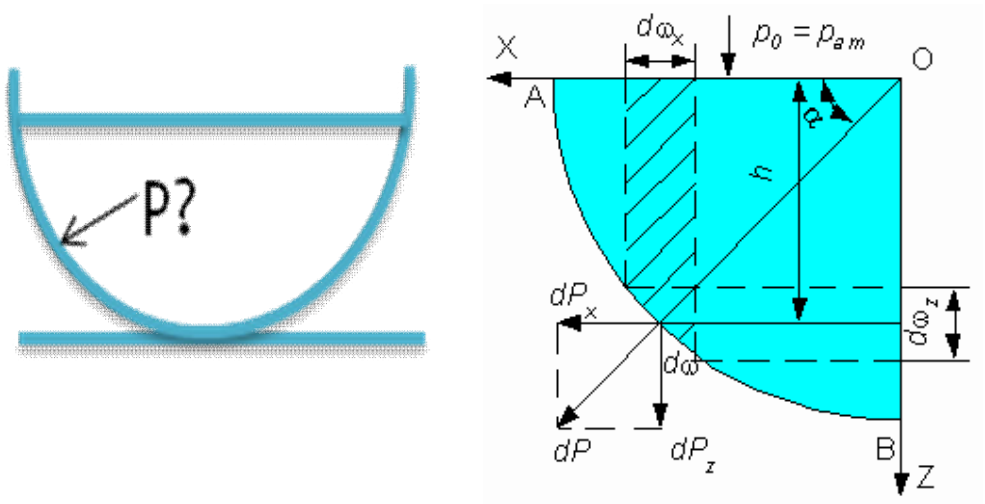


Рисунок 3.6 – Схема визначення сили тиску на криволінійну поверхню

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

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

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 вверх.

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 вверх та дорівнювати вазі тіла тиску.

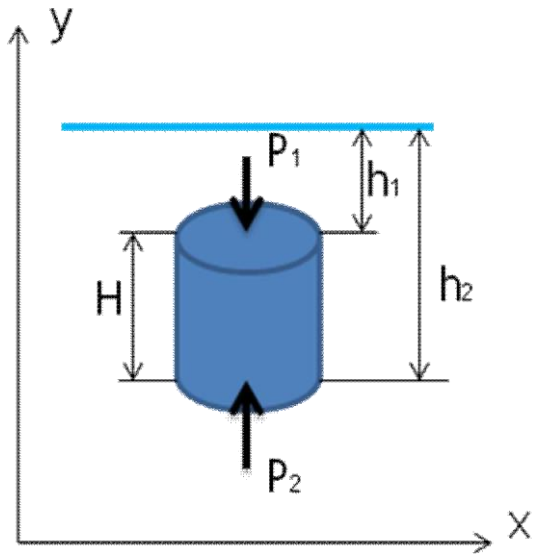


Рисунок 3.7 – Схема визначення сили Архімеда

*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*:

$$P_1 = \gamma h_1 \omega;$$
$$P_2 = \gamma h_2 \omega; \qquad (3.6)$$
$$P_2 - P_1 = \gamma \omega (h_2 - h_1) = \gamma \omega H \quad = \gamma \cdot W.$$

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.

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

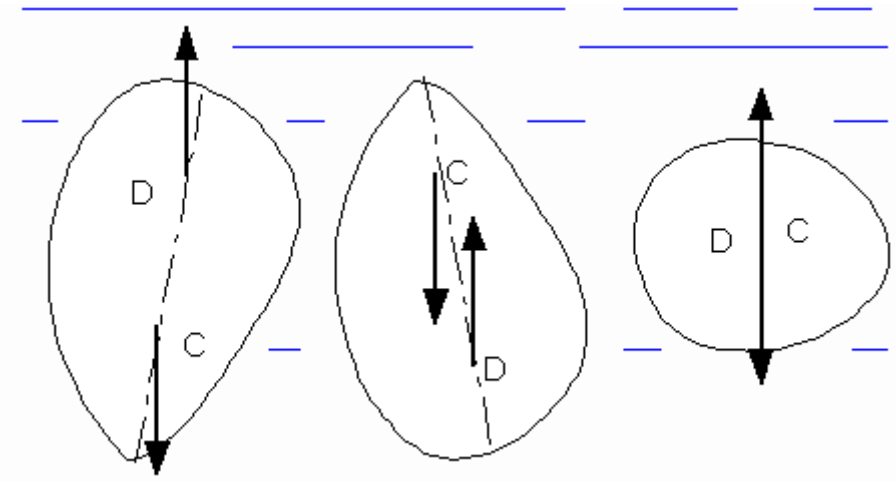


Рисунок 3.8 – Схема плавання тіла та його остійність

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 ватерлінією;

– *ось плавання* – ось, нормальна площині плавання, яка проходить через центр тяжіння судна;

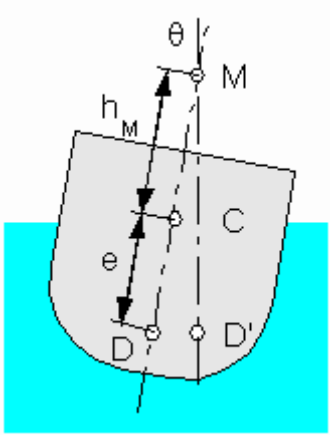


Рисунок 3.9 – Схема плаваючого тіла

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

Метацентричний радіус визначається за формулами:

$$r_M = \frac{I}{W} \tag{3.7}$$

де I – момент інерції площі вантажної ватерлінії;

W - водотоннажність судна;

$$r_M = e + h_M \tag{3.8}$$

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***.

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. Руднєв, 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, вакуумметрична 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 **м^3/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 **Н** і має таку розмірність [**метри**]**:**

$$[H] = \frac{[енергія]}{[сила]} = \frac{Н \cdot м}{Н} = метри. \qquad (4.1)$$

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

$$[p] = \frac{[енергія]}{[об'єм]} = \frac{Н \cdot м}{м^3} = \frac{Н}{м^2} = Па. \qquad (4.2)$$

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

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:

$$N_{корисн} = Q \cdot P, \tag{4.4}$$

$$[N] = \frac{м^3}{с} \cdot \frac{Н}{м^2} = \frac{Н \cdot м}{с} = Вт. \tag{4.5}$$

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:

$$\eta = \frac{N_{корисн}}{N_{валу}} < 1{,}0. \tag{4.6}$$

Вакуумметричною 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

$$H_{вак} = \frac{P_{атм} - P_{вхід}}{\rho \cdot g}, \tag{4.7}$$

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 корпуса 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:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r, \tag{4.8}$$

де ω – кутова швидкість обертання.

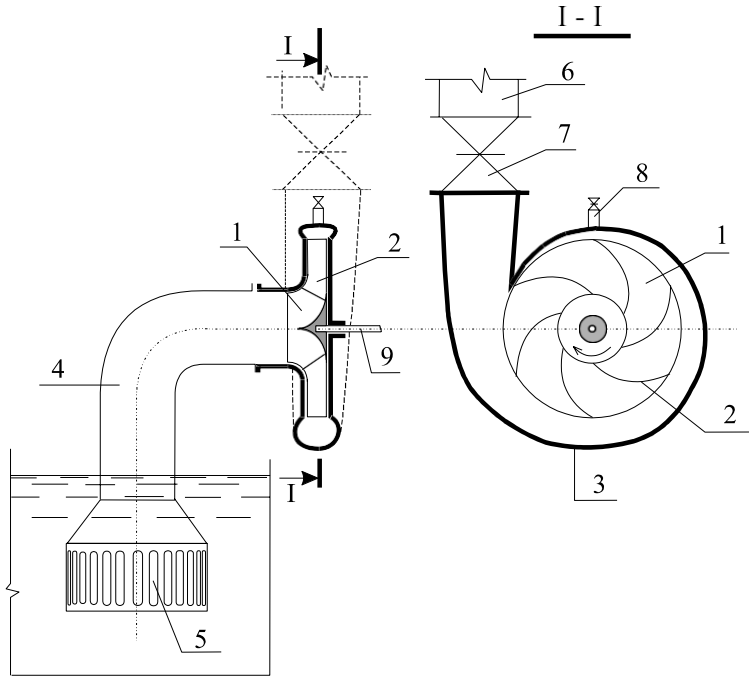


Рисунок 4.1 – Схема будови відцентрового насосу:
1 – робоче колесо; 2 – лопатка робочого колеса; 3 – корпус; 4 – усмоктувальний трубопровід; 5 – приймальний клапан; 6 – напірний трубопровід; 7 – засувка; 8 – штуцер для заливання насоса; 9 – вал, на який насаджено робоче колесо

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 проходу рухомих деталей через корпус насоса.

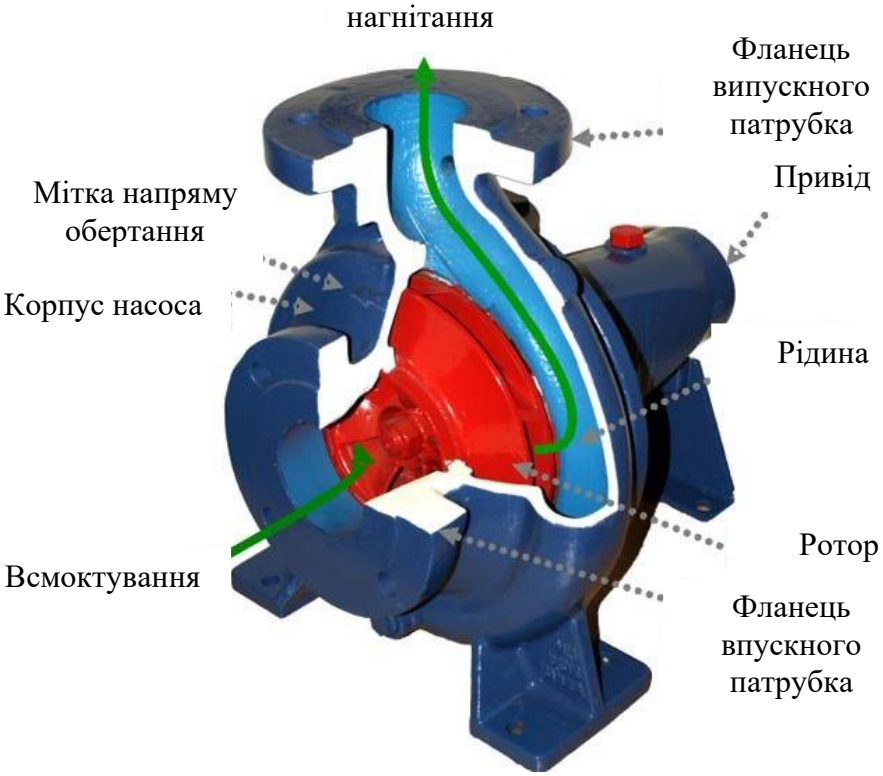


Рисунок 4.2 – Будова відцентрового насосу

З наведеної вище формули зрозуміло що, відцетрова 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.

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 параметров p та u розрізняють два види руху: сталий та несталий.

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

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

Сталий – p та u не залежать від часу, тобто

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

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.

Напорним 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 – поток, який не обмежений стінками.

5.1 Траєкторія, лінія току, елементарний струмінь

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

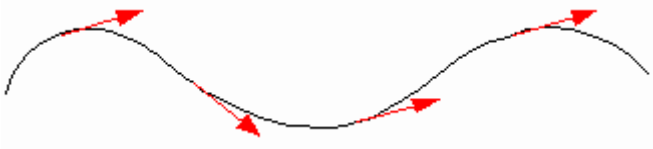


Рисунок 5.1 – Траєкторія руху частки рідини

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 площина, через контур якої проведені лінії току (рис. 5.2).

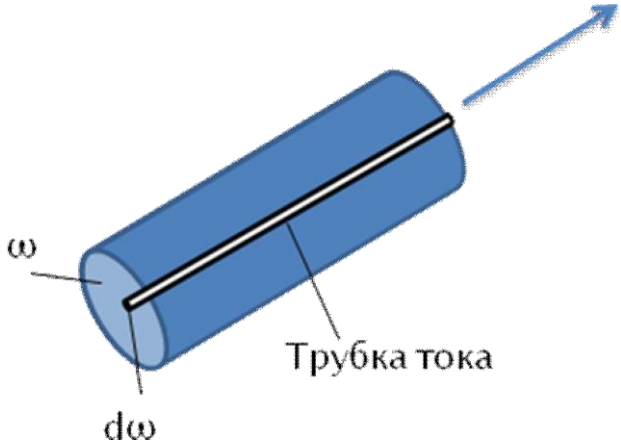


Рисунок 5.2 – Схема елементарного струменя потоку

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).

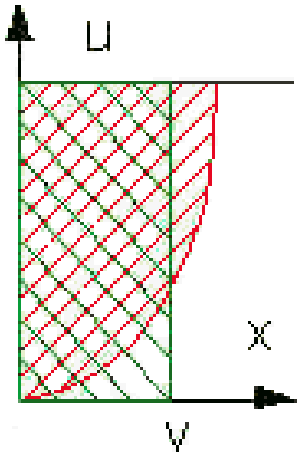


Рисунок 5.3 – Епюра швидкості в елементарному струмені

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 плаский, нормальний до осі потоку;

– тиск в межах перерізу підпорядковується законам гідростатики;

– питома потенційна енергія потоку – величина стала за всім перерізом, уздовж потоку не змінюється

$$e_{пот} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} = const\,. \qquad (5.3)$$

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).

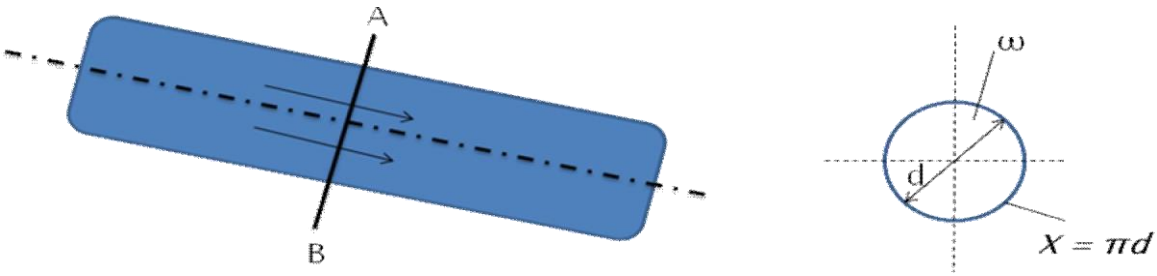


Рисунок 5.4 – Параметри напірного потоку в круглій трубі

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

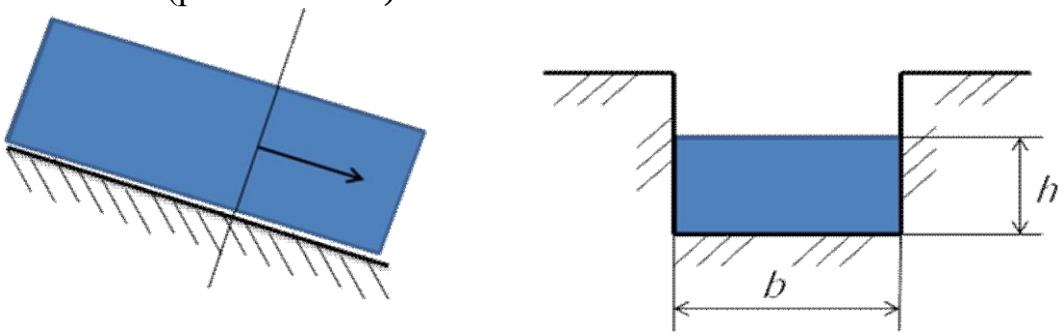


Рисунок 5.5 – Параметри безнапірного потоку в прямокутному руслі

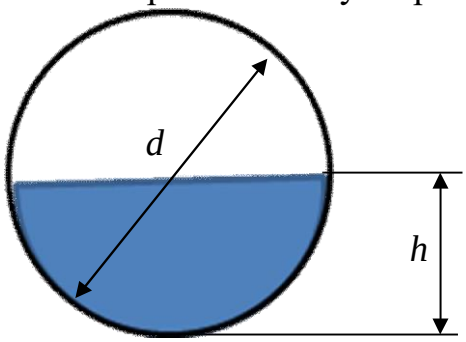


Рисунок 5.6 – Безнапірний потік у круглому перерізі

Гідравлічний радіус – відношення площі живого перерізу до змоченого периметру

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

Для прямокутного перерізу (рис. 5.5):

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

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

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

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)

$$Q = \frac{W}{t}. \tag{5.5}$$

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

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

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

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.

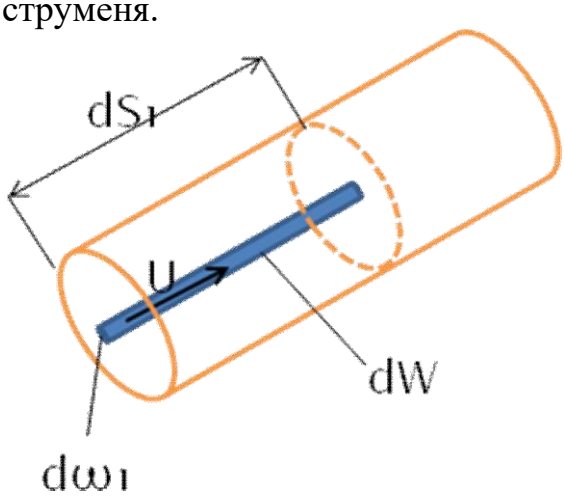


Рисунок 5.7 – Схема руху струменя потоку рідини

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

$$Q = V_{ср} \cdot \omega. \tag{5.6}$$

Середня швидкість $V_{ср}$ 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).

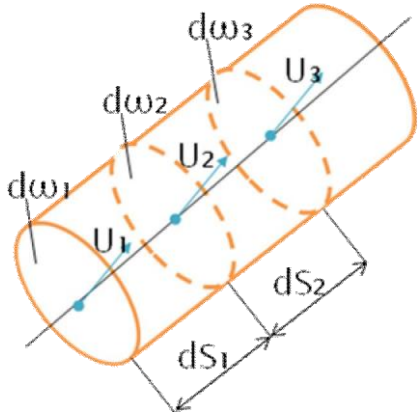


Рисунок 5.8 – Схема пересування частки рідини у потоці

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

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

$$d\omega_1 \cdot U_1 = d\omega_2 \cdot U_2 = dQ - const. \qquad (5.8)$$

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

$$\omega_1 \cdot V_1 = \omega_2 \cdot V_2 = Q - const. \qquad (5.9)$$

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

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

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

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

а в інших випадках – гідравлічний радіус R

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

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

$$\mathrm{Re} = \frac{F_{ін}}{F_{вяз}}; \qquad (5.13)$$

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

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

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

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 AB), турбулентну (лінія CD) та нестійку, розташовану між точками B і C.

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

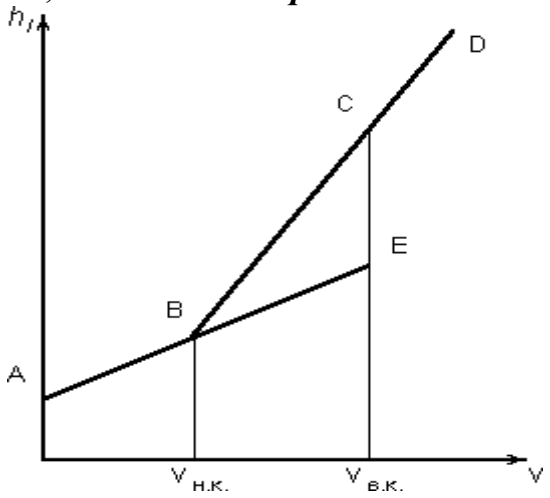


Рисунок 5.9 – Графік залежності між швидкістю та гідравлічними опорами

Для точок B і C характерне те, що при швидкостях менше $V_{нк.}$ завжди спостерігається ламінарний режим, а при швидкостях більших $V_{вк.}$ – турбулентний режим. Під час зміни швидкостей від малих до великих ламінарний режим може утримуватися до точки E. У разі зміни швидкостей від великих до малих, турбулентний режим може утримуватися до точки B.

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

$$\mathrm{Re}_{н.кр.} = \frac{V_{н.кр.} D}{\nu}. \qquad (5.14)$$

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

$$\mathrm{Re}_{в.кр.} = \frac{V_{в.кр.} D}{\nu}. \qquad (5.15)$$

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

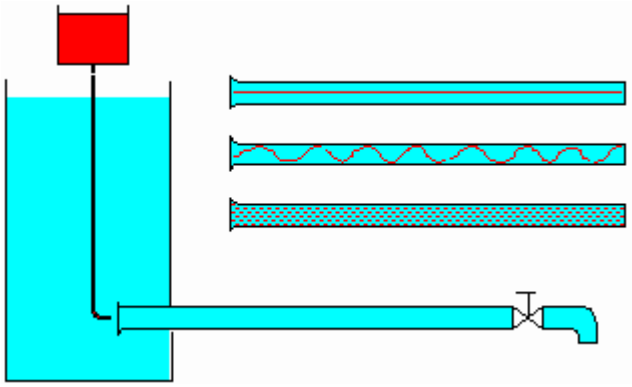


Рисунок 5.10 – Схема лабораторної установки для визначення режиму руху рідини

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

1.1 Рівняння Бернуллі для ідеальної та реальної рідини

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

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

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

Якщо розглянути два перерізи, то можна записати

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

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

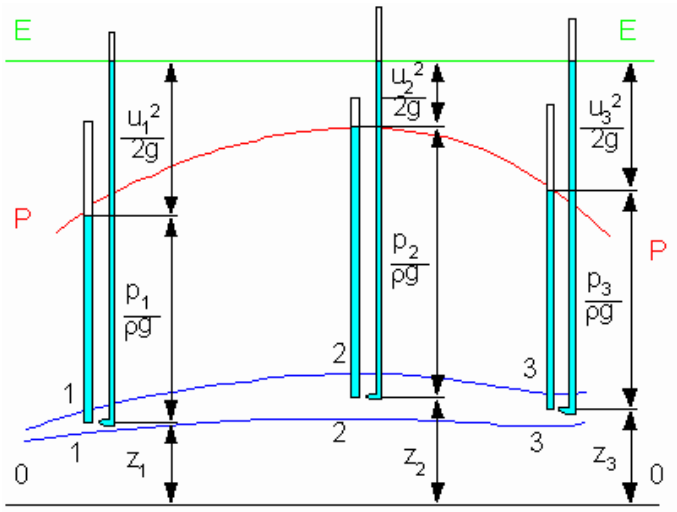


Рисунок 6.1 – Геометрична схема рівняння Бернуллі для елементарного струменя потоку

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

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**

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

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**

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

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).

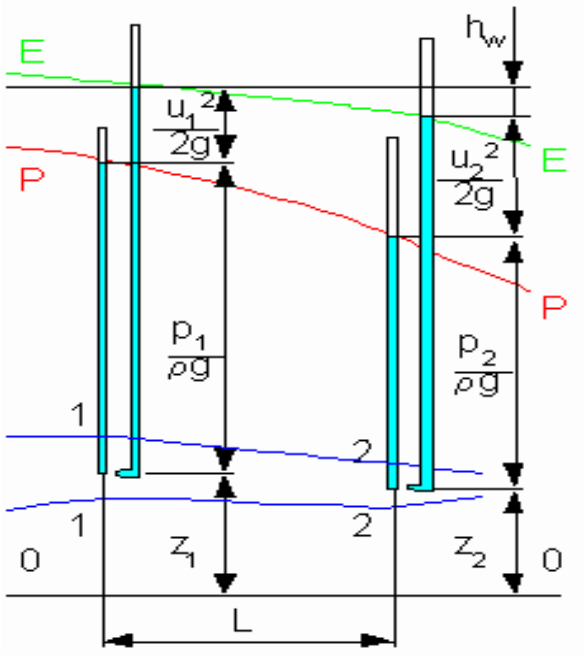


Рисунок 6.2 – Геометрична схема рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини

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 $H_г$

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

Четвертий член правої частини рівняння Бернуллі h_ω 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:

$$H_{Г1} = H_{Г2} + h_\omega, \tag{6.7}$$

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:

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

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 ≈ 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 вверх 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 лініює N – N.

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

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

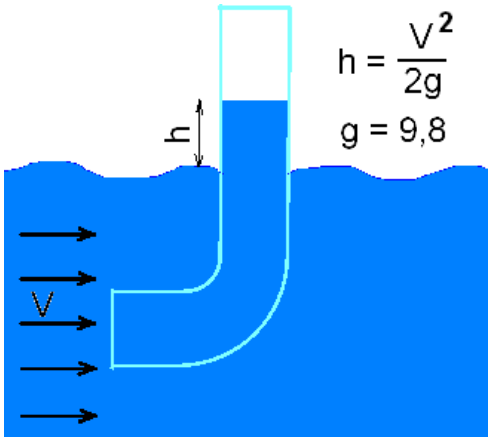


Рисунок 6.3 – Схема роботи гідрометричної трубки

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 $(\frac{p}{\gamma} + z)$; повна питома енергія зменшується уздовж потоку в напрямі руху через те, що частина енергії затрачується 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.

1.2 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).

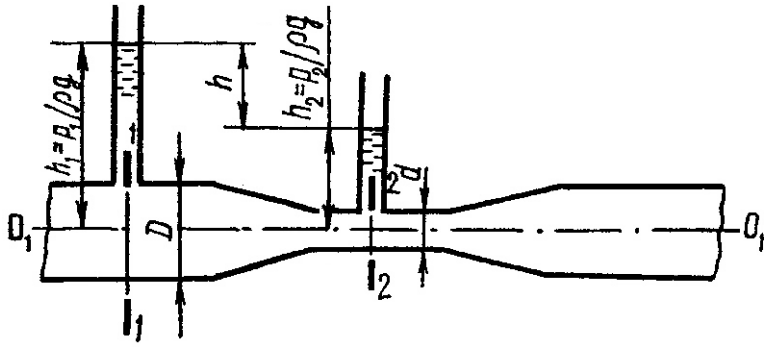


Рисунок 6.4 – Витратомір Вентурі

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

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

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

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

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

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

де $\omega_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ 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

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

а величина, яку шукаємо

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

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

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

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

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:

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

де μ – динамічна в’язкість;

$\varepsilon_т$ – турбулентна в’язкість, яка залежить від пульсаційної складової швидкості;

$\frac{d\bar{u}_x}{dy}$ – градієнт осередненої швидкості у перерізі, перпендикулярному до напряму 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 ($\varepsilon_т = 0$) 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:

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

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

$$i_p = \frac{h_l}{l}. \tag{7.3}$$

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

$$i_p = \frac{\tau_0}{\rho g R}, \tag{7.4}$$

де R – гідравлічний радіус.

Дотичні напруження на стінках русла визначають за емпіричною формулою:

$$\tau_0 = \rho \frac{\lambda}{8} V^2, \tag{7.5}$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя.

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

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

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 $\lambda = f(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{D})$.

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

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

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

r_0 – радіус труби;

U_{max} – максимальна швидкість в живому перерізі.

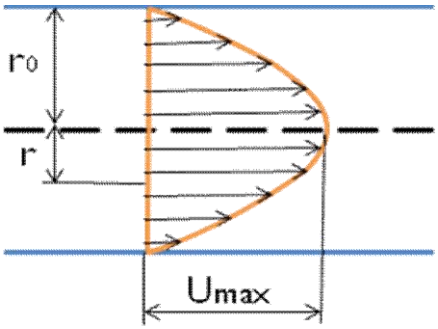


Рисунок 7.1 – Епюра розподілу швидкостей в ламінарному потоці

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

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \tag{7.8}$$

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

$$h_l = \frac{32 \cdot \nu}{gd^2} V \cdot l. \tag{7.9}$$

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 $\boldsymbol{\mu}$ значно більше турбулентної в'язкості $\boldsymbol{\varepsilon_T}$ 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 $\boldsymbol{\mu = \varepsilon_T}$.

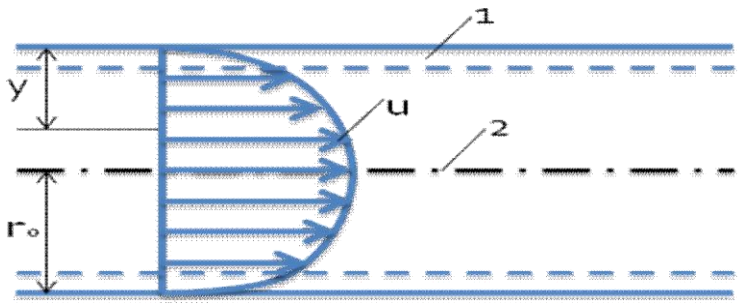


Рисунок 7.2 – Схема турбулентного потоку:
1 – в'язкий підшарок; 2 – ядро

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 ($\Delta_{екв} \le \delta$) 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 $\mathrm{Re}\cdot\frac{\Delta_{екв}}{D} < 10$.

2) При $\mathrm{Re}\cdot\frac{\Delta_{екв}}{D} > 500$ має місце ***область гідравлічно шорстких труб***: виступи шорсткості виходять за межі в'язкого підшарку ($\Delta_{екв} \ge \delta$). 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 $10 < \mathrm{Re}\cdot\frac{\Delta_{екв}}{D} < 500$ 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:

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

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

$$\lambda = \frac{0,25}{Re^{0,226}}; \tag{7.11}$$

- для гідравлічно гладких нових чавунних труб

$$\lambda = \frac{0,77}{Re^{0,284}}. \tag{7.12}$$

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. Шевелеьова 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:***

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

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

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

де $D_г$ – 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

Матеріал труб	***Δ_2, мм***	***a_2***
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***:

$$h_м = \Sigma\xi \frac{V^2}{2g}, \qquad (7.15)$$

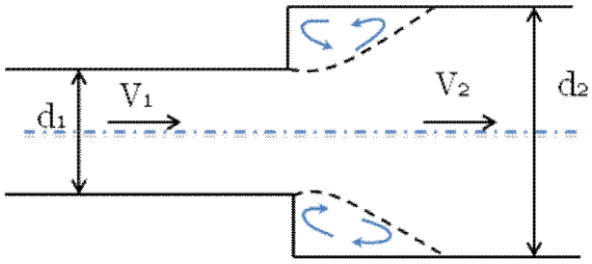
де V – середня швидкість в перерізі за місцевим опором (іноді перед опором за наявності спеціального застереження);

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**

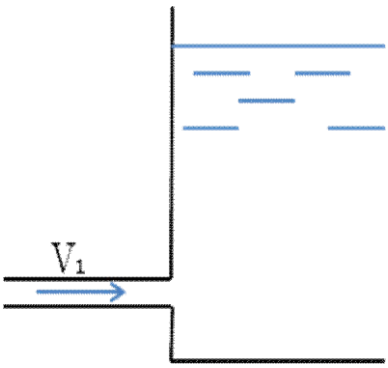


$$h_{B.P.} = \alpha_0 \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \qquad (7.16)$$

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

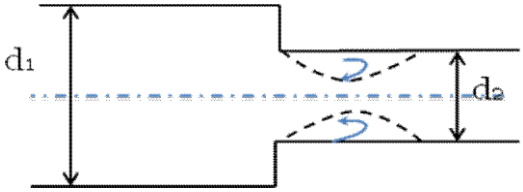


Приймаємо, що поперечні розміри резервуару значно більші перерізу труби, тому припускаємо, що $V_2 = 0$. З теореми Борда отримаємо

$$\xi_{вих} = \alpha$$

(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 експериментальним 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 $\xi_{вх} = 0,5$.

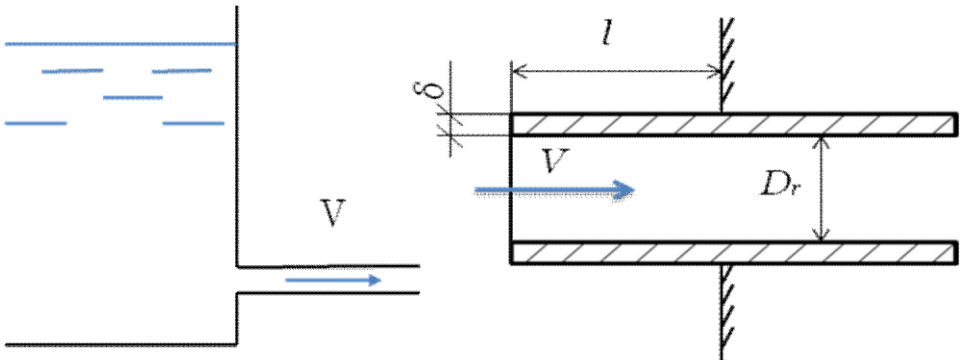


Рисунок 7.6 – Схема входу в трубу з резервуару

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

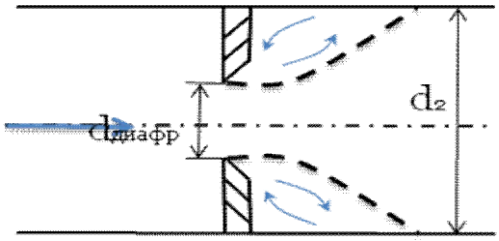
Таблиця 7.4 – Значення коефіцієнту опору входу в трубу, яка виступає в резервуар

1/Dr	**δ/Dr**			
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

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

Вхід в трубу:

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



Діафрагма в трубопроводі (рис. 7.7). Коефіцієнт опору визначається за формулою:

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

де ε – коефіцієнт стиснення струменю після діафрагми.

Рисунок 7.7 – Схема встановлення діафрагми в трубопроводі

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

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

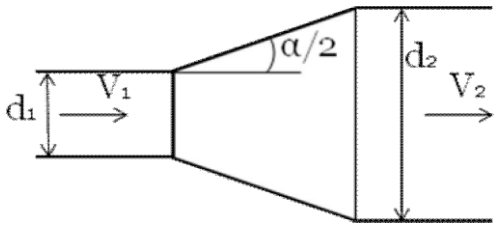


Рисунок 7.8 – Схема конфузору

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

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

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

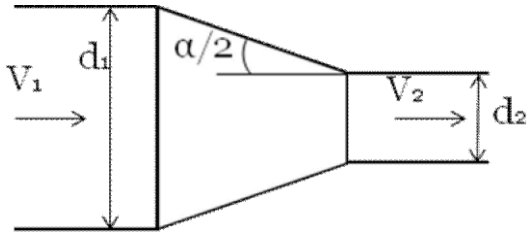


Рисунок 7.9 – Схема дифузору

Місцеві коефіцієнти опору в різній арматурі:

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

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

$$\xi = \frac{A}{Re_{КВ}} + \xi, \qquad (7.20)$$

де $\xi_{кв}$ – коефіцієнт місцевого опору, який розглядається;

А – 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

$$l_{вл} = 0{,}5D\frac{\xi_{КВ}}{\lambda}, \quad \textit{або наближено} \quad l_{вл} = (40...60)D. \tag{7.21}$$

ТЕМА 8 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ.

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 напряму;

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:

$$V = C \cdot \sqrt{R \cdot i}\,, \tag{8.1}$$

де C – коефіцієнт Шезі;

R – гідравлічний радіус;

i – гідравлічний ухил.

Формула Шезі для витрати

$$Q = \omega \cdot V = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot i}\,. \tag{8.2}$$

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

$$Q = K\sqrt{i}\,, \tag{8.3}$$

де $K = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R}$ – витратна характеристика, м^3/с, л/с.

З формули (8.3) отримаємо вираз для гідравлічного ухилу:

$$i = \frac{Q^2}{K^2}\,. \tag{8.4}$$

Ця формула дозволяє визначити втрати напору за довжиною трубопроводу, тобто

$$h_w = i \cdot l = \frac{Q^2}{K^2} \cdot l\,. \tag{8.5}$$

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:

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

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

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

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

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

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

Після підстановки в формулу Дарсі значень коефіцієнту гідравлічного тертя і заміни кінематичного коефіцієнту в'язкості його числовим значенням за t = 10 ^{0}C Шевельовим були отримані формули для визначення гідравлічного ухилу для ненових сталевих і чавунних труб:

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

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

1.

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 засувок 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.

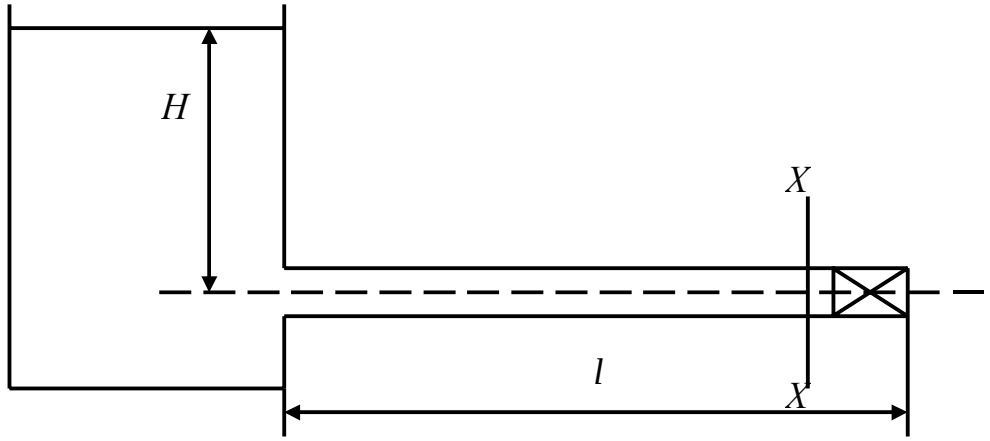


Рисунок 9.1 – Етапи розвитку гідравлічного удару

У об'ємі рідини, що зупинилася, між засувкою і перерізом Х–Х виникне додатковий тиск (Δр). Праворуч від перерізу Х–Х рідина нерухома і її тиск рівний: **(*p* + *Δp*)**, а зліва від перерізу Х–Х рідина рухається з колишньою швидкістю, тиск в трубі **р.** Фронт стиснення рухомої рідини у напрямі резервуару із швидкістю розповсюдження ударної хвилі **С**.

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* – *Δp*).**

У цьому випадку фронт зниженого тиску рухається у бік резервуару, зліва від нього тиск **р** і швидкість, що направлена вліво; справа рідина буде нерухома, а тиск – **(*p* – *Δp*).** 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 (**р**) більше, ніж з боку труби (***p* – *Δp*).** Тому рідина з резервуару почне витікати в трубу із швидкістю **V** і тиск в ній зростатиме до **р**. 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 – **р**. Але оскільки засувка закрита, 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 **Δр** затухає і процес припиняється.

Час проходження ударної хвилі по трубопроводу від місця виникнення удару до кінця трубопроводу і назад, називають ***фазою ударної хвилі***:

$$T = \frac{2l}{C}. \tag{9.1}$$

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:

$$\Delta p = \rho \cdot V_0 \cdot C, \tag{9.2}$$

де ρ – щільність рідини, 1000 кг/м^3;

V_0 – швидкість руху води в трубопроводі до закриття засувки, м/с;

С – 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

$$\Delta p = \frac{2\rho \cdot V_0 \cdot l}{t_з}, \tag{9.3}$$

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);

$t_з$ – час закриття засувки, с.

Швидкість розповсюдження ударної хвилі залежить від пружних характеристик матеріалу труб, стисливості рідини і відношення діаметра труби до товщини її стінок:

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot \delta}}}, \tag{9.4}$$

де К – модуль об'ємної пружності рідини (для води К = 2030 МПа);

Е – модуль пружності матеріалу стінок труби, Па;

D – діаметр труби, м;

δ – товщина стінок труби, м.

Для абсолютно непружних стінок $E \to \infty$, тому

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \,. \qquad (9.5)$$

Ця швидкість рівна швидкості звуку в необмеженій пружній масі рідини (С = 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 самопливно 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.

1.

ТЕМА 10 ВИТІКАННЯ РІДИНИ З ОТВОРІВ І НАСАДКІВ. КЛАСИФІКАЦІЯ ОТВОРІВ І НАСАДКІВ ГІДРОГАЗОДИНАМІКА БУРІННЯ

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 отвірбудь-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.

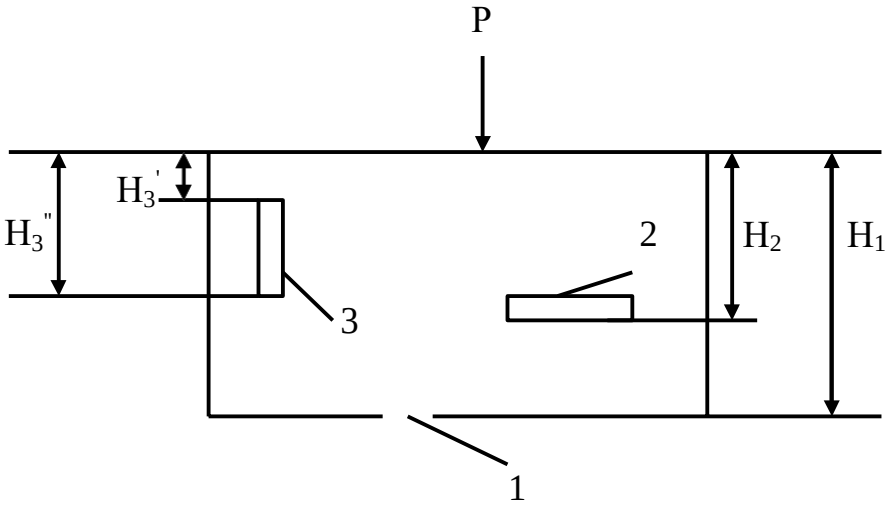


Рисунок 10.1 – Резервуар з різними видами отворів:
1 – отвір у дні; 2 – малий отвір; 3 – великий отвір

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:

$$\epsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0}, \tag{10.1}$$

де ω_c – площа стислого живого перетину;

ω_o – 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.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Sigma h_w;$$

$$p_1 = p_2 = p_{атм}; z_1 - z_2 = H.$$

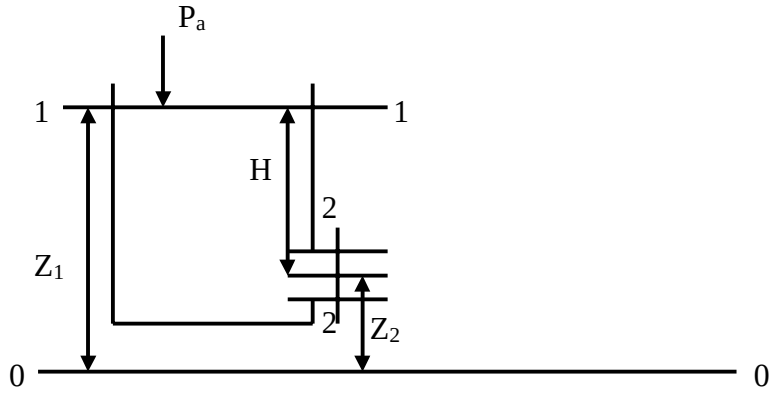


Рисунок 10.2 – Витікання рідини з малих отворів у разі постійного напору

Оскільки площа поперечного перерізу судини значно перевершує площу перерізу струменя, то $V_1 = 0$.

$$H = \frac{\alpha V_2^2}{2g} + \Sigma h_w;$$

$$\Sigma h_W = \xi \frac{V_2^2}{2g};$$

$$H = \frac{V_2^2}{2g}(\alpha + \xi);$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{H 2g}{(\alpha + \xi)}};$$

$$\frac{1}{(\alpha + \xi)} = \varphi, \tag{10.2}$$

де φ – коефіцієнт швидкості.

$V_2 = \varphi\sqrt{H\,2g}$ – швидкість при витіканні з малих отворів у тонкій стінці при постійному напорі.

$$Q = W_2 V_2,$$
$$W_2 = \varepsilon\omega_0,$$
$$Q = \varepsilon\varphi\omega_0\sqrt{H \cdot 2g},$$
$$\varepsilon\varphi = ,$$
$$Q = \mu\omega_0\sqrt{H \cdot 2g}. \qquad (10.3)$$

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.

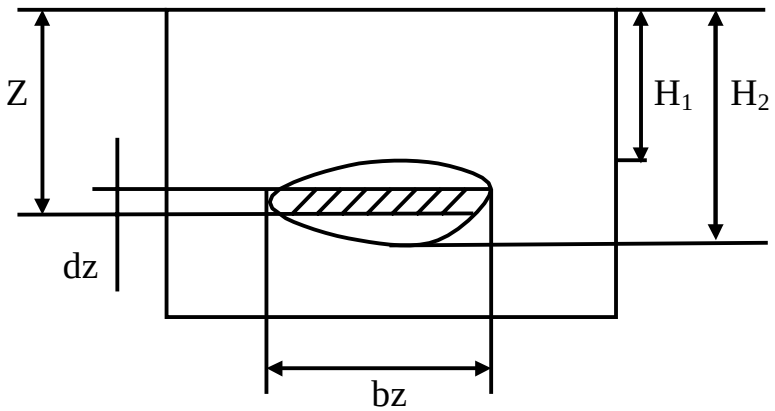


Рисунок 10.3 – Витікання рідини з великих отворів при постійному рівні рідини в резервуарі

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

$$dQ = \mu_в \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} Z^{1/2} \cdot dz \cdot bz\ , \qquad (10.3)$$

де $\mu_в$ – 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

$$dQ = \frac{2}{3}\mu \cdot b \cdot \sqrt{2g} \cdot \left(H_2^{3/2} - H_1^{3/2}\right). \qquad (10.4)$$

Для визначення витрати під час витікання з великого круглого отвору у разі постійного рівня рідини в резервуарі використовують формулу

$$dQ = \mu_в \cdot \omega \cdot \sqrt{2gH}\ . \qquad (10.5)$$

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.

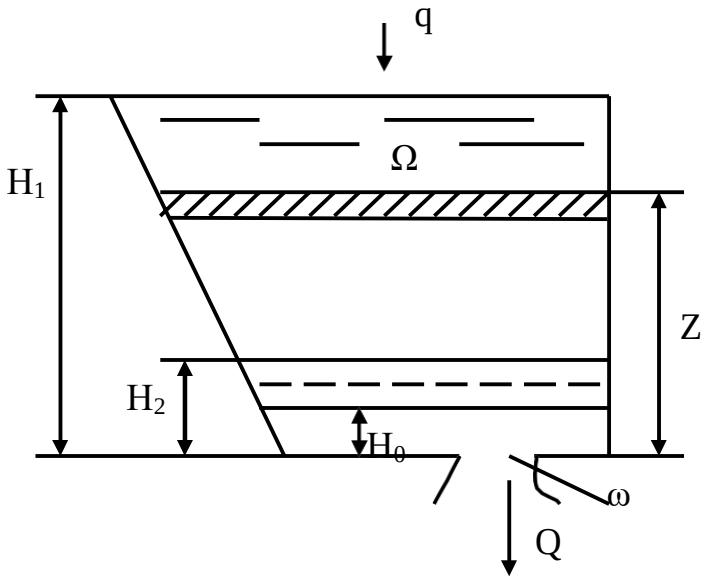


Рисунок 10.4 – Витікання рідини з резервуару у разі, коли витрата витікання не дорівнює притоку в резервуар

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

Ωdz = q dt – Qdt – це рівняння балансу води або рівняння несталого руху в резервуарі.

У разі постійного притоку такий несталий рух прагне стати сталим, тобто у будь-який момент часу витрата з резервуаріу:

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2gz}\,.$$

Для визначення напору, при якому q = Q, використовують формулу

$$H_0 = \frac{q^2}{\mu^2 \omega^2 2g}. \qquad (10.6)$$

Час, необхідний для зміни рівня рідини в резервуарі на величину dz складає:

$$dt = \frac{\Omega \cdot dz}{\mu\omega \sqrt{2g}\,(\sqrt{H_0} - \sqrt{z})}. \qquad (10.7)$$

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:

$$t = \frac{1}{\mu\omega\sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{\Omega dz}{\sqrt{H_0} - \sqrt{z}}. \qquad (10.8)$$

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.

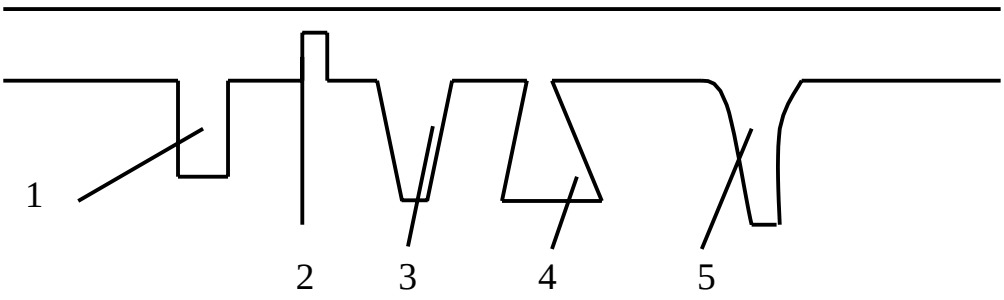


Рисунок 10.5 – Форми насадків:
1 – зовнішній циліндровий; 2 – внутрішній циліндровий; 3 – той, що конічно сходиться; 4 – той, що конічно розходиться; 5 – коноїдальний

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):

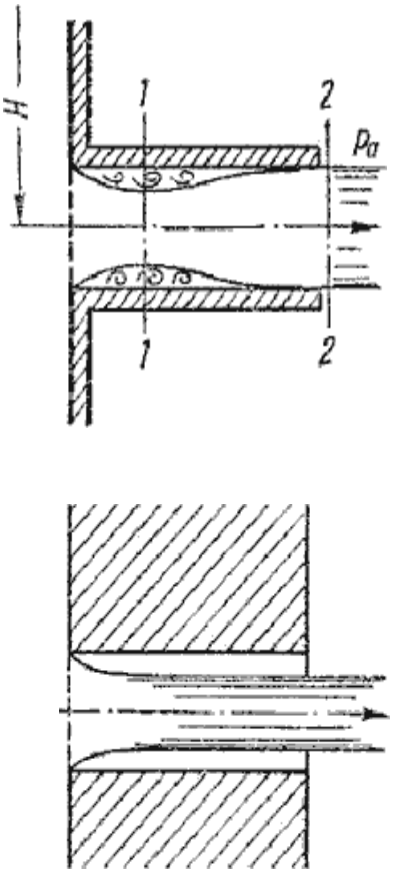


Рис. 10.6 – Режими руху рідини в насадках

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 насадка виходить повним перерізом.

Другий режим характеризується тим, що струмінь після стиснення вже не розширюється, а зберігає циліндричну форму та переміщається всередині насадка, 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.

$$V_2 = \varphi\sqrt{H 2g}\ ; \qquad (10.9)$$

$$Q = \mu\omega_0\ \sqrt{H 2g}\ . \qquad (10.10)$$

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 типа: 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 $\alpha = 5^0$	0,92	1	0,92
4	Конічний, що розходиться при $\alpha = 5^0$	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 Гідрогазодинаміка буріння

Процеси спорудження свердловин різнопланові, проте серед їх великої кількості можна виділити декілька фундаментальних, а саме: руйнування гірського масиву та видалення зруйнованої породи з вибою і стовбуру розглядуваної специфічної виробки – здебільшого, за допомогою промивальних рідин (ПР).

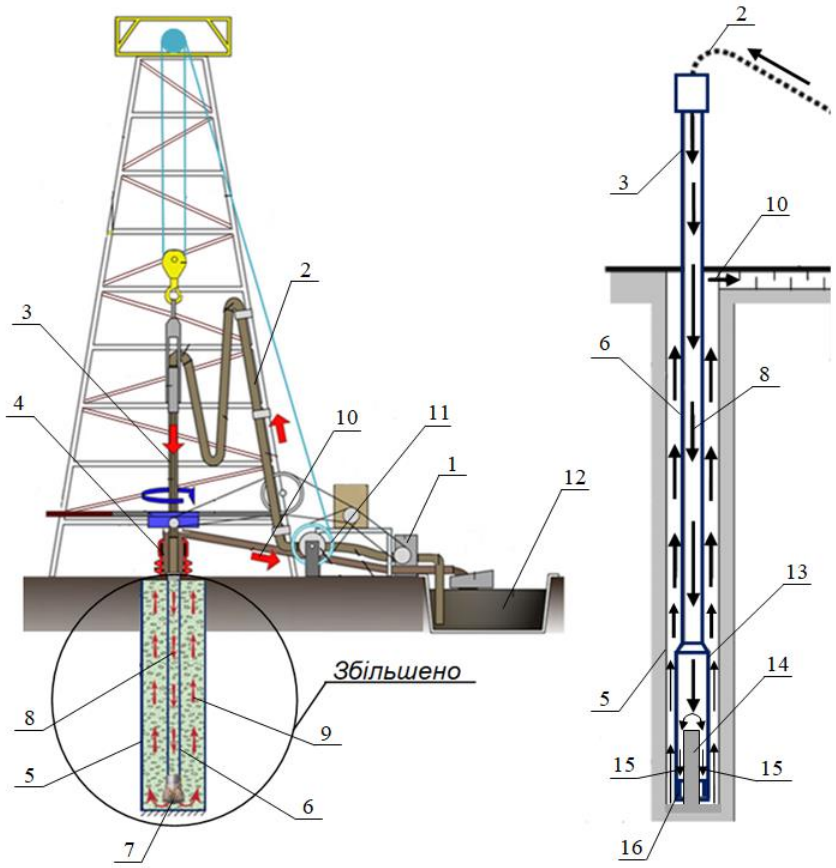


Рис. 10.7. Загальна схема технічної організації циклу буріння свердловин та прямої схеми циркуляції ПР: 1 – буровий насос; 2 – нагнітальний шланг; 3 – ведуча труба; 4 – противикидне обладнання; 5 – стінка стовбуру свердловини; 6 – бурильна колона; 7 – бурове долото на вибої свердловини; 8 – напрямок руху промивальної рідини до вибою свердловини; 9 – напрямок руху рідини в затрубному просторі; 10 – напрямок руху промивальної рідини до системи очищення; 11 – бурова лебідка із приводом; 12 – відстійник;13 – колонкова труба; 14 – керн гірської породи; 15 – напрямок руху промивальної рідини в зазорі між керном і колонковою трубою; 16 – бурова коронки на вибої свердловини

Витрата очисного агенту (в більш вузькому сенсі цього суто технічного терміну – промивальної рідини) – такий же важливий параметр режиму буріння (ПРБ), як осьове навантаження і частота обертання бурового снаряда (БС).

Спорудження свердловини супроводжується утворенням шламу (зруйнована породоруйнівним інструментом гірська порода). Через вказане, ефективність буріння в складних гірничо-геологічних умовах багато в чому залежить від якісності циклу очищення вибою свердловини і самого очисного агенту (ОА) від шламу. Цим питанням присвячено велику кількість робіт, у яких основна увага приділяється встановленню необхідної швидкості висхідного потоку, що забезпечує винесення частинок вибуреної породи.

При прямій схемі циркуляції ОА нагнітається буровим насосом (компресором) в колону бурильних труб (БТ) (рис. 10.7), за розвідувального буріння проходить кільцевим простором між колонковою трубою і керном, захоплює при цьому шлам, охолоджує породоруйнівний інструмент (ПРІ) і кільцевим простором між БТ і стінками свердловини виходить на поверхню.

Пряма схема циркуляції ОА відрізняється простотою виконання і забезпечує сталість процесу буріння в умовах поглинання ПР, але необхідність створення високої швидкості висхідного потоку в затрубному просторі (за використання рідинних середовищ) призводить у м'яких породах до розмиву стінок стовбура свердловини. Крім того, динамічний вплив ПР знижує вихід керна в м'яких і середніх за міцністю породах, а в разі раптового припинення циркуляції – виникає потенційна можливість прихвату БС в свердловині.

Практикою буріння встановлено: якщо вміст шламу в ПР перевищує 5% за об'ємом, це загрожує аварією. Наявність значного об'єму шламу на вибої призводить до зниження швидкості буріння. Це може викликати помилкову думку, що розкриті твердіші або більш абразивні породи. Насправді в таких випадках часто має місце багатократне подрібнення шламу, після чого він виноситься потоком ПР. Усе це вимагає додаткових витрат і засобів, не дивлячись на те, що гідравлічна програма буріння повністю виконується.

При розбурюванні м'яких порід (глин, крейди та ін.) може відбутися укрупнення дрібних частинок вибуреної породи шляхом їхнього злипання, у результаті чого різко знижується здатність ПР виносити шлам зі свердловини. Можуть бути й інші причини зниження транспортуючої здатності ПР внаслідок зменшення швидкості висхідного потоку, що призводить до погіршення очищення свердловини від шламу. Найчастіше це спостерігається в кавернозних (місцеві розширення) інтервалах, у яких зниження швидкості висхідного потоку сприяє накопиченню в останніх шламу.

За наявності у свердловині однієї або декількох каверн, як правило, процес буріння супроводжується тривалими проробками вже пройденої бурінням ділянки стовбура свердловини і виносом великої кількості зруйнованої в стінках свердловини гірської породи (ГП), а також, паралельно вказаному, відбувається накопиченню в кавернах шламу із відповідними негативними наслідками. Забезпечення виносу шламу збільшенням продуктивності бурових насосів (БН) у вказаних умовах виявляється малоефективним внаслідок різкого збільшення гідравлічних опорів та появи інших негативних явищ.

Для боротьби з ускладненнями зазвичай збільшують густину ПР. Однак раціональна величина збільшення останнього показника обмежена через те, що за вказаних умов зростає репресія на пласт, а це, в свою чергу, призводить до розкриття тріщин та поглинання ПР.

За явищ поглинання ПР, швидкість висхідного потоку доводиться вимушено знижувати, що знову провокує появу умов, коли шлам зруйнованих ГП не виноситься зі стовбуру свердловини.

Витрата ПР визначає швидкість руху її потоку в різних перерізах бурової свердловини. Для кожного конкретного випадку буріння існує певне раціональне значення витрати ОА, при якому, з найменшими витратами, можуть бути отримані найкращі результати буріння.

Можна констатувати з упевненістю, що в ускладнених геологічних умовах вибір типу ОА та режиму його циркуляції дещо утруднений, через необхідність дотримання вимог щодо виконання складних завдань із значними техніко-технологічними обмеженнями. Тут доречним буде деякий детальний розгляд подібних факторів, серед яких найбільш значущими будуть такі наступні: 1) забезпечення якісного очищення

вибою споруджуваної свердловини від продуктів руйнування і винесення останніх на поверхню; 2) недопущення прояву процесів осідання частинок зруйнованої ГП на вибій свердловини при раптовому припиненні циркуляції; 3) надійне в часі закріплення нестійких стінок свердловини і оберігання її стовбура від порушень рівноваги залягання ГП; 4) активний фізико-хімічний вплив на гірський масив, за яким стоїть ціль полегшення його руйнування; 5) охолодження ПРІ та підтримання термогідравлічного балансу; 6) прояв мастильних здатностей на поверхнях контакту та ін.

Необхідно зазначити, що надмірна витрата ПР може негативно впливати на процес буріння, сприяти активному розмиву нестійких стінок стовбура свердловини, спричиняти, за розвідувального буріння, руйнування керна в колонковій трубі, створюючи передумови його самозаклинюванню, викликати появу сили гідравлічного підпору та чинити інші шкідливі впливи. Крім того, завищена величина подачі ПР також викликає невиправдані витрати енергії і підвищений знос обладнання та іншого технологічного інструменту.

Вибір раціональної витрати має здійснюватися з урахуванням усіх обставин; він є важливим завданням, що визначає ефективність процесу буріння. Мінімальна витрата ОА, в загальному випадку, повинна забезпечувати вирішення основних завдань відповідного технологічного циклу, а саме: очищення вибою та стовбуру свердловини від продуктів руйнування ГП, охолодження ПРІ.

Величина витрати ПР повинна бути достатньою для надійного і стійкого транспортування шламу з вибою до гирла свердловини; вказаний параметр, за реалізації прямої схеми промивання, встановлюють, враховуючи один з рекомендованих параметрів: швидкість висхідного потоку в свердловині; питому витрату на одиницю діаметра ПРІ; залежно від конкретних умов буріння.

В основі численних наявних методик з розрахунку процесу винесення шламу при бурінні лежать відомі закономірності руху кулі в рідкому або газоподібному середовищі. Для визначення критичної швидкості руху частинки (більш коректно – деякого твердого тіла) в нерухомому об’ємі рідини запропоновано велику кількість формул (табл. 10.2).

Таблиця 10.2.

Аналітичні залежності для визначення критичної швидкості осідання твердого тіла в рідині

Автор дослідження	Розрахункова формула	Умовні позначення	Примітки
Стокс	$u = \frac{d^2(\rho - \rho_p)g}{18\mu}$	d – розмір частинок; ρ, ρ_p – щільність матеріалу частинки породи і густина рідини відповідно; g – прискорення вільного падіння, μ – динамічна в’язкість рідини	Формула дійсна за числа Рейнольдса (Re), що не перевищує 1
П. Ріттінгер	$u = k\sqrt{d\left(\frac{\rho}{\rho_p} - 1\right)}$	k – деяка постійна Ріттінгера	

К. Вільямс, К. Брус	$u = \frac{k}{1+\frac{d}{D_{ек}}}\sqrt{\frac{h}{d}}\sqrt{d\left(\frac{\rho}{\rho_p}-1\right)}$	$D_{ек}$ – еквівалентний діаметр кільцевого простору, h – оптимальний розмір частинок	
Р.І. Шищенко, В.Д. Бакланов	$u = ak\sqrt{d\left(\frac{\rho}{\rho_p}-1\right)}$	a – коефіцієнт розширення стовбуру свердловини (1,1 - 1,3)	
Уокер, Мейез	$u = \sqrt{\frac{2gd\left(\rho-\rho_p\right)}{1{,}12\,\rho_p}}$		
П.В. Лященко	$u = \frac{\nu}{d}\exp 10\left(\frac{\sqrt{\ln Ar + 2{,}3}}{2{,}3}-1\right)$	ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини; Ar – безрозмірний параметр Архімеда	

Більшість математичних формул, що застосовуються в інженерних розрахунках процесу промивання в бурінні, є наближеними, крім того, ці формули виведені з умови, що рідина, в якій осідають частинки, нерухома, а також у них не враховані обмеженість простору руху частинок.

На швидкість осідання частинок впливає ряд факторів, а саме: різниця щільності матеріалу частинок та густини ПР, розмір і форма частинок, в'язкість ПР, ефект турбулізації рідини у безпосередній близькості до частинки – ці фактори лише частково враховані в деяких запропонованих формулах. Наразі в практиці інженерних розрахунків необхідної швидкості висхідного потоку виходять з наступного – винесення частинок шламу по стовбуру свердловини відбувається в результаті виникнення сил взаємодії потоку ОА з твердим тілом.

Прогнозувати швидкість осадження частинок вибуреної породи досить складно. По-перше, через широкий діапазон розмірів частинок шламу; по-друге, внаслідок наявності для частинок найрізноманітніших форм, і, по-третє, тому, що більшість бурових розчинів за своєю природою відрізняються від ньютонівських рідин, для яких, здебільшого, проводилися дослідження.

Деякими дослідниками запропоновано графічний спосіб визначення параметрів режиму промивання (ПРП) за допомогою відповідних номограми, які побудовані за умови наявності постійних і змінних технологічних параметрів ПР. За допомогою вказаних номограм є можливість вибрати раціональне співвідношення діаметра промивного каналу долота в залежності від: кількості подаваної на вибій ПР, величини тиску, який створюється на вибій струменем рідини, що виходить з промивного каналу долота та, безпосередньо, гідравлічних втрат в долоті. Вказаним методом також можна знайти раціональне співвідношення діаметрів насадок бурового долота і кількості ПР, що подається на вибій свердловини та створює гідромоніторний ефект.

Багато фахівців вважають, що при бурінні шарошковими долотами швидкість висхідного потоку ПР в свердловині не повинна перевищувати величини в 0,25 м/с. До прикладу, вважається, що швидкість висхідного потоку в затрубному просторі має бути не менше 0,35 - 0,40 м/с, а при форсованих режимах буріння він рекомендує мінімально

допустиму швидкість довести до 0,7 - 0,8 м/с, щоб забезпечити максимальне очищення вибою від вибурених частинок та виключити можливість повторного передрібнення частинок ГП. Проте деякі автори підкреслюють, що ця швидкість має становити 1,45 - 0,50 м/с.

Ряд дослідників придержуються думки, що швидкість руху ПР в свердловині не повинна бути вище 1,2 м/с, оскільки перевищення вказаного значення спричинить активний розмив стінок свердловини. Вважається, що зазначена швидкість виступає граничною для м'яких, але стійких порід; для нестійких ГП пропонується знижувати вказаний параметр до 0,8 м/с. З досвіду буріння в США відомо, що зазначені межі швидкостей занижені, і стінки свердловини не розмиваються навіть за швидкості 4 м/с.

У загальному випадку, виходять з наступного: при бурінні в глинах, глинистих сланцях і пісках швидкість висхідного потоку повинна становити 0,9 - 1,3 м/с, а при бурінні в скельних породах 0,7 - 1,0 м/с. Також рекомендується дотримуватися наступних значень: при бурінні роторним способом під кондуктор швидкість висхідного потоку слід підтримувати на рівні 0,3 - 0,5 м/с, під технічну колону 0,5 - 0,8 м/с та під експлуатаційну 0,8 - 1,2 м/с.

Крім того, згідно із дослідженнями ряду авторів, питома витрата ПР (на одиницю площі вибою свердловини) при роторному способі та електробурінні повинна бути в межах 0,035 - 0,05 л/с, а при бурінні гідравлічними вибійними двигунами – не перевищувати значення в 0,07 л/с.

Проведений аналіз доводить очевидність того, що регламентовані швидкості висхідного потоку недостатньо диференційовані в залежності від літологічної характеристики ГП, основних технологічних показників властивостей ПР та геометричних розмірів кільцевого простору. У зв'язку із взаємозалежністю процесів гідротранспорту шламу і вибійних тисків від швидкості висхідного потоку, остання є основою проектного рішення, проте в традиційних гідравлічних розрахунках фігурує як вихідна інформація.

При бурінні з використанням рідких ОА охолодження ПРІ, як показують проведені дослідження, забезпечується за найменших витрат ПР (деякі особливості стосуються інструменту із алмазним озброєнням), і не визначає мінімум розглядуваного показника, загалом він вибирається з умови очищення вибою і винесення шламу по стовбуру споруджуваної свердловини.

Конкретні рекомендації стосовно величин витрат ПР, засновані на виробничому досвіді, не завжди зручні для використання через велику кількість поєднань типів і розмірів бурового інструменту та властивостей ГП, носять загальний характер, не охоплюють усі можливі випадки експлуатаційного і геологорозвідувального буріння, не мають зв'язку з іншими режимними ПРБ (частота обертання та осьове навантаження), а також не враховують розміри перерізу кільцевого простору споруджуваної свердловини.

Також слід зазначити деякі особливості промивання похилих свердловин. Процеси очищення вибою та стовбура при бурінні вказаних свердловин дещо відрізняється від таких, характерних для вертикальних. У вертикальній свердловині навіть при незначному перевищенні швидкості руху потоку над швидкістю осідання частинок ГП спостерігається їхнє винесення зі свердловини. Зі зменшенням кута нахилу стовбура свердловини до горизонту, умови транспортування значно погіршуються через те, що

проти сили тяжіння, яка викликає випадання частинок шламу на стінку свердловини, діє тільки частина сили швидкісного напору, а це веде до необхідності збільшення швидкості висхідного потоку, а, отже, і витрати ПР. Найбільш важкі умови транспортування спостерігаються в горизонтальних ділянках стовбура свердловини.

За даними деяких зарубіжних дослідників, при алмазному бурінні необхідно створювати швидкості висхідного потоку в породах, які розмиваються, у межах 0,3 м/с, а в відносно стійких 0,4 м/с. Збільшення швидкості висхідного потоку понад 0,5 м/с технологічно недоцільне та не матиме позитивних наслідків. Для розрахунку подачі БН, що забезпечує зазначені швидкості висхідного потоку, провідними зарубіжними фірмами прийнято формулу:

$$Q = qS, \tag{10.11}$$

де q – питома витрата ПР на одиницю площі зазору між БТ і стінками свердловини, S – площа затрубного зазору споруджуваної свердловини.

Питома витрата ПР (на одиницю площі вибою свердловини) змінюється не більше 1,8 - 3 л/хв; для нормальних умов буріння приймають q = 2,4 л/хв.

Виходячи зі сказаного, як провідний критерій оптимізації витрати ПР можна застосувати потужність БН, що визначається перепадом тиску, продуктивністю БН і механічним ККД

$$N = \frac{PV}{\eta}, \tag{10.12}$$

де P – робочий тиск БН; Q – об'ємна продуктивність БН; η – ККД насоса.

Констатуємо таке: витрату ПР, здебільшого, визначають виходячи:

а) з умови очищення вибою свердловини від вибуреної ГП

$$Q_1 = q_0 F_{виб}, \tag{10.13}$$

де q_0 – питома витрата ПР, м^3/с на 1 м^2 вибою (q_0 = 0,35 - 0,5 – при роторному способі і бурінні електробуром; q_0 = 0,5 - 0,7 – при бурінні гідравлічними вибійними двигунами); $F_{виб}$ – площа вибою свердловини, м^2.

б) з умови транспортування шламу в кільцевому просторі

$$Q_2 = V_{\min} F_{кп}, \tag{10.14}$$

де V_{min} – мінімально припустима швидкість руху ПР в кільцевому просторі, м/с (у скельних породах приймають V_{min} = 0,7 - 1,0 м/с; у м'яких V_{min} = 1,0 - 1,4 м/с; при бурінні долотами великого діаметра V_{min} = 0,3 - 0,5 м/с).

Гідравлічні втрати тиску в елементах циркуляційної системи визначають за наступною методикою

$$P = P_т + P_{кп} + P_з + P_{ОБТ} + P_{кпОБТ} + P_{обв} + P_д, \tag{10.15}$$

де P – сумарні гідравлічні втрати тиску в циркуляційній системі, Па; $P_т$ – втрати тиску в БТ, Па; $P_{кп}$ – втрати тиску в кільцевому просторі за БТ, Па; $P_з$ – втрати тиску в замках і муфтах, Па; $P_{ОБТ}$ – втрати тиску в обважених бурильних трубах (ОБТ), Па; $P_{кпОБТ}$ – втрати тиску в кільцевому просторі за ОБТ, Па; $P_{обв}$ – втрати тиску в наземній обв'язці (стояку, буровому шланзі, ведучій трубі, вертлюзі), Па; $P_д$ – втрати тиску в буровому долоті, Па.

Вивчення широкого кола літературних джерел та даних дослідницьких і виробничих організацій стосовно питань розробки гідравлічної програми промивання свердловин доводить, що вживані при бурінні ПР є складними фізико-хімічними дисперсними системами з сильно розвиненими поверхнями розділу фаз. ПР створюють

середовище, в якому протікають основні процеси циклу спорудження свердловин, крім того вони визначають міру використання потенційних можливостей і ресурс бурового устаткування і інструментів, механічну швидкість, вірогідність виникнення різного роду ускладнень.

Як відомо, процеси буріння свердловин без прояву ускладнень та якість їхнього цементування залежать від правильного вирішення питань, пов'язаних з промиванням вказаного типу гірських виробок. В даний час без досконало організованого процесу промивання вибою та стовбура свердловини неможливий подальший розвиток глибокого та надглибокого буріння. Однак вирішення питань удосконалення технологічних процесів промивання свердловин досить складно, що пояснюється наявністю великої кількості робіт на цю тему та існуванням у висновках авторів значних розбіжностей.

При бурінні свердловин різного призначення, винесення вибуреної ГП на денну поверхню відбувається двома шляхами: дрібні частинки шламу (розміром менше 0,5 мм) «переходять у розчин», різко збільшуючи його в'язкість і вміст у ньому твердої фази, великі ж уламки ГП виносяться на денну поверхню за рахунок швидкісного напору ПР.

Накопичення вибуреної породи на вибої споруджуваної свердловини залежить від механічних, гідравлічних і технологічних факторів, які мають місце в процесі буріння, а також від щільності і міцності розбурюваних гірських порід та режиму їхнього руйнування. Так, при високих осьових навантаженнях на долото, розбурювання слабоміцних порід викликає підвищення швидкостей буріння на початку рейсу, але потім внаслідок активного накопичення вибуреної породи на вибої різко знижуються темпи поглиблення свердловини.

Вибурена порода накопичується на вибої так само і за випадку подачі недостатньої кількості ПР, що не забезпечує винесення та транспортування зруйнованої ГП з вибою споруджуваної свердловини.

Технологічна невідповідність кількості поданої ПР на вибій призводе до того, що в зоні роботи ПРІ утворюється до 85 - 95% значних за розміром частинок шламу, на подрібнення якого потрібно до 50 - 75% потужності, яка підводиться до бурового долота. Крім того, збільшення вмісту твердої фази в ПР веде до різкого зниження темпу руйнування ГП, зростання абразивного зносу бурового інструменту, а це, в свою чергу, знижує його працездатність і довговічність. За таких умов буріння важко отримати високі техніко-економічні показники, оскільки такий режим буріння є вельми неефективним.

Слід зазначити, що не менш важливу роль у накопиченні вибуреної породи відіграє також і сам режим промивання свердловини.

Винесення частинок вибуреної породи потоком ПР може бути здійснено тоді, коли його висхідна швидкість перевищуватиме швидкість занурення частинки і абсолютну швидкість підйому її з вибою свердловини. Однак у реальному потоці ПР в свердловині розподіл швидкостей по перерізу потоку залежить від багатьох факторів: форми перерізу стовбура свердловини, реологічних властивостей ПР, режиму та швидкості прокачування (циркуляції) ПР, форми та щільності уламків зруйнованої ГП, співвідношення між лінійними розмірами частинок шламу та поперечними розмірами кільцевого простору свердловини та ін. Тому швидкість винесення вибурених частинок

потоком ПР носить дуже складний характер, який ще занадто слабо вивчений і вимагає як лабораторного, так і промислового комплексного вивчення та аналізу.

Складність адекватної оцінки виносу вибуреної породи з вибою свердловини та з затрубного простору обумовлена, перш за все, пульсацією швидкостей потоку, зміною швидкостей течії по стовбуру внаслідок його значної кавернозності, непередбачуваної зміни конфігурації тощо.

Очищення вибою свердловини від вибуреної ГП є складним гідродинамічним процесом. У більшості робіт з промивання свердловин розглядається лише винос вибуреної породи з кільцевого простору свердловини. Досить мало відомостей щодо винесення шламу при промиванні похилих свердловин.

Режим промивання вибою свердловини істотно позначається на реалізації гідравлічної потужності струменя бурового розчину при руйнуванні ГП буровими долотами з гідромоніторним ефектом.

Підвищення реологічних характеристик ПР значно погіршує очищення вибою від вибуреної породи, збільшує гідродинамічні опори та втрати тиску у циркуляційній системі споруджуваної свердловини.

Виконання різних за змістом та потребами технологічних операцій, пов’язаних з проведенням свердловин і явища, що при цьому виникають, до прикладу це різкі зміни гідродинамічного тиску, які виникають в свердловині при проведенні спускопідйомних операцій (СПО) з бурильною колоною (БК), також впливають на транспортувальну і утримуючу здатність ПР.

У підтримці стовбура свердловин в належному чистому стані велике значення має застосування ПР, вільних від сторонніх твердих частинок (вибуреної породи), що повинно досягатися високоякісним очищенням ПР від бурового шламу. На рис. 10.8 наведено характеристичні залежності основних показників процесу буріння від вмісту твердої фази у ПР.

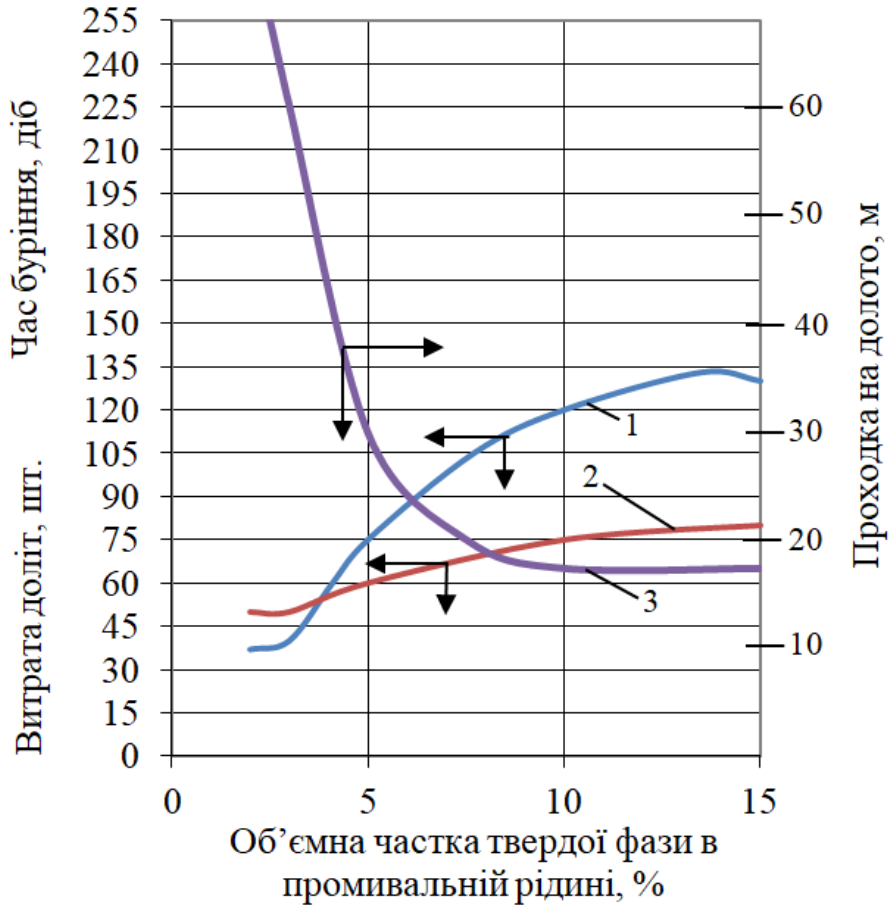


Рис. 10.8. Вплив твердої фази в ПР на показники процесу буріння: 1 – витрата доліт; 2 – час буріння; 3 – проходка на долото

Якість ПР, в загальному випадку, характеризується такими важливими параметрами, як густина, в'язкість, статична напруга зсуву, водовіддача, кількість піску та ін. На всі ці параметри значною мірою впливає фракційний склад та загальний вміст твердої фази у ПР.

У процесі буріння ПР постійно збагачується твердою фазою, що призводить до збільшення, насамперед, густини. Це не завжди є виправданим, оскільки призводить до зростання гідростатичного тиску, що, своєю чергою викликає зниження механічної швидкості буріння, підвищення витрати енергії. Залежність густини ПР від вмісту твердої фази визначається з виразу

$$\rho_p = T_1(\rho_{TB} - \rho) + \rho, \qquad (10.16)$$

де ρ_p – густина розчину (ідентично також ПР), г/см^3; T_1 – об'ємний вміст твердої фази; ρ_{TB} – щільність твердої фази, г/см^3; ρ – густина дисперсійного середовища, г/см^3.

У свою чергу щільність твердої фази ρ_{TB}, визначається за наступним співвідношенням:

$$\rho_{TB} = T_1(\rho_{Ш} - \rho_2) + \rho_2, \qquad (10.17)$$

де $\rho_{Ш}$ – щільність шламу порід, що розбурюються, г/см^3; ρ_2 – щільність глини, раніше введеної в розчин (або ПР) в якості дисперсної фази.

Позначений об'ємний вміст шламу у твердій фазі T_1 можна знайти, використовуючи таке рівняння

$$T_1 = \frac{V_{Ш}}{V_{ТВ}}, \qquad (10.18)$$

де $V_{Ш}$ – об'єм шламу, см^3; $V_{ТВ}$ – об'єм твердої фази, см^3.

Легко бачити, що $\rho_{Ш} \approx \rho_2$, $\rho_{ТВ} = \rho_2 = const$, при цьому залежність (1.6) носить умовно лінійний характер (рис. 10.9).

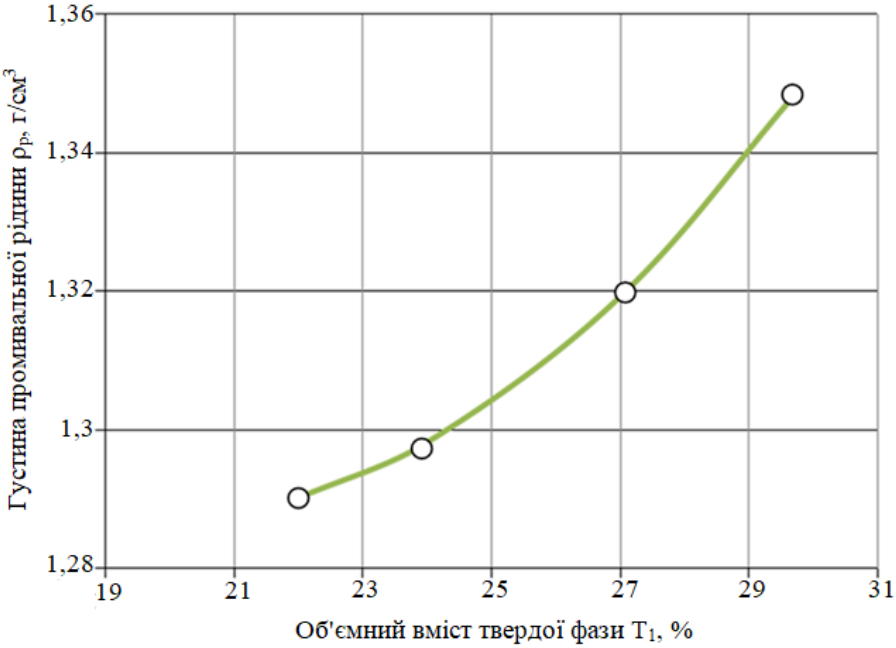


Рис. 10.9. Залежність густини ПР від вмісту твердої фази

В'язкість – найважливіший параметр ПР; вона визначатиме ступінь проникнення ПР в пори та тріщини порід, а також величину гідравлічних опорів у циркуляційній системі свердловини. Зі збільшенням в'язкості погіршуються умови очищення свердловини від шламу, самої ПР в процесах регенерації від шламу, та знижується механічна швидкість буріння. Тому в'язкість ПР слід підтримувати, за можливості, якомога мінімальною. Але в процесі збагачення ПР твердою фазою, в'язкість ПР є функцією не лише вмісту твердої фази в буровому розчині, але і її фракційного складу. При цьому, чим вища дисперсність твердої фази в буровому розчині, тим вища здатність його до структуроутворення, і тим самим вища в'язкість ПР. Зауважимо, що фракційний склад твердої фази впливу на густину ПР практично не має.

Крім перерахованих вище факторів на в'язкість ПР значною мірою впливають її температура, мінеральний склад твердої фази, якість дисперсійного середовища та ін., у зв'язку з чим аналітичне вираження залежності в'язкості ПР від вмісту твердої фази та її фракційного складу занадто утруднено.

На підставі проведених лабораторно-аналітичних досліджень було отримано залежність в'язкості ПР від вмісту твердої фази (рис. 10.10).

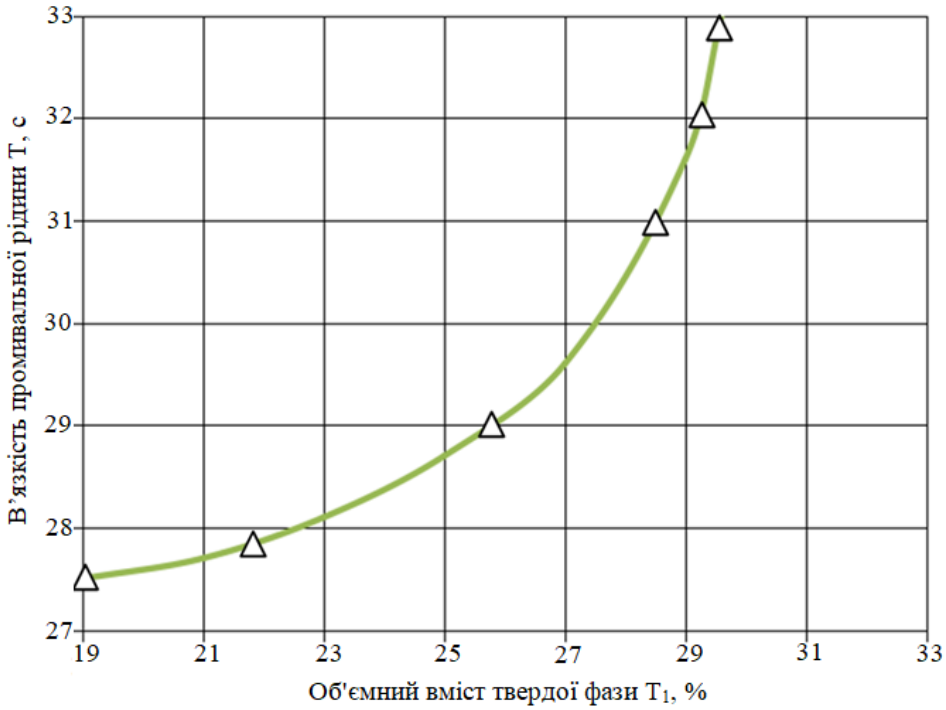


Рис. 10.10. Залежність умовної в'язкості ПР від вмісту твердої фази

Як випливає з наведеного графіку, зображеного на рис. 10.10, в'язкість ПР підвищується зі збільшенням вмісту твердої фази нелінійно.

ПР – здебільшого глинисті розчини, за ступенем дисперсності частинок відносяться до суспензій, а за фізико-хімічними властивостями можуть бути віднесені до колоїдів. Частинки твердої фази такого розчину можуть перебувати у зваженому стані довгий час, а сам розчин може переходити з рідкого рухомого стану в малорухливу желеподібну масу. Очищення такого розчину від частинок вибуреної породи є складним та трудомістким процесом. Саме для таких умов раціональним виявляється застосування методів флокуляції; за означеного явища відбувається укрупнення частинок, тобто утворення пластівців, що седиментують під дією сили тяжіння. Процес флокуляції частинок може бути здійснений поверхнево-активними речовинами (ПАР), які вибірково адсорбуються на поверхні частинок, як мінерального, так і органічного походження, наприклад поліакриламід (ПАА), а швидкість осідання може бути виміряна за допомогою спеціальних седиментаційних ваг (табл. 10.3).

Таблиця 10.3

Залежність швидкості седиментації від вмісту поліакриламіду (ПАА) у ПР

Найменування ГП	Розмір частинок, мкм	Час седиментації, с	Число поділок відлікового механізму седиментаційних ваг			
			Концентрація поліакриламіду			
			0	0,005%	0,01%	0,5%
Кварцовий пісок	63	30	2,2	2,4	2,5	2,6
		60	3,5	3,6	3,8	4
		90	4,3	4,4	4,6	4,8
	80	30	4,5	4,5	4,6	4,7
		60	5	5,5	5,6	5,8
		90	5,3	5,5	5,5	9
Вапняк	63	30	2,6	2,6	2,8	3

		60 90	3,8 4,6	3,8 5	4 5	4,2 5,2
	80	30 60 90	4,8 5,8 6,5	4,9 5,8 6,9	5,4 6 6,9	5,6 6,1 7

З даних табл. 10.3 видно, що із збільшенням дозування ПАА зростає і швидкість седиментації, а це призводить, у свою чергу, до зростання об'єму та рихлості осаду. Проведені дослідження дозволили зробити такі висновки: для кожного виду суспензій та ГП існують оптимальні дозування флокулянту, перевищення яких викликає погіршення ефективності процесу седиментації; для ефективного застосування реагентів-флокулянтів необхідно користуватися наявними літолого-фаціальними картами провінції в яких ведеться буріння свердловин – це дозволить вести поінтервальну обробку ПР флокулянтом залежно від складу та фізико-хімічних властивостей розбурених ГП. Основною вимогою до процесу регенерації ПР є те, що застосовувані очисні комплекси (природні – жолобна система та відстійники, або примусова, наприклад вібросита) повинні забезпечувати повне відділення від ПР зруйнованої ГП.

Сталий процес роботи ПРІ на вибої свердловини повинен завжди являти собою стан динамічної рівноваги процесів руйнування ГП та видалення продуктів руйнування в кільцевий простір. Тому для правильного розуміння питань промивання вибою свердловини необхідно комплексно знати основні закономірності зазначених процесів та вплив різних факторів на них.

На ступінь досконалості очищення вибою свердловини від часток зруйнованої породи впливає ряд факторів.

Стосовно швидкості потоку та витрати ОА можна констатувати наступне: з цих взаємопов’язаних факторів найбільше значення має швидкість потоку, причому її горизонтальна складова, спрямована вздовж породного вибою. Величина витрати ОА впливає головним чином на видалення зруйнованої породи по стовбуру споруджуваної свердловини, швидкість потоку безпосередньо забезпечує видалення частинок шламу з самого вибою.

При русі ПР вибоєм свердловини, частинка шламу, яка розташована на його поверхні, випробовує вимивну дію потоку ПР, що рухається паралельно вибою. При цьому можливі різні варіанти відриву частинки від вибою (рис. 10.11).

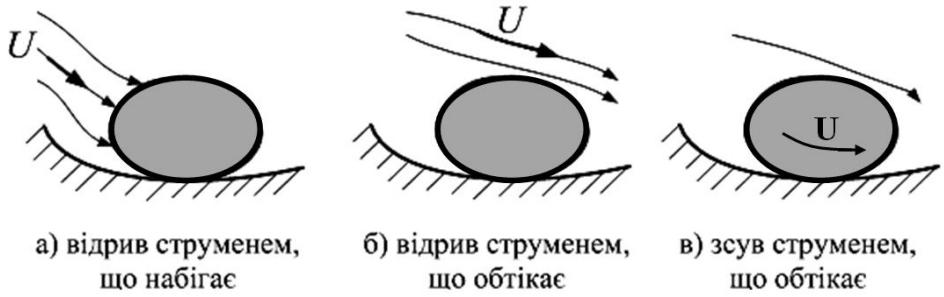


Рис. 10.11. Огляд можливих схем відриву частинок зруйнованої ГП від вибою

Рух ПР безпосередньо на вибої споруджуваної свердловини характеризується тим або іншим ступенем турбулентності потоку, значення якого визначається величиною критерію Рейнольдса [36], розрахованого за формулою

$$\mathrm{Re} = \frac{\mathrm{U} d_e \rho_p}{\mu}, \qquad (10.19)$$

де U – швидкість потоку ПР на вибої свердловини, м/с; d_e – еквівалентний діаметр потоку ПР, м; μ – динамічна в'язкість ПР, Па·с.

В процесі буріння на вибої утворюється прикордонний шар, в якому при малих швидкостях руху ПР може встановитися або ламінарний режим (характеризується параболічним розподіленням швидкостей), або турбулентний (характеризується сплощеним розподілом швидкостей), та незалежно від режиму руху в прикордонному шарі – ламінарний підшар, який суттєво впливає на умови руху зруйнованих частинок ГП. Товщина ламінарного підшару залежить від в'язкості ПР та швидкості її руху. Товщину ламінарного підшару та швидкість руху в ньому пропонується визначати за наступними формулами

$$h_л = a \frac{\nu}{U_{сер}} \qquad (10.20)$$

та

$$U_y = by \frac{U_{сер}^{\ 2}}{\nu}, \qquad (10.21)$$

де $h_л$ – товщина ламінарного підшару, м; ν – кінематична в'язкість ПР, м^2/с; $U_{сер}$ – середня швидкість руху ПР в зоні вибою, м/с; U_y – швидкість руху ПР в ламінарному підшарі на відстані y від вибою, м/с; a и b – коефіцієнти, які залежать від коефіцієнту гідравлічного опору, густини ПР та інших чинників.

Таким чином можна зробити наступний висновок. Одні частинки ГП, що утворилися під впливом ПРІ, піддаються дії прикордонного шару, інші попадають в зону дії ламінарного підшару (рис. 10.12). В результаті вказаного явища частина шламу залишається не винесеною потоком ПР, що призводить до подальшого його подрібнювання та підвищеного зносу ПРІ.

Неважко бачити, що згідно з математичними виразами (10.20) та (10.21), при підвищенні швидкості руху ПР в привибійній зоні свердловини в два рази, товщина ламінарного підшару зменшиться в два рази та в чотири рази збільшиться швидкість руху ПР у ньому самому.

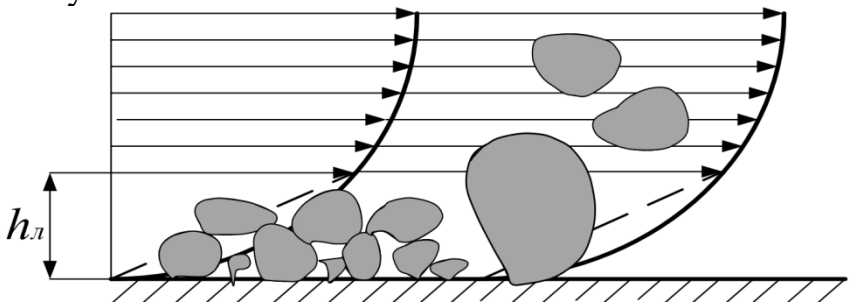


Рис. 10.12. Орієнтовний профіль швидкостей ПР в привибійній зоні споруджуваної свердловини

Основним чинником ефективності очищення вибою є турбулентний стан ПР в привибійній зоні. Інтенсивність турбулентності потоку на вибої визначається, головним

чином, в'язкістними властивостями ПР. Зі зростанням в'язкості ПР знижується рівень турбулентності, а отже автоматично погіршуються умови очищення породного вибою свердловини.

Підйомна сила для кожної частинки шламу виникає внаслідок несиметричного обтікання її потоком за рахунок нерівномірності профілю швидкостей у рухомому потоці ПР, вертикальних складових турбулентної пульсації швидкості потоку, а також потоку вихорів, що виникають у придонному шарі. Підйом частинки шламу з вибою свердловини можливий тільки в тому випадку, якщо вертикальні складові турбулентних пульсацій швидкості в потоці суттєво перевищать швидкість падіння частинок в даній ПР.

Деякі принципові особливості має схема руху ОА за використання колонкового інструменту, а саме бурових коронок. Рух ПР між різцями бурової коронки безпосередньо на вибої свердловини супроводжується більшим або меншим рівнем турбулентності потоку, значення якого оцінюються за величиною критерію Рейнольдса. При малих швидкостях руху ПР у просторі під торцем коронки може встановитися ламінарний режим руху потоку з параболічним розподілом швидкостей за перерізом. При критичному значенні параметра Рейнольдса ламінарний режим перетворюється на турбулентний [37], для якого профіль швидкостей характеризується більш швидшим наростанням швидкостей біля поверхні вибою, а після цього і більш рівномірним їхнім розподілом. При турбулентному русі потоку ПР біля стінки каналу завжди існуватиме ламінарний підшар, середовище в якому рухається тільки ламінарно, і де найбільш високою мірою проявляються його в'язкістні властивості.

Розрахунок необхідної кількості ПР для очищення свердловини з умови виносу частинок шламу в кільцевий простір свердловини без урахування процесів очищення вибою призводить до того, що потрібна швидкість висхідного потоку визначається в основному тільки густиною ОА. Зменшення або збільшення густини призводить відповідно до збільшення або зменшення потрібної швидкості висхідного потоку ПР, а інерційні сили потоку в цьому випадку залишаються практично незмінними. В'язкість ОА в таких розрахунках не враховується, хоча істотно впливає на величину критерію Рейнольдса і на рівень турбулентності потоку, що визначає ефективність процесу очищення.

Зростання витрати має і деякий негативний вплив, оскільки збільшується гідродинамічний тиск на вибій, який притискає до нього частинки зруйнованої породи та ускладнює їхнє видалення. Для вдосконалення очищення з урахуванням цих факторів треба так підбирати ПРІ, щоб максимально використовувати горизонтальну складову швидкості потоку ОА.

Практика показала, що найкращі умови очищення вибою створюються при продуванні свердловин стисненим повітрям, оскільки, завдяки високим швидкостям потоку і низькій в'язкості повітря, рівень турбулентності потоку найбільш високий, а товщина ламінарного підшару найменша.

Погіршення умов очищення при промиванні свердловини глинистими ПР пов'язане зі збільшенням його в'язкості, що призводить до збільшення товщини ламінарного підшару та зниження рівня турбулентності потоку, а також енергетичних витрат на перенесення, власне, глинистих частинок, тобто твердої фази розчину. Підвищення показників роботи ПРІ при використанні розчинів із малим вмістом

твердої фази, наприклад малоглинистих або полімерних, пояснюється посиленням у потоці ефективних турбулентних пульсацій.

Таким чином, розрахунок потрібної швидкості висхідного потоку ОА і його витрати повинен здійснюватися з урахуванням технологічних особливостей процесів очищення вибою свердловини та в'язкісних властивостей ОА.

Величина густини ПР має подвійний вплив на хід процесів очищення вибою свердловини. Зі збільшенням густини збільшується виносна здатність ПР та гідравлічна сила потоку; з іншого боку, зі збільшенням густини зростає гідростатичний тиск на вибій, який збільшує міцність породи, ускладнюючи її руйнування, а також посилює притискання вже відокремлених частинок до вибою за рахунок різниці тиску зверху та знизу частинки (це так званий диференціальний тиск). Негативний вплив густини ПР, на думку ряду авторів, має переважний вплив. За інших рівних умов найкращі результати з очищення вибою споруджуваної свердловини можна отримати за використання газорідинних агентів, для яких виносна здатність значно вища, ніж для газу, та занадто слабо позначається шкідливий вплив гідростатичного тиску.

Відносну такого параметру, як час впливу потоку на вибій свердловини, зазначимо наступне. Вказаний фактор пов'язаний із частотою обертання, типом ПРІ та конструкцією його промивальних каналів.

Наведемо такий приклад: за шарошкового буріння прокачувана через привибійну зону ПР реалізовує виносну функцію: вона захоплює зважений в цій зоні шлам і виносить його в кільцевий простір. Можна припустити, що ця рідина рухається навколо долота у вигляді вихрового потоку. Виносна ж здатність вихрового потоку тим вище, чим вище значення його вихору швидкості. При цій інтенсивності вихору величина його швидкості зворотно пропорційна площі поперечного перерізу вихрового потоку $f_в$. Для привибійної зони площею поперечного перерізу вихрового потоку є площа поперечного перерізу кільцевого простору між долотом і стінкою споруджуваної свердловини. Ця площа неоднакова за висотою бурового долота.

З аналізу результатів вимірів можна стверджувати, що у шарошкових доліт $f_в$ максимальна на рівні, який знаходиться від вибою на відстані, приблизно рівній проекції діаметру шарошки долота на вертикальну вісь, і вона дещо більше $f_в$ біля основи долота, тобто біля вибою (рис. 10.13).

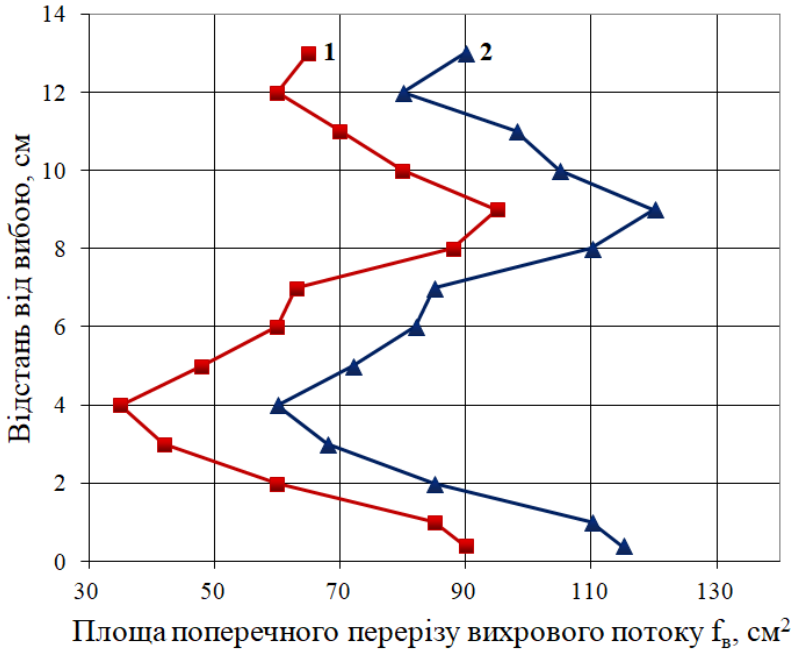


Рис. 10.13 Усереднені значення площі поперечного перерізу кільцевого простору між долотом і стінкою свердловини за висотою долота

Мінімальне значення площа поперечного перерізу вихрового потоку має на рівні козирків лап бурового долота, і воно менше максимального значення майже в 2 рази. Отже, на рівні, відповідному верхньому положенню периферійних зубів шарошок, вихор швидкості має мінімальне значення, і тому саме тут існують умови для скупчення шламу зруйнованої ГП.

Вплив розмірів частинок ГП на інтенсивність очищення свердловини проявляється наступним чином. На межі потоку та нерухомої поверхні його швидкість дорівнює нулю і поступово зростає з віддаленням від поверхні розділу, переходячи від ламінарного в турбулентний режим. При цьому великі частинки, відокремлені від вибою, що більше виступають над його поверхнею, потрапляють у турбулентну область потоку з високою швидкістю і легше виносяться з вибою. Проте дрібні частинки, що притиснуті до вибою, істотно гірше видаляються. Саме тому очищення вибою свердловини відбувається краще при використанні ПРІ та способів буріння (шарошкові долота, ударно-обертальне буріння) і в породах, які дають більші частинки шламу.

Важливе значення для очищення вибою має також здатність ПР запобігати злипанню частинок. Таку властивість мають ті ПР, що містять ПАР, і, власне, газорідинні суміші. Застосовувані в практиці спорудження свердловин ПАР, володіючи високою проникаючою здатністю, покращують очищення та полегшують руйнування ГП на вибої споруджуваної свердловини.

Частинки породного шламу є продуктом руйнування ГП, тому вивчення особливостей їхнього фракційного складу, форми та розмірів може дати практично значиму інформацію про процес буріння. Однак відбір проб шламу на гирлі свердловини буде представницьким, якщо тільки буде точно відома глибина утворення даного шламу і швидкість його підйому, що особливо важливо відносно процесів буріння безпосередньо у виробничих умовах.

Розмір частинок шламу за будь-яких способів буріння характерний великим діапазоном: від декількох мікрон до сантиметрів. Для оцінки можливості транспортування шламу потоком ОА приймається, зазвичай, середній розмір частинок, які разом з дрібнішими фракціями складають основну частину шламу, що утворюється. Крупність уламків зруйнованої породи залежить від ряду факторів: міцності ГП, їх мінералогічного складу, інших фізико-механічних властивостей, типу ПРІ, способу руйнування, технологічних параметрів режиму буріння і характеру промивання вибою свердловини. Як правило, при високій ефективності процесу буріння утворюється значна кількість крупної фракції бурового шламу, і, навпаки, чим нижче механічна швидкість проходки, тим дрібніше шлам. Вторинне подрібнення вже відділених від вибою уламків породи, з технологічної точки зору, небажано, оскільки призводить до додаткової витрати енергії на буріння, непродуктивного зносу ПРІ та зниження загального коефіцієнта корисної дії процесу буріння. Крім того, буровий шлам найчастіше є єдиним носієм інформації про склад і властивості ГП, і в цьому випадку цікавить його гранулометричний склад. Крім того, слід зазначити, що окремі частинки на вибої можуть бути більшими за середній розмір у декілька разів. Остання обставина, загалом, не чинить істотного впливу на процес очищення свердловини, так як ці більші частинки, піднімаючись над вибоєм, піддаються впливу бічних поверхонь БК, що обертається, внаслідок чого поступово подрібнюються і вже потім транспортуються до гирла.

Дослідженнями встановлено, що середній розмір частинок породного шламу залежить, перш за все, від конструкції застосовуваного ПРІ. Розмір частинок шламу більший при бурінні в тріщинуватих і зернистих ГП, при ударному впливі інструменту, при бурінні з великим значеннями осьового навантаження і мінімальною частотою обертання.

Вважається, що стовбур споруджуваної свердловини перебуває в належному стані, якщо в ньому відсутні затяжки, посадки та прихвати бурового інструменту, проробки тих або інших інтервалів. Особливо небезпечні зазначені ускладнення при бурінні глибоких свердловин, коли і БК, і бурова установка працюють з навантаженнями, близькими до допустимих. У сильно ускладненому стовбурі можуть відбуватися аварії, які призводять не лише до зниження характеристичних техніко-економічних показників, а й до часткової або повної втрати стовбура свердловини; також вельми ускладнюється успішний спуск обсадних колон (ОК) до проєктної глибини; досить часто утруднюються геофізичні дослідження, інколи ж вони закінчуються аварійними роботами.

Основною з причин негативного стану стовбура свердловини є сильна його зашламованість. Уся зруйнована ГП, що потрапляє в стовбур свердловини, повинна своєчасно видалятися на денну поверхню. Продукти руйнування ГП у вигляді шламу надходить, зазвичай, не тільки з вибою свердловини, але і зі стінок, як в результаті жолобоутворення, необхідності проробки стовбура свердловини, викликаної звуженням його через пластичну деформацію і набухання ГП в стінках свердловини, так і в результаті осипів і обвалів.

Зауважимо наступне: розмір частинок ГП у вигляді шламу, що надходять на вибій внаслідок порушення міцності стінок споруджуваної свердловини, у багато разів

більший за розмір частинок, що вибурюються на породному вибої, і винесення їх на денну поверхню значно важче.

Джерелами активного накопичення бурового шламу, що викликає сальникоутворення та інші ускладнення, часто служать місця всіляких (особливо різких) розширень кільцевого простору свердловини.

У процесах підтримки стовбура свердловини в чистому стані велике значення має застосування ПР, вільних від вмісту сторонніх твердих частинок, що повинно досягатися високоякісним очищенням ПР від бурового шламу. Завдання це дуже ускладнюється при розбурюванні ГП схильних до швидкого диспергування та розчинення в ПР; для виключення або мінімізації зазначених явищ слід обмежувати тривалість контакту бурового шламу з ПР.

Для нормального перебігу процесу буріння необхідно видаляти з вибою частинки шламу, потім виносити їх з привибійної зони і транспортувати або на поверхню, або у спеціальний шламозбірник, встановлений у нижній частині БС (наприклад, за розвідувального буріння). Недостатня очистка свердловини призводить до накопичення шламу, ускладнює процес буріння і може викликати різні за наслідками ускладнення та аварії в стовбурі свердловини. Внаслідок вказаного, тільки на очищення вибою від вибуреної породи і винесення останньої на денну поверхню припадає, орієнтовно, понад 70% всієї енергії, що витрачається на спорудження свердловини.

Не останню роль у досягненні певної досконалості комплексних процесів очищення свердловини відіграє також і геометрична форма частинок шламу; проте, до цього часу, немає єдиної інженерної методики встановлення визначальних параметрів саме форми частинок бурового шламу.

Відомий дослідник К. Вільямс вважає виправданим при розрахунку швидкостей падіння частинок бурового шламу враховувати їхню форму за допомогою деякого параметра δ, який певним чином характеризує ступінь сплюснутості частинок і визначається за формулою

$$\delta = t/d_ч, \qquad (10.22)$$

де t – товщина частинки бурового шламу ГП; $d_ч$ – діаметр частинки шламу ГП.

Причому можна приймати в якості параметру $d_ч$ максимальний діаметр кола, описаного навкруги частинки ГП, і як t – товщину частинки шламу ГП, заміряну за нормаллю до площини цього кола.

Дослідження гранулометричного складу продуктів руйнування беззаперечно доводять, що форма частинок шламу дуже різноманітна, проте її завжди можна уподібнити певній геометричній фігурі. При цьому слід пам’ятати, що дрібні шорсткості та заглиблення на поверхні частинок бурового шламу, в процесі її обтікання, заповнюються ПР, яка утворює нерухомий шар. Це надає частинкам шламу значну величину обтічності при їх русі.

Необхідно підкреслити наступне: рух висхідного потоку ПР в споруджуваній свердловині має цілий ряд особливостей, які комплексно впливають на умови транспортування частинок породного шламу:

1. Значна різноманітність геометричних форм частинок шламу як для різних умов буріння, так і одночасно в одному потоці.

2. Доволі широкий діапазон розмірів частинок продуктів руйнування ГП, що одночасно піднімаються потоком ПР, і наявність деякої кількості частинок більших, ніж середній розрахунковий розмір.

3. Стиснені умови руху потоку ПР з частинками шламу ГП в кільцевому просторі свердловини або всередині БТ.

4. Вельми складний просторовий характер руху потоку ПР, спричинений обертанням БК та вибійного БС.

5. Ексцентричне, за певних техніко-технологічних умов, розташування БТ у стовбурі споруджуваної свердловини.

Вивчення особливостей свердловинних циркуляційних процесів однозначно доводить, що кожен із розглянутих факторів впливає на характер транспортування частинок шламу, але враховувати їх занадто складно.

Вважається, що найбільш суттєвий вплив, який має враховуватися при аналізі умов винесення бурового шламу зі стовбуру свердловини, чинить обмеженість простору циркуляції ПР та обертання БК. Обмеженість простору кільцевого зазору, або перерізу БТ, впливатиме на винос частинок за рахунок зміни швидкості потоку по перерізу. Частинки бурового шламу, в загальному випадку, за рахунок різниці швидкостей потоку на їх межах (дія так званої «підйомної» сили) переміщуються до ядра потоку ПР і транспортуються з більшою швидкістю, ніж у необмеженому потоці з такою самою середньою швидкістю.

Наявність і необхідність обертання колони БТ чинить подвійний вплив на характер руху потоку ПР і, відповідно, на умови винесення шламу. При концентричному розташуванні БК щодо свердловини, їх обертання передається потоку ПР і відтак відбувається його часткове «закручування», тобто, крім поступального руху, виникає обертальний рух потоку, а траєкторія його переміщення стає спіральною. Закручування потоку призводить до збільшення його сумарної швидкості і в результаті, як слідство – до збільшення його виносної здатності, хоча час підйому частинок може збільшитися за рахунок збільшення шляху руху до поверхні (по спіралі). При ексцентричному розташуванні БТ, що є найбільш характерним, особливо для умов розвідувального буріння, швидкість руху ПР в кільцевому перерізі розподіляється нерівномірно і у вузьких частинах перерізу виникають застійні зони, де ПР взагалі не рухається. Частинки шламу, потрапляючи в застійні зони, зупиняються, відбувається накопичення шламу і свердловина зашламовується. Обертання БК в таких випадках забезпечує рівномірне перемішування потоку по всій площі кільцевого перерізу, що сприяє суттєвому поліпшенню умов виносу шламу.

Наведемо такий показовий приклад: частинки транспортованого твердого тіла розміром 0,295 - 0,417 мм падають в рідині при обертанні БК за частоти n = 88 хв$^{-1}$ повільніше на 61,5%, а потрібна швидкість висхідного потоку ПР в цьому випадку може бути зменшена на 97,5%. Таким чином, кількість оборотів БК не тільки впливає на збільшення темпу руйнування ГП, але й має розглядатися як один із найголовніших факторів, що зумовлює інтенсивність винесення продуктів руйнування зі свердловини.

Також встановлено наступне: при обертанні БТ підйомна сила потоку ПР зростає значно при структурному режимі течії, а при турбулентному – меншою мірою, причому, досягнувши деякого найвищого значення, стабілізується. Збільшення числа обертів колони з 35 до 150 хв$^{-1}$ мало впливає на швидкість підйому. ПР з малими

в’язкістю та міцністю структури мають більшу підйомну силу, особливо для малих частинок, ніж ПР з високими структурно-механічними властивостями. Зазначене явище може бути пояснено у такий спосіб: режим руху ПР з високою в’язкістю зазвичай структурний, а умови підйому плоских частинок при цьому режимі є несприятливими. Якщо плоска частинка розташовується найбільшою поверхнею, тобто площиною перпендикулярно потоку, за рахунок різних швидкостей кожного шару рідини структурного потоку відбувається поворот частинки на 90^0. Плоска поверхня стає паралельно напрямку руху і відтісняється в ділянку нижчих швидкостей, до стінки свердловини. Малов’язкі ПР забезпечують турбулентний режим їх руху, при якому розглянуте явище не спостерігається, так як епюра швидкостей турбулентного потоку майже рівномірна, і частинки рухаються разом з усім потоком. Звідси можна зробити висновок про те, що вплив турбулізації потоку на виносну здатність ПР перевищує значення структурно-механічних властивостей.

Таблиця 10.4

Робочі та обмежувальні вимоги до бурових ПР

Узагальнені функції	Технологічні обмеження
Руйнувати вибій Очищати вибій від шламу і транспортувати шлам на денну поверхню Компенсувати надлишковий пластовий тиск флюїдів Охолоджувати ПРІ Попереджати обвали стінок свердловини Зважувати компоненти ПР і шлам Скидати шлам у відвал Змащувати і охолоджувати долото, бурильний інструмент і устаткування Забезпечувати ефективну роботу вибійних машин або механізмів: турбобурів, гідро- та пневмоударників, ежекторних снарядів тощо	Не руйнувати долото, бурильний інструмент і устаткування Не розмивати стовбур свердловини Не призводити до поглинань ПР і не піддавати гідророзриву пласти Не погіршувати проникність продуктивних горизонтів Не призводити до високих втрат гідравлічної енергії Не скидати у відвал компоненти ПР Не викликати осипів і обвалів стінок свердловини Не викликати явища розмиву і руйнування керна, посилення його самозаклинювання

Врахувати кількісно вплив обертання БК на умови винесення частинок шламу складно. Позитивність впливу обертання БС на умови винесення шламу полягає в тому, що промивання свердловини без буріння (на початку або наприкінці рейсу) повинно проводитись з обов’язковим обертанням БК (БС).

Загалом, потік ПР повинен забезпечувати виконання функцій, зміст яких відображається факторами, представленими в табл. 10.4.

Визначення раціональної витрати ОА в більшості випадків полягає у виявленні меж мінімальної та максимальної витрат при подачі агента, за межами яких відбувається погіршення показників процесів буріння. Між мінімальним і максимальним значеннями витрат існує зона, всередині якої приймається конкретне значення кількості ОА, що подається в свердловину в залежності від конкретних умов буріння вказаної гірської виробки.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Частина 1. Основні закони, рівняння і визначення : навчальний посібник / Я.В. Іванчук, Р.Д. Іскович-Лотоцький. – Вінниця : ВНТУ, 2019. – 183 с.

2 Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: конспект лекцій / укладач Е.В. Колісніченко, А.С. Мандрика, В.О Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 176 с.

3 Гідрогазодинамічні процеси при спорудженні та експлуатації свердловин. Монографія. А.В. Павличенко, Є.А. Коровяка, А.О. Ігнатов, О.М. Давиденко. - Дніпро: НТУ "ДП", 2021. – 201 с.

4 Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Гідрогазодинаміка» для студентів спеціальності 185 «Нафтогазова інженерія та технології» / Упоряд.: А.О. Ігнатов. – Д.: НТУ «Дніпровська політехніка», 2024. – 29 с.

5 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.

6 Hossain, M.E., & Al-Majed, A.A. (2015). Fundamentals of sustainable drilling engineering. Scrivener publishing.