КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ
«ГІДРАВЛІКА, ГІДРО ТА ПНЕВМОПРИВОДИ»

для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр»
спеціальності 131 «Галузеве машинобудування»
освітньо-професійна програма
«Комп'ютерний інжиніринг в машинобудуванні»

факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки
(назва факультету)

кафедра: механічної інженерії та автомобільного транспорту
(назва кафедри)

Схвалено на засіданні кафедри
механічної інженерії та автомобільного
транспорту
«___» серпня 2026 р.,
протокол №___

Розробник: к.т.н., доц., доц. каф. МІ та АТ СТЕПЧИН Ярослав
(науковий ступінь, посада, прізвище та власне ім'я)

Житомир
2026 – 2027 н.р.

Лекція 1

Вступ до дисципліни. Гідравліка. Рідина та її основні фізичні властивості. Гідростатика. Сили, що діють на рідину у стані спокою

Мета вивчення дисципліни – здобути глибокі теоретичні знання та набути практичних навичок з застосування законів гідравліки, принципів роботи гідравлічних машин та апаратів, окремих гідравлічних пристроїв, які використовуються у виробництві, та методів їх розрахунку, навчити студентів основним законам гідростатики, кінематики і гідродинаміки при створенні і експлуатації високопродуктивної техніки, розробці та використанні високоефективних технологічних процесів.

Задачі дисципліни – надання студентам теоретичних знань та практичних вмінь із вивчення:

- основних законів гідростатики, кінематики і гідродинаміки при створенні і експлуатації високопродуктивної техніки, розробці та використанні високоефективних технологічних процесів;
- основних типів, принципів дії і застосування гідро- і пневмоприводів та їх окремих елементів (машин, апаратів і пристроїв);
- використання основних законів гідростатики, кінематики і гідродинаміки при розробці та експлуатації комплексів гідромеханізації, гідро- та пневмоприводів.

Рекомендована література з дисципліни

1. Грабовський, О.М. Гідравліка і нагнітачі : Навч. посібник. – К. : НМК ВО, 1992. – 316 с.

2. Кулініченко, В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : Підручник. – К. : ЦНЛ, 2006. – 616 с.

3. Мандрус, В.І. Машинобудівна гідравліка: Задачі та приклади розрахунків : навч. посібник. – Л. : Світ, 1995. – 264 с.

4. Федорець В.О., Педченко М.Н., Федорець О.О., Струтинський В.Б., Яхно О.М. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривід. – Ж. : ЖІТІ, 1998. – 412 с.

5. Ратушний О. В. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. - 2-ге вид., переробл. - Суми : Сумський державний університет, 2022. - 251 с.

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

Предмет і структура дисципліни

Першою частиною курсу «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» є гідравліка.

Гідравліка - це технічна наука, що вивчає закони рівноваги і руху рідини, а також методи застосування цих законів в інженерній практиці.

Гідравліка походить від грецького «Ііусігаііікої» - водяний. Важко уявити собі життя без води. Вода має велетенську енергію, людина з давніх часів використовує Її для своїх потреб, будуючи для цього різноманітні гідравлічні споруди (зрошувальні канали, водопроводи, водяні млини, водопідіймальні пристрої, гідростанції та ін.), а також гідравлічні машини.

Гідравліка є частиною загальної науки - механіки (рис. 1).

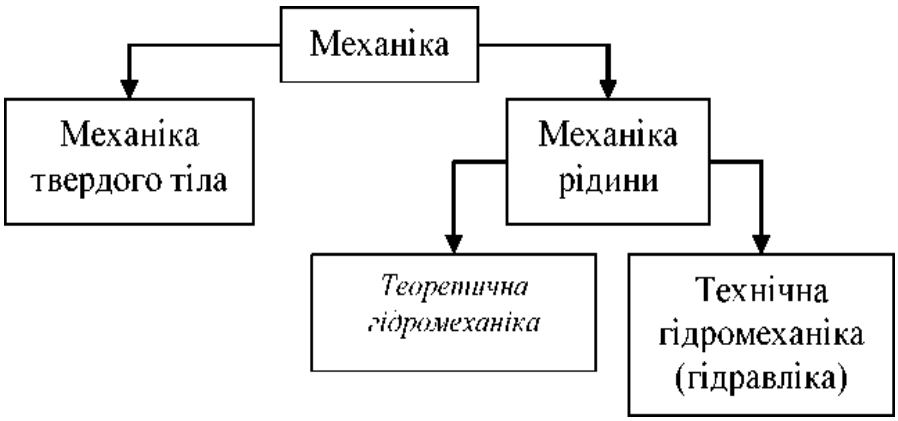


Рис. 1. Складові механіки

Механіка складається з механіки твердого тіла і механіки рідини. Механіку рідини поділяють на теоретичну гідромеханіку і технічну гідромеханіку (гідравліку). У теоретичній гідромеханіці задачі рівноваги та руху рідини розв'язують за допомогою методів теоретичної механіки і математичного аналізу. У технічній гідромеханіці (гідравліці) широко використовують результати дослідів, які порівнюють із теоретичними залежностями.

Гідравліка - це прикладна наука. Тому для вирішення багатьох інженерних завдань беруть різні припущення, що спрощують гідравлічні явища. Під час розрахунків використовують емпіричні та напівемпіричні залежності.

Гідравліка складається з трьох розділів:

1) гідростатики – розділу, де вивчають рідину в стані спокою;
2) кінематики рідини. У кінематиці розглядають зв'язок між геометричними характеристиками руху і часом, тобто визначають на даний момент швидкість у будь-якій точці рідини;
3) гідродинаміки – розділу, в якому вивчають закони руху рідини залежно від прикладених до неї сил.

Основні закони гідравліки застосовують під час проєктування різних гідравлічних машин (насосів, гідродвигунів, гідравлічних передач), під час розрахунків гідротехнічних споруд (гребель, каналів, зрошувальних систем, водозливів та ін.), розрахунків трубопроводів, гідравлічних систем і гідроприводів тощо.

Друга частина курсу - «гідро та пневмоприводи».

У гідроприводі використовують енергію стисненої рідини. У цьому разі енергія переноситься за допомогою окремих об'ємів рідини, що рухається в трубопроводах і гідравлічних пристроях.

Гідравлічні приводи застосовують для здійснення руху робочих органів різних машин. У машинобудуванні – це гідравлічні приводи в системах автоматичного керування металорізальних верстатів та автоматичних ліній, роботів-маніпуляторів, пресів, технологічних машин металургійної, вугільної, харчової, легкої промисловості тощо. Широке використання гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлене їх перевагами, до яких можна віднести можливість забезпечення безступінчастого регулювання швидкості в широкому діапазоні, одержання значних зусиль та обертальних моментів, плавність переміщень, високу експлуатаційну надійність та ін.

Гідропривід застосовують також у будівельних, сільськогосподарських і транспортних машинах, вугільних комбайнах, бурових установках, літакобудуванні, військовій і космічній техніці та багатьох інших сферах діяльності людини.

Пневматичні приводи використовують енергію стисненого повітря і, маючи високу економічну ефективність та експлуатаційну надійність, набувають все більшого поширення в автоматизованих виробництвах, металорізальних верстатах, транспорті, у системах гальмування, пневматичних роботах тощо.

Гідравліка.
Рідина та її основні фізичні властивості

Рідина - це фізичне тіло, що має властивість текучості, тобто властивість змінювати свою форму під дією навіть дуже малих сил, але на відміну від газів практично не змінювати свій об'єм у разі зміни тиску.

У звичайному стані рідина виявляє малий опір розриву і великий опір стисненню (має мале стиснення). Водночас рідина виявляє значний опір відносному руху сусідніх шарів (має в'язкість). До поняття «рідина» входять як рідини звичайні, що мають назву краплинні, так і гази, коли їх можна вважати як суцільне малостиснене легко рухоме середовище.

У гідравліці розглядають лише краплинні рідини. До них належать вода, нафта, гас, бензин, ртуть тощо. Газоподібні рідини - повітря та інші гази - у звичайному стані крапель не утворюють. Основна відмінність краплинних рідин полягає у тому, що здебільшого їх розглядають як нестисливі.

Основні фізичні властивості рідини: густина, питома вага, температурне розширення, об'ємне стиснення та в'язкість.

1. **Густина** ρ – відношення маси рідини m до об'єму V, який вона займає:

$$\rho = \frac{m}{V}.$$

Одиниця густини в системі СІ – кг/м^3

Густина води за температури t = 4 °C ρ = 1000 кг/м^3.

2. **Питома вага** γ, (Н/м^3) – це вага одиниці об'єму рідини, тобто

$$\gamma = \frac{G}{V},$$

де G - вага рідини в об'ємі V.

Для води за t = 4 °C маємо γ = 9,81·10^3 Н/м^3.

Між питомою вагою γ і густиною ρ можна знайти зв'язок, якщо врахувати, що G = mg: γ = ρg.

3. **Температурне розширення** характеризується температурним коефіцієнтом β_t (1/град.) об'ємного розширення, що є відносною зміною об'єму рідини за зміни температури на 1 °C.

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_o} \cdot \frac{1}{\Delta t},$$

4. **Об'ємне стиснення** – це зміна об'єму рідини зі зміною тиску. Стиснення характеризують коефіцієнтом стиснення β_p (1/Па):

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p}$$

де ΔV - зміна об'єму рідини; Δp - зміна тиску;

V_o - початковий об'єм.

Зміну об'єму V зі зміною тиску Δp розраховують за формулою:

$$V_p = V_0 \left(1 - \beta p \Delta p\right).$$

5. **Пружність** – це властивість рідини поновлювати свій об'єм після припинення дії сил. Її описує об'ємний модуль пружності Е.

Для води Е = 2 000 МПа = 20 000 кг/см^2, тобто зі зміною тиску на 1 кг/см^2 об'єм води змінюється лише на 1/20 000 частину. Приблизно таке саме значення об'ємного модуля пружності мають інші рідини. Тому вважають, що рідини практично не стисливі. Значення модуля пружності Е враховують лише за дуже великих тисків, великих об'єм ів рідини і в разі гідравлічного удару.

6. **В'язкість** – це властивість рідини чинити опір відносному руху (зсуву) її шарів. Ця властивість виявляється в тому, що в рідині під час її руху між шарами виникають дотичні напруження. Під час течії в'язкої рідини вздовж твердої стінки відбувається гальмування потоку, обумовлене в'язкістю

Швидкість U зменшується в міру зменшення відстані у від стінки:

де τ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

du – приріст швидкості, що відповідає приросту координати dy.

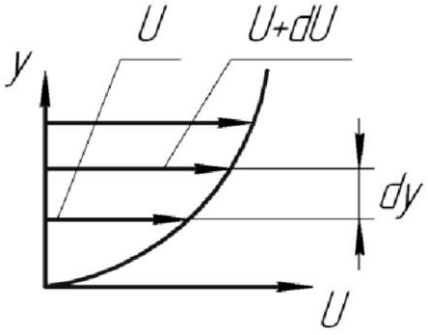


Рис. 4. Розподіл швидкостей за течії в’язкої рідини

$$\tau = \mu \frac{du}{dy},$$

Градієнт швидкості du/dy характеризує інтенсивність зсуву рідини в даній точці, коефіцієнт μ – в’язкість краплинних рідин, що має розмірність Н·с/м^2 (Па·с).

На практиці частіше користуються коефіцієнтом кінематичної в’язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Його вимірюють у м^2/с.
Для води за t = 4 °С ν = 1,57 ·10^{-6} м^2/с.
У технічній системі в’язкість вимірюють у см^2/с;
1 см^2/с називається стоксом (ст) - 1ст = 10^{-4} м^2/с.
Кінематична в’язкість рідини в разі підвищення температури монотонно зменшується. Для практичних розрахунків для визначення в’язкості можна застосовувати формулу:

$$\nu = \nu_0 e^{-\alpha (t - t_0)}$$

де V_o – в’язкість за температури to; а - коефіцієнт, що залежить від температури (наприклад, для мастила а = 0,025…0,035).

У гідравліці для теоретичних міркувань та висновків Л. Ейлер запропонував поняття ідеальної рідини. Це умовно нев’язка рідина, що не стискається і не розширюється, в цій рідині відсутні сили тертя.

Ця рідина введена для полегшення розв’язування багатьох задач інженерної гідравліки. При переході до реальної (в’язкої) рідини в теоретичні залежності вводять поправкові коефіцієнти.

Гідростатика. Сили, що діють на рідину у стані спокою

Гідростатика - це розділ гідравліки, в якому розглядають закони рівноваги рідини та їх практичне застосування.

На рідину в стані спокою діють дві категорії сил: масові (об’ємні) та поверхневі. **Масові сили** пропорційні масі рідини – це сили тяжіння, сили інерції, відцентрові сили.

Поверхневі сили – це сили, що діють на поверхні рідини (величина їх пропорційна площі поверхні). До поверхневих сил можна віднести силу тиску поршня, силу атмосферного тиску, силу тиску шарів рідини та ін.

У гідромеханіці масові й поверхневі сили розглядають як одиничні сили, тобто віднесені до одиниці маси або площі. Сила є добутком маси на прискорення, то одинична масова сила буде дорівнювати прискоренню, а одинична поверхнева сила – напруженню. У рідинах, що перебувають у стані спокою, дотичні напруження будуть дорівнювати нулю.

На рідину в стані спокою з поверхневих сил на нею діють лише сили тиску.

Сили тиску на зовнішній поверхні об’єму рідини завжди спрямовані всередину і, отже, є стискальними. Стискальне напруження, що виникає всередині рідини, яка перебуває у стані спокою, називається гідростатичним тиском.

Розглянемо деякий об’єм рідини (рис. 5), що перебуває в рівновазі під дією зовнішніх сил.

Розділимо його умовно на дві площини S. Відкинемо верхню частину об’єму і замінимо його дію силою F (силою гідростатичного тиску). Відношення нормальної сили F до площі S, на яку діє ця сила, називається тиском p:

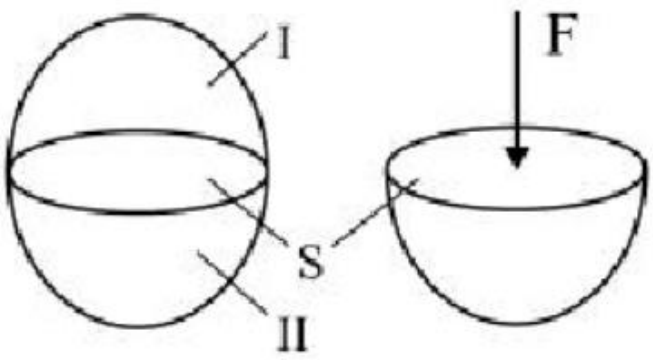


Рис. 5 Схема рівноваги об’єму рідини

Гідростатичний тиск має такі властивості:

а) на будь-яку поверхню тиск діє перпендикулярно, тобто по нормалі;

б) значення тиску в будь-якій точці рідини однакові в усіх напрямах.

У системі СІ тиск вимірюють у паскалях (Па), 1 Па = = 1 Н/м2, у технічній системі застосовують одиницю тиску - технічну атмосферу (ат):

1 ат = 1 кгс / см2 = 98100 Н / м2 = 98100 Па = 0,1 МПа.

Диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера)

Рівняння дійсні для ідеальної рідини (це умовно нев’язка рідина, що не стискається і не розширюється).

Розглянемо умову рівноваги рідини (рис. 6).

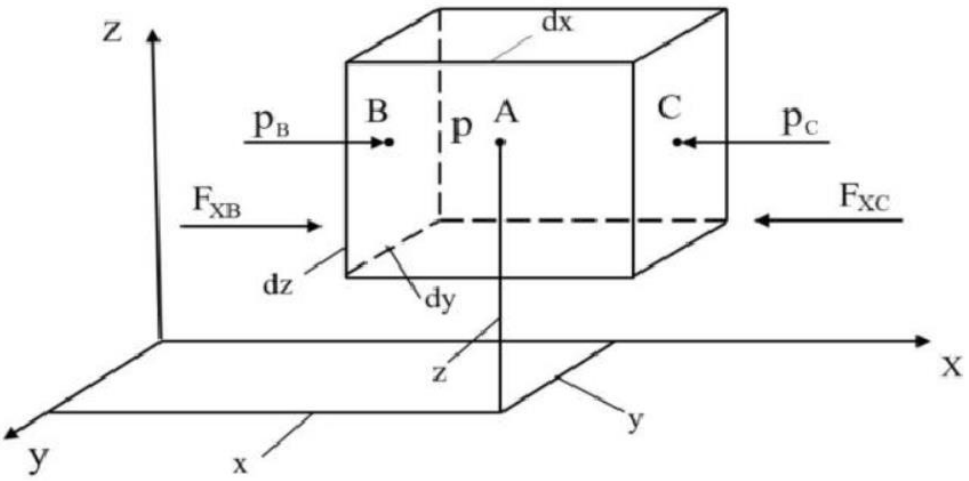


Рис.6. Схема дії сил на елементарний паралелепіпед

У просторі досліджуваної рідини вибираємо систему координат і фіксуємо довільну точку А з координатами (x; y; x). Біля точки А виділимо нескінченно малий паралелепіпед із сторонами Δx, Δy, Δz. Позначимо тиск у точці А через p. Виділений паралелепіпед буде зберігати стан спокою або рівноваги за умови, якщо сума проєкцій усіх діючих сил на координатні осі буде дорівнювати нулю.

На паралелепіпед будуть діяти масові сили (сила тяжіння, сила інерції) і поверхневі сили (сили тиску).

Позначимо проєкції одиничних масових сил на координатні осі через *X, Y, Z*.

Проекції всіх масових сил на вісь x: $dQ_x = Xdm$,

Маса елементарного об'єму рідини: $dm = \rho dxdydz$.

І відповідно: $dQ_x = X\rho dxdydz$.

Сили гідростатичного тиску, що діє на грані паралелепіпеда визначаються за умови, що в рідкому середовищі тиск змінюється за лінійним законом, залежить від координат цих точок і відомий тиск p у точці А.

Тиск у точці В буде дорівнювати: $$p_B = p - \frac{dx}{2}\frac{\partial p}{\partial x},$$

де dp/dx - градієнт (зміна) тиску вздовж осі x.

Тиск у точці С: $$p_C = p + \frac{dx}{2}\frac{\partial p}{\partial x}$$

Сили тиску на ліву грань: $$F_{XB} = dydz\left(p - \frac{dy}{2}\frac{\partial p}{\partial x}\right).$$

$$F_{XC} = dydz\left(p + \frac{dx}{2}\frac{\partial p}{\partial x} \right)$$

Сили тиску на праву грань:

Рівняння рівноваги всіх сил, що проєктуються на вісь x:

$$F_{XB} - F_{XC} + dQ_X = 0.$$

Після підстановки:

$$dydz(p - \frac{dx}{2}\frac{\partial p}{\partial x}) - dydz(p + \frac{dx}{2}\frac{\partial p}{\partial x}) + X\rho dxdydz = 0.$$

Для інших вісей аналогічно.
Система рівнянь для трьох координат і їх розділення на $\rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$

та перетворення матиме вигляд диференціальних рівняннь рівноваги рідини (рівняння Ейлера):

$$X - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = 0;$$

$$Y - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} = 0;$$

$$Z - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} = 0.$$

Для практичного користування необхідно замість системи рівнянь одержати одне еквівалентне їм рівняння.
Для цього кожне рівняння множиться відповідно на dx, dy, dz і після їх складання:

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho}(\frac{\partial p}{\partial x}dx + \frac{\partial p}{\partial y}dy + \frac{\partial p}{\partial z}dz) = 0.$$

Вираз у дужках цього рівняння – повний диференціал тиску (dp).
Тоді основне диференціальне рівняння рівноваги рідини матиме вигляд:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz).$$

Лекція 2

Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля. Види тиску та його вимірювання. Сила гідростатичного тиску на плоскі та криволінійні поверхні

Основне рівняння гідростатики

Основне рівняння гідростатики визначає повний тиск у будь-якій точці нерухомої рідини, тобто під дією однієї масової сили – сили тяжіння.

Розглянемо рівновагу рідини в резервуарі (рис. 1), якщо на рідину діє лише одна масова сила – сила тяжіння та тиск p_0 навколишнього середовища.

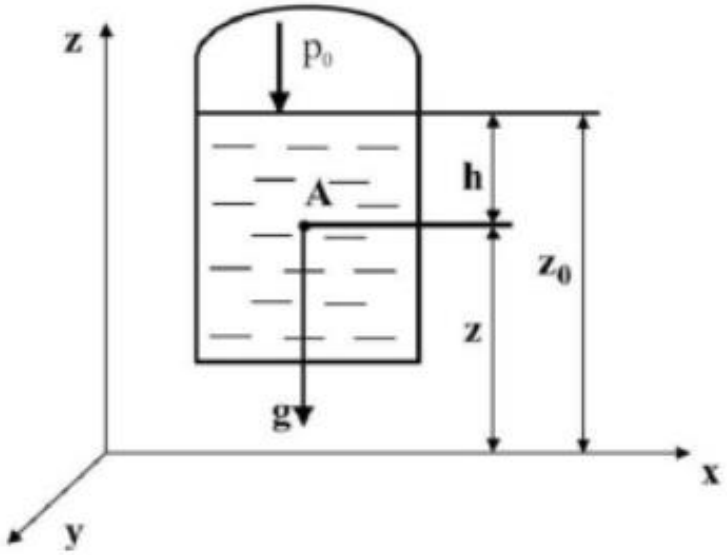


Рис. 1. Схема рівноваги рідини

Стан рідини, що перебуває в рівновазі, описує основне диференціальне рівняння рівноваги рідини:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) .$$

де dp – повний диференціал тиску; X, Y, Z – проекції одиничної масової сили на координатні осі; dx, dy, dz – зміна координат точки.

Якщо на рідину діє лише сила тяжіння, то X = Y = 0, а Z = - g.

Після підстановки можна записати:

$$dp = -\rho g dz .$$

Для цього випадку після інтегрування основне рівняння рівноваги рідини має вигляд:

$$p = -\rho g z + C ,$$

де p – тиск у точці A, розміщеній на висоті z від горизонтальної площини порівняння.

Це рівняння виражає розподіл тиску в рідині, що перебуває в стані спокою.

Для визначення постійної інтегрування підставимо параметри вільної поверхні, для якої за $z = z_0$, $p = p_0$:

Підставимо в рівняння та одержимо:

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

Звідси знаходимо:

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

Замінимо $z - z_0 = h$, де h – глибина розміщення точки A відносно поверхні рідини.

Після цього маємо:

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

Останнє рівняння – це друга форма запису основного рівняння гідростатики.

Згідно з цим рівнянням тиск p у довільній точці нерухомої рідини дорівнює сумі тисків – тиску p на вільній поверхні й тиску p_h від ваги стовпа рідини висотою h .

Величина p є однаковою для всіх точок об'єму рідини. Тому можна стверджувати, що **тиск, прикладений до зовнішньої поверхні рідини, передається всім точкам цієї рідини і за всіма напрямками однаково**. Це закон Паскаля.

Закон Паскаля. Види тиску та його вимірювання

Закон Паскаля: тиск, прикладений до зовнішньої поверхні рідини, передається всім точкам цієї рідини і за всіма напрямками однаково.

На законі Паскаля побудований принцип дії різних гідравлічних пристроїв: гідравлічного преса, гідравлічного акумулятора, мультиплікатора тиску тощо.

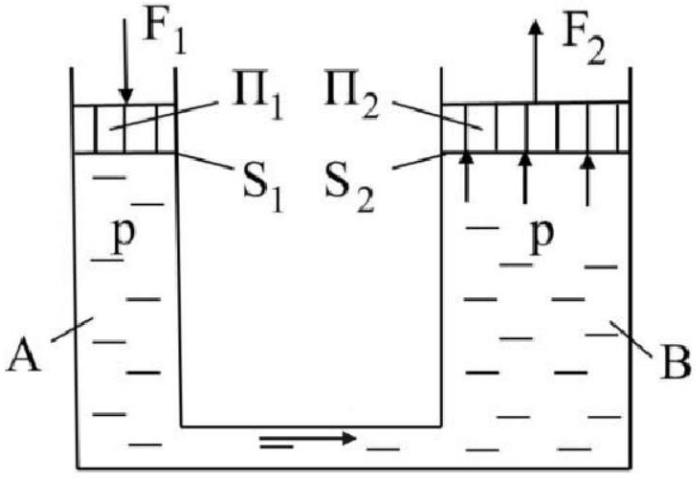


Рис. 2. Схема роботи гідравлічного преса

Гідравлічний прес складається з двох камер А і В, з'єднаних трубопроводом (рис. 2). У кожній камері є поршні. У меншій поршень $П_1$ із площею S_1, у більшій – $П_2$ із площею S_2.

До поршня Пі за допомогою важеля прикладена сила F_1.

Тиск, що виникає під поршнем, дорівнює $p_1 = F_1/S_1$.

За законом Паскаля тиск р передається однаково усім точкам рідини, зокрема, й на поверхню поршня $П_2$. У цьому разі створюється сила F_2:

$$F_2 = p_2S_2 .$$

Силу F_2 називають пресовою. Вона може пресувати тіло або піднімати його вгору.

$$F_2 = F_1S_2/S_1$$

Тобто сила F_2 у стільки разів більша від сили F_1, прикладеної до меншого поршня, в скільки разів площа S1 більша від площі S_1. Підбором площ S_1 і S_2 можна одержати необхідне збільшення сили F_2.

Гідравлічний акумулятор (рис. 3) служить для акумулювання, тобто накопичення енергії. Його застосовують у тих випадках, коли необхідно виконати короткочасну роботу, наприклад, підняти великий вантаж, відкрити або закрити ворота шлюзів та ін.

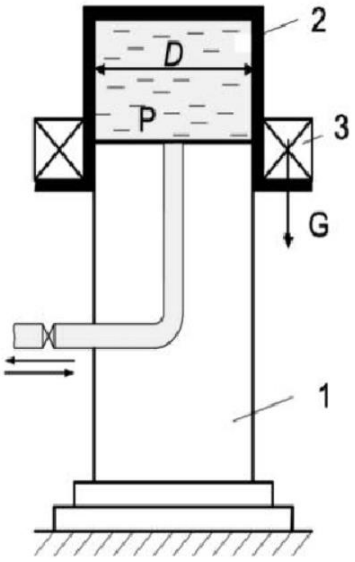
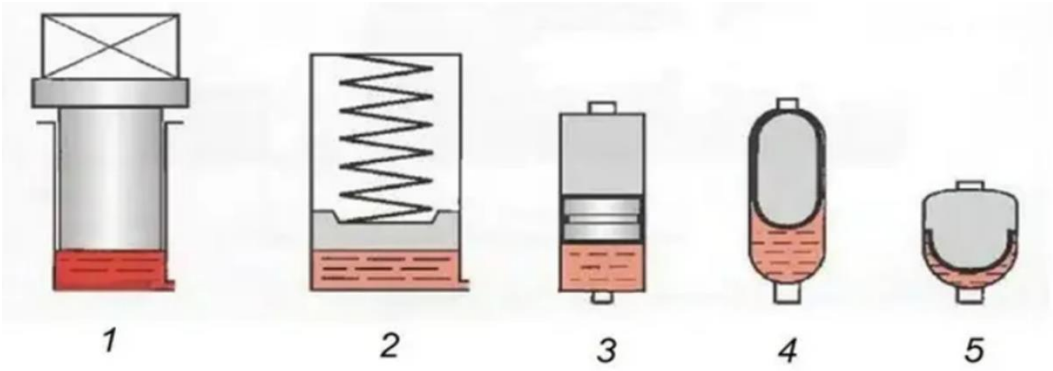


Рис. 3 Схема гідравлічного акумулятора



Гідравлічний акумулятор складається з плунжера 1, розміщеного в циліндрі 2, що піднімається разом із вантажем 3 у разі зарядження акумулятора (нагнітанні рідини в циліндр). У разі розрядження акумулятора циліндр, зісковзуючи по плунжеру, рухається вниз, і рідина під тиском подається до споживача.

У разі зарядження акумулятора циліндр піднімається вгору, сила тертя буде спрямована вниз.

Тиск під час зарядження визначається з рівняння:

$$G + F_m - F_1 = 0,$$

де G – вага вантажу; F_m – сила тертя; F_1 – сила тиску.

Сила тиску на поршень дорівнює

$$F_1 = p_1 \frac{\pi D^2}{4},$$

де D – діаметр поршня.

Після підстановки:

$$G + F_m - p_1 \frac{\pi D^2}{4} = 0$$

З цього рівняння визначають тиск p_1 під час зарядження акумулятора:

$$p_1 = \frac{4(G + F_m)}{\pi D^2}.$$

У разі розрядження акумулятора циліндр рухається вниз, сила тертя спрямована вгору. Рівняння рівноваги циліндра набирає вигляду:

$$G - F_m - F_2 = 0,$$

де F_2 – сила тиску на поршень під час розрядження акумулятора

$$F_2 = p_2 \frac{\pi D^2}{4}$$

Тоді:

$$G - F_m - F_2 \frac{\pi D^2}{4} = 0.$$

Звідси тиск p_2 у разі розрядження акумулятора:

$$p_2 = \frac{4(G - F_m)}{\pi D^2}.$$

Гідравлічний мультиплікатор (рис. 4) дозволяє підвищити тиск у рідині.

Мультиплікатор складається з циліндрів 1, 2 і поршня 3. Поршень має площу зліва S_1, а справа – S_2. Тиск у лівій порожнині мультиплікатора буде більшим, ніж у правій, настільки, наскільки площа правого поршня S_2 більша від площі лівого S_1. Підбором площ S_1 і S_2 можна одержати необхідну величину відношення тисків – p_1/p_2.

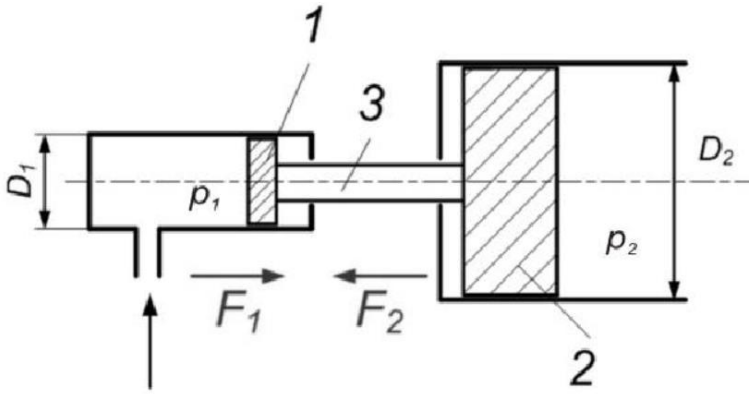


Рис. 4. Схема гідравлічного мультиплікатора

Вирізняють тиск абсолютний і атмосферний. Якщо тиск р відраховують від абсолютного нуля (рис. 5), то його називають абсолютним, якщо від атмосферного $p_{атм}$, то - надлишковим $p_н$, або манометричним $p_м$.

Тиск у будь-якій точці рідини називається абсолютним $p_{абс}$ і його визначають за формулою:

$$p_{абс} = p_0 + \rho g h,$$

де p_0 - тиск на вільній поверхні рідини; рдк - вага стовпа рідини висотою к.

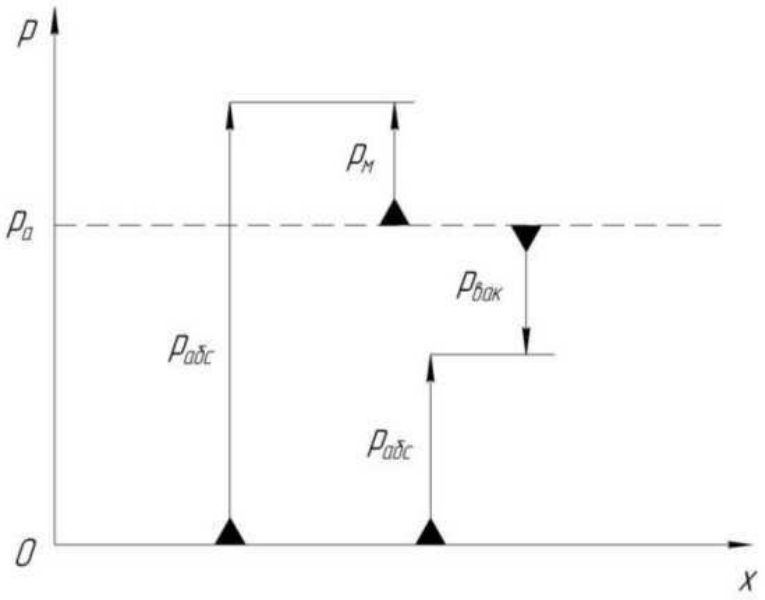


Рис. 5 Види тиску

Абсолютний тиск: $p_{абс} = p_а + p_м$.

Вакуум (вакуумметричний тиск) – це недостача тиску до атмосферного або різниця між атмосферним та абсолютним тиском:

$$p_{вак} = p_а - p_{абс}$$

Максимально можливий вакуум дорівнює атмосферному тиску.

Для вимірювання тиску використовують Рідинні (барометр, п'єзометр, манометр, вакуумметр, дифманометр) та механічні (пружинні й мембранні) прилади: манометри, вакуумметри і мановакуумметри. Крім механічних, користуються електричними приладами. Розглянемо деякі з них.

Барометр

Барометр (рис. 6) складається з відкритої чашки, заповненої ртуттю, та скляної трубки, верхній кінець якої запаяний, а нижній – опущений у чашку під рівень ртуті.

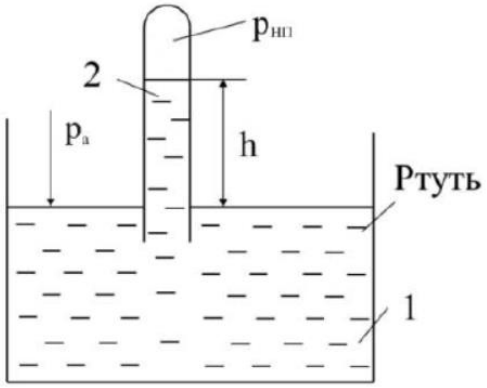


Рис. 6. Барометр: 1 - чашка із ртуттю; 2 - скляна трубка

У верхній частині трубки повітря відсутнє, тому в ній діє тиск насиченої пари p . Значення атмосферного тиску обчислюють за формулою:

$$p_a = p_{нп} + \rho_{рт} g h ,$$

де $p_{нп}$ – тиск насиченої пари; ρ – густина ртуті; h – висота підняття ртуті в скляній трубці.

Диференціальний манометр використовують для вимірювання різниці тисків у двох резервуарах або різниці тисків у двох точках одного й того самого резервуара:

$$p_1 - p_2 = \Delta p , \qquad \Delta p = \rho g h ,$$

$$\Delta p = g h (\rho_2 - \rho_1),$$

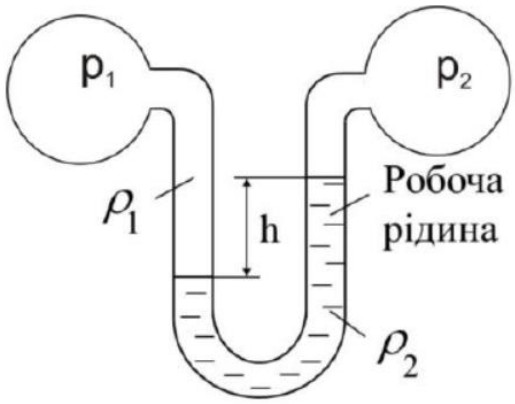


Рис. 7. Диференціальний манометр

Остання формула призначена для вимірювання різниці тисків у резервуарах з різними рідинами

Диференціальні манометри використовують у тих випадках, коли абсолютні тиски в точках вимірювання великі, а різниця тисків мала.

П'єзометрична висота – це висота рідини, що відповідає певному тиску p: $\mathbf{H_p = p/\rho g}$

П'єзометрична площина – це уявна горизонтальна поверхня, у всіх точках якої гідростатичний тиск рідини дорівнює атмосферному.

Рідинні прилади застосовують для вимірювання порівняно невеликих тисків. Під час вимірювання тисків більше ніж 0,02 – 0,03 МПа використовують механічні прилади. Найбільш поширеними є пружинні манометри.

Пружинний манометр (рис. 8) складається з корпусу 5, пружної манометричної трубки 4, передавального механізму 3, стрілки 2 та шкали 1. Рідина під тиском надходить у штуцер 6, потім – у трубку. За дії тиску пружина розпрямляється. Рух кінця пружини через передавальний механізм передається стрілці, яка на шкалі показує величину тиску.

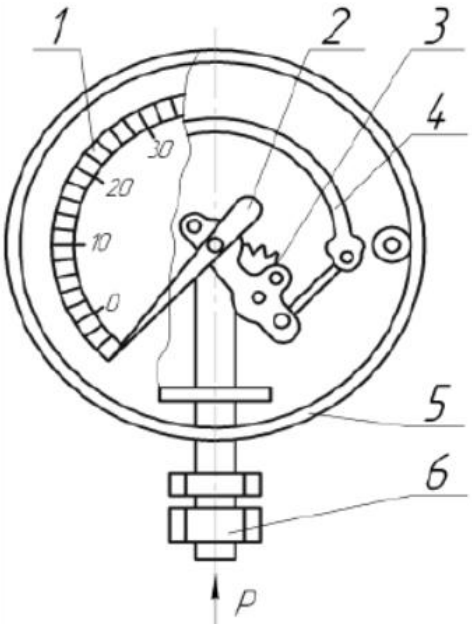


Рис. 8. Пружинний манометр

Сила гідростатичного тиску на плоскі та криволінійні поверхні

Сила тиску рідини на плоску поверхню

Визначимо силу тиску на плоску стінку АВ, занурену в рідину і нахилену під кутом а (рис. 9). Вісь у – лінія, що збігається з проєкцією фігури АВ на площині креслення. Точка О – це точка перетинання цією лінією вільної поверхні рідини.

Візьмемо на стінці нескінченно малу смужку dω, занурену на глибину h. З основного рівняння гідростатики абсолютний тиск в області нескінченно малої смужки дорівнюватиме:

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

де p_0 – тиск на вільній поверхні рідини.

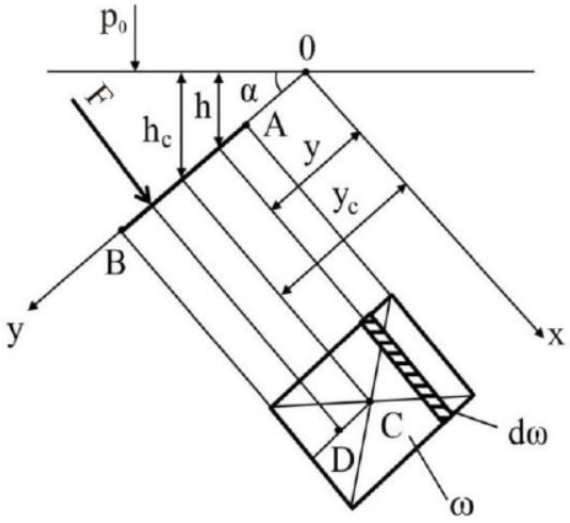


Рис. 9. Схема для визначення сили тиску на плоску поверхню

Визначимо елементарну силу тиску, що діє на нескінченно малу площину dω :

$$dF = pd\omega = (p_0 + \rho gh)d\omega .$$

Ураховуючи, що h = y sin α, маємо:

$$dF = (p_0 + \rho gy\sin\alpha)d\omega .$$

Для визначення повної сили F проінтегруємо одержаний вираз на всій площині ω:

$$F = \int_\omega p_0 d\omega + \int_\omega \rho gy\sin\alpha d\omega = p_0\omega + \rho g\sin\alpha \int_\omega yd\omega .$$

Інтеграл $\int_\omega yd\omega$ є статичним моментом площі стінки АВ відносно осі ОХ і дорівнює добутку цієї площі на координату її центра ваги (точка С).

Кінцево повна сила тиску:

$$F = (p_0 + \rho gh_c)\omega .$$

Тобто сила від сумарного абсолютного тиску, що діє на плоску стінку, занурену в рідину, дорівнює добутку площі фігури на величину абсолютного тиску в її центрі ваги.

Поняття про центр тиску

Центр тиску – це точка прикладання рівнодійної сили тиску. Відомо, що зовнішній тиск p_0 передається всім точкам рідини однаково, тому сила F_0 буде прикладена в центрі ваги плоскої стінки АВ (точка С). Сила від надлишкового гідростатичного тиску F_p розподіляється по площі фігури нерівномірно, збільшуючись із глибиною занурення, і буде знаходитися нижче від точки С.

Сумарна сила F буде прикладена в центрі тиску (точка Д), координату якого визначають за формулою:

$$y_D = y_C + \frac{I_0}{y_C\omega},$$

де I_0 – момент інерції плоскої стінки відносно центра осі, що проходить через центр ваги плоскої фігури.

Сила тиску рідини на дно посудини

Припустимо, що є три посудини: А, В і С

Форма посудин різна, але площа їх дна однакова.

Оскільки площа дна кожної посудини однакова, то сила тиску, що діє на дно кожної посудини, буде також однаковою:

Таким чином, сила тиску на дно посудини не залежить від її форми, а залежить лише від площі дна і глибини рідини в посудині.

Це положення в гідравліці називають гідростатичним парадоксом.

Сила тиску на криволінійну поверхню

Візьмемо циліндричну поверхню АВ, занурену в рідину (рис. 10).

Рівнодійна сила тиску F рідини на криволінійну поверхню складається з горизонтальної $F_г$ та вертикальної $F_в$ складових:

$$F = \sqrt{F_г^2 + F_в^2}$$

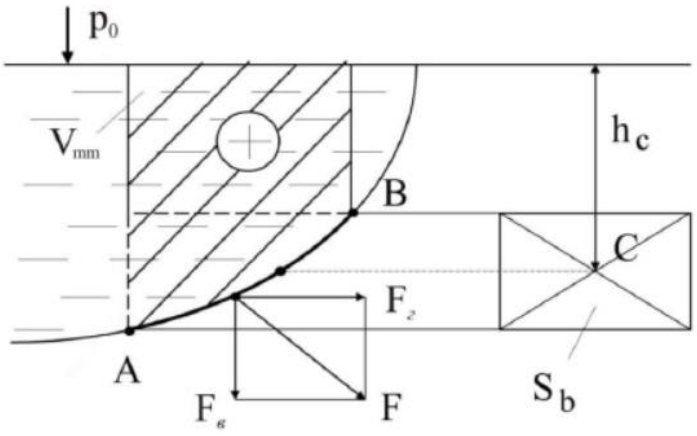


Рис. 10. Сила тиску рідини на циліндричну поверхню

Горизонтальна складова $F_г$ дорівнює силі тиску рідини на вертикальну проєкцію цієї поверхні:

$$F_г = (p_0 + \rho g h_c) S_в ,$$

де $F_в$ – вертикальна проєкція криволінійної поверхні;
p_0 – тиск на вільній поверхні рідини;
h_c – відстань від вільної поверхні до центра ваги її вертикальної проєкції.
Вертикальна складова $F_в$ сили тиску дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску:

$$F_в = \rho g V_{тт} ,$$

де ρ – густина рідини; V – об'єм тіла тиску.

Об'єм тіла тиску – це об'єм тіла, обмеженого криволінійною поверхнею, п'єзометричною площиною та вертикальними площинами, що проходять по контуру криволінійної поверхні.

Закон Архімеда

За законом Архімеда на тіло, занурене в рідину, діє виштовхувальна сила F_A, спрямована вгору, що дорівнює вазі рідини, витісненої тілом:

$$F_A = \rho_р g V ,$$

де V – об'єм зануреної в рідину частини тіла;
$\rho_р$ – густина рідини.

Зіставляючи вагу тіла в повітрі G та виштовхувальну силу F_A , можна виділити три випадки стану тіла в рідині:

1) якщо $G > F_A$ – тіло потоне;
2) якщо $G = F_A$ – тіло плаває всередині рідини на глибині, на яку воно занурене;
3) якщо $G < F_A$ – тіло піднімається вгору (причому воно випливає доти, доки вага тіла G не порівняється із силою F_A, що дорівнює вазі об'єму зануреної частини тіла).

Оскільки на тіло діє виштовхувальна сила, вага його в рідині G_p буде меншою, ніж у повітрі:

$$G_p = G(1 - \frac{\rho_P}{\rho m}),$$

Контрольні питання

1 Які закони розглядаються в гідростатиці?
2 Які сили діють на рідину в стані спокою ?
3 Поняття гідростатичного тиску. Його розмірність.
4 Що показує основне диференціальне рівняння рівноваги рідини?
5 Для чого використовують основне рівняння гідростатики?
6 Принцип дії гідравлічного преса.
7 Принцип дії гідравлічного акумулятора.
8 Принцип дії гідравлічного мультиплікатора.
9 Поняття абсолютного, атмосферного, надлишкового тиску і вакууму.
10 Що таке п'єзометрична і вакуумметрична висота?
11 Що таке п'єзометрична площина?
12 Які прилади використовують для вимірювання атмосферного, надлишкового тиску та вакууму.
13 У чому полягає відмінність використання механічних і рідинних манометрів?
14 Як визначають глибину занурення центра ваги плоскої стінки?
15 Як визначають силу тиску рідини на занурену плоску стінку?
16 Як визначають повну силу тиску на занурену плоску стінку?
17 Поняття центра тиску. Як визначають координату центру тиску?
18 Чи залежить сила тиску на дно посудини від Її форми?
19 З яких складових складається рівнодійна сила тиску рідини на криволінійну поверхню?
20 Поняття об'єму тіла тиску.
21 Що відбудеться з тілом, зануреним у рідину, якщо його густина менша (або більша, або дорівнює) від густини рідини?

Лекція 3

ОСНОВИ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ РІДИНИ РІВНЯННЯ ЕЙЛЕРА ТА БЕРНУЛЛІ РУХУ РІДИНИ

Види руху рідини. Основні поняття кінематики рідини

Кінематикою рідини називають розділ гідравліки, в якому вивчаються види руху рідини без урахування сил, під дією яких рідина рухається.

Динамікою рідини називають розділ, у якому вивчаються закони руху рідини залежно від діючих на рідину сил.

У гідравліці рідину розглядають суцільним середовищем, що складається з великої кількості елементарних частинок. Кожна елементарна частинка характеризується швидкістю свого переміщення V та місцевим гідравлічним тиском p .

Існують два методи вивчення руху рідини: метод Ейлера і метод Лагранжа. Згідно з методом Ейлера розглядають рух різних частинок рідини, які на даний момент часу t знаходяться в певній точці простору, а рухом конкретної частинки не цікавляться.

Водночас для часу t частинка має швидкість u, що називається місцевою швидкістю. У загальному вигляді місцева швидкість і тиск є функціями координат і часу:

$$U = u\,(x, y, z, t) \quad p = p\,(x, y, z, t)$$

Метод Лагранжа полягає в дослідженні руху окремих зафіксованих частинок рідини, тобто траєкторії їх руху. Цей метод пов’язаний зі значними труднощами під час розв’язання задач гідравліки.

Рух рідини поділяють на декілька видів.

Якщо параметри рідини не змінюються з часом, то такий рух називають усталеним (стаціонарним).

У протилежному разі, якщо параметри рідини змінюються з часом, рух називають неусталеним (нестаціонарним).

Усталений рух може бути рівномірним і нерівномірним. Під час рівномірного руху швидкості в подібних точках різних перерізів однакові, за нерівномірного - різні.

Траєкторією називають лінію, по якій переміщаються елементарні частинки в потоці рідини.

Лінією течії називають криву, дотична до якої в кожній точці збігається з напрямком вектору швидкості рідини.

Якщо в рухомій рідині виділити дуже малий замкнений контур і через усі його точки провести лінії течії, то утвориться трубчаста поверхня, яку називають трубкою течії.

Частину потоку, що є всередині трубки течії, називають елементарною струминкою.

Елементарна струминка має такі властивості:

а) в усіх точках нормального перерізу струминки швидкості однакові, але можуть змінюватися в разі переходу від одного перерізу до іншого;

б) бічна поверхня елементарної струминки є непроникною, тобто з неї не може витікати рідина.

Переріз потоку, нормальний до кожної лінії течії, називають живим перерізом із площею S.

Витрата (подача) Q – це об’єм рідини, що протікає через живий переріз потоку за одиницю часу. Її визначають як суму витрат елементарних струминок, із яких складається потік:

$$Q = \int_S u dS ,$$

де u - місцева швидкість у центрі перерізу елементарної струминки площею S.

Розмірності витрати: $м^3/с$, л/с, л/хв, $м^3$/год.

Для практичних задач використовують поняття середньої швидкості потоку V

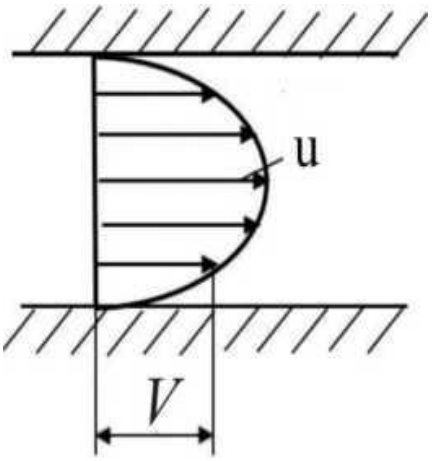


Рис. 1.Місцева u і середня V швидкості в перерізі потоку

Це умовна швидкість, однакова для всіх точок перерізу, за якої витрата потоку буде такою самою, що і за дійсних місцевих швидкостей. Розподіл швидкостей у перерізі потоку реальної рідини (рис. 3.1) буде нерівномірним у зв’язку з тим, що в результаті в’язкості виникають сили тертя між шарами рідини, і вони рухаються з різною швидкістю.

Рівняння суцільності елементарної струминки та потоку рідини

Розглянемо елементарну струминку в потоці рідини (рис 2). Виділимо перерізи 1-1, 2-2 та 3-3. Відповідно до другої властивості елементарної струминки з її боків не може витікати і втікати в неї рідина.

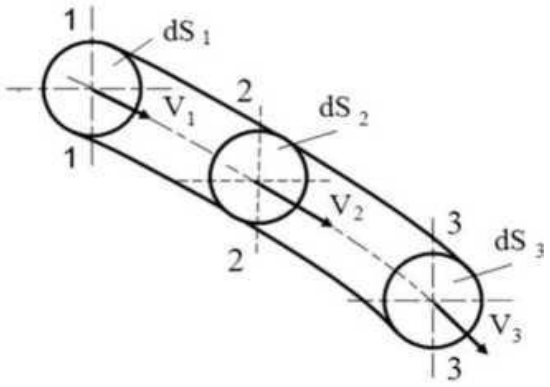


Рис. 2. Елементарна струминка рідини

Розглянемо рух рідини в елементарній струминці. За час dt через площу перерізу ds втікає рідина кількістю:

$$dQ_1 = dS_1 V_1 dt$$

Аналогічно через переріз 3-3 протече та сама кількість:

$$dQ_3 = dS_3 V_3 dt$$

Оскільки бокова поверхня елементарної струминки непроникна, то можна записати рівність витрат в усіх перерізах елементарної струминки:

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 ,$$

або

$$dS_1 V_1 dt = dS_2 V_2 dt = dS_3 V_3 dt$$

Звідси

$$dS_1 V_1 = dS_2 V_2 = dS_3 V_3$$

Останнє рівняння є рівнянням суцільності (нерозривності) для елементарної струминки, тобто витрата рідини в усіх перерізах елементарної струминки є постійною.

Аналогічне рівняння можна одержати для всього потоку рідини.

Розглянемо рух рідини в перерізах потоку (рис. 3). Потік рідини складається з нескінченно великої кількості елементарних струминок.

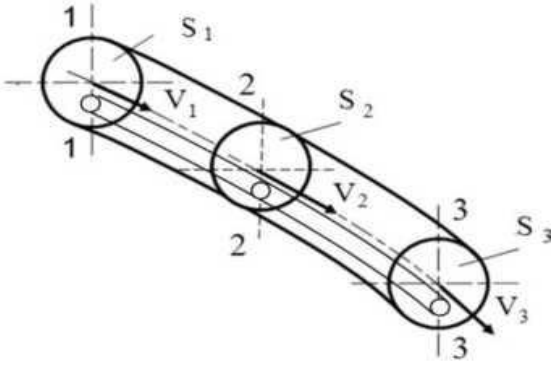


Рис. 3. Рух рідини через перерізи потоку

Скористаємося рівнянням суцільності для елементарної струминки:

$$dS_1V_1 = dS_2V_2 = dS_3V_3$$

Проінтегруємо це рівняння на всій площі перерізу і одержимо витрати всього потоку:

$$\int_{S_1} dS_1V_1 = \int_{S_2} dS_2V_2 = \int_{S_3} dS_3V_3$$

Оскільки $\int_S VdS = VS$ (де V – середня швидкість), можна записати:

$$S_1V_1 = S_2V_2 = S_3V_3 = const\ ,$$

або

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = const\ ,$$

де V_i – середні швидкості в різних перерізах потоку;
S_i – площі живих перерізів.

Останній вираз є рівнянням суцільності, або нерозривності, для потоку.
Звідси маємо, що витрата рідини вздовж потоку є незмінною.

Рівняння Ейлера руху ідеальної рідини

У потоці ідеальної рідини візьмемо довільну точку А з координатами x, y, z. Розглянемо рух елементарного рідкого тіла у вигляді паралелепіпеда, виділеного біля цієї точки (рис. 4).

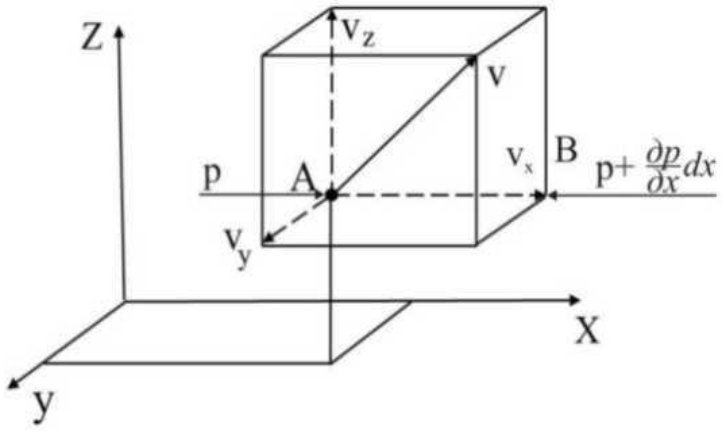


Рис. 4. Схема руху елементарного рідкого тіла

Тиск у точці А позначимо через p, швидкість руху рідини – через V, а її проекції на координатні осі – через V_x,V_y, V_z.

За аналогією з умовами рівноваги рідини на елементарний паралелепіпед будуть діяти сили тиску і масова сила, складові якої, віднесені до одиниці маси, – це прискорення і проєкції їх на координатні осі, що дорівнюють X, У, Z. Оскільки паралелепіпед рухається, на нього будуть діяти сили інерції.

Згідно з принципом Д'Аламбера тіло, що рухається нерівномірно, можна розглядати як тіло, що перебуває у відносному спокої, якщо до сил, які на нього діють, додати силу інерції, спрямовану протилежно руху і таку, що дорівнює добутку маси на прискорення.

Таким чином, рідкий паралелепіпед можна розглядати таким, що перебуває у відносному спокої, якщо до діючих масових сил і сил тиску додати силу інерції.

Проєкції сил інерції, віднесені до одиниці маси, – це прискорення. На координатних осях вони дорівнюють:

$$a_x = -\frac{dV_x}{dt},\ a_y = -\frac{dV_y}{dt},\ a_z = -\frac{dV_z}{dt}$$

Знак «-» показує, що сили інерції спрямовані протилежно руху паралелепіпеда.

Раніше одержані диференціальні рівняння рівноваги рідини, що перебуває в стані спокою, мають вигляд:

$$X - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = 0,\ Y - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} = 0,\ Z - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} = 0.$$

Додавши до цих рівнянь проєкції прискорень, одержимо рівняння руху ідеальної рідини:

$$\frac{dV_x}{dt} = X - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x},$$

$$\frac{dV_y}{dt} = Y - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y},$$

$$\frac{dV_z}{dt} = Z - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}.$$

Це диференціальні рівняння руху ідеальної рідини, або диференціальні рівняння Ейлера. Вони відрізняються від відповідних рівнянь рівноваги тим, що в лівій частині мають прискорення руху елементарного об'єму на відповідну вісь.

Рівняння Бернуллі для ідеальної рідини

Розглянемо елементарну струминку ідеальної рідини, що перебуває в усталеному русі.

Скористаємося диференціальними рівняннями руху рідини і помножимо перше рівняння на dx, друге - на dy , третє - на dz, та складемо їх:

$$\frac{dV_x}{dt}dx+\frac{dV_y}{dt}dy+\frac{dV_z}{dt}dz=Xdx+Ydy+Zdz-\frac{1}{\rho}(\frac{\partial p}{\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{\partial p}{\partial z}dz)$$

Оскільки

$$\frac{dx}{dt}=V_x,\ \frac{dy}{dt}=V_y,\ \frac{dz}{dt}=V_z,$$

тоді $dx=V_x dt,\ dy=V_y dt,\ dz=V_z dt.$

Підставимо ці значення в ліву частину рівняння і одержимо:

$$\frac{dV_x}{dt}V_x dt+\frac{dV_y}{dt}V_y dt+\frac{dV_z}{dt}dV_z dt=V_x dV_x+V_y dV_y+V_z dV_z=\frac{1}{2}d(V_x^2+V_y^2+V_z^2)$$

Ураховуючи, що повна швидкість виражена через її складові по осях координат буде

$$V^2=V_x^2+V_y^2+V_z^2$$

можна записати

$$\frac{1}{2}d(V^2)=\frac{1}{2}d(V_x^2+V_y^2+V_z^2)$$

У правій частині загального диф. рівняння руху рідини вираз $Xdx+Ydy+Zdz$ є повним диференціалом деякої функції U = f(t) , частинні похідні якої дорівнюють:

$$\frac{\partial U}{\partial x}=X,\ \frac{\partial U}{\partial y}=Y,\ \frac{\partial U}{\partial z}=Z.$$

Цю функцію називають потенціальною, або силовою.

З урахуванням цих залежностей одержимо:

$$Xdx+Ydy+Zdz=\frac{\partial U}{\partial x}dx+\frac{\partial U}{\partial y}dy+\frac{\partial U}{\partial y}dz$$

Оскільки ми розглядаємо усталений рух, у якому тиск p не залежить від часу t, то тричлен у дужках являє собою повний диференціал тиску:

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

Отже, остаточно можна записати:

$$\frac{1}{2}d(V^2)=dU-\frac{1}{\rho}dp,\quad \text{або}\quad \frac{1}{2}d(V^2)-dU+\frac{1}{\rho}dp=0$$

Одержане диференціальне рівняння встановлює зв’язок між швидкістю V, тиском p і силовою функцією U .

Проінтегруємо це рівняння

$$\frac{V^2}{2}+\frac{p}{\rho}-U=const$$

Розглянемо елементарну струминку ідеальної рідини (рис. 5) і виділимо два перерізи: 1-1 і 2-2.

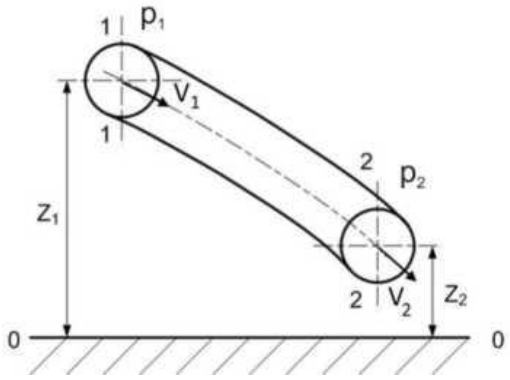


Рис. 5. Перерізи елементарної струминки ідеальної рідини

Для перерізів 1-1 та 2-2 можна записати:

$$\frac{V_1^2}{2}+\frac{p_1}{\rho}-U_1=\frac{V_2^2}{2}+\frac{p_2}{\rho}-U_2.$$

Для часткового випадку, коли на рідину діє лише одна масова сила – сила тяжіння, X = 0, У = 0, Z = -g. Тоді функція U = -gz з урахуванням цього рівняння набирає вигляду:

$$\frac{V^2}{2}+\frac{p}{\rho}+gz=const$$

Розділимо всі члени останнього рівняння на g (віднесемо до одиниці ваги рідини):

$$z+\frac{p}{\rho g}+\frac{V^2}{2g}=const$$

Це рівняння Бернуллі у формі напорів для елементарної струминки ідеальної рідини (всі члени рівняння вимірюють у метрах).

Геометричний та енергетичний зміст складових рівняння Бернуллі

Усім складовим рівняння Бернуллі можна дати пояснення з геометричної та енергетичної точок зору.

Візьмемо елементарну струминку (рис. 6) і проведемо два перерізи 1-1 та 2-2, розміщені на висотах г і г від площини порівняння 0-0.

Установимо в центрі ваги А і В кожного перерізу п’єзометричні трубки. Внаслідок тиску рідина в кожній трубці піднімається на висоту, що називається п’єзометричною висотою.

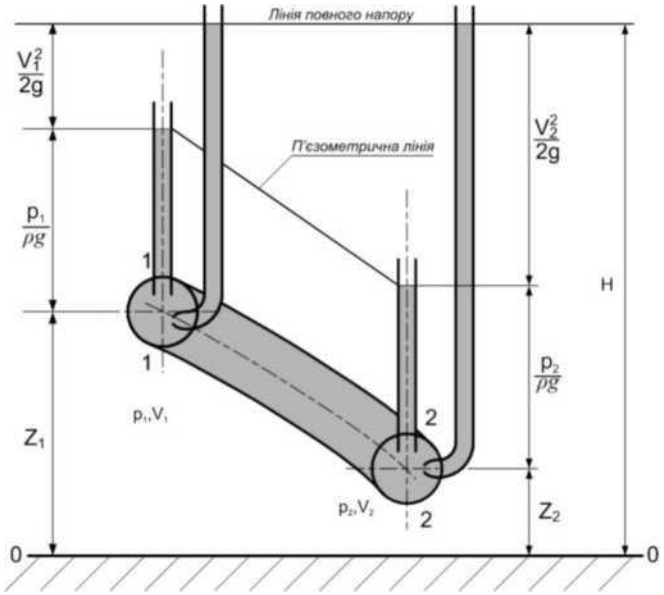


Рис. 6 Зміна п ’єзометіричного і швидкісного напорів уздовж струминки ідеальної рідини

Попередньо розглянемо вимірювальний прилад, який називається трубкою Піто (рис. 7). Це вигнута під кутом 90° трубка з наконечником меншого діаметра, ніж діаметр скляної трубки. Ця трубка служить для вимірювання швидкості в точці рідини, в якій вона поміщена.

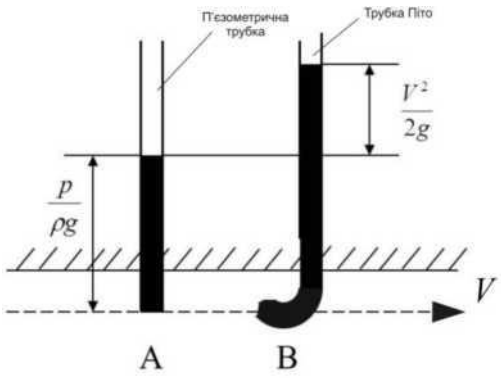


Рис. 7. Прилади для вимірювання швидкості в рідині

У трубці Піто рідина порівняно з п’єзометричною трубкою додатково піднімається на висоту у зв’язку з тим, що частинки рідини, які набігають на трубку зі швидкістю V, створюють додатковий тиск на нерухому рідину.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g},$$

де z – відстань від довільно вибраної горизонтальної площини до центра ваги кожного перерізу; p – тиск у центрі ваги перерізу;

V – середня швидкість рідини в цьому перерізі.

Розглянемо складові рівняння з геометричної точки зору.

1. Величина z – це геометрична висота або напір. У гідравліці широко використовують термін «напір», під яким розуміють питому енергію.

2. Величину $p/\rho g$ називають п'єзометричною висотою, або напором.

3. Величина $V^2/2g$ – це швидкісний (динамічний) напір.

Усю суму напорів називають повним напором H.

Усі члени в рівнянні Бернуллі мають лінійну розмірність.

Енергетичний зміст рівняння Бернуллі.

З енергетичної точки зору сума трьох складових рівняння

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = const$$

є повною питомою енергією, тобто енергією, віднесеною до одиниці ваги рідини.

Окремі складові рівняння:

1. z – (координата) питома потенціальна енергія рідини (її величина залежить від положення центра ваги розглянутого перерізу над площиною порівняння);

2. $p/\rho g$ – питома потенціальна енергія тиску (її значення залежить від тиску p);

3. $z + p/\rho g$ – питома потенціальна енергія;

4. $V^2/2g$ – питома кінетична енергія.

Рівнянню Бернуллі можна дати також фізичне трактування:

Уздовж потоку рідини, в якій відсутні втрати енергії, повна питома енергія рідини залишається незмінною, тобто рівняння виражає закон збереження енергії елементарної струминки.

Рівняння Бернуллі для струминки і потоку в'язкої рідини. Коефіцієнт Коріоліса

Рівняння Бернуллі для струминки реальної в'язкої рідини

Розглянемо елементарну струминку реальної рідини (рис. 8).

Під час руху реальної рідини частина енергії потоку витрачається на подолання сил тертя між шарами рідини та між рідиною й стінками русла. Крім того, рух рідини часто супроводжується обертанням частинок, водночас утворюються вихори, окремі шари рідини перемішуються. Це призводить до втрат енергії (напору).

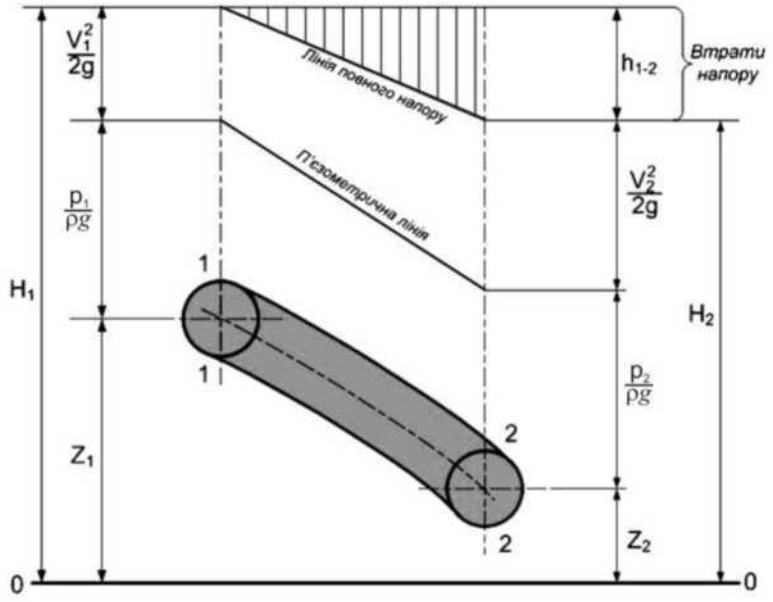


Рис. 8. Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі для струминки в'язкої рідини

Для реальної рідини повний напір H_1 у перерізі 1-1 не дорівнює повному напору H_2 у перерізі 2-2, тобто $H_1 \neq H_2$

Повні напори в кожному перерізі

$$H_1 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1,\ H_2 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2$$

Під час руху рідини в елементарній струминці від перерізу 1-1 до перерізу 2-2 відбуваються втрати питомої енергії (напору) , що дорівнюють різниці повних напорів:

$$h_{1-2} = H_1 - H_2$$

З урахуванням формул реальних напорів можна записати рівняння

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

Це рівняння є рівнянням Бернуллі для струминки в'язкої рідини.

Рівняння Бернуллі для потоку в'язкої рідини

Зі струминної теорії відомо, що потік рідини складається із сукупності елементарних струминок. Тому для одержання рівняння Бернуллі для потоку рідини необхідно скласти енергії всіх елементарних струминок по живому перерізу. Але в потоці в'язкої рідини величина швидкості в перерізі змінюється (рис. 3.9), і відбувається гальмування потоку внаслідок впливу в'язкості. Тому місцеві швидкості в будь-яких точках перерізу різні. Під час гідравлічних розрахунків беруть значення середньої швидкості V течії потоку. Але, замінюючи дійсну швидкість на середню, ми припускаємося похибки.

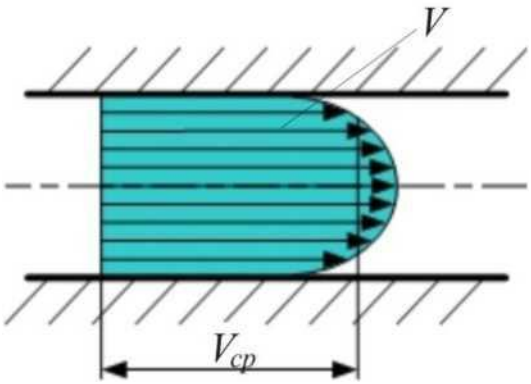


Рис. 9 Розподіл швидкості в перерізі труби

Цю похибку враховують коефіцієнтом нерівномірного розподілу швидкості по живому перерізу потоку α. Коефіцієнт α називають коефіцієнтом кінетичної енергії або коефіцієнтом Коріоліса:

$$\alpha = \frac{Kv}{Kv_{сер}}$$

Це відношення дійсної кінетичної енергії потоку до кінетичної енергії, обчисленої за середньою швидкістю.

З урахуванням коефіцієнта а рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини можна записати у вигляді

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти кінетичної енергії в перерізах;

$\sum h_{1-2}$ – сумарні втрати питомої енергії (напору).

Коефіцієнт а залежить від режиму руху рідини (α = 2 – для ламінарного, α = 1,05 - 1,1; α ≈ 1 – для турбулентного).

Графічна ілюстрація рівняння наведена на рис. 10.

Лінія, що з'єднує п'єзометричні напори, називається п'єзометричною, а та, що з'єднує повні напори, – лінією повного напору. Як бачимо з рис. 10, уздовж потоку напори змінюються, а самі лінії є похилими.

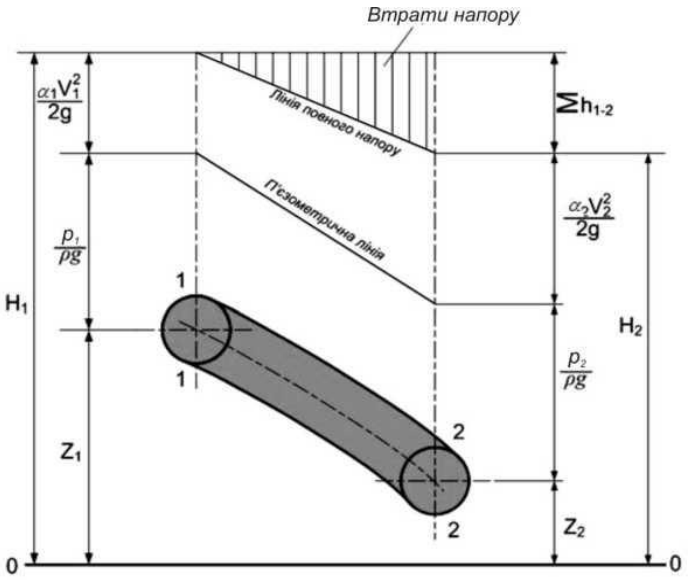


Рис. 10. Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі для потоку в’язкої рідини

Контрольні питання

1 Поняття кінематики рідини.
2 Поняття динаміки рідини.
3 Поняття усталеного і неусталеного руху.
4 Що таке лінія течії?
5 Що таке трубка течії?
6 Що таке елементарна струминка?
7 Поняття живого перерізу потоку рідини.
8 Поняття витрати рідини. Її розмірність.
9 Поняття середньої швидкості потоку рідини. Її розмірність.
10 Що виражає рівняння нерозривності потоку рідини? За якого руху неможливе використання рівняння нерозривності?
11 Чим відрізняються диференціальні рівняння Ейлера від відповідних рівнянь рівноваги?
12 Який вигляд має рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини?
13 Який вигляд має рівняння Бернуллі для елементарної струминки реальної рідини?
14 Який вигляд має рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини?
15 Який вигляд має рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини?
16 Геометричний та енергетичний зміст складових рівняння Бернуллі.
17 Що виражає коефіцієнт Коріоліса?

Лекція 4-5

РЕЖИМИ РУХУ РІДИНИ. МІСЦЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ

Режими руху рідини. Число Рейнольдса. Гідравлічні втрати

Досліди показують, що в одному й тому самому трубопроводі, по якому протікає рідина, мають місце якісно різні режими руху рідини: ламінарний та турбулентний.

Зазначені вище режими під час руху рідини можна спостерігати на установці Рейнольдса (рис. 4.1). Це явище О. Рейнольдс вивчав у 1883 році.

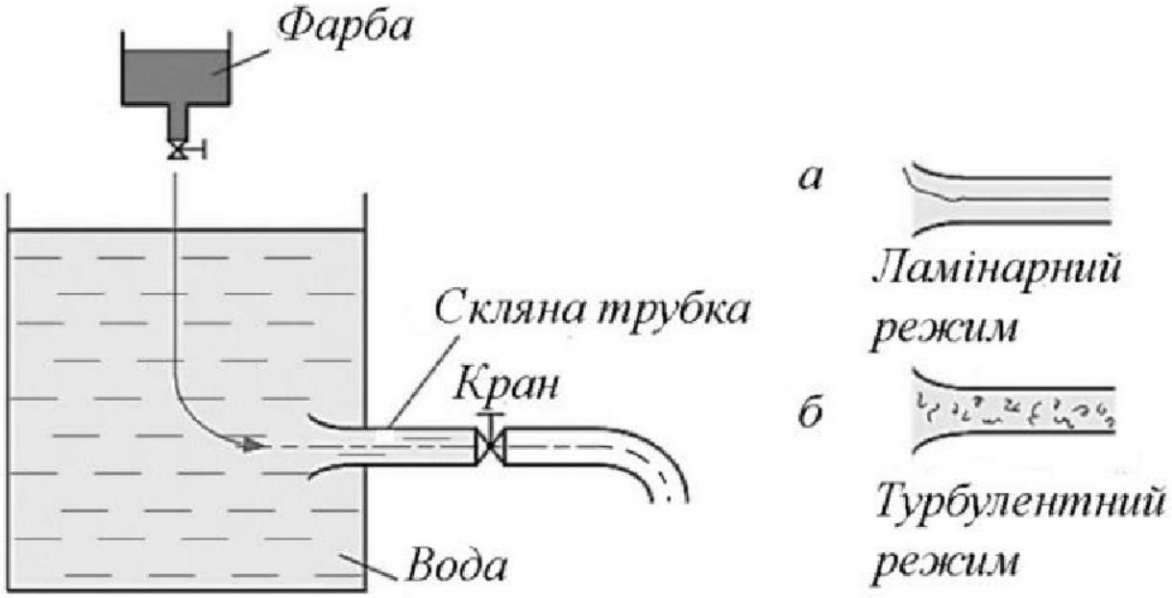


Рис. 1. Установка Рейнольдса для дослідження режиму руху рідини

Рис. 1 ілюструє методику проведення дослідів.

Рідина з бака витікає через скляну трубку, в кінці якої встановлений кран для регулювання витрати та швидкості витікання рідини.

Якщо пустити в потік фарбу, то за малих швидкостей пофарбовані струминки рідини рухаються окремою струминкою прямолінійно, без перемішування. Такий рух називають ламінарним.

Якщо швидкість рідини в скляній трубці буде збільшуватися, то потік фарби буде розмиватись і перемішуватися з основним потоком. Струминки фарби в разі виходу з труби починають коливатися, між ними утворюються вихори, і відбувається обертальний рух рідини. Цей вид руху називають турбулентним.

Отже, ламінарним називають потік рідини, за якого частинки рідини рухаються паралельно одна одній без перемішування сусідніх шарів. Назва режиму походить від латинського «lamina», що означає шар або пластина.

Турбулентним називають потік рідини, за якого частинки рухаються хаотично, об'єм рідини перемішується, і Її частинки обертаються. Водночас відбувається пульсація швидкостей і тиску. Назва цього режиму походить від латинського «turbulentus», що означає вируючий, неспокійний.

Режим руху рідини можна визначити й аналітично. Для цього використовують безрозмірний параметр – критерій або число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

де V – швидкість руху рідини;

d – діаметр трубопроводу;

ν – кінематична в'язкість.

Число Рейнольдса має певний фізичний зміст – це відношення сил інерції елементарного об'єму рідини до сил в'язкості на поверхні цього об'єму.

Число Рейнольдса, що відповідає швидкості переходу ламінарного режиму в турбулентний, називають критичним ($Re_{кр}$). Експериментально визначено, що критичне число Рейнольдса для круглих труб дорівнює $Re_{кр} = 2320$.

Одержане число Re порівнюють із критичним $Re_{кр}$ і встановлюють режим руху рідини:

а) якщо $Re < Re_{кр} = 2320$ – режим ламінарний;

б) у діапазоні чисел Рейнольдса $2\,320 < Re < 4\,000$ – рух несталий, тобто можна спостерігати як ламінарний, так і турбулентний рух. Ця область є першою перехідною зоною.

в) якщо $Re > 4\,000$, спостерігається сталий турбулентний рух.

На практиці мають місце як ламінарний, так і турбулентний рух. Ламінарний режим спостерігається в тонких капілярних трубках під час руху в'язкої рідини (нафти, мастила) в разі фільтрації води в шарах ґрунту.

Турбулентний рух спостерігається у водопровідних трубах, а також у трубах, по яких протікають бензин, гас, спирт та інші малов'язкі рідини.

Гідравлічні втрати

Втрати питомої енергії (напору), або гідравлічні втрати, залежать від форми і розмірів русла, швидкості течії та в'язкості рідини.

В'язкість рідини є першопричиною всіх гідравлічних втрат, але не завжди основною. Як показують досліди, здебільшого гідравлічні втрати пропорціональні квадрату середньої швидкості. Тому в гідравліці їх прийнято виражати в частках швидкісного напору $V^2/2g$ і визначати за формулою:

$$h_{вт} = \zeta \frac{V^2}{2g},$$

де ζ (дзета) показує, яка частка або частина у швидкісному напорі належить до гідравлічних втрат.

Гідравлічні втрати можна визначити і в частках тиску (Па):

$$p_{вт} = \rho g h = \zeta \frac{\rho V^2}{2}.$$

Гідравлічні втрати поділяють на два основні види: місцеві втрати $h_м$ і втрати за довжиною труби (поздовжні втрати) $h_{тр}$.

1. **Місцеві втрати напору** зумовлені місцевими гідравлічними опорами – це ділянки труб і каналів із різкою або поступовою зміною розмірів чи форми.

Прикладом місцевих опорів (рис. 2) можуть бути засувка, діафрагма, дифузор, коліно і т. ін.

Місцеві втрати напору також виражають у частках швидкісного напору.

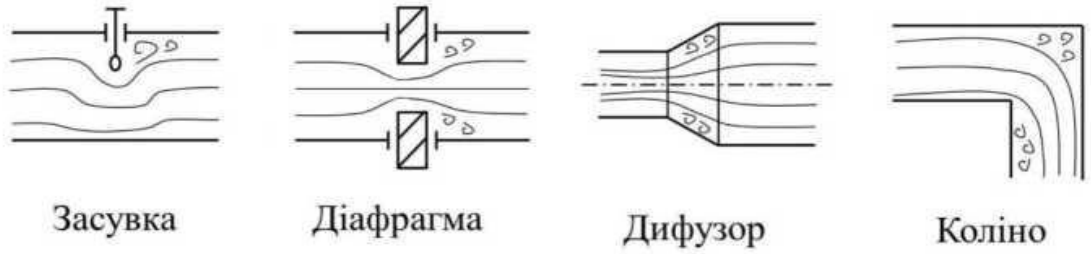


Рис. 2. Приклади місцевих опорів

Втрати напору в місцевих опорах визначають за формулою Вейсбаха:

$$h_м = \zeta_м \frac{V^2}{2g},$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору, який беруть за даними експериментів; V – швидкість руху рідини.

Кожний місцевий опір характеризується своїм коефіцієнтом опору, який можна визначити за довідником.

2. **Втрати напору на тертя за довжиною** виникають під час протікання рідини по трубах і каналах за рівномірного або нерівномірного руху.

Механізм виникнення цих втрат пов’язаний із внутрішнім тертям. У загальному випадку ці втрати залежать від довжини і діаметра трубопроводу, властивостей рідини (в’язкості) і для різних рідин будуть різними.

Розглянемо горизонтальну ділянку труби довжиною L (рис. 3).

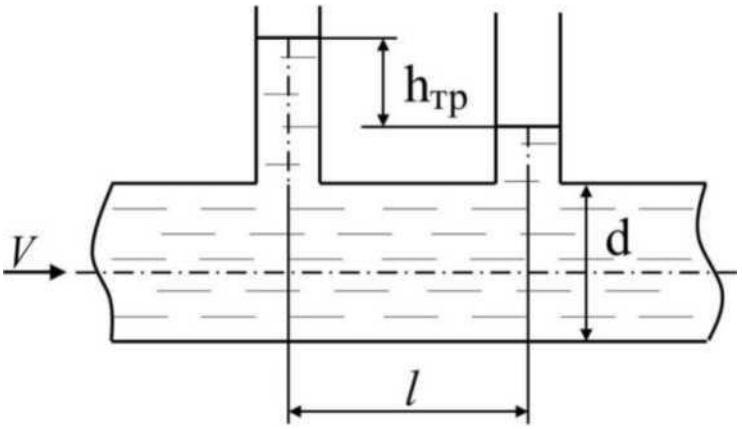


Рис. 3. Труба постійного перерізу

Для визначення поздовжніх втрат напору використовують формулу Дарсі - Вейсбаха:

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g},$$

де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина трубопроводу; d – діаметр; V – середня швидкість рідини в трубі.

Гідравлічний коефіцієнт тертя λ залежить від в'язкості і швидкості рідини (режиму руху) та якості поверхні трубопроводу.

Ламінарний рух рідини. Закон Пуазейля

Як відзначалося раніше, ламінарний рух рідини є строго упорядкованим, пошаровим, без перемішування Її шарів. Теорія ламінарного руху базується на законі тертя Ньютона.

Розглянемо усталений ламінарний рух рідини в круглій трубі з внутрішнім діаметром $d = 2r_o$ (рис. 4).

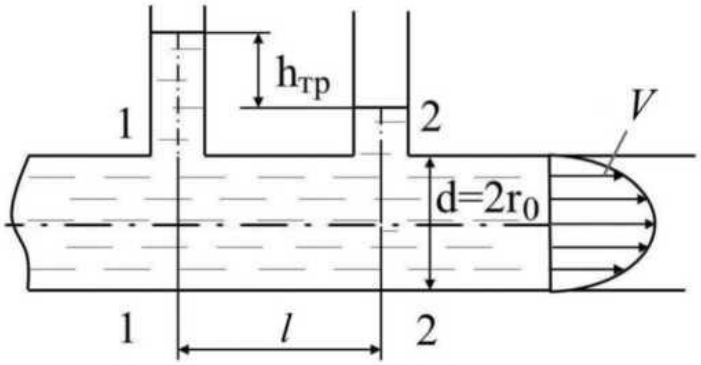


Рис. 4. Схема усталеного руху

Візьмемо горизонтальну ділянку труби, виділимо відрізок L між двома перерізами 1-1 та 2-2 і визначимо втрати на тертя.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{mp}$$

де p_1 і p_2 – тиски в перерізах.

Спростимо рівняння Бернуллі. Оскільки діаметр трубопроводу сталий, сталою буде і швидкість у перерізах $V_1 = V_2$. Крім того, $z_1 = z_2$.

Можна припустити, що $\alpha_1 = \alpha_2 = \text{const}$ (коеф. кінетичної енергії - коефіцієнт Коріоліса).

Теоретично визначено, що коефіцієнт кінетичної енергії в рівнянні Бернуллі для ламінарного режиму $\alpha = 2$.

Після підстановки рівняння Бернуллі набирає вигляду:

$$\frac{p_1}{2g} - \frac{p_2}{2g} = h_{mp},$$

де $h_{тр}$ – втрати напору на тертя за довжиною.

Звідси одержимо:

$$h_{mp} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}, \quad \text{або} \quad h_{mp} = \frac{p_{mp}}{\rho g}.$$

Швидкість рідини в окремих точках перерізу круглої труби можна визначити за формулою Стокса:

$$V = \frac{p_{mp}(r_0^2 - r^2)}{4\mu l},$$

де $p_{тр}$ – втрати тиску на тертя за довжиною;

r_0 – радіус труби;

r – відстань від центра перерізу труби до точки, в якій визначають швидкість (поточний радіус).

Із формули одержимо: $p_{mp} = \rho g h_{mp}$.

Розподіл швидкостей у трубі за ламінарного режиму показано на рис. 5.

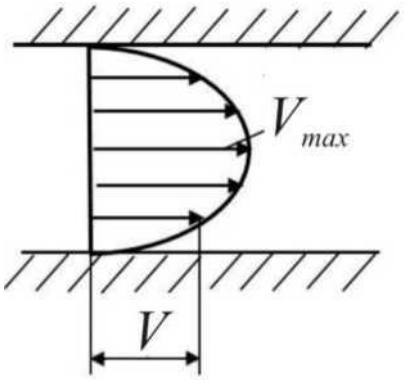


Рис. 5. Розподіл швидкостей у трубі за ламінарного режиму

Максимальне значення швидкості в трубі буде за умови, що $r = 0$ та $V = V_{мах}$:

$$V_{\max} = \frac{p_{mp} r_0^2}{4\mu l}.$$

Середня швидкість у круглій трубі за ламінарного режиму руху дорівнює половині максимальної швидкості.

Визначимо залежність втрат напору в круглій трубі за ламінарного режиму. Після відповідних перетворень формул

$$h_{mp} = \frac{p_{mp}}{\rho g}. \quad \text{та} \quad V_{cp} = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \frac{p_{mp} r_0^2}{8\mu l}$$

одержимо:

$$p_{mp} = \frac{8\mu l Q}{\pi r_0^4}.$$

Підставимо у вираз для $h_{тр}$:

$$h_{mp} = \frac{8\mu l Q}{\rho g \pi r_0^4}.$$

У останню формулу підставимо $\mu = \nu\rho$, $r_0 = d/2$ одержимо формулу закону Пуазейля:

$$h_{mp} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4}.$$

Закон Пуазейля: за ламінарного режиму руху рідини в трубі круглого перерізу втрати напору на тертя пропорційні витраті і в'язкості у першому степені, обернено пропорціональні діаметру в четвертому степені і не залежать від характеристики поверхні стінок труби.

Зведемо формулу закону Пуазейля до вигляду формули Дарсі-Вейсбаха:

Тоді закон Пуазейля сформулюється так:

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}.$$

Після заміни витрати Q:

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

і множення чисельника і знаменника на V формула закону Пуазейля матиме вигляд:

$$h_{mp} = \frac{128\nu l V \pi d^2}{\pi g d^4 4} \cdot \frac{V}{V} = \frac{64\nu}{Vd} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$$

З урахуванням числа Рейнольдса одержимо:

$$h_{mp} = \frac{64}{Re}\frac{l}{d}\frac{V^2}{2g}.$$

або: $$h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{л}}\frac{l}{d}\frac{V^2}{2g}$$

де $\lambda_л$ – гідравлічний коефіцієнт тертя для ламінарного режиму: $\lambda_л = 64/Re$

Турбулентний рух рідини

Структура турбулентного руху в трубі:

Під час турбулентного руху рідина перемішується, виникають пульсації тиску, а швидкості окремих частинок рідини змінюються з часом за величиною і напрямком.

Місцева миттєва швидкість u окремої частинки з часом коливається навколо деякого середнього значення – осередненої швидкості V_{oc} (рис. 6). Тобто турбулентний рух завжди є неусталеним, оскільки швидкості й тиск, а також траєкторія частинок рідини змінюються з часом. Однак його можна розглядати усталеним за умови, якщо місцева швидкість буде дорівнювати осередненій:

$$V_{oc} = \frac{1}{t}\int_0^t u dt,$$

де u – миттєва швидкість.

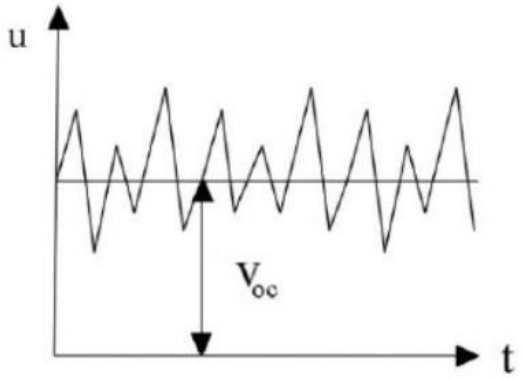


Рис. 6. Коливання швидкості за турбулентного режиму

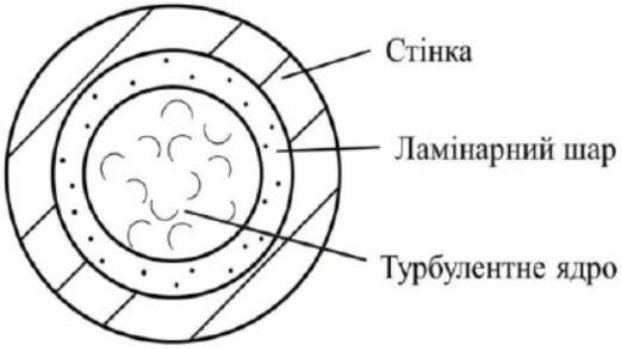


Рис. 7. Структура потоку в перерізі труби за турбулентного режиму

Розглянемо структуру потоку під час турбулентного руху рідини (рис. 7). Вона відрізняється від ламінарного руху рідини.

Якщо розглянути поперечний переріз потоку в трубі, то біля стінки має місце дуже тонкий ламінарний шар, а після невеликої перехідної зони утворюється турбулентне ядро потоку.

Ламінарний шар дуже тонкий і має товщину від 0,1 мм до декількох міліметрів, а всю іншу частину площі живого перерізу займає турбулентне ядро, в якому режим руху турбулентний. Розподіл швидкостей у поперечному перерізі турбулентного потоку (рис. 8) інший, ніж ламінарного. Під час турбулентного руху він більш рівномірний, а нарощування швидкості біля стінок буде більш крутим.

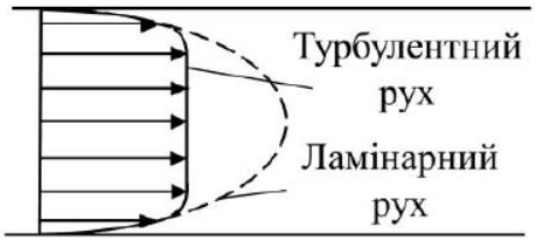


Рис. 8. Розподіл швидкостей у поперечному перерізі труби

Коефіцієнт Коріоліса α для турбулентного потоку менший, ніж для ламінарного. Він залежить від числа Рейнольдса:

- для Re = 4000 α = 1,13;
- для Re = $3 \cdot 10^6$ α = 1,025.

Для практичних обчислень наближено приймається α = 1.

Втрати напору на тертя в трубах. Формула Дарсі-Вейсбаха

Під час ламінарного руху залежність втрат напору на тертя $h_{тр}$ близька до лінійної (рис. 9). Під час турбулентного – втрати напору наростають більш інтенсивно, і крива близька до параболи.

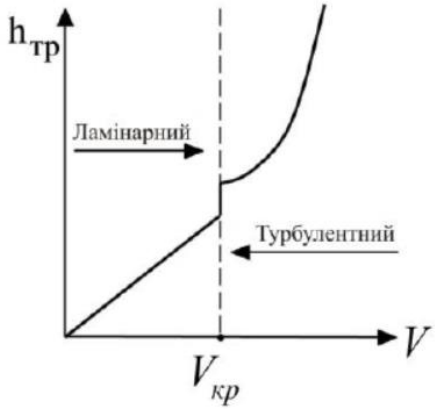


Рис. 9. Залежність втрат напору на тертя від швидкості рідини

Через складність турбулентного руху до цього часу відсутня його сувора теорія. Здебільшого під час розрахунків використовують експериментальні дані.

Основною розрахунковою формулою для визначення втрат напору під час турбулентного руху є формула Дарсі - Вейсбаха:

$$h_{mp} = \lambda_m \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g},$$

де $\lambda_т$ – гідравлічний коефіцієнт тертя за турбулентного режиму (коефіцієнт Дарсі).

За турбулентного режиму втрати напору пропорційні квадрату швидкості. Коефіцієнт Дарсі $\lambda_т$ залежить від діаметра труби d, числа Рейнольдса Re та шорсткості труби Δ:

$$\lambda m = f\ (Re,\ \Delta/d\ ).$$

Під час розрахунків використовують значення еквівалентної шорсткості труби $\Delta_е$ – уявної висоти виступів на внутрішній поверхні труб, яка під час обчислення викликає такі самі втрати напору, як і за наявності дійсних виступів.

Поняття про гідравлічно гладкі й шорсткі труби

Схематично можна розглянути три області гідравлічних опорів.

1. Гідравлічно гладкі труби

Якщо шорсткість труби не впливає на її опір, то трубу називають гідравлічно гладкою (рис. 10).

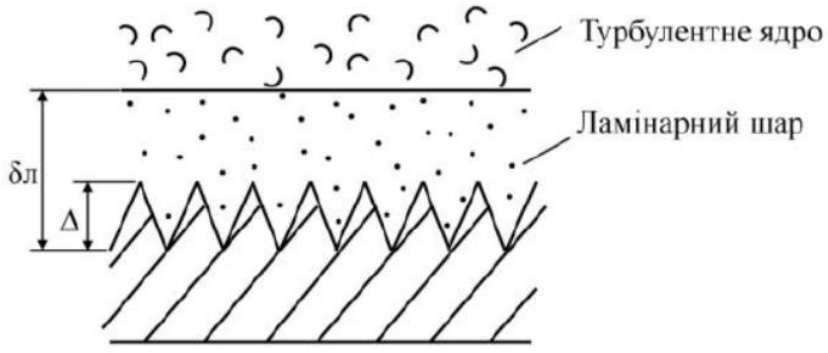


Рис. 10. Гідравлічно гладка труба

У зоні гідравлічно гладких труб число Рейнольдса набуває значення $4\ 000 < Re < 10d/\Delta_е$.

За малих швидкостей та чисел Рейнольдса висота ламінарного шару $\delta_л$ буде більшою від висоти виступів шорсткості Δ. Турбулентне ядро потоку під час руху не торкається виступів, і шорсткість не впливає на гідравлічний опір труби. Коефіцієнт Дарсі $\lambda_т$ залежить лише від числа Рейнольдса. Його обчислюють за формулою Блазіуса:

$$\lambda_m = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

2 Гідравлічно шорсткі труби

Якщо виступи шорсткості Δ більші, ніж товщина ламінарного шару $\delta_л$, і виступають за нього (рис. 11), то таку трубу називають гідравлічно шорсткою.

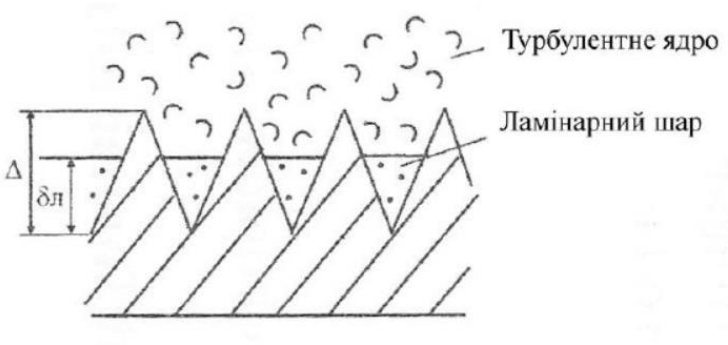


Рис. 11. Гідравлічно шорстка труба

Є дві області шорсткості: перехідна та квадратична.

У перехідній області число Рейнольдса становить: $10d/\Delta_e < Re < 500d/\Delta_e$.

Зі збільшенням числа Рейнольдса висота ламінарного шару зменшується, і виступи шорсткості будуть контактувати з турбулентним ядром. На коефіцієнт Дарсі будуть впливати як шорсткість, так і число Рейнольдса. У цій зоні для визначення гідравлічного коефіцієнта тертя можна користуватися формулою Альтшуля:

$$\lambda_m = 0,11\left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta e}{d}\right)^{0,25}$$

де Δ_e – еквівалентна шорсткість труби.

Крім того, значення λ можна визначити за графіками І. Нікурадзе.

У квадратичній області гідравлічно шорстких труб, тобто за $Re > 500d/\Delta_e$ ($Re>10^5$), висота ламінарного шару $\delta_л$ дуже мала, тому виступи шорсткості обтікаються турбулентним ядром із вихорами. Коефіцієнт Дарсі $\lambda_т$ залежить лише від шорсткості труби і його можна обчислити за формулою Шифринсона:

$$\lambda_m = 0,11\left(\frac{\Delta e}{d}\right)^{0,25}$$

Формула Альтшуля є універсальною для всіх зон турбулентного режиму і нею можна користуватися під час обчислення $\lambda_т$ в усіх областях. За малих значень числа Рейнольдса вона перетворюється на формулу Блазіуса, а за дуже великих – на формулу Шифринсона.

Місцеві гідравлічні опори. Основні види. Коефіцієнт місцевих втрат

У місцевих гідравлічних опорах унаслідок зміни конфігурації потоку на коротких ділянках змінюються швидкості руху рідини за величиною і напрямом, а також утворюються вихори. Це і є причиною місцевих втрат напору.

Місцевими опорами є розширення та звуження русла, поворот, діафрагма, вентиль, кран тощо (рис. 12).

Втрати напору в місцевих опорах визначають за формулою Вейсбаха:

$$h_м = \zeta_м \frac{V^2}{2g}$$

За турбулентного режиму коефіцієнт місцевого опору ζ залежить в основному від виду місцевого опору, а за ламінарного – від числа Рейнольдса. Для всіх місцевих опорів цей коефіцієнт визначають експериментально.

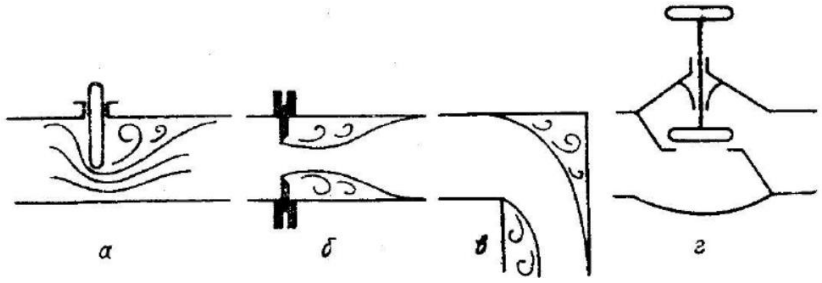


Рис. 12. Місцеві гідравлічні опори:
а – засувка; б – діафрагма; в – поворот; г – вентиль

Розглянемо деякі місцеві опори.

1 Раптове (різке) розширення труби (рис. 13).

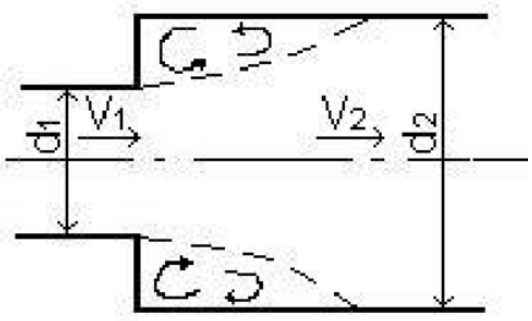


Рис. 13. Раптове розширення труби

У разі раптового розширення труби потік зривається з кута і поступово розширюється. Між потоком і стінкою труби утворюються вихори, які й є причиною втрат енергії. Втрати напору в цьому разі визначають за теоремою Борда:

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

де V_1 і V_2 – швидкість рідини перед і після раптового розширення.

Цю формулу можна записати у вигляді:

$$h_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \zeta_{pp} \frac{V_1^2}{2g}$$

Тоді:

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$$

Під час витікання рідини з труби в резервуар виникає різке розширення потоку. У цьому разі $S_2 >> S_1$ (площа резервуара значно більша від площі труби). Коефіцієнт втрат на виході з труби буде $\zeta_{вих} = 1$.

2. Раптове звуження труби (рис. 14) приводить до менших втрат енергії, ніж раптове розширення. У цьому разі втрати напору обумовлені тертям потоку під час входу у вузьку трубу і втратами на вихороутворення. Втрати напору в разі раптового звуження труби визначають за формулою:

$$h_{рз} = \zeta_{рз} \frac{V_2^2}{2g},$$

де $\zeta_{рз}$ визначають за формулою Ідельчика:

$$\zeta_{рз} = 0,5 \cdot (1 - \frac{S_2}{S_1}).$$

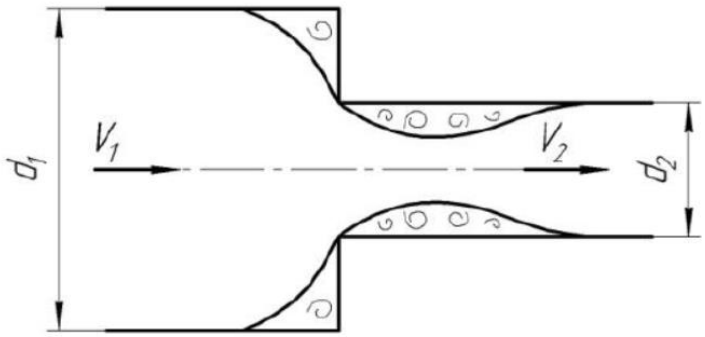


Рис. 14. Раптове звуження труби

Під час перетікання рідини з резервуара в трубу можна вважати, що $S_2/S_1 = 0$, а коефіцієнт опору дорівнює $\zeta_{рз} = 0{,}5$.

3 Поступове розширення труби, або дифузор (рис. 15)

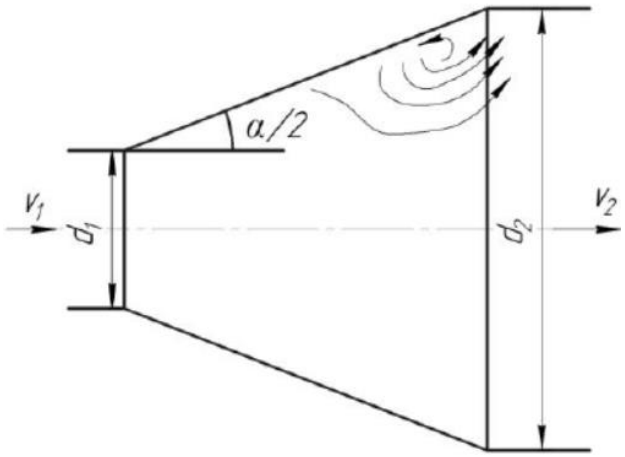


Рис. 15. Поступове розширення труби

Рух рідини в дифузорі супроводжується зменшенням швидкостей і зростанням тиску, тобто перетворенням кінетичної енергії рідини на енергію тиску. Частинки рідини біля стінок мають дуже малу кінетичну енергію і не в змозі подолати зростання тиску, вони зупиняються і розпочинають рухатися зворотно. Зворотний рух спричиняє вихороутворення.

Втрати напору в дифузорі умовно поділяють на втрати на тертя $h_{тр}$ і втрати на вихороутворення $h_{вих}$:

$$h_{диф} = h_{тр} + h_{вих}$$

З іншого боку, втрати напору в дифузорі розраховують за формулою:

$$h_{диф} = \zeta_{диф} \frac{V_1^2}{2g},$$

Де $\zeta_{диф}$ – коефіцієнт втрат дифузора;

V_1 – швидкість руху рідини до розширення.

Коефіцієнт втрат $\zeta_{диф}$ залежить від кута розширення дифузора α.

Найменші втрати напору будуть за умови, якщо кут α = 6°.

4. Поступове звуження труби

Ділянку труби з поступовим звуженням називають конфузором (рис. 16). Рух рідини в конфузорі супроводжується зростанням швидкості та зменшенням тиску. У конфузорі мають місце лише втрати на тертя.

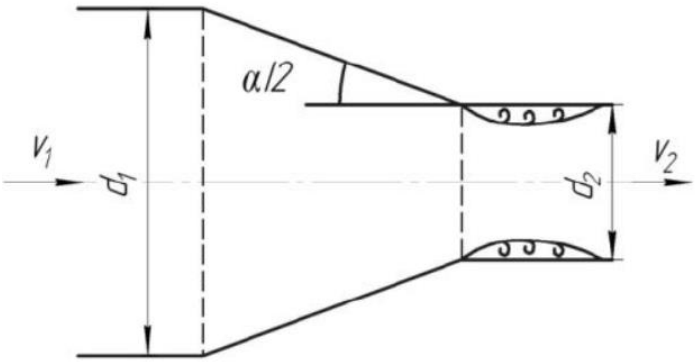


Рис. 16. Поступове звуження труби

Причини для виникнення вихороутворень (як у дифузорі) відсутні. У зв'язку з цим опір конфузора завжди менший, ніж опір такого самого дифузора.

Втрати напору в конфузорі розраховують за формулою:

$$h_{кон} = \zeta_{кон} \frac{V_2^2}{2g},$$

де $\zeta_{кон}$ – коефіцієнт втрат у конфузорі;
V_2 – швидкість рідини після звуження

5. Поворот труби

Раптовий поворот труби (рис. 17) спричиняє значні втрати напору, оскільки в ньому відбуваються відрив потоку і вихороутворення.

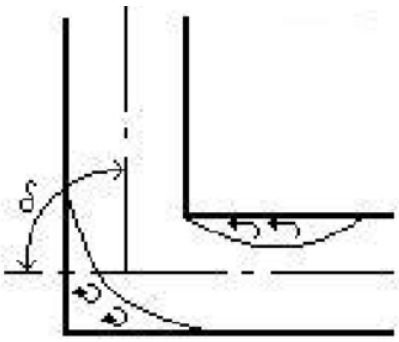


Рис. 17. Поворот труби

Втрати напору під час повороту труби визначають за формулою:

$$h_{пов} = \zeta_{пов} \frac{V^2}{2g},$$

де $\zeta_{пов}$ – коефіцієнт втрат під час повороту труби, що залежить від кута її повороту (рис. 18). Якщо кут $\delta > 90°$, то $\zeta_{пов} = 1$.

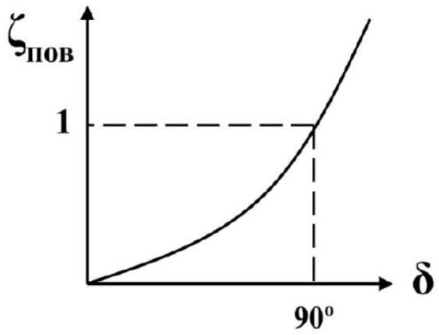


Рис. 18. Залежність коефіцієнта $\zeta_{пов}$ від кута повороту δ

Для зменшення опору поворот труби виконують поступовим – це закруглене коліно, або відвід (рис. 19). Плавність повороту труби порівняно з різким поворотом значно зменшує вихороутворення і, як наслідок, його опір. Зменшення опору тим більше, чим буде більшим відносний радіус заокруглення R/d.

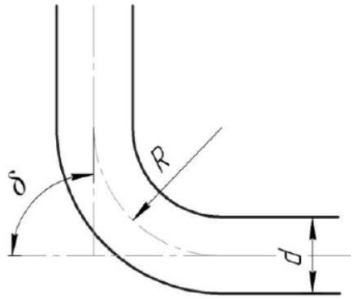


Рис. 19. Плавний поворот труби

Коефіцієнт опорузалежить від відношення R/d, кута δ та обчислюється за емпіричними формулами, наведеними в довідниках.

Контрольні питання

1. Які існують режими руху рідини?
2. Фізичний зміст числа Рейнольдса.
3. Якому значенню відповідає критичне число Рейнольдса?
4. Від чого залежать гідравлічні втрати напору?
5. Які існують види гідравлічних втрат?
6. Чим зумовлені місцеві втрати?
7. Від чого залежать втрати на тертя?

Лекція 6

ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ. ГІДРАВЛІЧНИЙ УДАР У ТРУБАХ

Гідравлічний розрахунок трубопроводів

Залежно від з'єднання окремих ділянок трубопроводи поділяють на прості та складні. **Прості** трубопроводи складаються з однієї нитки труб без бокових гілок. **Складний** трубопровід містить декілька простих, з'єднаних послідовно, паралельно або розгалужених ділянок труб.

Залежно від кількості місцевих опорів розрізняють короткі та довгі трубопроводи. У **короткому** трубопроводі втрати напору від місцевих опорів становлять більше ніж 8 % від втрат за довжиною, в **довгому –** менше ніж 8 % (під час розрахунку таких трубопроводів місцеві втрати не враховують).

Залежно від джерела енергії руху рідини **трубопроводи** поділяють на **насосні** (рідину переміщує насос) та **самопливні** (рідина рухається завдяки власній вазі з розміщеного вище резервуара).

Розрахунок простого трубопроводу

Гідравлічний розрахунок простого трубопроводу дозволяє вирішити декілька завдань:

а) визначити потрібний напір і вибрати насос;

б) знайти витрату рідини Q;

в) обчислити діаметр трубопроводу d.

Розглянемо простий трубопровід постійного перерізу довжиною L, діаметром d, що містить ряд місцевих опорів, наприклад, вентиль, фільтр, зворотний клапан (рис. 1).

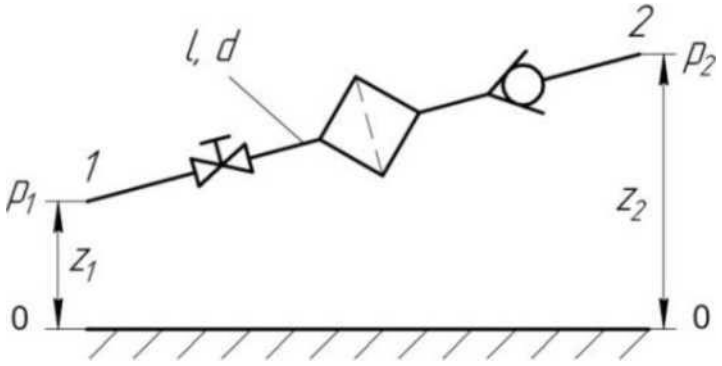


Рис. 1. Схема простого трубопроводу

Вибираємо перерізи 1 і 2, в яких розпочинається та закінчується рух рідини. Позначаємо умовну горизонтальну площину порівняння 0-0.

Для гідравлічного розрахунку трубопроводу використовують рівняння суцільності витрати та Бернуллі, формули для визначення числа Рейнольдса, коефіцієнта Дарсі, поздовжніх і місцевих втрат напору.

Для перерізів 1 і 2 записуємо рівняння Бернуллі і аналізуємо всі величини, що входять до нього. У нашому випадку швидкості в перерізах будуть однаковими: $V_1 = V_2$ (d = const) і $\alpha_1 = \alpha_2$. З урахуванням цього і після перетворень одержимо значення потрібного напору $H_П$ на початку трубопроводу:

$$H_{П} = \frac{P_1}{\rho g} = (z_2 - z_1) + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h_{1-2}, \quad \text{або} \quad H_{П} = H_{СТ} + \sum h_{1-2},$$

де $H_{СТ} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$ – статичний напір, значення якого не залежить від витрати рідини Q.

Сумарні втрати напору h_{1-2} складаються із втрат на тертя за довжиною $h_{тр}$ і втрат у місцевих опорах $h_м$:

$$\sum h_{1-2} = h_{тр} + \sum h_{м} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} + \sum \zeta \frac{V^2}{2g} = (\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{V^2}{2g} = (\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4},$$

де $\sum\zeta$ – сумарний коефіцієнт місцевих втрат.

Залежність потрібного напору $H_п$ від витрати рідини Q називають характеристикою потрібного напору: $H_п = f(Q)$ (рис. 2). Користуючись нею, для будь-якої витрати рідини можна визначити потрібний напір $H_п$ або, навпаки, для заданого значення потрібного напору обчислити витрату рідини.

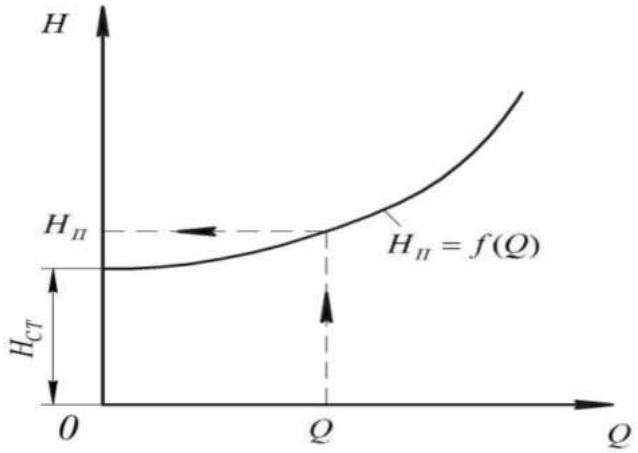


Рис. 2. Характеристика потрібного напору

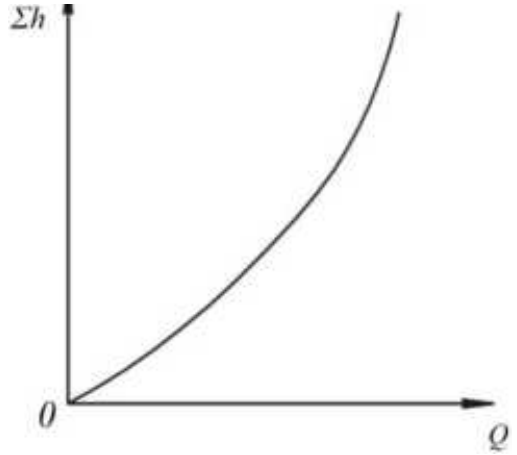


Рис. 3. Характеристика трубопроводу

Характеристикою трубопроводу (рис. 3) називають залежність сумарних втрат напору $\sum h$ від витрати рідини Q: $\sum h = f(Q)$.

Характеристика трубопроводу збігається з характеристикою потрібного напору за умови, що $H_{ст} = 0$, тобто в разі, якщо трубопровід лежить у горизонтальній площині, а протитиск у системі відсутній.

Послідовне і паралельне з’єднання простих трубопроводів

Візьмемо декілька труб різної довжини й діаметра, які мають різні місцеві опори. З’єднаємо їх послідовно (рис. 4).

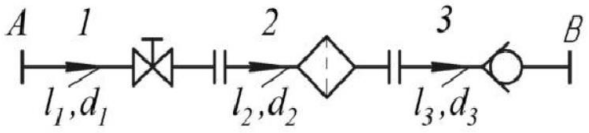


Рис. 4. Схема послідовного з'єднання трубопроводів

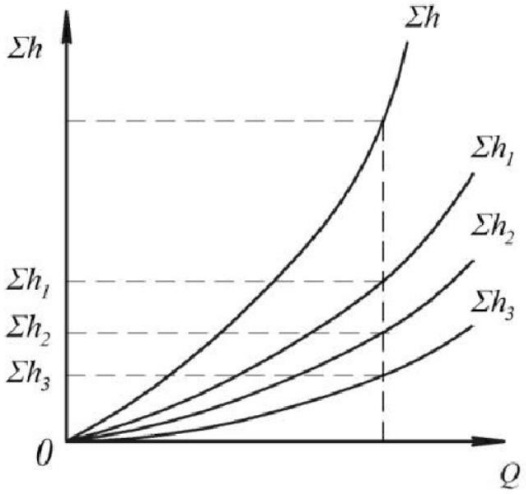


Рис. 5. Характеристика послідовного з'єднання труб

В усіх трубах витрата рідини буде сталою (Q = const), а сума втрат напору h_{AB} між точками А і В буде дорівнювати сумі втрат напору на кожній послідовно з’єднаній трубі, тобто маємо такі рівняння:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q, \qquad \sum h_{AB} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3.$$

Рівняння визначають правило побудови характеристики послідовного з’єднання труб (рис. 5). Для її побудови необхідно скласти втрати напору ∑h за однакових витрат Q, тобто скласти ординати всіх трьох кривих за рівних абсцис.

Характеристика з’єднання дає можливість визначати втрати напору ∑h як на окремих ділянках, так і загалом трубопроводі за будь-якої витрати рідини.

Схема паралельного з’єднання простих трубопроводів наведена на рис. 6. Вважаємо, що трубопроводи лежать в одній горизонтальній площині.

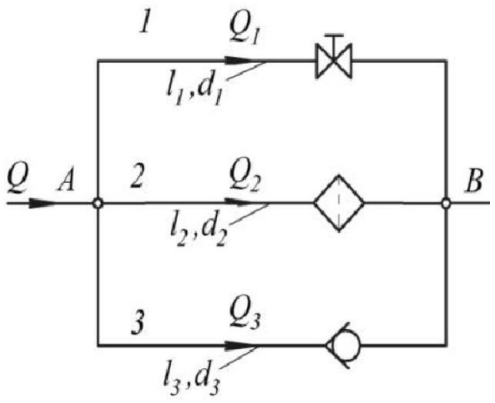


Рис. 6. Схема паралельного з 'єднання трубопроводів

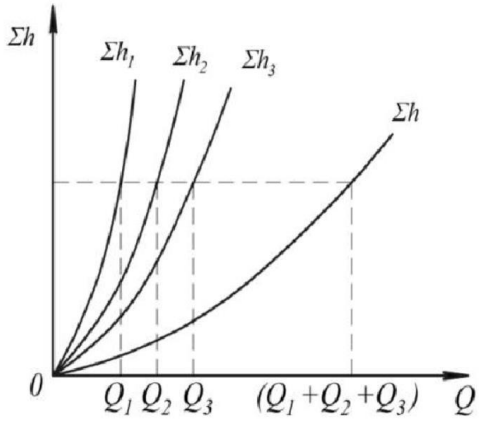


Рис. 7. Характеристика

паралельного з єднання труб

Позначимо повні напори в точках А і В через H_A і H_B, витрату рідини в основній магістралі – Q, в паралельних трубопроводах – Q_1, Q_2, Q_3, а втрати напору в них – $\sum h_1$, $\sum h_2$, $\sum h_3$.

Витрата рідини в центральній магістралі буде дорівнювати сумі витрат на паралельних ділянках:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Втрати напору на кожній ділянці можна визначити як різницю повних напорів у точках А і В:

$$\sum h_1 = H_A - H_B, \sum h_2 = H_A - H_B, \sum h_3 = H_A - H_B.$$

Звідси одержимо:

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3.$$

Тобто втрати напору на паралельних ділянках трубопроводу однакові.

Характеристика паралельного з'єднання труб наведена на рис. 7. Для її побудови необхідно скласти абсциси (витрати) всіх трубопроводів за однакових ординат (втрат напору $\sum h$). Характеристика з'єднання дає можливість визначати витрати рідини в паралельних трубопроводах за умови, якщо відомі витрати в основній магістралі Q і всі розміри трубопроводів.

Гідравлічний розрахунок простих трубопроводів в об'ємному трубопроводі полягає у визначенні втрат напору $\sum h$ або тиску Δp. Втрати напору $\sum h$ визначають як для гідравлічно коротких труб, тобто з урахуванням втрат за довжиною трубопроводу і втрат у місцевих опорах.

При розрахунках трубопроводів використовують рівняння Бернуллі:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}$$

Втрати напору обчислюють за відомими формулами:

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \text{ і } h_м = \zeta_м \frac{V^2}{2g}$$

Якщо режим руху рідини ламінарний, то гідравлічний коефіцієнт тертя розраховують за формулою $\lambda л = 64/Re$, якщо режим турбулентний і число Рейнольдса знаходиться в межах $2320 < Re < 10000$, застосовують формули Блазіуса й Альтшуля:

$$\lambda_m = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \text{ і } \lambda_m = 0,11\left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_e}{d}\right)^{0,25},$$

де Δ_e – еквівалентна шорсткість труби.

Гідравлічний удар у трубах

Під час роботи гідравлічних систем часто відбуваються швидкі (миттєві) зміни швидкості потоку рідини. Якщо швидкість руху рідини в трубопроводі змінюється

раптово, то виникає коливальний процес – різкі підвищення і зниження тиску із поступовим зменшенням його амплітуди. Це явище називають гідравлічним ударом. Він може бути наслідком різкого відкривання (закривання) крана, засувки або раптового зупинення насоса.

Теорію та метод розрахунку гідравлічного удару розробив М. Є. Жуковський.

Розглянемо сутність фізичних явищ, які мають місце за гідравлічного удару. Для спрощення аналізу будемо вважати, що втрати енергії на тертя в потоці рідини відсутні. На початку рідина в трубопроводі (рис. 8) протікає із середньою швидкістю V . Якщо в деякий момент часу трубопровід раптово перекривається краном, то рідина перед ним зупиняється. Швидкість руху рідини в ньому зменшується до нуля, і відбувається перехід кінетичної енергії потоку в потенціальну, що призводить до різкого збільшення тиску. У цьому разі тиск у трубопроводі підвищується на деяку величину Δp. Під дією цього тиску труба розширюється. Значне збільшення тиску може призвести до її руйнування.

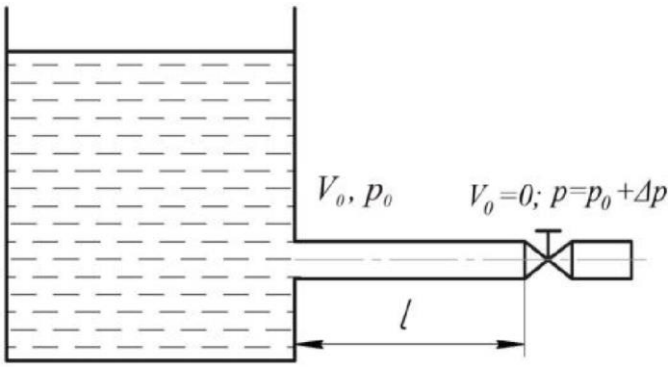


Рис. 8 Схема виникнення гідравлічного удару

Від крана по трубопроводу поширюється підвищення тиску до резервуара зі швидкістю ударної хвилі С (швидкості звуку в рідині). Залежно від тиску рідини ця швидкість приблизно становить 800 – 1 400 м/с.

Підвищення тиску Δp обчислюють за формулою Жуковського:

$$\Delta p = \rho C V_0 ,$$

де р – густина рідини;

С – швидкість звуку в рідині (швидкість ударної хвилі);

V_0 – швидкість рідини до перекриття крана.

Фронт поширення зони підвищеного тиску має назву гідроударної хвилі. Коли фронт ударної хвилі досягає резервуара, потік рідини у трубопроводі зупиняється. У цьому разі стиснена рідина буде мати значний запас потенціальної енергії. Після того як відбудеться підвищення тиску в усій трубі, рідина розпочне рухатися в зворотному напрямі до початку труби, і тиск у ній зменшиться. Час проходження ударної хвилі в прямому і зворотному напрямках називають фазою гідравлічного удару $T_ф$, яку визначають за формулою:

$$T_{\Phi} = \frac{2l}{C},$$

де l – довжина трубопроводу;

С – швидкість ударної хвилі.

Надалі, в зону зменшеного тиску, знову рухається рідина від початку труби, і тиск у ній знову збільшиться, але менше, ніж у першому разі. Поступово цей коливальний процес згасне. У реальних трубах може відбуватися десять і більше циклів зміни тиску. Найбільш небезпечним є перше підвищення тиску.

Якщо час закривання крана t_3 менший від фази гідравлічного удару $t_3 < T_ф$, то відбувається прямий гідравлічний удар , за якого підвищення тиску дорівнює

$$\Delta p = \rho C V_0,$$

де V – швидкість до перекриття крана.

За непрямого удару, тобто коли $t_3 > T_ф$ підвищення тиску буде меншим:

$$\Delta p = \rho C V_0 \frac{T_ф}{t_з}.$$

Якщо кран перекривається не повністю, і рідина продовжує рухатися з меншою швидкістю V_1, то виникає неповний гідравлічний удар, за якого збільшення тиску буде:

$$\Delta p = \rho C (V_0 - V_1).$$

Способи боротьби з гідравлічним ударом

Для попередження гідравлічного удару необхідно:

1) збільшити час спрацювання гідравлічних пристроїв (засувки або вентиля);
2) установити на трубопроводах вирівнювальні резервуари (повітряні ковпаки) або гідроакумулятори. Під час гідравлічного удару в ковпак (рис. 9) надходить певна кількість рідини, повітря в ньому стискається і амортизує підвищення тиску в трубопроводі;
3) зменшити довжину трубопроводу або збільшити його діаметр;
4) збільшити міцність трубопроводу;
5) на насосних станціях на початку напірного трубопроводу встановити протиударні апарати. При збільшенні тиску в трубопроводі клапани апарата автоматично відкриваються, і частина рідини зливається з трубопроводу без підвищення тиску. Після цього клапани автоматично закриваються.

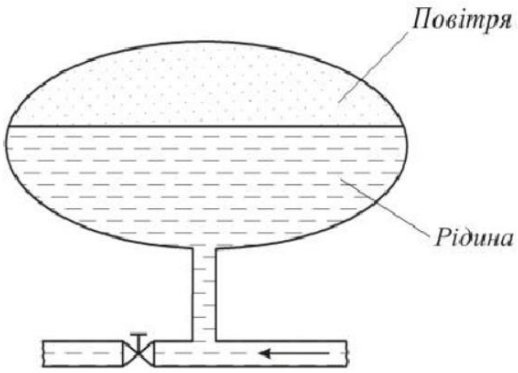


Рис. 9. Повітряний ковпак для зменшення тиску в трубі

Контрольні питання

1. Як класифікують трубопроводи залежно від з’єднання окремих ділянок?
2. Як класифікують трубопроводи залежно від кількості місцевих опорів?
3. Як класифікують трубопроводи залежно від джерела енергії руху рідини?
4. Які завдання дозволяє вирішити гідравлічний розрахунок простого трубопроводу?
5. Що називають характеристикою потрібного напору?
6. Що називають характеристикою трубопроводу?
7. Якою буде витрата на усіх ділянках трубопроводу за послідовного з’єднання?
8. Якими будуть втрати напору між першою і останньою ділянками трубопроводу, з’єднаними між собою послідовно?
9. Чи будуть відрізнятися втрати напору на різних ділянках трубопроводу, з’єднаними між собою паралельно?
10. Чому буде дорівнювати витрата рідини в точці з’єднання паралельних ділянок трубопроводу?
11. Унаслідок яких процесів відбувається гідравлічний удар?
12. Які існують способи боротьби з гідравлічним ударом?

Лекція 7

ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ І НАСАДКИ

Витікання рідини через малий отвір за сталого напору. Коефіцієнти стиснення, швидкості й витрати

У машинобудівній гідравліці найчастіше розглядають витікання через малий отвір, тобто через отвір, розміри якого набагато менші (на порядок), ніж значення напору. Тобто в усіх точках отвору геометричний напір практично однаковий.

Отвір у тонкій стінці – отвір, краї якого мають гостру кромку і товщина стінки не впливає на форму й умови витікання рідини. Розглянемо резервуар (рис. 1), в якому є отвір у тонкій стінці, з якого витікає рідина за сталого напору. Тиск на поверхні рідини атмосферний p_a. Сталий напір забезпечується припливом рідини до резервуара.

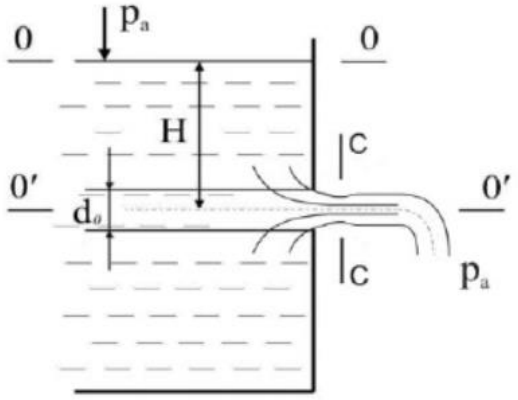


Рис. 1. Витікання рідини через малий отвір

Під час витікання рідини з отвору після відриву від стінки струмінь стискається (переріз С-С) і на відстані, що дорівнює приблизно діаметру, набирає циліндричної форми. Стиснення обумовлене необхідністю плавного переходу від радіального напряму руху до осьового, а також дією сил поверхневого натягу.

Ступінь стиснення враховують коефіцієнтом стиснення ε:

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0} = \left(\frac{d_c}{d_0}\right)^2 ,$$

де d_c і S_c – діаметр і площа струменя в перерізі С-С;

d_0 і S_0 – діаметр і площа отвору.

Рівняння Бернуллі для перерізів 0-0 і С-С:

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + \xi \frac{V_c^2}{2g} .$$

У перерізі 0-0: швидкість $V_0 = 0$, $z_o = H$, $p_0 = p_c = p_a$, координата центра перерізу С-С $z_c = 0$. Позначимо швидкість V_c у перерізі С-С через V.

Після підстановки одержимо

$$H + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V^2}{2g} + \xi \frac{V^2}{2g}.$$

Припускаємо, що $\alpha_o = \alpha_c \sim 1$. Після перетворень маємо:

$$H = (\alpha + \xi)\frac{V^2}{2g},$$

де α – коефіцієнт кінетичної енергії;

ζ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору отвору;

Н – повний напір, під дією якого витікає рідина.

Звідси обчислюємо швидкість:

$$V = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}\sqrt{2gH}\,.$$

Уведемо коефіцієнт швидкості φ, що залежить від виду отвору:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}.$$

Після підстановки одержуємо швидкість витікання рідини з малого отвору:

$$V = \varphi\sqrt{2gH}.$$

Визначимо витрату рідини, яка є добутком площі повного перерізу струменя S_c на швидкість у перерізі С-С:

$$Q = S_c V = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH}\,.$$

Добуток коефіцієнтів ε і φ позначають буквою μ і називають коефіцієнтом витрати:

$$\mu = \varphi\varepsilon\,.$$

Тоді

$$Q = \mu \cdot S_0 \cdot \sqrt{2gH}\,.$$

Коефіцієнти ε, φ, μ залежать від числа Рейнольдса. Під час витікання малов'язких рідин (вода, бензин, гас та ін.) ці коефіцієнти змінюються в невеликих розмірах. У розрахунках для отвору беруть середні значення цих коефіцієнтів:

ε = 0,64; φ = 0,97; μ = 0,62.

Коефіцієнти φ і μ мають фізичний зміст.

Для коефіцієнта φ - це відношення дійсної швидкості V до швидкості витікання ідеальної рідини $V_{ід}$:

$$\varphi = \frac{V}{V_{i\partial}}.$$

Фізичний зміст μ – це відношення дійсної витрати рідини Q до такої витрати Qi, за якої відсутні стиснення рідини та опір отвору:

$$\mu = \frac{Q}{Q_i}$$

Насадки. Витікання рідини через насадки

Насадка – це коротка труба, прикріплена до отвору. Її довжина становить від 3 діаметрів до 5 діаметрів. Залежно від форми цієї труби насадки бувають різних типів (рис. 2). Розглянемо зовнішню циліндричну насадку (рис. 3).

Під час руху рідини через насадку на його початку струмінь стискається, а потім розширюється.

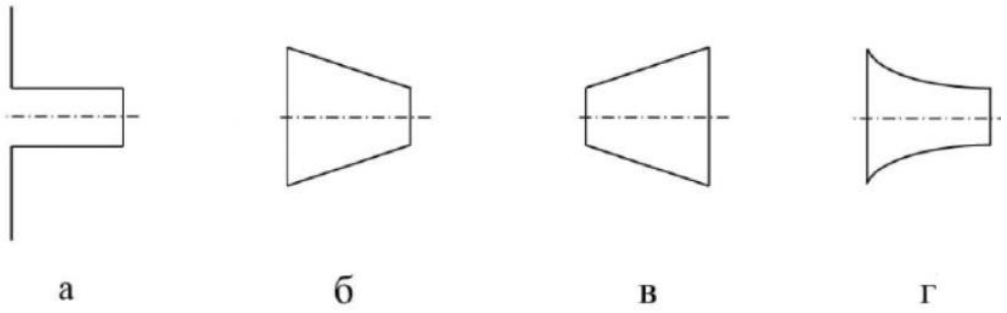


Рис. 2. Схеми насадок: а – зовнішня циліндрична; б – конічна збіжна; в – конічний розбіжна; г – коноїдальна

Повітря, яке перебувало в насадці до витікання рідини, захоплюється струменем, і в стисненій зоні створюється вакуум.

Цей вид насадки найбільш широко використовують на практиці в гідротехнічних спорудах (греблі, водоспуски, труби під насипами доріг та ін.).

Сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат насадки складається із суми втрат на його окремих ділянках:

$$\sum \xi = \xi_{рз} + \xi_{рр} + \xi_{тр},$$

де $\zeta_{рз}$ – коефіцієнт втрат за раптового входу рідини в насадок;

$\zeta_{рр}$ – коефіцієнт гідравлічного опору за різкого розширення

$\zeta_{тр}$ – коефіцієнт втрат на тертя.

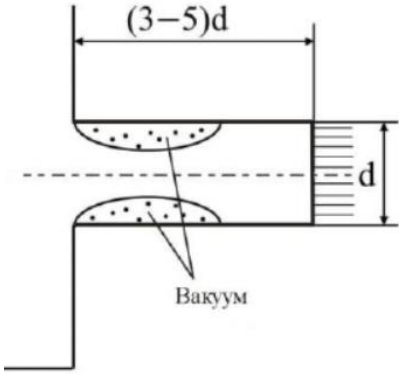


Рис. 3 Схема зовнішньої циліндричної насадки

Витікання рідини через насадку розраховують аналогічно витіканню її через отвір. Воно характеризується тими самими коефіцієнтами.

Для насадок коефіцієнт стиснення беруть ε = 1, оскільки рідина з них витікає повною площею.

Швидкість V витікання рідини з насадки розраховують за формулою:

$$V = \varphi\sqrt{2gH},$$

$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\sum\xi}}$ – коефіцієнт швидкості насадки;

H – повний напір, під дією якого витікає рідина.

Витрата з насадки:

$$Q = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2gH},$$

де μ – коефіцієнт витрати;

S – площа насадка на виході.

Для циліндричних насадок коефіцієнти стиснення, швидкості і витрат відповідно: ε = 1, φ = 0,82, μ = 0,82.

Насадки застосовують для збільшення витрати рідини під час її витікання. Для зовнішньої циліндричної насадки витрати на 30 % більші, ніж для отвору:

$$\frac{\mu_н - \mu_0}{\mu_0} = \frac{0,82 - 0,62}{0,62} \approx 0,3.$$

Водночас швидкість витікання через цю насадку на 15 % менша, ніж через отвір:

$$\frac{\varphi_0 - \varphi_н}{\varphi_0} = \frac{0,97 - 0,82}{0,97} = 0,15$$

Контрольні питання

1. Від чого залежать коефіцієнти стиснення, швидкості та витрати?

2. Фізичний зміст коефіцієнта стиснення, швидкості та витрати?
3 . Що таке насадка?
4 . На які типи поділяють насадки?
5. Чи відбувається стиснення струменя на виході з насадки?
6. Яка основна мета використання насадок?

Лекція 8

ГІДРАВЛІЧНІ ПРИВОДИ ГІДРАВЛІЧНИЙ ОБ'ЄМНИЙ ПРИВІД

Загальні відомості про гідропривод

Гідропривод – це сукупність гідравлічних пристроїв і гідроліній для приведення в дію механізмів і робочих органів машин за допомогою енергії стисненої рідини. У цьому разі енергія передається за допомогою переміщення окремих об'ємів рідини.

За принципом дії гідравлічних машин гідроприводи поділяють на об'ємні та гідродинамічні.

Гідродинамічний привод, або передача, складається із лопатевих гідромашин – насосного та турбінного коліс, які максимально наближені одне до одного. До цього гідроприводу відносять гідромуфти та гідротрансформатори.

Гідропривод, до складу якого входять об'ємні гідромашини, називають об'ємним. Цей привод найбільш широко використовують у техніці.

Розглянемо функціональну схему об'ємного гідроприводу (рис. 1).



Рис.1. Функціональна схема об 'ємного гідроприводу

Першим елементом у схемі є двигун (електричний двигун, ДВЗ, дизель тощо), який приводить у дію об'ємний насос. Насос перетворює механічну енергію привода на гідравлічну енергію рідини.

В об'ємному гідродвигуні (гідроциліндрі або гідромоторі) гідравлічна енергія рідини перетворюється на механічну енергію вихідної ланки гідродвигуна (поршень у гідроциліндрі виконує зворотно-поступальний рух, вал гідромотора обертається).

Розглянемо класифікацію гідроприводів.

За видом джерела енергії гідропривод поділяють на декілька типів.

1. Насосний гідропривод – робоча рідина подається в гідродвигун об'ємним насосом. Цей гідропривод має найбільше застосування.

2. Акумуляторний гідропривод – робоча рідина надходить до гідродвигуна від попередньо зарядженого гідроакумулятора.

3. Магістральний гідропривод – робоча рідина надходить до гідродвигуна з напірної магістралі.

За характером руху виконавчого органу гідропривод поділяють на:

а) зворотно-поступального руху;

б) обертального руху;

в) зворотно-поворотного руху (поворот виконавчого органу здійснюється на кут менший ніж 360°).

Застосування гідроприводу. Переваги й недоліки

Гідроприводи набули значного поширення в машинобудуванні:

1) у металорізальних верстатах і ковальсько-пресовому обладнанні;

2) як силовий привод технологічних машин, гребних установок, кранів тощо;

3) у транспортних машинах – це трансмісія, система повороту керма автомобіля, система гальмування тощо;

4) у будівельно-дорожніх машинах;

5) у гірничому машинобудуванні – це гідропривод вугільних комбайнів, бурових верстатів, механізованого кріплення гірничих лав та ін.;

6) в авіаційній та ракетній техніці – це механізми зміни геометрії крила літака, управління шасі, запуску ракет та літальних апаратів;

7) у сільськогосподарській техніці – збиральних комбайнах, тракторах, навісних агрегатах та ін.;

8) у військовій техніці – це пускові установки тактичних ракет, гідропривод танків та інших військових машин.

До переваг гідроприводу можна віднести:

а) можливість одержання великих сил та моментів за порівняно малих розмірів двигунів;

б) безступінчасте регулювання швидкості обертання або переміщення виконавчого органу;

в) малу інерційність;

г) легко здійснюваний реверс виконавчого органу;

д) економічну ефективність.

Недоліки гідроприводу:

а) потреба герметичності, що вимагає високого класу точності виготовлення деталей;

б) гідропривод поступається електричному приводу щодо відстані транспортування енергії від джерела постачання до споживача;

в) істотний вплив на роботу обладнання температурного режиму, що вимагає підтримання сталої температури робочого середовища.

Принцип дії та основні елементи об’ємного гідроприводу

Розглянемо принцип дії та основні елементи об’ємного гідроприводу.

Принцип дії гідроприводу базується на таких положеннях: малому стисненні рідини (рідина вважається практично нестисненою) та передаванні тиску в рідині

за законом Паскаля (зміна тиску на поверхні замкненого об’єму рідини рівномірно передається кожній частинці рідини).

Розглянемо найпростіший гідропривод (рис. 2).

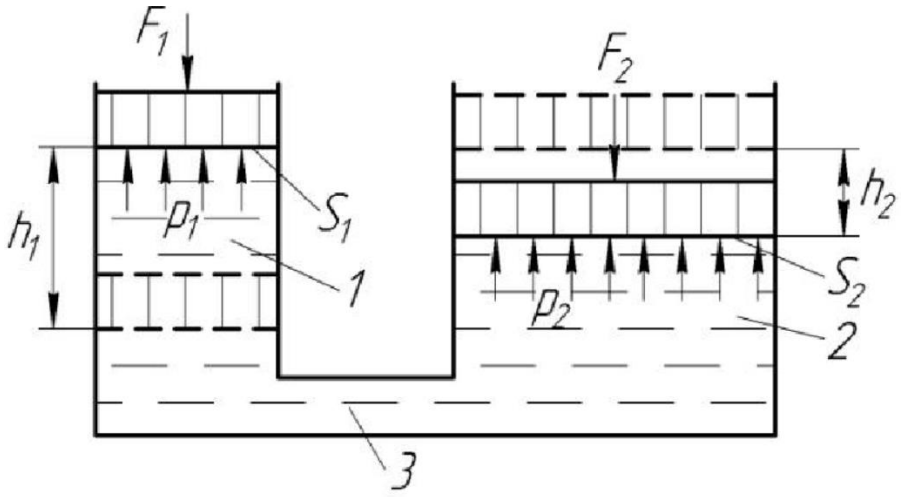


Рис. 2. Схема гідроприводу

Гідропривод складається з двох циліндрів 1 та 2, заповнених рідиною і з’єднаних між собою трубопроводом 3. У циліндрі 1 поршень переміщається вниз зовнішнім пристроєм під дією сили F_1. Вважаємо, що рідина практично не стискається і втрати енергії на тертя в циліндрах дуже малі.

Під час переміщення поршень циліндра 1 витискає рідину в трубопровід 3 і далі в циліндр 2. Тиск у порожнині циліндра 1 буде визначатись за формулою:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1}.$$

Згідно із законом Паскаля цей тиск передається в порожнину циліндра 2. Поршень циліндра 2 буде переміщуватися вгору і долати навантаження (силу) F_2. Тиск у циліндрах 1 і 2 буде однаковим і дорівнюватиме $p_1 = p_2$, або

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = p_2 = \frac{F_2}{S_2} = p,$$

де S_1 та S_2 – площі поршнів циліндрів 1 і 2.

Якщо вважати, що рідина практично не стискається, то

$$h_1 \cdot S_1 = h_2 \cdot S_2, \quad \text{або} \quad V_1 S_1 = V_2 S_2,$$

де V_1 та V_2 – швидкості руху поршнів.

Потужність, що витрачається на переміщення поршня в гідроциліндрі 1, визначається співвідношенням:

$$N_1 = F_1 V_1 = p S_1 V_1.$$

Гідроциліндр 2 розвиває потужність

$$N_2 = F_2 V_2 = pS_2 V_2 .$$

За умови відсутності втрат енергії на тертя можна записати, що $N_1 = N_2$.

Тоді

$$pS_1 V_1 = pS_2 V_2 , \quad \text{або} \quad S_1 V_1 = S_2 V_2 .$$

Оскільки SV = Q – це витрата рідини, то можна записати

$$N_1 = N_2 = pQ .$$

Таким чином, потужність, що передається трубопроводом, може бути визначена за залежністю:

$$N = pQ$$

де p – тиск рідини;

Q – подача (витрата) рідини.

Розглянемо основні елементи об’ємного гідроприводу.

До об’ємного гідроприводу входять:

1. Об’ємні гідромашини: насоси та гідродвигуни, які створюють або використовують потік рідини (перетворюють гідравлічну енергію на механічну і навпаки).

2. Гідроапаратура (клапани, дроселі, розподільники). Це пристрої керування і регулювання параметрів потоку робочої рідини (тиску або витрат), а також зміни напрямку руху рідини.

3. Допоміжні пристрої: фільтри (для очищення робочої рідини), гідробаки й гідроакумулятори (для зберігання рідини), підігрівачі рідини, ущільнювачі та ін.

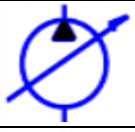
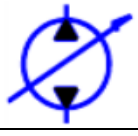
4.Трубопроводи (гідролінії), які поділяють на всмоктувальні, напірні та зливні.

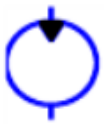
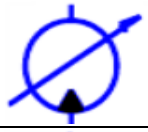
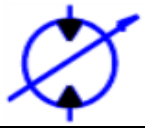
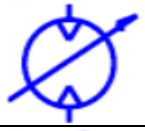
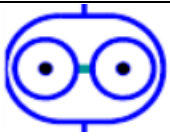
5. Засоби вимірювання та контролю параметрів гідроприводу: манометри, витратоміри, термометри та ін.

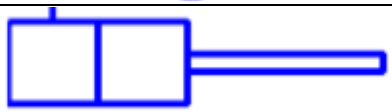
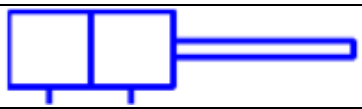
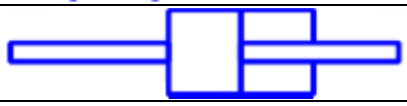
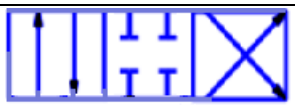
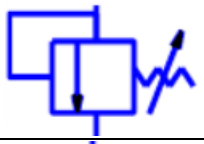
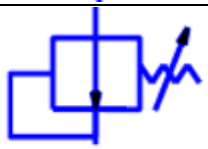
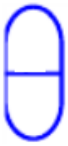
Умовні позначення елементів гідроприводу наведені в табл.1.

Табл. 1

Умовні позначення елементів гідроприводу

Назва елементу	Умовне позначення
Насоси: нерегульований із постійним напрямом потоку	
нерегульований реверсивний	
регульований нереверсивний	
регульований реверсивний	

Гідродвигуни: нерегульований із постійним напрямом потоку	
нерегульований реверсивний	
регульований нереверсивний	
регульований реверсивний	
Компресор	
Гідробак з атмосферним тиском	
Фільтр	
Пневмомотори: постійного напрямку	
реверсивний	
регульований реверсивний	
Насоси: лопатевий	
шестеренний	
пластинчастий	
аксіально-поршневий	

радіально-поршневий	
Гідроциліндри: однобічної дії	
двобічної дії	
із двобічним штоком	
плунжерний	
Гідроапаратура:	
Гідророзподільники: чотирилінійний двопозиційний	
чотирилінійний трипозиційний	
клапан зворотний	
клапан напірний	
редукційний клапан	
дросель нерегульований	
дросель регульований	
Гідроакумулятори: вантажний	
пружинний	
пневматичний	

Принципова схема гідравлічного привода

Об’ємний гідропривод складається з трьох основних частин: первинної, або силової, до якої входить насос об’ємного типу; вторинної, або робочої, до якої входить гідродвигун, і розподільної з пристроями керування і регулювання швидкості руху виконавчого органу.

Гідроприводи можуть бути різними залежно від типу гідродвигуна, робочої частини або типу керування.

У гідроприводі зворотно-поступальної дії гідродвигуном є гідроциліндр, обертальної – гідромотор. В обох схемах можуть використовуватись об’ємні насоси будь-якого типу (роторно-поршневі, шестеренні, гвинтові, пластинчасті та ін.).

Розглянемо принципову схему гідравлічного привода зворотно-поступального руху робочого органу (рис. 3). Цей гідропривод застосовують для переміщення робочих органів металорізальних верстатів, пресів, роботів-маніпуляторів та інших технологічних машин.

Призначення елементів ГП: насос 1 забезпечує безперервне подавання робочої рідини в гідравлічну систему; гідроклапан 2 створює необхідний робочий тиск у системі і запобігає Її перенавантаженню; дросель 3 регулює швидкість робочого органу; гідроклапан 8 створює певний тиск на лінії зливу і забезпечує плавність переміщення робочого органу.

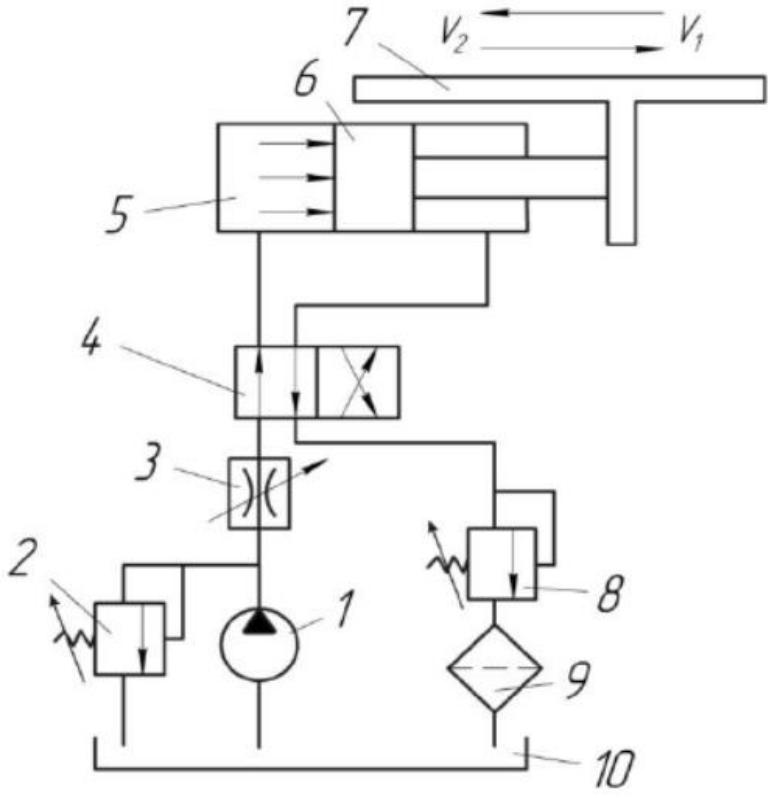


Рис. 3. Принципова схема гідроприводу: 1 – насос; 2 – напірний (запобіжний) клапан; 3 - дросель; 4 – гідророзподільник; 5 - гідроциліндр; 6 – поршень; 7 - робочий орган; 8 – гідроклапан; 9 - фільтр; 10 – бак

Привод працює так. Робоча рідина від насоса 1, якому надає руху електродвигун (на схемі не зображено), під тиском, створюваним напірним гідроклапаном 2, через дросель 3 і гідророзподільник 4 надходить до лівої (поршневої) порожнини гідроциліндра.

Під дією тиску масла в цій порожнині поршень 6 і зв'язаний із ним за допомогою штока робочий орган 7 переміщуються праворуч зі швидкістю V. У цьому разі робоча рідина з правої (штокової) порожнини циліндра через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 витискується в бак 10.

У кінці ходу робочого органу подається керуючий сигнал У1 на розподільник 4, який перемикає золотник розподільника в іншу позицію. У цьому разі робоча рідина під тиском від насоса 1 через дросель 3 і гідророзподільник 4 надходить до правої (штокової) порожнини гідроциліндра. Ліва (поршнева) порожнина через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 з'єднується з баком 10. Відбувається реверс робочого органу. Поршень зі штоком і робочим органом переміщуються ліворуч зі швидкістю V. У кінці ходу робочого органу ліворуч керуючий сигнал У2 подається на гідророзподільник 4. У цьому разі поршнева порожнина гідроциліндра знову з'єднується з нагнітальною, а штокова - із зливною гідролінією системи, і робочий орган переміщується праворуч із швидкістю V . Швидкості V і V – різні, оскільки різні витрати рідини в поршневій і штоковій порожнинах

Контрольні питання

1. Що таке гідропривод?
2. На які типи поділяють гідроприводи за принципом дії гідравлічних машин?
3. Чим відрізняється об'ємний гідропривод від гідродинамічного?
4. На які типи поділяють об'ємні гідроприводи за видом джерела енергії?
5. На які типи поділяють об'ємні гідроприводи за характером руху виконавчого органу?
6. Сфера використання об'ємних гідроприводів у машинобудуванні?
7. Переваги та недоліки об'ємних гідроприводів.
8. На чому ґрунтується принцип дії об'ємних гідроприводів?
9. Що є основними складовими об'ємних гідроприводів?
10. Яку рідину використовують в об'ємному гідроприводі як робочу?
11. Які функції виконує робоча рідина?