

В.Г. Гетта



Гідравліка

Чернігів 2026

**Національний університет
«Чернігівський колегіум»
імені Т. Г. Шевченка**

**Навчально-науковий інститут
професійної освіти та технологій**

Гетта В.Г.

ГІДРАВЛІКА

Курс лекцій

Чернігів 2026

УДК 532(075.8)

Г 44

Гетта В.Г.

Рецензенти:

доктор педагогічних наук, професор, декан
факультету інженерно-педагогічної освіти
Уманського державного педагогічного
університету імені **Павла Тичини**

Станіслав Ткачук

доктор педагогічних наук, професор, завідувач
кафедри професійної освіти та безпеки
життєдіяльності Національного університету
«Чернігівський колегіум» імені **Т.Г. Шевченка**

Вадим Ребенок

Рекомендовано до друку вченою радою
Національного університету «Чернігівський
колегіум» імені Т.Г.Шевченка
(*протокол №7 від 27 лютого 2026*)

Гідравліка. (курс лекцій). Чернігів. 2026

Курс лекцій з дисципліни «Гідравліка» містить
необхідний навчальний матеріал розрахований
на студентів технологічних факультетів та
інститутів педагогічного спрямування. Може
бути використаний викладачами та студентами
професійних закладів технічного напрямку

Передмова

Навчальний предмет «Гідравліка» вивчається в університетах педагогічного спрямування, як загально-технічна дисципліна. Його вивчення дає можливість ознайомити студентів з основами гідростатики, гідродинаміки та гідравлічних машин, що забезпечить не тільки засвоєння інших технічних дисциплін, а й допоможе в майбутньому реалізувати в школі принцип політехнічної освіти.

Даний навчально-методичний посібник підготовлений як курс лекцій. Теми лекції відповідають програмі курсу, охоплюють теоретичні основи гідравлічних явищ і законів та застосування їх у побудові гідравлічних машин. Кожна лекція має план, текст, контрольні запитання та завдання для самостійної роботи. В посібнику ґрунтовно висвітлені тільки основні питання курсу. На думку автора цього достатньо, щоб у студентів сформувати знання і вміння для самостійного опрацювання будь-яких питань з гідравліки. Значної уваги в ньому приділено поясненню гідравлічних законів і явищ та математичних викладок.

Текст лекцій супроводжується значною кількістю малюнків. Це, на думку автора

покращує сприйняття нового матеріалу, робить його образним, зрозумілим

ЗМІСТ

Тема 1. Гідростатика. Основні поняття гідростатики	1
Тема 2. Гідростатичний тиск Диференціальне рівняння Ейлера	34
Тема 3. Основи гідродинаміки. Рівняння Бернуллі для ідеальної рідини	63
Тема 4. Рівняння Бернуллі для реальної рідини та застосування його на практиці.	84
Тема 5. Гідравлічний опір. Втрати напору по довжині труби та на місцевих опорах	108
Тема 6. Види трубопроводів та їх характеристика. Розрахунок	146
Тема 7. Використання законів гідравліки при конструюванні гідравлічних машин	179
Тема 8. Гідравлічні насоси. Порційні і динамічні	

насоси. Застосування гідравлічних
насосів у сучасній техніці.....223

Тема 1. Гідростатика. Основні поняття гідростатики

Короткі відомості з історії гідравліки

Основні поняття гідравліки

Методи визначення в'язкості рідини

Аномалії рідини

Короткі відомості з історії гідравліки

Гідравліка - інженерна наука, яка займається вивченням спокою та руху рідини, її взаємодії з твердими тілами.

Поняття „гідравліка” виникло від сполучення грецьких слів хюдор (вода) і аулос (труба), що спочатку означало рух води по трубах. Мабуть, в далекому минулому саме ці питання, в зв'язку з необхідністю забезпечення водопостачання, вивчались гідравлікою.

В даний час під „гідравлікою” розуміється вивчення будь-якої рідини.

Своїм корінням гідравліка входить в доісторичні часи, коли людина почала займатись сільським господарством і була змушена зрошувати землю. Тисячолітній досвід та спостереження допомагали створювати

численні зрошувальні канали, водогони та водопідйомні споруди стародавнього світу, частина з яких збереглась до сьогодні. Однак минуло багато століть і навіть тисячоліть перш ніж почали з'являтися узагальнення гідравлічних явищ.

Першим вченим, праці якого в галузі гідравліки дійшли до нас, був Архімед (287-212 р.р до н.е.). Він написав першу відому нам наукову працю - „Про плаваючі тіла”. Крім того йому належить винахід першої водопіднімальної машини. Математик і механік того часу Архімед залишив після себе настільки глибокий аналіз питань гідростатики і плавання, що до цього часу до них мало що вдалося додати.

Представник стародавньогрецької школи Ктезібій (II чи I ст. до н.е.) винайшов пожежний насос, водяний годинник та деякі інші гідравлічні пристосування. Герону (біля I ст. до н.е.) належить описання сифону, водяного органу, автомату для відпуску рідини та інших гідравлічних пристроїв.

Римляни продовжили розпочаті греками роботи. В Стародавньому Римі будувались

складні для того часу гідротехнічні споруди. Фронтін (40-103 р. н.е.) відмічає, що в часи Грояна в Римі було 9 водогонів, причому загальна довжина водогінних ліній складала 436 км. Римляни уже почали аналізувати закономірності руху води - на наявність зв'язку між площею живого перетину і ухилом дна русла, на опір води в трубах, на нерозривність руху рідини.

В епоху Середньовіччя розвиток наукової думки був загальмований і лише через тисячоліття в епоху Відродження почався новий період розвитку науки та мистецтва. В Італії появився геніальний вчений, винахідник Леонардо да Вінче (1452-1519), який, як відомо вів експериментальні та теоретичні дослідження в самих різних галузях, в тому числі і в гідравліці. Леонардо вивчав принцип роботи гідравлічного пресу, аеродинаміку літаючих апаратів, утворення коловоротів, відбивання та інтерференцію хвиль, витікання рідини через отвори та водозливи. Він винайшов відцентровий насос, парашут, анемометр.

До цього періоду відносяться роботи нідерландського математика - інженера Сімона

Стевіна (1548-1620), який визначив величину гідростатичного тиску на плоску фігуру і пояснив „гідростатичний парадокс”. В цей же період великий італійський механік, фізик і астроном Галілео Галілей (1564- 1642) довів, що гідравлічний опір зростає із збільшенням швидкості і з ростом густини рідкого середовища. Він також з’ясовував питання про вакуум.

В період XVII і початок XVIII ст. з’явилась плеяда видатних вчених, які багато зусиль приклали для розвитку гідравліки. Серед них такі як: Кастеллі (1577-1644) - виклав принцип нерозривності потоку рідини; Торичеллі (1608-1647) - запропонував формулу розрахунку швидкості витікання рідини з отвору та винайшов ртутний барометр; Паскаль (1623-1662) встановив, що величина гідростатичного тиску не залежить від орієнтації площини дії; Ньютон (1643-1727) - розкрив закони внутрішнього тертя в рідині.

Бурхливого розвитку гідравліки набула в епоху капіталізму. Дослідження А. Шезі (1718-1798 р.р.), А. Дарсі (1803-1856 р.р.), Ю. Вейсбаха (1806-1871 р.р.), О. Рейнольдса (1842-

1912 р.р.), Д.І. Менделєєва (1834-1907 р.р.), М.П. Петрова (1836-1920 р.р.), М.Е. Жуковського (1847-1921 р.р.) та інших дали можливість розв'язати багато важливих для практики гідравлічних проблем.

Паралельно з практичною в цей час почала розвиватися теоретична гідравліка. Її теоретичні основи були закл^{ні} трьома видатними математиками XVIII століття: Данилом Бернуллі, Ейлером та Д'Аламбером. Продовжили їх дослідження Ж.Л. Лагранж, Д.Г. Стокс, Н.С. Громекі, С.А. Чалигін, Н.Е. Кочин та ін.

В кінці XIX - на початку XX століть починається взаємний обмін прикладної гідравліки та гідромеханіки. В гідравліці використовується потужний математичний апарат гідромеханіки. Із технічної механіки рідини починають виділятися окремі напрямки. В сучасній промисловості немає галузі де б не використовувалась гідравліка. Побудовані величезні гідроелектростанції, зрошувальні системи, водогінні станції, нафто- та газогінні станції тощо.

Гідравліка знайшла широке застосування

в будівельній галузі, верстатобудуванні, транспорті, медицині, в автоматизованих системах управління обладнанням металургії тощо.

В даний час в Україні працюють науково-дослідні установи, в яких ведуться фундаментальні дослідження в галузі гідравліки, розробляються необхідні для практики наукові розробки, завдяки яким вступають до ладу потужні магістральні трубопроводи, будуються потужні гідравлічні турбіни, розвиваються нові види транспортувань - пневмо- і гідроконтейнерні, які по трубах транспортують руду.

сільськогосподарську та промислову продукцію, промислові та побутові відходи тощо. В сучасному господарстві гідравліка завойовує все нові і нові позиції.

Основні поняття гідравліки

Рідина — це фізичне тіло, що має властивості текучості, тобто воно набирає форми посудини, в якій міститься. Розрізняють рідини краплинні (вода, нафта, ртуть і т.д.) і газоподібні (гази). Проте є рідини які дещо

відрізняються від попередніх. У більшості з них режим текучості настає тільки після того, як напруження сил внутрішнього тертя перевищує якийсь певне для кожної рідини значення початкового напруження. Це густі суспензії, шлами, масляні фарби, молочні продукти, смоли та ін. Гідравліка розглядає переважно краплинні рідини, тобто такі, які можуть мати вільну поверхню, що межує з газоподібним середовищем.

У гідравліці для спрощення розгляду явищ чи встановлення певних закономірностей часто користуються поняттями ідеальні і реальні рідини. Ідеальної рідини в природі немає - це наукова абстракція. Вважають, що ідеальна рідина зовсім не стискується і між її частинами відсутні сили внутрішнього тертя, тобто ця рідина немає в'язкості.

Розрізняють *тверді поверхні*, які обмежують об'єм рідини (наприклад, стінки і дно посудини, в якій знаходиться рідина), і *вільні поверхні*, по яким рідина межує з газами (наприклад, поверхня рідини, яка межує з повітрям у відкритій посудині).

Сили, які діють на певний об'єм рідини в

гідравліці, як і в теоретичній механіці розділяють на *внутрішні* і *зовнішні*. Внутрішні сили - це сили взаємодії між окремими частинами рідини. Зовнішні сили розділяють на поверхневі, які прикладені до поверхонь, які обмежують об'єм рідини (наприклад, сила тиску атмосфери, сили реакції стінок та дна посудини) та об'ємні сили, які неперервно розподілені по всьому об'єму рідини (наприклад, сила тяжіння, сили інерції). Їх ще називають масові сили.

Інколи, розглядаючи поверхневий шар рідини, висловлюють думку про існування сили поверхневого натягу. Проте це гіпотетична величина, яка інколи застосовується для з'ясування капілярних явищ.

При розв'язанні різних проблем часто приходить мати справу з нерухомою рідиною. Розділ гідравліки, який розглядає силову дію рідини в стані рівноваги на стінки посудини або на занурені в рідину тіла, називають *гідростатикою*. Проте частіше в гідравліці мають справу з рухомою рідиною. Дослідження рухомої рідини поступово привели до створення розділу гідравліки (науки), яку називають „механікою

рідкого тіла”, або „гідромеханікою”, яка розділяється на *кінематику* і *гідродинаміку*.

Слід зазначити, що в силу різних причин гідромеханіка розвивалась по двом напрямкам: по напрямку, який властивий технічним наукам і по напрямку чисто математичному, який базується на відносно складному математичному апараті.

Маючи один і той об’єкт дослідження, ці два напрямки суттєво відрізняються. В технічній механіці рідини (гідравліці) при розв’язанні різних практичних задач широко використовуються ті чи інші допущення, спрощення, експериментальні дані, напівемпіричні формули, усереднені величини, які дають прийнятний для практики результат.

В математичній механіці рідини навпаки уникають спрощень, неточностей, експериментальних даних. Рішення, отримані в математичній гідромеханіці більш строгі в математичному відношенні. По характеру математична механіка рідини формально подібна до математичної теорії пружності твердого тіла.

Необхідно зазначити, що технічна

механіка рідини є широкою самостійною технічною наукою, яка включає в себе багато різних розділів, які стосуються окремих сторін проблеми. Звичайно, ці розділи повинні викладатись з урахуванням специфіки проблеми. Так для будівельних спеціальностей треба більше уваги приділяти процесам, які характерні при будівництві та експлуатації інженерних споруд; для гідромеліоративних спеціальностей розгляд зосереджується на потоках рідини і т.д.

В педагогічних вузах на індустріально-педагогічних факультетах основна увага зосереджена на розгляді тих процесів з якими зштовхуються в машинобудуванні та експлуатації машин та механізмів.

Таким чином, терміни „гідравліка”, „технічна механіка рідини” і „технічна гідромеханіка” слід розглядати як синоніми, тобто як такі, що мають однаковий зміст.

Властивість рідини чинити опір відносному руху її шарів називається – *в'язкістю*. Фізична суть в'язкості була з'ясована І. Ньютоном. В 1686 р. він висловив гіпотезу

про те, що в'язкість в паралельноструминному потоці рідини викликана внутрішнім тертям.

У 1883 р. М.П. Петров експериментально підтвердив справедливість гіпотези Ньютона. Тепер для паралельноструминного потоку рідини встановлені Ньютоном залежності можна сформулювати так.

Сила F (Рис. 1.2) повздовжнього внутрішнього тертя в паралельноструминному потоці рідини:

- 1) прямо пропорційна градієнту швидкості;
- 2) прямо пропорційна площі S поверхні стикання сусідніх шарів рідини;
- 3) не залежить від тиску;
- 4) залежить від фізичних властивостей рідини;
- 5) залежить від температури рідини.

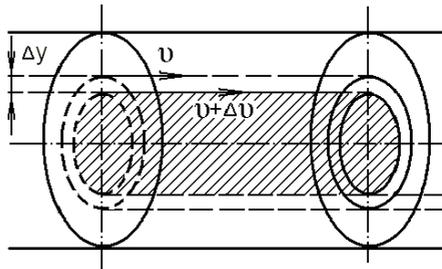


Рис.1.2

Сказане вище можна представити так:

$$F = \mu \frac{dv}{dy} S \quad (1-1)$$

Коефіцієнт μ називають *динамічною в'язкістю*.

Оскільки

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \frac{dv}{dy},$$

то при $\frac{dv}{dy} = 1$ чисельно $\mu = \tau$.

Звідки витікає, що динамічна в'язкість виражає дотичне напруження сил внутрішнього тертя у рідині.

Для спрощення математичних розрахунків вводять абстрактну величину *кінематичну в'язкість* рідини

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-2)$$

Одиниця вимірювання динамічної в'язкості – Па·с; кгс·с/м²; дин·с/см².

Величина 1 дин·с/см² називається Пуазом (П) в честь професора медика Пуазейля, який вперше отримав точні дослідні дані в'язкості рідини:

$$1\text{П} = 0,0102 \text{ кгс}\cdot\text{с}/\text{м}^2 = 0,1 \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Кінематична в'язкість вимірюється в $\text{м}^2/\text{с}$, або в Стоксах

$$1\text{Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = \text{П} \cdot \text{см}^3/\text{Г}$$

Зазначимо, що вище йшла мова про ньютонівські рідини. Проте є рідини, які не повністю підлягають законам тертя Ньютона (неньютонівські рідини). У більшості з них режим текучості настає тільки після, того як напруження сил внутрішнього тертя τ перевищує якесь певне для кожної рідини значення початкового напруження τ_0 (це густі суспензії, шлами, пасти, масляні фарби, смоли та ін.) Їх вивченням займається наука реологія.

Для визначення в'язкості рідин використовуються віскозиметри різних типів. Одним із поширених методів визначення в'язкості рідини є метод Стокса.

Прилад для визначення в'язкості рідини цим методом складається з високого скляного циліндра, наповненого рідиною, яка досліджується (рис. 1.3)

Цей циліндр має дві кільцеві горизонтальні риски, розміщені одна від одної на певній відстані l . Щоб захистити циліндр з досліджуваною рідиною від зміни температури,

його ставлять в посудину з кімнатної температури водою.

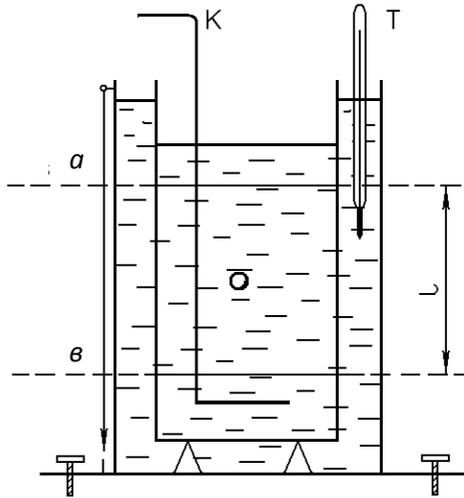


Рис. 1.3

Потрібно це робити з двох причин:

1) в'язкість рідини дуже залежить від температури;

2) при різких коливаннях температури в рідині виникають конвекційні течії, які при малих швидкостях руху кульки внесуть великі похибки в результати вимірювань.

Кулька опущена в рідину спочатку рухається прискорено, але прискорений рух швидко переходить в рівномірний. Це відбувається на глибині 5-8 см. На цій глибині

на циліндрі нанесена верхня горизонтальна риска a . У нижній частині циліндра нанесена друга горизонтальна риска b .

Для визначення в'язкості рідини при різних температурах в посудину, де міститься циліндр, наливають теплої води і добре перемішують або нагрівають її електричним нагрівником до необхідної температури. Циліндр заповнюють досліджуваною рідиною. Беруть сталю кульку радіусом r і опускають її в досліджувану рідину якомога ближче до осі циліндра. В момент проходження кульки через риску a пускають секундомір. На кульку, що падає у в'язкій рідині, діють три сили: вага кульки G , виштовхувальна сила Q і сила опору рухові з боку рідини N , зумовлена внутрішнім тертям рідини.

Стокс встановив, що швидкість руху кульки можна визначити за такою формулою:

$$v = \frac{1}{6\pi} \cdot \frac{N}{r\mu} \quad (1-3)$$

На підставі другого закону Ньютона знаходимо:

$$N = G - Q,$$

Або

$$N = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_k \cdot g - \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot \rho_p \cdot g.$$

Звідки

$$N = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 \cdot g (\rho_k - \rho_p).$$

Підставивши це значення у формулу швидкості, отримаємо:

$$v = \frac{2(\rho_k - \rho_p)}{9\mu} \cdot r^2 \cdot g.$$

Звідки

$$\mu = \frac{2(\rho_k - \rho_p)}{9v} \cdot r^2 \cdot g$$

або

$$\mu = \frac{2(\rho_k - \rho_p)}{9\ell} \cdot r^2 \cdot g \cdot t, \quad (1-4)$$

де ℓ – шлях пройдений кулькою при рівномірному падінні;

t - відповідний час.

Динамічну в'язкість можна визначити віскозиметром Освальда на підставі закону Пуазейля, який виражається такою формулою:

$$V = \frac{\pi \cdot p \cdot r^4 t}{8\mu \cdot \ell}, \quad (1-5)$$

де V – об'єм рідини, що витікає з довгої капілярної трубки;

p – різниця тисків на кінцях трубки;

r - радіус капіляра;

t - час витікання рідини;

ℓ - довжина капіляра;

μ - в'язкість рідини.

З попередньої формули знаходимо μ :

$$\mu = \frac{\pi \cdot p \cdot r^4 t}{8 \cdot V \cdot \ell}.$$

Якщо рідина витікає під впливом власної ваги, то різниця тисків p дорівнює гідростатичному тиску, тобто

$$p = \rho \cdot g \cdot h,$$

де ρ – густина рідини;

g – прискорення сили земного тяжіння;

h – висота стовпа рідини.

Тоді

$$\mu = \frac{\pi \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot r^4 t}{8 \cdot V \cdot \ell} \quad (1-6)$$

Якщо відома в'язкість однієї рідини, наприклад води, то знаходження в'язкості іншої рідини значно спрощується.

Справді, позначивши для води: в'язкість через μ_0 ; густину — ρ_0 ; час витікання — t_0 ; останній вираз можна переписати

$$\mu_0 = \frac{\pi \cdot \rho_0 \cdot g \cdot h \cdot r^4 t_0}{8 \cdot V \cdot \ell}$$

Поділивши почленно останні два вирази, отримаємо:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{\rho \cdot t}{\rho_0 \cdot t_0}$$

Звідси остаточно знаходимо:

$$\mu = \mu_0 \frac{\rho \cdot t}{\rho_0 \cdot t_0} \quad (1-7)$$

Отже, для визначення в'язкості даної рідини треба знайти густину цієї рідини ρ , час витікання t і час витікання води t_0 . Значення в'язкості води і густини беруть з таблиць.

В'язкість рідини дуже зменшується із зростанням температури і для води вона має такі значення:

Таблиця 1-3. В'язкість води при різних температурах

t°	14°	15°	16°	17°	18°
μ	0,0117	0,0114	0,0111	0,0108	0,0105

t°	19°	20°	21°	22°	23°
μ	0,0102	0,01	0,0098	0,0095 7	0,0093 6

Віскозиметр Оствальда зображений на рис. 1.4

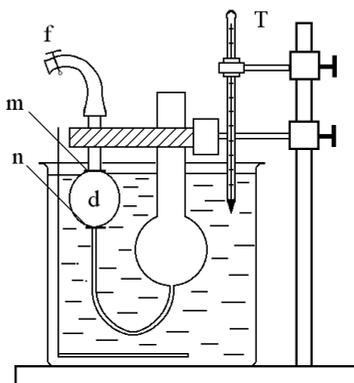


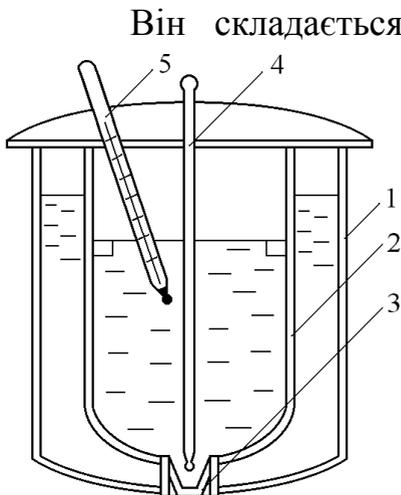
Рис. 1.4

Спочатку дослід проводять з дистильованою водою. В праве коліно приладу впускають 3-4 см³ дистильованої води. Обережно (користуючись гумовою грушею чи насосом, приєднаними до гумової трубки f) всмоктують воду в кульку d трохи вище позначки m і затискачем затискають гумову трубку f . Відпускають затискач i в момент проходження меніска води через верхню позначку m пускають в хід секундомір. В момент проходження меніском води нижньої позначки n зупиняють секундомір. Таким способом виміряють час t_0 витікання води, що міститься в об'ємі кульки d .

Потім виливають воду з віскозиметра i , просушивши його, проводять дослід з тією рідиною, для якої треба визначити в'язкість.

Підставивши отримані значення в останню формулу, знаходять μ рідини, яка досліджується.

Великого поширення набув віскозиметр Енглера (рис.1.5).



(рис.1.5).

Він складається з двох концентрично розміщених латунних резервуарів 1 і 2.

У центрі сферичного dna внутрішнього резервуара є калібрований отвір з трубкою, через яку виливається досліджувана рідина. Отвір 3 закривається голчатим клапаном 4.

Температура рідини, яка досліджується визначається термометром 5. У внутрішню посудину наливають рідину, відкривають голчатий клапан і визначають час витікання рідини t .

Динамічну в'язкість визначають за експериментальною формулою:

$$\mu = \left(7,24 \frac{t}{t_0} - \frac{6,25 \cdot t_0}{t}\right) \rho \cdot 10^{-6}, \quad (1-7)$$

де t_0 – час витікання такої ж кількості дистильованої води при температурі 20 °С.

Для вимірювання в'язкості рідини використовують і інші її властивості: різну

гальмівну силу при обертанні тіла досліджуваній рідині (віскозиметр Вогаровича), здатність чинити опір коливальному рухові робочого елемента, зануреного у випробувальну

Остання властивість дає змогу конструювати віскозиметри неперервної дії із застосуванням сучасних засобів електроніки і підвищувати точність визначення в'язкості.

Рідинам властиве *випаровування*. Це явище обумовлено тим, що молекули, які знаходяться в поверхневому шарі рідини можуть отримати від сусідніх молекул додаткову енергію, якої достатньо для подолання міжмолекулярних сил притягання. Сукупність молекул рідини над її поверхнею створює пару. Чим більша температура рідини, тим більша імовірність „вильоту” молекул з рідини.

Частина молекул, які покинули рідину розвіюються в просторі над рідиною, а інша частина може повернутися в рідину. Проте над відкритою поверхнею рідини більше молекул, які розвіюються в просторі, а ніж тих які повертаються в рідину. В такому разі над

рідиною буде ненасичена пара, тобто не буде динамічної рівноваги між парою та рідиною.

Кількість молекул, які покидають рідину буде завжди більша за кількість молекул, які повертаються назад. Якщо посудину з рідиною закрити, то з часом над рідиною створиться насичена пара. Її тиск буде тим більший, чим вища температура рідини.

Якщо тиск в рідині дорівнюватиме тиску насиченої пари при даній температурі, в середині будуть утворюватися бульбашки заповнені парою рідині та розчиненими в ній газами повітря. Суцільність рідини порушиться. Якщо рідина має вільну поверхню, то бульбашки піднімаються з рідини – відбувається *кипіння*.

Оскільки тиск насиченої пари рідини із збільшенням температури зростає, то її можна змусити кипіти при температурі більш високій, а ніж у відкритій посудині. Такі закриті посудини називають автоклавами. Рідину можна змусити кипіти знижуючи тиск над її поверхнею. Наприклад, вода може закипіти при кімнатній температурі. Це теж

використовується в техніці. На цьому принципі може працювати, наприклад, пральна машина.

Таблиця 1-4. Тиск (в Па) насиченої пари

Рідина	Температура рідини, °С			
	0	20	40	60
Вода	613	2332	7350	1989
Легка нафта	3430	7840	13720	4
Бензин	6468	10682	22580	3724
Буровий розчин	-	3135	8320	0
				-

Рідина	Температура рідини, °С			
	80	100	120	
Вода	47334	101325	198535	
Легка нафта	85260	-	-	
Бензин	-	-	-	
Буровий				

розчин	-	-	-	
--------	---	---	---	--

Відомо, що рідини у відкритій посудині можуть кипіти при нормальному тиску та певній температурі, яку називають *температурою кипіння*.

У звичайних умовах до складу рідини входить біля 2% повітря. Частина цього повітря у воді знаходиться у мікробульбашках, які не видні для ока, а інша частина розчиняється у воді.

При підвищенні температури вода починає випаровуватись у повітряні бульбашки. Тиск в них зростає, що приводить до збільшення об'єму бульбашок. При цьому зростає виштовхуюча сила. Бульбашки починають підніматись, але попадають в непрогріті шари рідини і пара в них конденсується. Об'єм бульбашок зменшується і вони знову стають невидимими. Проте вони здійснюють перенос тепла завдяки чому верхні шари рідини швидше прогріваються. Так відбувається до того часу поки інтенсивність утворення бульбашок не зростає до такого значення, коли бульбашки

швидко доходять майже до поверхні рідини і захоплюються. Наприклад, для води це характерно при температурі близькій 95 °С. Раптове захоплення бульбашок спричиняє значний шум. Після цього бульбашки досягають поверхні рідини і виносять на зовні пару, рідина кипить. Отже, можна сказати, що кипіння це явище при якому відбувається пароутворення, як із зовнішніх, так і внутрішніх шарів рідини.

Таблиця 1-5. Температура кипіння води при різному тиску (Н у мм рт. ст.)

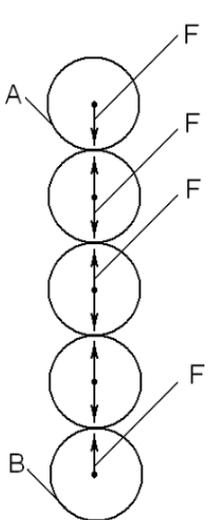
Н	Т°	Н	Т°	Н	Т°	Н	Т°
680	96,9	705	97,9	73	98,8	755	99,82
681	2	706	1	0	8	756	99,85
682	96,9	707	97,9	73	98,9	757	99,89
683	6	708	5	1	1	758	99,93
684	97,0	709	97,9	73	98,9	759	99,96
685	0	710	9	2	5	760	100
686	97,0	711	98,0	73	98,9	761	100,0
687	4	712	3	3	9	762	4
688	97,0	713	98,0	73	99,0	763	100,0
689	8	714	7	4	3	764	7
	97,1		98,1	73	99,0		100,1
	2		1	5	7		1

	97,1		98,1	73	99,1		100,1
	6		4	6	0		5
	97,2		98,1	73	99,1		
	0		8	7	4		
	97,2		98,2	73	99,1		
	4		2	8	8		
	97,2		98,2	73	99,2		
	8		6	9	2		

З'ясувалося, що пароповітряні бульбашки, по-перше, можуть утворитися не тільки при кипінні рідини, а, по-друге, їх властивості різко відрізняються від властивостей рідини, перш за все стисливістю – стисливість цієї емульсії різко зростає. Утворені бульбашки з пароповітряною сумішшю переміщуються потоком рідини в область підвищеного тиску, де пара конденсується, а повітря стискується. Це відбувається швидко і супроводжується значним миттєвим місцевим підвищенням тиску, в декілька тисяч разів більшим за атмосферний. Цей тиск діє на стінки, труб, насосів, лопаті турбін тощо, що приводить до ерозії та руйнування металу. Це явище називається *кавітація*.

Прояв кавітації знижує пропускну здатність трубопроводів, насосів, зменшує коефіцієнт корисної дії механізмів. Кавітація може вивести з ладу турбіни, насоси, гребні гвинти кораблів. Навіть може бути зруйнований бетон гідротехнічних споруд.

Важливим для практики є питання *молекулярного тиску*. Рідина складається з молекул, які притягуються одна до іншої.



Якщо уявити ряд кульок (рис. 1.6), які притягуються одна до іншої з силою F , то зрозуміло, що всі вони за винятком крайніх A і B , будуть знаходитись в байдужому стані: дві сили F , які прикладені до кожної кульки (з боку сусідніх) взаємно зрівноважуються.

Що стосується крайніх кульок A і B , то на кожну з них буде діяти

Рис.1.6 тільки одна зовнішня сила F – тоді весь „стовпчик” молекул повинен бути стиснутий силою F . Виходячи з такої достатньо умовної схеми, можна стверджувати, що рідина в посудині повинна

бути стиснута своїм поверхневим шаром , товщина якого дорівнює радіусу молекулярної дії.

Таким чином, вільна поверхня рідини перебуває в особливому напруженому стані і до деякої міри нагадує тонку розтягнуту плівку.

Утворення поверхневої плівки, як в рідинах, так і в твердих тілах є результатом прояву молекулярних сил. Якщо ж молекула перебуває біля поверхні рідини на відстані, меншій за радіус дії молекулярних сил, то притягання молекул, що лежать нижче, перевищує притягання молекул, які лежать вище, і рівнодійна всіх молекулярних сил буде направлена вниз – всередину рідини. Чим ближче молекула до поверхні рідини, тим більше буде ця сила.

Коли ж молекула перебуває на самій поверхні рідини (рис.1.7), то сили міжмолекулярного притягання направлені тільки по поверхні та в середину рідини. Складові молекулярних сил, направлені по поверхні рідини, намагаються скоротити поверхню рідини і утворюють так званий *поверхневий натяг*.

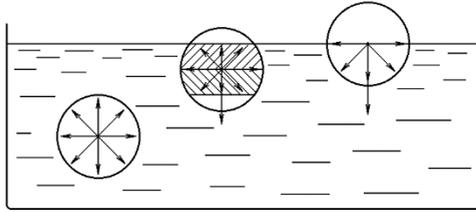


Рис. 1.7

Тиск, який чинить поверхневий шар на рідину, як показали розрахунки та дослідження, достатньо великий. Наприклад, для води він досягає близько $11 \cdot 10^5$ кПа (11000 атм). Цей тиск називається *молекулярним тиском*. Цим і пояснюється мала стискуємість рідин. Зовнішні сили, які можуть діяти на рідину, в порівнянні з молекулярним тиском незначні. Можна довести, що молекулярний тиск на рідину залежить від кривизни її поверхні (рис.1.8), тобто $P_{вгн} < P_{пл} < P_{вип}$.

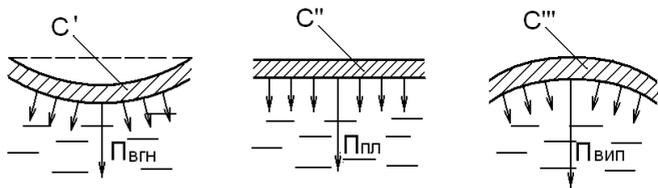


Рис. 1.8

Молекулярний тиск, яким би він великим не був, не може зруйнувати посудину в якій знаходиться рідина. Він зовнішнє не

проявляється і не може бути вимірний простим приладом. Тому при розгляді більшості гідравлічних явищ його не враховують. Виключення становить *капілярне явище*.

Якщо опустити скляну тонку (капілярну) трубку в рідину, що змочує її стінки (вода), то рідина в трубці підніметься на деяку висоту над рівнем рідини в посудині (рис.1.9)

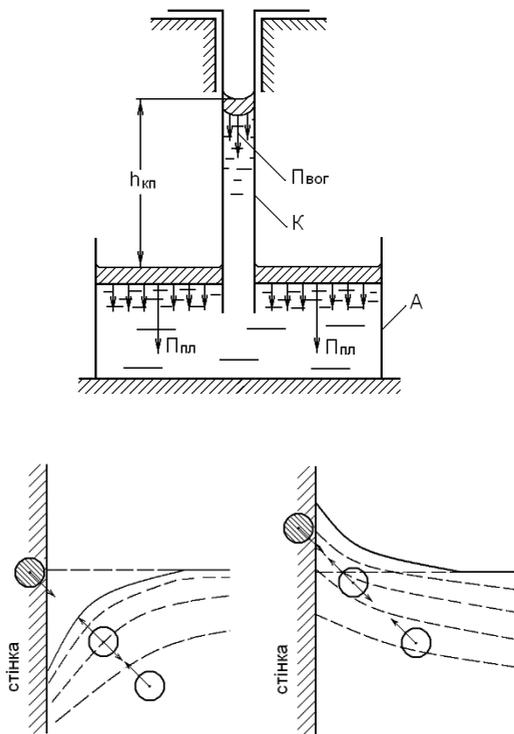


Рис. 1.9

Якщо рідина не змочує стінок трубки (ртуть), то навпаки, вона опуститься нижче рівня рідини в посудині. Це явище пояснюється зміною внутрішнього молекулярного тиску залежно від форми поверхні рідини.

У капілярних трубках внаслідок взаємодії молекул рідини з молекулами трубки поверхня рідини викривляється. Вплив цього викривлення поверхні рідини на внутрішній молекулярний тиск виражено в формулі Лапласа:

$$p = p_0 \pm \alpha \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right),$$

де p – тиск під викривленою поверхнею;

p_0 – тиск під плоскою поверхнею;

α – коефіцієнт поверхневого натягу;

R_1 і R_2 – радіуси кривизни поверхні рідини в двох взаємно перпендикулярних напрямках.

Для трубки $R_1 = R_2 = R$, тоді рівняння Лапласа буде мати такий вигляд:

$$p = p_0 \pm \frac{2\alpha}{R}. \quad (1-8)$$

Знак (+) стосується опуклої поверхні рідини, а знак (-) - до угнутої. Отже, для змочуючих рідин тиск під угнутим меніском у трубці буде менший ніж під плоскою поверхнею рідини в широкій посудині, на величину $\frac{2\alpha}{R}$, а при незмочуючих, навпаки, буде більший на цю ж величину. Цим і пояснюється, що рідина в капілярних трубках при змочуванні піднімається, а при незмочуванні опускається.

При рівновазі рідини, очевидно, зменшення тиску в трубці під угнутим меніском має дорівнювати гідростатичному тиску, тобто

$$\frac{2\alpha}{R} = \rho \cdot g \cdot h, \quad (1-9)$$

де h – висота підняття рідини в капілярній трубці відносно рівня рідини в посудині.

Треба зазначити, що вода в капілярній трубці практично не відрізняється від звичайної води. Хоча все-таки в трубці знаходиться тонкий шар води механічні властивості якої дещо відрізняються від звичайної води. Його називають шар „твердої води”. Вважають, що така тверда вода здатна знаходитись у спокої при дії дотичних напруг.

Аномалії води

1. В інтервалі температур від 4° до $+0^{\circ}$ (по Цельсію) об'єм води при її охолодженні не зменшується, а збільшується. Густина води зменшується. Вода стає легшою.

2. Температура замерзання води із збільшенням тиску знижується, а не підвищується(при тисках до 2000 ат.).

3. Питома теплоємність води надзвичайно велика у порівнянні з іншими тілами і мінімальна вона при 30° (по Цельсію).

4. Надзвичайно висока теплота плавлення з підвищенням тиску зменшується, а не збільшується, як можна було б чекати.

5. Аномальна дисперсія в області електричних (висока діелектрична постійна) і теплових променів.

Навіть “хімічно чиста” вода є не простим з'єднанням H_2O . З точки зору молекулярної фізики воду можна уявити собі швидше як з'єднання різного роду полімеризованих молекул $2H_2O$, $3H_2O$ і т. д. Ще більш складною є вода в умовах штучних споруд, її використання. В цих умовах вода як

“розчинник” не може йти в порівняння з жодною іншою речовиною. В наслідок

високої діелектричної постійної у воді активно відбувається електрична дисоціація. Вода як розчинник сама по собі може агресивно діяти на метал і бетон гідроспород. Причиною цього є перш за все дія агресивної вуглекислоти, яка міститься у воді.

Присутність у воді розчинених солей і твердих частинок приводить до небажаного явища вимивання стінок споруд.

Контрольні запитання

- Назвіть основні етапи розвитку гідравліки як науки.
- Який фізичний зміст має динамічна в'язкість?
- Чому в'язкість рідини визначають декількома, а не одним способом?
- Які особливі властивості має вода?

Завдання для самостійної роботи

1. Пояснити процес кипіння рідини.
2. Пояснити явище текучої рідини.

3. З'ясуйте будову молекули води та в чому полягає подібність та різниця з будовою твердого тіла.

Тема 2. Гідростатичний тиск
Диференціальне рівняння Ейлера
Гідростатичний тиск та його властивості
Диференціальне рівняння рівноваги різних
Поверхня однакового типу
Основні рівняння гідростатики

Гідростатичний тиск та його властивості

В гідростатиці вивчають рідини, які знаходяться у спокої, тобто такі рідини в яких дотична напруга завжди дорівнює нулю.

Основним поняттям гідростатики є гідростатичний тиск.

В спокійній рідині гідростатичним тиском p в деякій точці називають скалярну величину, яка дорівнює модулю (значенню) напруженості σ в цій точці. $p = |\sigma|$, де $|\sigma|$ - модуль напруженості.

Гідростатичний тиск в рідині виникає в наслідок дії масових і поверхневих сил.

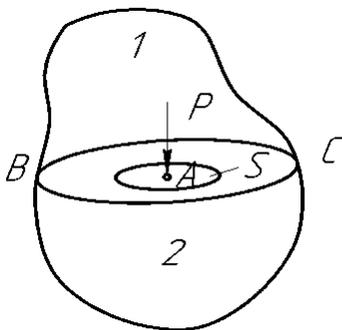


Рис.2.1

Для більш глибокого розуміння суті гідростатичного тиску звернемося до такого умовного експерименту. Візьмемо довільний об'єм рідини в стані спокою (рис.2.1) і через будь-яку точку A , взяту в

середині цього об'єму, проведемо довільну поверхню BC , яка поділить цей об'єм рідини на дві частини: 1 і 2. Візьмемо біля точки A на поверхні BC якусь площу S . Через поверхню BC передаватиметься сила тиску Рис.2.1 з боку частини 1 на частину 2. Потім мисленно відкинемо верхню частину 1. Тоді для збереження рівноваги нижньої частини 2 треба замінити вплив на неї відкинутої верхньої частини силою P . Цю силу називають *силою гідростатичного тиску*.

Сила P щодо частини 2, що залишилась, є зовнішньою поверхневою силою. Щодо всього об'єму рідини, який складається з двох частин, сила P є внутрішньою і їй протидіє реакція такої ж величини, як і ця сила.

Поділивши силу гідростатичного тиску P на величину площі S , отримуємо середній гідростатичний тиск p_c :

$$\frac{P}{S} = p_c.$$

Якщо в добутій формулі площа S прямує до нуля, то величина p_c прямуватиме до певної межі, яку позначимо через p . Ця межа виражає тиск в точці A . Величину p називають *гідростатичним тиском*.

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta S}.$$

Для рідин, які знаходяться в рівновазі, він аналогічний напруженню стискування в твердих тілах. Одиниця вимірювання гідростатичного тиску – Ньютон на метр квадратний (Н/м^2), називається Паскалем (Па).

На практиці гідростатичний тиск виражається різними способами. Якщо при його визначенні враховується і атмосферний тиск, то отриманий тиск називають *абсолютним*, позначають p . Якщо ж не враховують атмосферний тиск, то називають *надлишковим* або *манометричним*. Коли ж абсолютний тиск виявиться меншим атмосферного, то недостатчу

цього атмосферного тиску називають *вакуумом* (розрідженням).

Надлишковий тиск може бути будь-яким, оскільки абсолютний тиск може бути як завгодно великим. Максимально можливий вакуум не може бути більше атмосферного тиску.

Гідростатичний тиск у точці має дві основні властивості.

Перша властивість полягає в тому, що гідростатичний тиск перпендикулярний до елемента поверхні, на яку він діє, і спрямований за внутрішньою нормаллю.

Цю властивість доводять від протилежного. Уявимо певну масу рідини, що перебуває в стані спокою (рис.2.2).

Поділимо цей об'єм довільною поверхнею S-S на дві частини. Нехай у якійсь точці A цієї поверхні гідростатичний

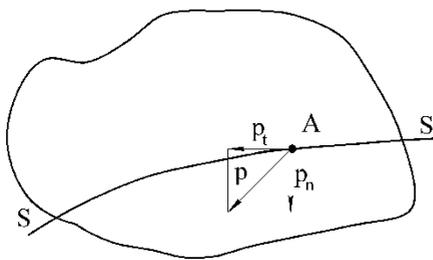


Рис.2.2

тиск p спрямований не за нормаллю до поверхні S-S.

Відомо, що рідина нечинить опору

дотичним

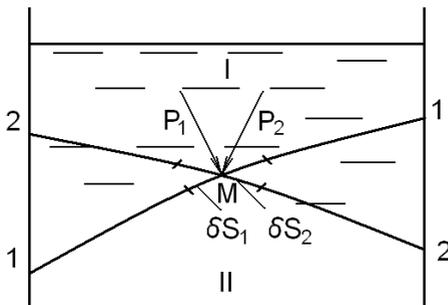
напруженням і під впливом дотичної складової гідростатичного тиску вона не повинна бути у стані спокою, що суперечить початковій умові. Звідси робимо висновок, що припущення про не збіг p з нормаллю помилкове.

Припустимо тепер, що в точці A тиск діє за нормаллю, але спрямований назовні об'єкта, що розглядається. Відомо, що в звичайних умовах рідина не чинить опору розтягуючим зусиллям і під впливом їх починає рухатись, що знову суперечить умові про рівновагу.

Таким чином, гідростатичний тиск є тиском стискувальним.

Друга властивість гідростатичного тиску полягає в тому, що в будь-якій точці рідини гідростатичний тиск діє однаково в усіх напрямках, тобто не залежить від кута нахилу елементарної площини, на яку він діє. Візьмемо певний об'єм рідини, яка знаходиться в посудині (рис. 2.3)

В цій рідині розглянемо довільну точку M . Через неї проведемо декілька поверхонь (1-1,



2-2, і т.д.). Кожна з цих поверхонь розділяє об'єм

рідини на дві частини: I і II. Виділим в точці M площинки дії відповідно до поверхонь поділу об'єму I і II – δS_1 δS_2 і т.д. Відповідно

Рис. 2.3 до першої властивості $p_1 \perp \delta S_1$, $p_2 \perp \delta S_2$ і т.д. Оскільки точка M знаходиться в рівновазі, то $p_1 = p_2 = p_n$. Отже, гідростатичний тиск в даній точці M однаковий у будь-якому напрямі, але неоднаковий в інших точках рідини, тобто є функцією координат положення і густини:

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

Це можна довести більш строго. Візьмемо в певному об'ємі рідини, що перебуває в спокої, довільну точку A . Зв'яжемо з нею систему координат і побудуємо нескінченно малу п'ятигранну призму з сторонами dx , dy , dz і dn та кутом α (рис. 2.4).

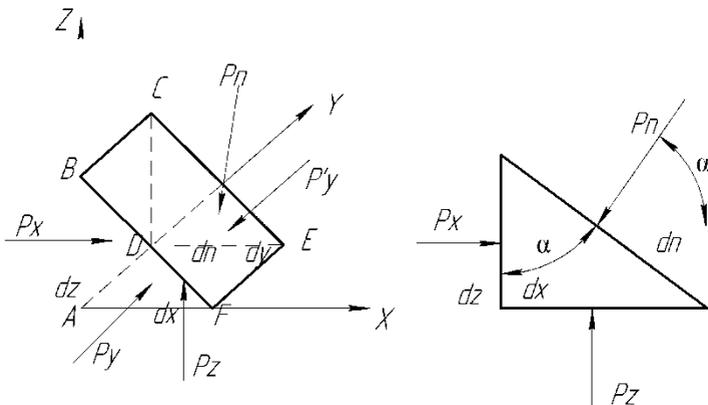


Рис. 2.4

Умовою рівноваги цієї призми буде те, що сума проекцій всіх діючих на призму сил на будь-яку координатну вісь дорівнює нулю.

Визначимо які сили діють на призму. Зовнішніми силами тут є нормальні сили гідростатичного тиску з боку оточуючої рідини P_x , P_y , P_y^I , P_z , P_n . Сили P_y і P_y^I взаємно зрівноважуються і їх до уваги не беремо. Величина цих сил визначається через гідростатичний тиск так:

$$P_x = p_x \cdot dy \cdot dz; \quad P_z = p_z \cdot dx \cdot dy; \quad P_n = p_n \cdot dy \cdot dn.$$

Крім сил гідростатичного тиску на призму діє масова сила G , тобто власна маса виділеної призми. Але оскільки об'єм призми нескінченно малий, то в порівнянні з гідростатичними силами масовими можна знехтувати.

Тоді рівняння рівноваги запишуться так:

$$p_x \cdot dy \cdot dz - p_n \cdot dy \cdot dn \cdot \cos \alpha = 0;$$

$$p_y \cdot dx \cdot dy - p_n \cdot dy \cdot dn \cdot \sin \alpha = 0.$$

Оскільки

$$dn \cdot \cos \alpha = dz \quad \text{і} \quad dn \cdot \sin \alpha = dx,$$

то

$$p_x - p_n = 0; \quad p_z - p_n = 0.$$

Звідки

$$p_x = p_n; \quad p_z = p_n \quad \text{або} \quad p_x = p_n = p_z.$$

Звідси витікає висновок, що гідростатичний тиск у деякій точці А однаковий у будь-якому напрямі.

Диференціальні рівняння рівноваги рідини

Диференціальні рівняння рівноваги рідини вивів Л. Ейлер у 1755 р. Тому їх часто називають рівняннями Ейлера. Ці рівняння виражають залежність між силами, які діють на рідину у спокої та координатами будь-якої точки рідини.

Їх можна вивести виходячи з умови рівноваги тіла. З теоретичної механіки відомо, що тіло знаходяться в рівновазі тоді, коли сума проєкцій всіх сил, які діють на нього, дорівнює нулю.

Скористаємося цим положенням для певного об'єму рідини (рис. 2.5).

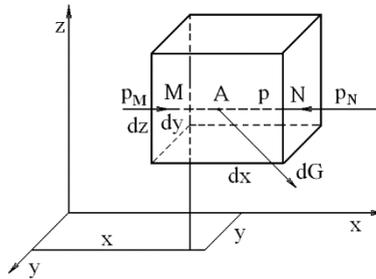


Рис.2.5

Візьмемо осі координат x , y , z і розташуємо їх у рідині так, як на рисунку. В цій рідині виділимо елементарний об'єм у вигляді паралелепіпеда з сторонами dx dy dz .

В центрі паралелепіпеда візьмемо точку A . Позначимо тиск у цій точці через p .

На паралелепіпед діють сили гідростатичного тиску з боку рідини, яка його оточує, і об'ємні сили, пропорційні масі паралелепіпеда.

Знайдемо їх значення, виразивши через p . Для цього візьмемо лінію MN , яка проходить через центр паралелепіпеда і паралельна осі Ox . Очевидно, що в загальному випадку гідростатичний тиск вздовж лінії буде змінюватися на величину $\frac{\partial p}{\partial x}$. Тоді в точці M тиск буде

$$p_M = p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x},$$

а в точці N відповідно

$$p_N = p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}.$$

Аналогічною буде зміна гідростатичного тиску і по іншим координатам. Тоді:

$$F_x = (p - \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}) dy dz$$

$$F_x^I = (p + \frac{1}{2} dx \frac{\partial p}{\partial x}) dy dz$$

$$F_y = (p - \frac{1}{2} dy \frac{\partial p}{\partial y}) dx dz$$

$$F_y^I = (p + \frac{1}{2} dy \frac{\partial p}{\partial y}) dx dz$$

$$F_z = (p - \frac{1}{2} dz \frac{\partial p}{\partial z}) dx dy$$

$$F_z^I = (p + \frac{1}{2} dz \frac{\partial p}{\partial z}) dx dy.$$

Якщо в загальному випадку силу ваги dG паралелепіпеда провести, як показано на рисунку, то вона розкладеться на dG_x , dG_y , dG_z . Позначимо проекції сили ваги одиничної маси на осі координат відповідно X , Y , Z . Тоді:

$$dG_x = X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$$

$$dG_y = Y \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz$$

$$dG_z = Z \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz,$$

де ρ – густина,

$dx \cdot dy \cdot dz$ – об'єм паралелепіпеда.

Складемо рівняння рівноваги паралелепіпеда:

$$\sum F_x = \left(p - \frac{1}{2} \cdot dx \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot dy \cdot dz - \left(p + \frac{1}{2} \cdot dx \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) dy \cdot dz + X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0$$

Аналогічний вираз отримаємо для $\sum F_y = 0$; $\sum F_z = 0$.

Розкриємо скобки:

$$p \cdot dy \cdot dz - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz - p \cdot dy \cdot dz - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz + X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0$$

Після скорочення отримаємо вираз:

$$X \cdot \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0, \text{ (розділимо на } \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz)$$

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

Аналогічні вирази отримаємо і для інших проекцій.

Ці вирази є рівняннями рівноваги рідини (Ейлера).

$$\begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} &= 0 \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} &= 0 \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} &= 0, \end{aligned} \quad (2-1)$$

де X, Y, Z – проекції сили одиничної маси на відповідні осі координат x, y, z ;

$\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial y}, \frac{\partial p}{\partial z}$ – нескінченно мала зміна

гідростатичного тиску вздовж осей координат на нескінченно малій довжині;

ρ – густина рідини.

Інтегрування диференціальних рівнянь рівноваги рідини

Зведемо рівняння Ейлера до зручного для інтегрування вигляду, помноживши кожне

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

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

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

з рівнянь на dx dy і dz . Потім почленно додамо

$$Xdx + Y dy + Z dz = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right).$$

Вираз в дужках є повним диференціалом гідростатичного тиску p , тому замінимо його на dp . Тоді

$$Xdx + Ydy + Zdz = \frac{1}{\rho} dp, \quad \text{або}$$

$$dp = \rho (Xdx + Y dy + Z dz). \quad (2-2)$$

рівняння називається основним диференціальним рівнянням гідростатики.

Оскільки $\rho = \text{const}$, то вираз у скобках є повним диференціалом деякої функції, яка залежить від координат. Позначимо цю функцію U , причому $U = f(x, y, z)$. Тоді основне диференціальне рівняння можемо записати так:

$$dp = \rho \cdot dU, \quad (2-3)$$

де $dU = Xdx + Y dy + Z dz$.

З іншої сторони, повний диференціал dU можна представити як суму часткових диференціалів:

$$dU = \frac{\partial U}{\partial x} dx + \frac{\partial U}{\partial y} dy + \frac{\partial U}{\partial z} dz \quad (2-4)$$

4)

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

Оскільки U є функцією координат, а часткові похідні її по координатам дають відповідні проєкції (X , Y , Z) об'ємних сил одиничної маси, то U є *потенціальною функцією*, а сили X , Y , Z є силами, що мають потенціал.

Звідси можна дійти висновку, що однорідна рідина може знаходитись в рівновазі тільки під дією таких сил, що мають потенціал.

Інтегруючи основне диференціальне рівняння (2-3)

$$dP = \rho \cdot dU$$

отримаємо:

$$p = \rho \cdot U + C,$$

де C – стала інтегрування.

Для знаходження сталої інтегрування C розглянемо деяку точку рідини для якої відомі p і U , наприклад, $p = p_0$; $U = U_0$. Тоді

$$p = \rho \cdot U + C,$$

звідки

$$C = p_0 - \rho \cdot U_0.$$

Тоді

$$p = \rho \cdot U + p_0 - \rho \cdot U_0,$$

або

$$p = p_0 + \rho \cdot (U - U_0).$$

(2-5)

За допомогою цього рівняння можна визначити гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини, якщо відомі значення потенціальної функції U і граничні умови p_0 та U_0 .

Зазначимо, що функція U є скалярною величиною, що є дуже важливим для розгляду графічного зображення векторних полів. Наприклад, поле певних сил можна замінити особливим скалярним полем.

При цьому треба знати, що функція U (потенціал) має наступні властивості:

- 1) вона залежить тільки від координат x , y , z ;
- 2) часткові похідні U по координатам, взяті в різних точках скалярного поля, повинні давати величини проекцій векторів у відповідних точках векторного поля.

Поверхня однакового тиску

Поверхнею однакового тиску називають таку поверхню, всі точки якої зазнають *однакового тиску*. Наприклад, поверхня рідини, яка межує з повітрям є поверхнею однакового тиску, її прийнято називати *вільною поверхнею*. В об'ємі спокійної рідини поверхнями однакового тиску є будь-яка горизонтальна поверхня.

Рівняння поверхні однакового тиску можна отримати з основного диференціального рівняння (2-2)

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

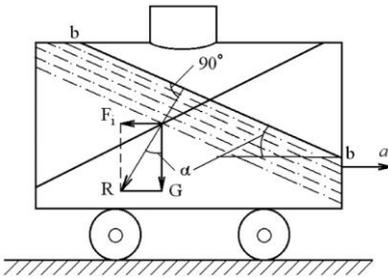
При $dp = 0$ і $\rho \neq 0$ можна стверджувати, що

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0 \quad (2-6)$$

Це рівняння встановлює зв'язок між координатами вільної поверхні рідини в стані спокою та діючими на рідину масовими силами, віднесеними до одиниці маси.

За допомогою цього рівняння можна розв'язувати різноманітні задачі.

Припустимо, що рідина в стані спокою міститься в цистерні, яка рухається з прискоренням a (рис. 2.6)



При цьому виникне сила інерції F_i . Кожна частинка рідини в цистерні, в тому числі і на поверхні рідини, зазнаватиме дії

Рис.2.6 прискорення вільного падіння $Z = -g$ та сили інерції: $X = -a_i$, тоді $-a_i dx - g dz = 0$

Інтегруючи цей вираз отримаємо $-a_i x - gz = C$, або

$$a_i \cdot x + g \cdot z + C = 0$$

Це рівняння поверхні однакового тиску, або рівняння площини, кут нахилу якої до горизонту визначають із виразу

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dz}{dx} = \frac{a}{g}$$

У випадку відносного спокою рідини у посудині, яка обертається з кутовою швидкістю ω (центрифуги, сепаратори тощо) на кожну точку, що знаходиться у відносному спокої діє сила ваги mg і відцентрова сила інерції, яка дорівнює $m\omega^2 x$, де x – відстань точки від осі обертання. Поверхня рідини в кожній точці повинна бути нормальною до рівнодіючої цих сил R .

П'єзометрична висота. П'єзометричний напір

Термін „п'єзометрична” походить від злиття двох грецьких слів - „тиск” і „міра”.

П'єзометр – це прозора некапілярна трубка, якою можна виміряти тиск у рідині.

Проведемо три таких експерименти.

Перший експеримент.

Розглянемо закриту посудину з рідиною (рис. 2.7) на вільній поверхні якої зовнішній тиск більше атмосферного.

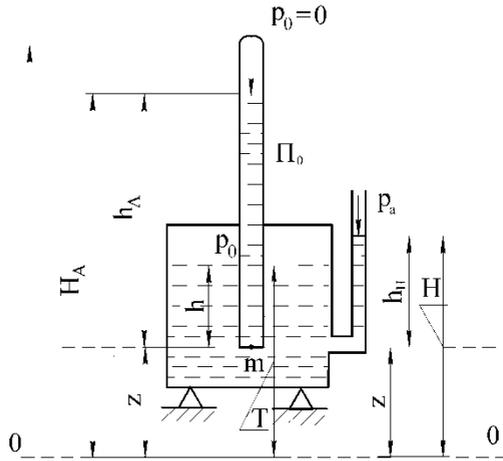


Рис. 2.7

Візьмемо в рідині точку m і підведемо запаяну зверху тонку скляну трубку Π_0 з якої видалене повітря. Тоді під тиском p_a в точці m рівень рідини в трубці підніметься на певну висоту.

Визначимо тиск у точці m з сторони рідини в посудині та з сторони рідини в трубці. Очевидно, що ці величини повинні бути однакові. З сторони рідини в точці m гідростатичний тиск такий

$$p_0 + \rho \cdot g \cdot h = p_a.$$

З сторони рідини в трубці він буде

$$\rho \cdot g \cdot h_A.$$

Тоді можна записати

$$p_A = \rho \cdot g \cdot h_A.$$

Звідси стає зрозумілим, що h_A визначає тиск в точці m . Величину h_A називають *п'езометричною висотою*, яка відповідає *абсолютному тиску* в даній точці рідини

$$h_A = \frac{p_A}{\rho \cdot g}. \quad (2-11)$$

Можна сказати, що h_A є висотою такого стовпчика рідини, який своєю вагою створює тиск, який дорівнює абсолютному тиску в даній точці.

Отже абсолютний тиск в рідині p_A може виражатись одиницею довжини.

Другий експеримент.

Розглянемо посудину з рідиною, на вільній поверхні, якої тиск теж більше атмосферного, але до посудини приєднано прозору трубку, як показано на рис. 2.8 з відкритим кінцем.

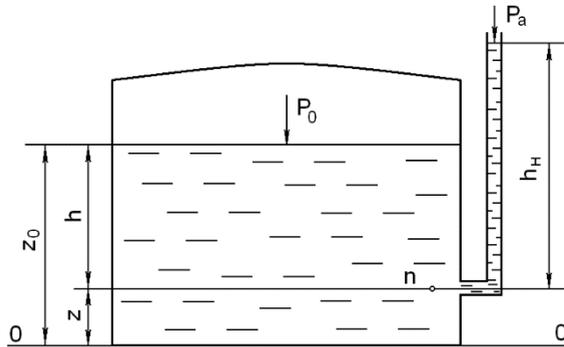


Рис.2.8

В трубці рідина підніметься на висоту h_n . Візьмемо в рідині точку n і знайдемо в ній тиск з сторони рідини в посудині та з сторони рідини в прозорій трубці. Очевидно, що вони повинні бути однакові.

Гідростатичний тиск в точці n з сторони рідини в посудині такий

$$p_A = p_0 + \rho \cdot g \cdot h$$

З сторони рідини в трубці він буде

$$P_a + \rho \cdot g \cdot h_n$$

Тоді

$$p_A = P_a + \rho \cdot g \cdot h_n.$$

Звідки

$$h_n = \frac{P_A - P_a}{\rho \cdot g} = \frac{P_n}{\rho \cdot g}, \quad (2-12)$$

де p_n надлишковий або манометричний тиск в точці n .

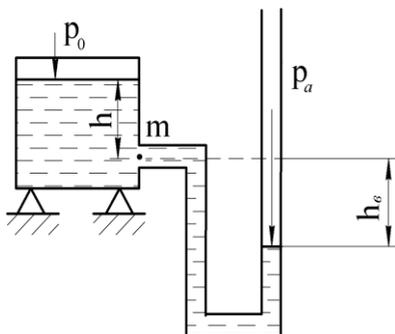
Висота h_n називається *манометричною висотою*, яка відповідає надлишковому тиску в рідині, або *надлишковою п'езометричною висотою*.

У відкритій посудині тиск на поверхні рідини дорівнює атмосферному: $p_0 = p_a$. Тоді висота рівня рідини в трубці буде співпадати з рівнем рідини в посудині. Якщо ж в рідині розмістимо запаяну трубку з відкачаним з неї повітрям, то рівень рідини в трубці покаже величину атмосферного тиску.

Якщо рідиною буде вода, то висота стовпчика в трубці дорівнюватиме 10 м.

Третій експеримент.

Візьмемо закриту посудину, в якій тиск над рідиною буде менше атмосферного (рис. 2.9).



До посудини в точці m під'єднаємо U-подібну прозору трубку. Очевидно, що рівень рідини в ній опуститься нижче рівня в посудині. Гідростатичний тиск

в

Рис. 2.9 точці m з сторони рідини в посудині буде:

$$p_A = p_0 + \rho \cdot g \cdot h.$$

З сторони рідини в трубці він буде

$$p_a - \rho \cdot g \cdot h_g.$$

Тоді можна стверджувати, що

$$p_A = p_a - \rho \cdot g \cdot h_g,$$

або

$$h_g = \frac{p_a - p_A}{\rho \cdot g} = -\frac{p}{\rho \cdot g} \quad (2-13)$$

Величину h_g називають *вакуумною висотою*, або *висотою вакууму*. Як видно з попереднього виразу h_g характеризує різницю двох тисків: атмосферного і абсолютного в точці m .

Інколи вакуумом називають стан рідини, коли тиск в ній менший за атмосферний.

З поняттям п'єзометрична висота пов'язаний п'єзометричний, а в разі нерухомої рідини, *потенціальний напір*. В гідравліці слово напір застосовується в особливому розумінні: *напір – це питома енергія рідини, тобто міра енергії, яку має одиниця ваги рідини.*

Дійсно, якщо взяти якусь точку p в рідині, то зосереджений в ній об'єм рідини може виконати роботу: по-перше, за рахунок свого падіння з висоти координати z на площину – $z \cdot G$; по-друге, за рахунок свого підняття під тиском p на висоту h_n – $h_n \cdot G$.

Тоді повна робота буде $z \cdot G + h_n \cdot G$, або її називають *потенціальною енергією* певного об'єму рідини. Якщо цю величину розділити на G , то отримаємо *питому потенціальну енергію* рідини, або *напір*.

$$z + h_n = H,$$

$$\text{де } h_n = \frac{p}{\rho \cdot g}$$

Як видно, з передостаннього виразу, п'єзометричний напір складається з питомої потенціальної енергії положення

(геометричного напору) і питомої потенціальної енергії тиску (напору тиску).

Якщо записати основне рівняння гідростатики для двох точок нерухомої рідини в посудині, то отримуємо вираз:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} = H = \text{const}$$

Звідси можна зробити висновок, що в будь-якій точці нерухомої рідини повна питома потенціальна енергія (напір) однакова.

Прилади для вимірювання гідростатичного тиску

Для вимірювання тиску в рідині використовують прилади різних конструкцій: рідинні, механічні, електричні, комбіновані.

За характером вимірювальної величини вони поділяються на барометри (вимірюють атмосферний тиск), манометри (вимірюють надлишковий тиск), вакуумметри (вимірюють вакуум). Диференціальні манометри (вимірюють різницю тисків), мікроманометри (вимірюють малий надлишковий тиск). За

характером дії прилади для вимірювання тиску поділяються на рідинні і механічні.

Рідинні прилади

Як відзначалось вище величину гідростатичного тиску можна вимірювати висотою стовпчика рідини в п'єзометрі. *П'єзометр* є найпростішим приладом для вимірювання тиску. Він представляє собою прозору трубку з внутрішнім діаметром 10-15 мм. Вона приєднується до посудини з рідиною і має відкритий кінець. В якості робочої рідини може бути вода, ртуть, масло, бензин тощо. Чим важча рідина, тим буде менше висота трубки. Якщо для вимірювання манометричного тиску в 1 кгс/см^2 висота трубки з водою повинна бути не менше 10 м, то мінімальна висота ртутного манометра при тому ж тиску дорівнює 73,5 см.

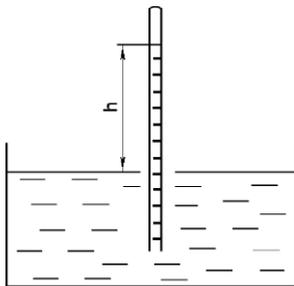


Рис. 2.10

Ртутний барометр (рис.2.10) складається з відкритої чаші, заповненої ртуттю, і скляної трубки, верхній кінець якої запаяний, а нижній опущений у ртуть.

Повітря з трубки попередньо відкачують, внаслідок чого трубка заповнюється ртуттю під силою атмосферного тиску на висоту h . Для відліку цієї висоти є лінійна шкала.

U-подібний рідинний манометр – це U-подібна прозора трубка, заповнена до певного рівня робочою рідиною, кінець одного коліна приєднаний до місця вимірювання, а кінець другого або відкритий і з'єднаний з атмосферою, або з нього відкачане повітря і він запаений. У манометрів з запаєним кінцем різниця рівнів робочої рідини в обох колінах показує абсолютний тиск у міліметрах робочої рідини.

Для вимірювання різниці тисків у двох точках застосовують ***диференціальні манометри*** (рис. 2.11)

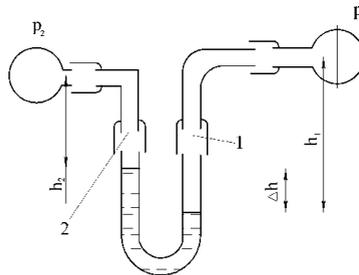


Рис. 2.11

Якщо рідина в посудинах має однакову густину, то різницю тисків у двох точках ($p_1 -$

p_2), розташованих на однакових висотах, визначають за формулою:

$$\Delta p = \Delta h \cdot g \cdot (\rho_p - \rho),$$

де ρ_p – густина робочої рідини.

Для вимірювання малих тисків застосовують **чашкові мікроманомери** з похилою трубкою і накладною шкалою (рис. 2.12).

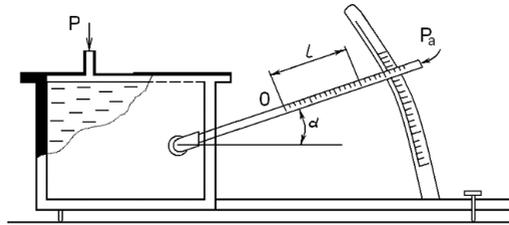


Рис. 2.12

Тиск визначається за формулою:

$$p = \rho_p \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha.$$

Точність приладу зростає при зменшенні кута α .

Рідинні прилади поряд з перевагами (простота будови, висока точність, стабільність показів) мають суттєві недоліки (малий діапазон

вимірювання, необхідність застосування ртуті, пари якої шкідливі тощо).

Там, де потрібно вимірювати великі тиски, застосовують **механічні прилади**.

Серед механічних приладів найбільш поширені пружинні манометри (рис. 2.13)

Принцип дії їх такий. В зігнутому латунному трубку із запаяним кінцем 1, надходить рідина з посудини, де потрібно виміряти тиск. Під дією тиску рідини трубка - пружина частково

розпрямлюється (в манометрі) або більше згинається

(у вакуумметрі). Через зубчасту передачу 2 зміна положення кінця трубки передається стрілці приладу 4, яка показує на градуйованій шкалі 3 величину тиску.

Аналогічну будову має манометр, роль пружини в якому відіграє гофрована діафрагма (рис. 2.14)

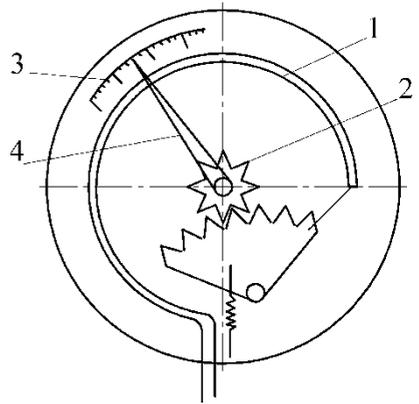


Рис. 2.13

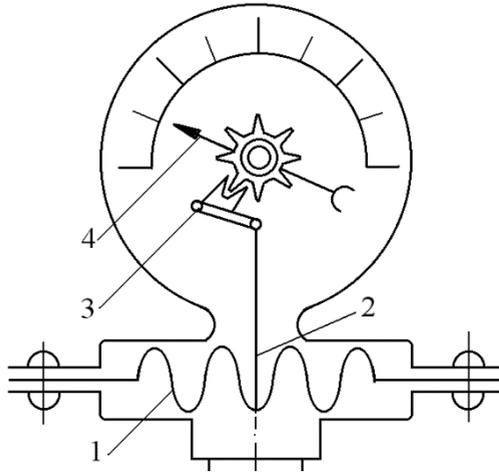


Рис. 2.14

Рідина під тиском діє на діафрагму 1, яка прогинається і тисне на стержень 2, який передає рух на зубчасту передачу 3, зв'язану з стрілкою 4, яка відхиляється пропорційно величині тиску.

Механічні прилади для вимірювання тиску зручні в користуванні, малогабаритні, можуть вимірювати значний тиск.

Контрольні запитання

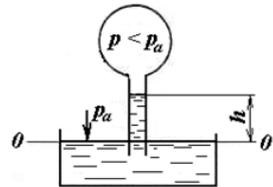
- Який тиск називається абсолютним, надлишковим, манометричним, вакуумним?
- Який зміст у рівнянні Ейлера мають X, Y, Z та $dp/dx; dp/du, dp/dz$?

- Користуючись основним рівнянням гідростатики поясніть „гідростатичний парадокс.”
- Як вимірюють тиск у рідинах?
- Як визначити силу тиску рідини на стінку посудини та ексцентриситет?

Завдання для самостійної роботи

4. Тиск рідини на плоску стінку посудини
5. Градієнтне зображення гідростатичного тиску
6. Плавлення тіл в нерухомій рідині (закон Архімеда)
7. Розв'язати задачу

Визначте, на яку висоту підніметься вода у вакууметрі, якщо повний гідростатичний тиск у посудині $p = 80000$ Па.



Тема 3. Основи гідродинаміки. Рівняння

Бернуллі для ідеальної рідини.

Основні поняття гідродинаміки

Рівняння Бернуллі для струмінки ідеальної рідини

Енергетична інтерпретація рівняння Бернуллі для елементарної струмінки ідеальної рідини при усталеному русі

Основні поняття гідродинаміки

Гідродинаміка вивчає закони руху рідини під дією зовнішніх сил у трубах, природних та штучних каналах, а також її взаємодію з нерухомими і рухомими твердими тілами.

Гідродинаміка значно складніша і об'ємніша, ніж гідростатика. Якщо стан рідини в спокої описується лише гідростатичним тиском, то для характеристики рухомої рідини потрібно знати ще й швидкість її частинок. Крім того в загальному випадку тиск і швидкість змінюються, як в різних точках об'єму рідини так і за часом. В гідродинаміці тиск і швидкість вважають неперервними функціями координат і часу:

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

В рухомій рідині діє не тільки гідростатичний, а й гідродинамічний тиск.

Гідродинамічним тиском називають внутрішній тиск у рідині викликаний її рухом. Рідина рухається під дією масових і поверхневих сил.

Для вивчення рухомої рідини використовують два методи – Лагранжа і Ейлера. Метод Лагранжа складніший, більш математизований, тому на практиці використовується рідше, ніж Ейлера.

Принципова різниця між ними полягає в тому, що при методі Лагранжа характеристика переміщення окремих частинок рідини здійснюється вздовж потоку, а в Ейлера – це ж робиться при проходженні частинок рідини через довільно зафіксовану точку із заданими координатами.

Отже, *основним завданням гідродинаміки є* визначення швидкості, гідродинамічного тиску та їх взаємозв'язку при заданій системі дії на рідину зовнішніх сил і знаходження величин опору рухові рідини.

Складність гідравлічних явищ, велика кількість змінних величин, використання складного математичного апарату спонукає до застосування спрощених схем дослідження рухомих рідин.

Найбільш поширеною є схема, яка полягає в представленні потоку рідини як сукупності *елементарних струминок*.

Інколи для спрощення розгляду гідравлічних явищ використовують поняття *ідеальна рідина*, тобто рідина, яка не має в'язкості. Потім у виведенні рівняння вводять поправки і дослідні коефіцієнти.

Візьмемо певну кількість рідини і виділимо в ній довільну частинку В.

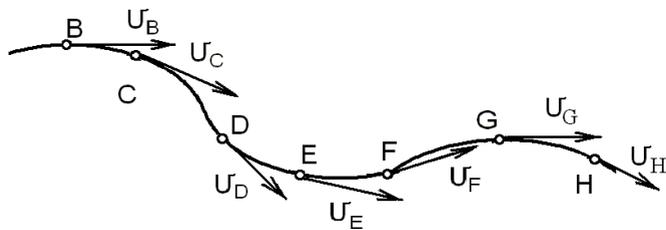
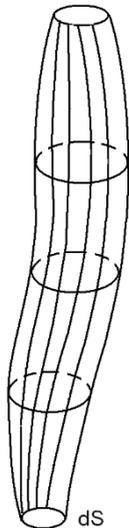


Рис.3.1

Ця частинка буде мати певну швидкість \vec{U}_B .
Нехай з часом вона переміститься, проходячи через точки С, D, E, F, G. В кожній з них

частинка рідини матиме певну швидкість, на рисунку показану відповідними векторами. В результаті отримаємо ламану лінію BCDEFGH, сторони якої співпадають з напрямком векторів швидкості частинок рідини. Якщо мислено безмежно зменшити відрізки BC, CD, DE, EF, FG, GH, то ламана лінія перетвориться в криву лінію, яку називатимемо *лінією течії*. Отже лінією течії називається така лінія, яка проведена уздовж потоку рідини, дотичні до якої в будь-якій точці збігаються з вектором швидкості у цій точці.

Виділим в рідині елементарну площадку ΔS і через всі точки на її контурі проведем лінії течії (рис. 3.2).



Сукупність ліній течії утворить певну поверхню, яку називають *трубкою течії*. Рідина, яка заповнює трубку течії, утворює *елементарну струминку*. Надалі вважатимемо, що рідина не перетікає через поверхню трубки течії в сусідні трубки течії. Крім того, оскільки трубка течії має дуже малу площу перетину, то

Рис. 3.2

будемо вважати, що швидкість частинок рідини в різних точках поперечного перетину трубки течії буде однакою. Хоча вздовж трубки течії може змінюватись як площа поперечного перетину, так і швидкість руху частинок рідини. Сукупність великої кількості елементарних струминок утворює *потік рідини*. Швидкості руху рідини в окремих струминках різні. Наприклад, якщо рідина тече по трубці, то найбільшою вона буде по центру трубки, а біля стінок найменшою. Значить потік рідини можна розглядати як сукупність окремих елементарних струминок, які рухаються з різними швидкостями.

Розглянемо гідравлічні елементи потоку рідини. Якщо потік рідини перетнути площиною перпендикулярною до ліній течії, то площа перетину буде називатись *живим перетином течії*. Живий перетин може бути обмежений стінками (повністю, або частково), наприклад, трубки або каналу.

Якщо потік рідини обмежений повністю, тоді він називається *напірним*, а частково – *безнапірним*. При безнапірному потоці частина рідини, яка не обмежена стінками називається

вільною поверхнею. Наприклад, рідина, яка рухається в каналах чи річках має вільну поверхню.

Частина периметра живого перетину, до якої доторкується рідина, називається *змоченим периметром*. Позначають змочений периметр буквою χ (χ).

Відношення площі живого перетину до довжини змоченого периметру називають *гідравлічним радіусом*:

$$R = \frac{S}{\chi}. \quad (3-1)$$

Гідравлічний радіус і геометричний радіус зовсім різні поняття. Наприклад, знайдем гідравлічний радіус для труби заповненої рідиною:

$$R = \frac{\pi \cdot d^2}{4\pi \cdot d} = \frac{d}{4}, \quad (3-2)$$

тоді як геометричний – $r = d/2$.

Поняття гідравлічного радіусу в гідравліку введено, тому що перетини потоку рідини не завжди є круглими і повністю заповнені рідиною.

Якщо рідина в кожній точці потоку має однаковий тиск і швидкість, то такий рух

називається *усталеним*, тобто $p = f(x, y, z)$ і $u = \varphi(x, y, z)$.

Прикладом усталеного руху може бути рух рідини при витіканні з отвору в резервуарі з постійним рівнем вільної поверхні. Коли ж гідростатичний тиск і швидкість в кожній точці рідини залежить не тільки від її координат, а й від часу $p = f(x, y, z, t)$, $u = \varphi(x, y, z, t)$, то такий рух називається *неусталеним*. Наприклад, неусталеним є рух рідини, яка витікає через отвір з резервуару з непостійним рівнем вільної поверхні. Усталений рух рідини може бути рівномірним і нерівномірним.

Рівномірним називається такий усталений рух, при якому швидкості, форма і площа перетину потоку не змінюється. Наприклад, рух рідини в трубі постійного перетину.

Нерівномірним усталеним рухом є такий, коли швидкість і площі перетинів потоку змінюються. Наприклад, при течії рідини в трубопроводі змінного перетину.

Витратою потоку (об'ємною, або масовою) називають об'єм, або масу рідини, що

протікає через живий перетин потоку за одиницю часу.

Швидкість частинок рідини в певному перетині потоку змінюється. Наприклад, у трубі від нуля біля стінок до максимуму біля осі. Тому часто користуються поняттям „середня швидкість”.

Середньою швидкістю потоку називають таку умовну швидкість при якій через живий перетин відбувається витрата, що дорівнює фактичній.

Введення середньої швидкості дає можливість скласти рівняння *нерозривності потоку*.

Спочатку розглянемо рівняння нерозривності для елементарної струминки в потоці рідини, яка не стискується при усталеному русі, вважаючи, що рідина не виходить з елементарної струминки в поперечному напрямі. Тоді:

$$dQ_1 = dQ_2 = \dots = dQ_n, \text{ але } dQ = v dS. (3-3)$$

Звідки:

$$v_1 dS_1 = v_2 dS_2 = \dots = v_n dS_n.$$

Це і є рівняння нерозривності для елементарної струминки.

Для потоку рідини:

$$Q = \sum_{i=1}^n q = \sum_{i=1}^n v_i ds.$$

Щоб знайти цю суму, необхідно знати закон розподілу швидкостей в поперечному перетині потоку. Поскілки в багатьох випадках такий закон не відомий, то варто скористатись поняттям середньої швидкості. Тоді:

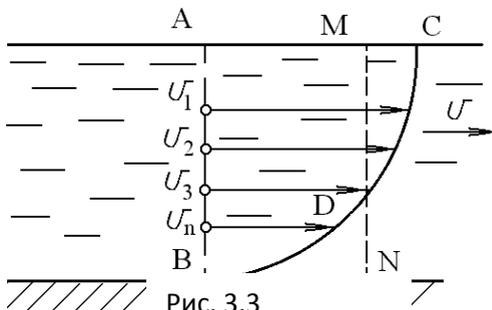
$$Q = v \cdot S = const.$$

На підставі цього закону запишемо

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2, \quad \text{або} \quad v_1 / v_2 = S_2 / S_1.$$

Для знаходження середньої швидкості потоку можна скористатися епюрою швидкостей.

Розглянемо потік, що має плоскі живі перетини (рис.3.3).



Нехай лінія MN належить одному з таких перетинів. Швидкості точок рідини в

Рис.3.3.

відповідних перетинах позначимо v_1, v_2, v_n . З'єднаємо вершини векторів і отримаємо лінію CDB, яка показує характер розподілу швидкостей по вертикалі. Ця фігура називається *епюрою швидкостей* побудованою в даному випадку для вертикалі АВ. Якщо позначити площу епюри S , а ширину каналу b , то $Q = Sb$, або $S = Q/b$. Проведемо на рисунку лінію MN так, щоб площа отриманого прямокутника AMNB дорівнювала S ($S_{MCD} = S_{DNB}$), тоді зрозуміло, що ширина цього прямокутника AM чисельно буде дорівнювати середній швидкості v .

Рівняння Бернуллі для струминки ідеальної рідини

Під впливом зовнішніх сил рідина може вийти з стану спокою і рухатись в певному напрямку. В такому разі рівняння Ейлера (2-1) порушується, тобто його права частина не буде дорівнювати нулю. Проте, якщо скористатись принципом д'Аламбера (згідно з яким, для того щоб система була в рівновазі і щоб до рідини,

яка рухається, можна було застосувати рівняння статички, до сил, що діють в системі, яка розглядається, треба додати сили інерції), то рівняння Ейлера можна застосувати для рухомої рідини.

Аналітичний зміст принципу д'Аламбера полягає в тому, що сума проєкцій на осі координат усіх сил, які діють на систему, що розглядається (включаючи силу інерції) дорівнює нулю.

Проекції на осі координат сил інерції, віднесені до одиниці маси, матимуть вигляд:

$$-\frac{dv_x}{dt}; \quad -\frac{dv_y}{dt}; \quad -\frac{dv_z}{dt}.$$

Знак (мінус) свідчить, що сили інерції спрямовані проти прискорення.

Тоді рівняння Ейлера для струминки ідеальної рідини можна записати так:

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

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

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

Ці рівняння шляхом формальних математичних перетворень можна звести до

зручних для інтегрування. Помножимо кожне з рівнянь на dx , dy , dz , і почленно додамо:

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

Оскільки при ustalеному русі рідини лінії течії є траєкторією руху частинок, то dx , dy , dz є проєкціями елементарного шляху dl за час dt , тобто

$$\frac{dx}{dt} = v_x; \quad \frac{dy}{dt} = v_y; \quad \frac{dz}{dt} = v_z.$$

Підставимо ці вирази в попереднє рівняння:

$$(Xdx + Ydy + Zdz) - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) - (v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z) = 0.$$

Проаналізуємо вирази в дужках. Перша дужка є повним диференціалом силової функції dU , друга – повним диференціалом гідростатичного тиску dp , третя – елементарною кінетичною енергією одиничної маси рідини, бо $v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = 1/2 d(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) = 1/2 dv^2$.

Враховуючи вище зазначене, попереднє рівняння можна записати у зручному вигляді для інтегрування:

$$dU - \frac{1}{\rho} dp - \frac{dv^2}{2} = 0,$$

або

$$\frac{dv^2}{2} + \frac{dp}{\rho} - dU = 0.$$

Після інтегрування воно прийме вигляд:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} - U = \text{const} = H.$$

Якщо із зовнішніх масових сил діють тільки сили ваги, то U є потенціальною енергією одиничної маси рідини, розташованої на висоті z , тобто $-gz$, тоді

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = H. \quad (3-4)$$

Перепишемо дане рівняння у вигляді зручному для користування

$$Z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} = H$$

Дане рівняння називається *рівнянням Бернуллі для елементарної струминки усталеного руху ідеальної рідини.*

З цього рівняння видно, що для кожного перетину $dS_1, dS_2 \dots dS_n$ елементарної струминки ідеальної рідини сума вказаних у рівнянні виразів є величиною постійною. Значить для двох перерізів dS_1 і dS_2 рівняння можна записати так:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H. \quad (3-5)$$

Це ж рівняння можна отримати користуючись відомою з механіки твердого тіла теоремою про зміну кінетичної енергії. Вона формулюється так, зміна кінетичної енергії тіла, на деякому його переміщенні, дорівнює сумі робіт всіх сил, прикладених до нього, на тому ж переміщенні:

$$\Delta E_k = \sum A.$$

Це дасть можливість більш глибоко зрозуміти енергетичний зміст рівняння Бернуллі.

Виділимо у потоці ідеальної рідини, яка тече усталено елементарну струминку. В момент часу t обмежимо живими перетинами 1-1 і 2-2 певний об'єм рідини струминки (рис.3.4)

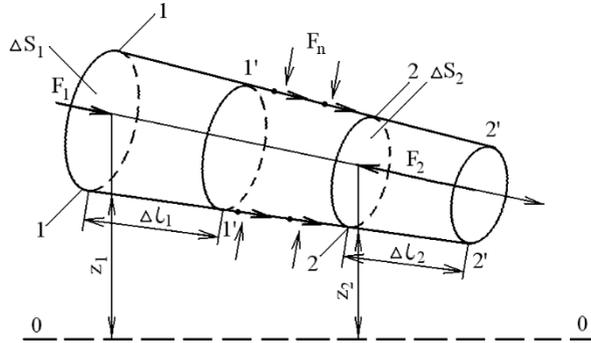


Рис.3.4

Позначимо через z_1 і z_2 місцеположення центрів живих перетинів 1-1 і 2-2 над довільно вибраною горизонтальною площиною 0-0, яка називається *площиною порівняння*. Площі цих перетинів позначимо відповідно ΔS_1 і ΔS_2 . Сили тиску на них з сторони оточуючої рідини – F_1 і F_2 , сили тиску на струминку з боків позначимо F_n .

Будемо вважати, що за час Δt об'єм рідини, який міститься між перетинами 1-1 і 2-2 змістився в положення 1'-1' і 2'-2'. Тоді:

$$\Delta E_K = \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_1 v_1^2}{2},$$

$$\text{де } m_2 = \rho V_{2-2} = \rho \Delta S_2 \Delta l_2 = \rho \Delta S_2 v_2 \Delta t$$

$$m_1 = \rho V_{1-1} = \rho \Delta S_1 \Delta l_1 = \rho \Delta S_1 v_1 \Delta t$$

З рівняння нерозривності потоку
 $v_1 \Delta S_1 = v_2 \Delta S_2 = Q$.

Враховуючи зазначене вище можна
 рівняння кінетичної енергії переписати так:

$$\Delta E_k = \frac{\rho_{\Delta} Q \Delta t v_2^2}{2} - \frac{\rho_{\Delta} Q \Delta t v_1^2}{2} = \rho_{\Delta} Q \Delta t \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \right).$$

Визначимо роботу сил, які спричиняють
 переміщення рідини з перетину 1-1, 2-2 в
 перетин 1'-1' і 2'-2'.

1. *Робота сил тяжіння:*

$$A_q = mgz_1 - mgz_2 = \rho g_{\Delta} Q \Delta t (z_1 - z_2),$$

де z_1 і z_2 можна вважати положенням
 центрів ваги зміщення об'ємів рідини, оскільки
 Δl є нескінченно малою величиною.

2. *Робота сил гідродинамічного тиску, які
 діють на відповідно ΔS_1 і ΔS_2 :*

$$A_p = F_1 \Delta l_1 - F_2 \Delta l_2 = p_1 \Delta S_1 v_1 \Delta t - p_2 \Delta S_2 v_2 \Delta t = \\ \Delta Q \Delta t (p_1 - p_2),$$

де $p_1 \Delta S_1$ і $p_2 \Delta S_2$ – сили тиску F_1 і F_2 ;

$v_1 \Delta t$ і $v_2 \Delta t$ – переміщення Δl_1 і Δl_2 ;

$\Delta S_1 v_1$ і $\Delta S_2 v_2$ – елементарна витрати рідини.

3. *Робота зовнішніх сил тиску на бокову стінку струминки.* Ця робота дорівнює нулю, оскільки сили F_n направлені перпендикулярно до переміщення частинок рідини.

4. *Робота внутрішніх сил тиску.* Внутрішні сили тиску взаємодії частинок рідини є парними (протилежно направлені), тому їх робота дорівнює нулю.

5. *Робота зовнішніх і внутрішніх сил тертя.* Вона дорівнює нулю, оскільки рідина є ідеальною.

Тоді

$$\sum A = \rho g \Delta Q \Delta t (z_1 - z_2) + \Delta Q \Delta t (p_1 - p_2)$$

Прирівняймо ΔE_k з $\sum A$:

$$\rho \Delta Q \Delta t \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \right) = \rho g \Delta Q \Delta t (z_1 - z_2) +$$

$$\Delta Q \Delta t (p_1 - p_2).$$

Розділимо цей вираз на $\rho g \Delta Q \Delta t = mg$, тобто віднесем його до одиниці ваги того об'єму рідини, який проходить за Δt через живий перетин струминки.

Зібравши члени з однаковими індексами, отримаємо:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Оскільки перетини 1-1 і 2-2 вибрані довільно, то можемо записати

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const} = H.$$

Енергетична інтерпретація рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини при усталеному русі

Для з'ясування енергетичного змісту рівняння Бернуллі помножимо його кожний доданок на 1 кг. При цьому рівняння не зміниться, але розмірність доданків виражатиметься в Дж/кг і являтиме собою певну енергію, віднесену до 1 кг рідини, яка проходить через поперечний перетин за 1 с. Таку енергію називають питомою.

Якщо рівняння Бернуллі записати в такій формі:

$$zg + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = H,$$

то перший доданок zg буде *питомою потенціальною енергією положення*; другий доданок $\frac{p}{\rho}$ - *питомою енергією тиску*; третій доданок $\frac{v^2}{2}$ є *питомою кінетичною енергією*.

Як відомо з гідростатики сума перших двох доданків $zg + \frac{p}{\rho}$ є *повною питомою потенціальною енергією одиниці маси рідини*. В даному випадку можна сказати, що зазначений вираз є *питомою потенціальною енергією одиниці маси рідини*, що проходить через живий перетин елементарної струминки.

Отже повний напір H для елементарної струминки треба розглядати як міру повної механічної енергії, що має одиниця маси рідини, яка проходить через даний поперечний перетин струминки. Рідина ж є носієм енергії. Вона переносить енергію від перетину до перетину.

Окремі питомі енергії вздовж струминки можуть змінюватись, але сума їх, відповідно до рівняння Бернуллі, для ідеальної рідини повинна залишатись постійною. Як видно, рівняння Бернуллі виражає закон збереження енергії стосовно випадку руху ідеальної рідини в струминці.

Контрольні запитання

- Приведіть приклади усталеного руху рідини
- Чи можна використати рівняння Бернуллі для потоку газу
- З якою метою здійснюється геометрична інтерпретація рівняння Бернуллі
- Як пояснити підйомну силу крила літака на основі рівняння Бернуллі

Завдання для самостійної роботи

1. З'ясуйте природу внутрішнього тертя між шарами рухомої рідини
2. Розв'язати задачу
На скільки зміниться швидкісний напір при зменшенні діаметра труби з $d_1 = 0,1$ м, до $d_2 = 0,07$ м, якщо в трубі витрата води $Q = 7,85$ л/с ?

Тема 4. Рівняння Бернуллі для реальної рідини та застосування його на практиці.
Основні відмінності між ідеальною і реальною рідиною
Допоміжні положення які сприяють переходу від рівняння для ідеальної рідини до рівняння реальної рідини
Умови застосування рівняння Бернуллі
Використання рівняння Бернуллі в техніці

Рівняння Бернуллі для елементарної струминки реальної рідини

В попередніх параграфах розглядався рух ідеальної рідини, тобто рідини, що не має в'язкості. Ця умовна абстракція дозволила вивести рівняння Бернуллі, яке встановлює залежність між основними параметрами

рухомої не в'язкої рідини, в якій поверхневі сили – тільки нормальні. Між тим будь-яка реально існуюча в природі рідина в тій чи іншій мірі має внутрішнє зчеплення і здатна чинити певний опір дотичним силам.

Досвід показує, що цей опір в рухомій рідині може стати значним, зростаючи із збільшенням швидкості руху рідини.

Фізичні явища, що пов'язані з проявом сил в'язкості, достатньо складні. Так, в'язкість рідини пояснюється наявністю тертя між її шарами при русі. Явище тертя у нас асоціюється з механічним тертям. В дійсності ж природа тертя в рідинах інша. Тертя в рідинах обумовлене міжмолекулярним зчепленням.

Закони повздовжнього внутрішнього тертя були встановлені Ньютоном в 1686 р. Сили тертя в потоці рідини, яка складається з багатьох струминок відіграють подвійну роль: по-перше, завдяки ним частина механічної енергії рідини переходить в тепло, яке розсіюється; по-друге, завдяки силам тертя створюються умови при яких механічна енергія однієї струминки передається іншій (сусідній), тобто відбувається „дифузія” механічної енергії

через бокові поверхні струминок. Суттєвим є те, що поперечна передача енергії може здійснюватись без передачі речовини (рідини).

Отже механічна енергія елементарної струминки реальної рідини зменшується вздовж потоку за рахунок двох обставин:

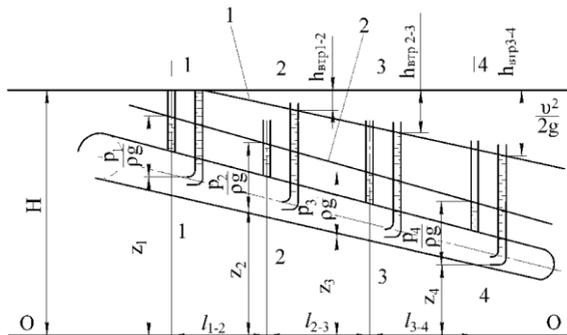
- а) за наявності сил тертя;
- б) за рахунок „дифузії” механічної енергії через бокову поверхню струминки.

Крім того, енергія струминки втрачається при зустрічі з місцевими опорами, при зміні напрямку руху тощо. Коли позначити втрати енергії (напору) на подолання опору тертя через h_l , а втрату енергії на подолання місцевих опорів h_M , то загальні втрати енергії визначаються сумою $h_l + h_M = h_w$.

Тоді рівняння Бернуллі для елементарної струминки реальної (в'язкої) рідини набере вигляду:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w$$

Внаслідок втрат енергії питома енергія



вздовж струминки зменшується, а напірна лінія 1 має нахил у бік руху рідини (рис.4.1).

Рис. 4.1

П'єзометрична лінія 2 може знижуватись і підвищуватись залежно від зміни швидкості руху рідини. Уклон напірної лінії на довжині ділянки струминки називають *середнім гідравлічним уклоном i* :

$$i = \frac{h_w}{l}.$$

Рівняння Бернуллі для потоку реальної (в'язкої) рідини

Рівняння Бернуллі для струминки реальної рідини можна поширити для потоку реальної рідини, що складається з багатьох струминок. Однак, перш ніж це зробити, треба розглянути два допоміжних положення.

Перше положення. Візьмемо плавно змінний потік рідини, на який діють тільки сили ваги (рис.4.2).

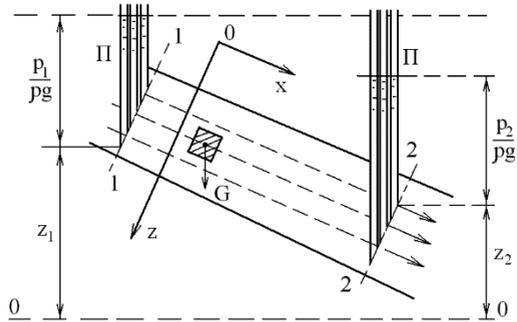


Рис.4.2

Намітимо два плоских живих перетини 1-1 і 2-2. До різних точок перетинів приєднаємо п'єзометри П. Як показує досвід рівень води в усіх п'єзометрах, приєднаних до різних точок одного і того ж перетину (наприклад 1-1), встановлюється на одному і тому ж рівні. Для різних точок даного живого перетину величини z і $p/\rho g$ мають різне значення, однак сума їх постійна.

У перетині 2-2 в п'єзометрах теж рівень води буде однаковий, хоча і на іншому рівні.

Отже, перше допоміжне положення можна сформулювати так: *в усталеному потоці реальної рідини в плавномінному русі тиск у площині живого перетину розподіляється по гідростатичному закону:*

$$z + \frac{P}{\rho g} = \text{const.}$$

Друге положення. В потоці реальної рідини, як уже зазначалось вище, швидкість окремих частинок рідини буде не однаковою. Наприклад, у круглій трубі швидкість води у живому перетині буде змінюватись по параболічному закону. По осі труби швидкість частинок води буде найбільшою, а біля стінок близькою до нуля. Тому при багатьох розрахунках і на практиці часто користуються середньою швидкістю. При цьому, звичайно, допускаються неточності у визначенні, наприклад, кількості руху маси рідини і її кінетичної енергії.

Якщо позначити відношення дійсного значення кількості руху маси рідини за час dt через певний живий перетин, до визначеного через середню швидкість коефіцієнтом α_0 , то завжди можна знайти реальну кількість руху в живому перетині, помноживши α_0 на величину кількості руху визначену через середню швидкість.

Міркуючи таким же чином, можна визначити і дійсну кінетичну енергію рідини в

живому перетині. Звичайно ввівши інший поправочний коефіцієнт α . Інколи коефіцієнт α_0 називають коефіцієнтом Буссинеска, а α – коефіцієнтом Кориоліса.

Зрозуміло, що в реальних умовах значення α_0 і α завжди більше одиниці. Чим більша нерівномірність руху рідини, тим більше значення цих коефіцієнтів. Дослідним шляхом було встановлено, що при рівномірному русі рідини $\alpha_0 \approx 1,03 \div 1,05$; $\alpha \approx 1,10 \div 1,15$.

Як видно числові значення цих коефіцієнтів близькі до одиниці. Тому інколи при розрахунках усталених потоків води, яка рухається рівномірно, цими коефіцієнтами нехтують.

Таким чином, друге допоміжне положення можна сформулювати так: *в усталеному потоці реальної рідини при визначенні кількості руху і кінетичної енергії користуються значеннями середньої швидкості. Неточності, які виникають при цьому, компенсують введенням коефіцієнтів α_0 і α відповідно.*

В попередньому параграфі зазначалося, що в струминці реальної рідини енергія

втрачається на подолання тертя між шарами рухомої рідини і в результаті її „дифузії” через бокову поверхню струминок. Але очевидно, що при наявності в потоці великої кількості струминок величина суми додатніх і від’ємних значень втрат енергії через її бокові стінки дорівнює нулю. Тому в потоці реальної рідини враховуються втрати енергії тільки на подолання тертя.

Враховуючи сказане вище, можна записати трансформоване рівняння Бернуллі для усталеного паралельноструминного плавномінного потоку реальної рідини (між перетинами 1-1, 2-2):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_\ell. \quad (4-1)$$

Умови застосування рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі часто застосовують в різних розділах гідравліки. З його допомогою виводиться багато розрахункових формул і розв’язуються важливі практичні задачі. Наприклад, здійснюються розрахунки водогонів, встановлюється залежність між

витратою і швидкістю при витіканні рідини з отворів і насадок, витрати рідини в різних гідротехнічних спорудах тощо. Рівняння Бернуллі при відповідних поправках, може застосовуватися в газодинаміці та аеродинаміці. Його цінність полягає в тому, що встановлюється важливий зв'язок між швидкістю рухомих суцільних середовищ і тиском. За допомогою рівняння Бернуллі пояснюється багато явищ, як у природі, так і в техніці.

Однак рівняння Бернуллі треба застосовувати дотримуючись таких умов:

- 1) витрата рідини між перетинами 1-1 і 2-2 повинна бути постійною;
- 2) рух рідини повинен бути усталеним;
- 3) рух рідини в перетинах 1-1 і 2-2, що з'єднуються рівнянням Бернуллі, повинен бути паралельноструминним або плавно змінним; в проміжку між ними рух рідини може бути і різкозмінним.

Використання рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі широко використовується при розв'язанні як

теоретичних, так і практичних задач, пов'язаних з рухомою рідиною і газами. При розв'язанні теоретичних задач використовується математичний вираз рівняння, а при розв'язанні практичних задач – взаємозалежність між швидкістю рідини і тиском в ній.

При розв'язанні розрахункових задач слід дотримуватися такої послідовності:

1. вибираємо два перетини, які будемо з'єднувати рівнянням Бернуллі. Перетини треба брати з найбільшим числом гідродинамічних величин. Якщо потрібно знайти певну гідродинамічну величину, то вона повинна бути включена в два живих перетини;
2. проводимо горизонтальну площину порівняння. Цю площину найбільш доцільно проводити так, щоб z_1 і z_2 дорівнювали нулю;
3. записуємо рівняння Бернуллі в повному вигляді;
4. знаходимо значення величин, які входять у рівняння;
5. підставляємо в рівняння Бернуллі відомі величини і знаходимо потрібне невідоме;

6. якщо для знаходження невідомого недостатньо рівняння Бернуллі, то можна використати рівняння нерозривності потоку рідини;
7. пам'ятаймо, що рівняння Бернуллі можна застосовувати за таких умов: витрата рідини між перетинами повинна бути постійною ($Q=const$); рух рідини повинен бути усталеним; рух рідини між перетинами – паралельноструминним і не різко змінним.

На основі рівняння Бернуллі сконструйовано низку приладів, в яких використовується залежність між швидкістю рідини і тиском в ній. При зростанні швидкості зменшується тиск. До них належать водомір Вентурі, водоструминний насос, ежектор, пульверизатор, карбюратор, прилади для вимірювання тиску тощо. Найпростішим приладом для вимірювання витрат рідини є *водомір (труба) Вентурі*.

У виробничих процесах часто виникає потреба визначати витрату тієї чи іншої рідини. Найбільш простим є об'ємний спосіб

вимірювання, при якому рідина поступає у вимірювальну посудину певного об'єму. Проте це не завжди зручно.

Більш практичним є спосіб вимірювання витрати рідини, яка проходить через труби з турбінним лічильником. В цьому випадку частота обертання валу турбіни лічильника, пропорційна об'єму рідини, яка протікає через трубу. Однак наявність рухомих частин в лічильнику приводить до їх зношення, а значить і втрат точності вимірювання.

Для прямого визначення витрат рідини застосовують пристрій, який називають витратомір. Найбільш поширеними витратомірами є ті, в яких використовується залежність між витратою рідини і перепадом тиску. До них належить водомір (труба) Вентурі.

Основним елементом цього приладу є калібрована ділянка труби, що звужує перехід потоку від діаметра D до діаметра d (рис 4.3).

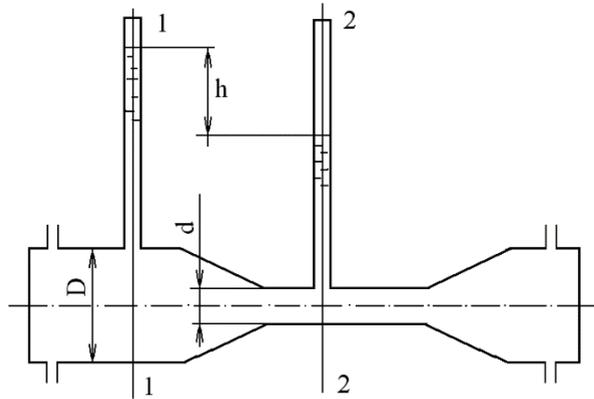


Рис 4.3

У постійному перетині потоку і в звуженій його частині встановлено два п'єзометри (перетини 1-1 і 2-2). Зрозуміло, що при переході рідини з розширеної частини труби у звужену зростає її швидкість, а значить, у відповідності з рівнянням Бернуллі, зменшиться тиск. Це покажуть п'єзометри. Різниця між рівнем рідини в п'єзометрах h , для даного водоміра, залежатиме від швидкості руху рідини, а значить від її витрати, бо $Q = Sv$. Для встановлення зв'язку між Q і h скористаємося рівнянням Бернуллі. Запишемо його для перетинів 1-1 і 2-2. Втратами напору знехтуємо, будемо вважати, що $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

$z_1 = z_2$ - оскільки труба розташована горизонтально. Тоді:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \text{ або } \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}.$$

Оскільки $\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = h$, то і $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = h$

З рівняння нерозривності випливає що

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} \text{ і } v_2 = \frac{Q}{S_2}.$$

Підставивши значення v_1 і v_2 у співвідношення між h і v і розв'язавши його відносно Q отримаємо:

$$Q = S_2 \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}}. \quad (4-2)$$

Виділимо сталі величини для заданого водоміра:

$$Q = S_2 \sqrt{\frac{2g}{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}} \sqrt{h}.$$

Позначимо вираз

$$S_2 \sqrt{\frac{2g}{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}} \quad (4-3)$$

через постійну величину C , тоді

$$Q = C\sqrt{h}.$$

Для врахування втрат напору в трубі Вентурі можна ввести коефіцієнт μ . Його визначають експериментально при таруванні ($\mu = 0,94 - 0,96$).

На практиці із-за великих тисків в трубопроводах h може бути великою. Тому для вимірювання h використовують не п'єзометри, а дворідинні диференціальні манометри.

Поширеним на практиці є витратомір *діафрагменного типу* (рис. 4.4,а)

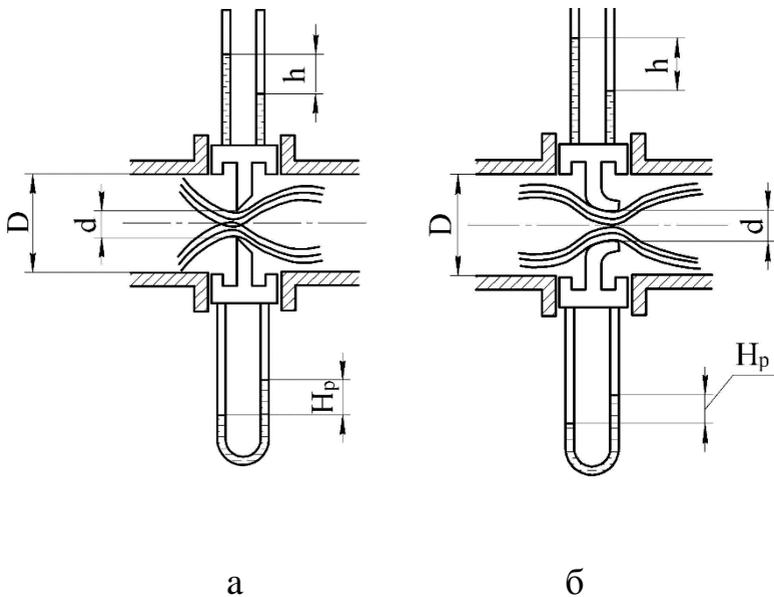


Рис. 4.4

В ньому збільшення швидкості відбувається при проходженні рідини через отвір у пластинці – діафрагму, яка встановлюється між розсунутими фланцями труб. Співвідношення труб $0,2 < d/D < 0,8$.

Різка зміна конфігурації потоку спричиняє зміну швидкості і тиску. Різниця показів п'єзометрів, один з яких встановлено перед діафрагмою, а другий після неї, дає змогу визначити витрату за тією ж формулою, що і у

приладі Вентурі. На відміну від витратоміра Вентурі тут відбувається різка зміна діаметрів, тому перед діафрагмою і за нею виникають завихрення рідини, що спричиняє втрату напору. Тому це треба враховувати у значенні – C .

Для зниження втрат напору у витратомірах такого типу часто використовують не діафрагми, а сопла (рис.4-4,б).

Сопло відрізняється від діафрагми плавною закругленою частиною з боку входу потоку і розвинутою циліндричною частиною з боку виходу його.

Принцип роботи приладу Вентурі можна трансформувати в інші – струминний насос, пульверизатор, інжектор, ежектор тощо. При збільшенні співвідношення S_1/S_2 швидкість рідини зростає, а тиск зменшується. У звуженій трубці абсолютний тиск може стати менший за атмосферний. Утворюється вакуум. Це й використовується в названих вище приладах.

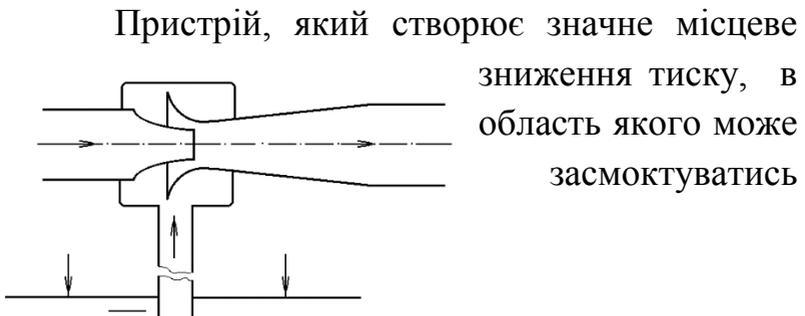


Рис 4.5

зовнішня рідина чи повітря, з послідуочим переміщенням називається струминним насосом (рис 4.5). Струминні насоси, які подають суміш робочої рідини з основною в якій-небудь пристрій (наприклад, воду перемішують з паром і подають в паровий котел), називають *інжекторами*. Прилади, які відсмоктують рідину називаються *ежекторами*. Прилади, які піднімають перемішану рідину – *гідроелеваторами*.

Якщо робочу рідину замінити повітрям, то в зону розрідження може засмоктуватись певна рідина, (фарба, бензин та ін.) чи подрібнені тверді частинки, наприклад, пісок. Далі вони будуть рухатись з певною швидкістю і розпилюватись. На такому принципі працюють пультверизатори, піскоструйні установки, карбюратори (рис. 4.6)

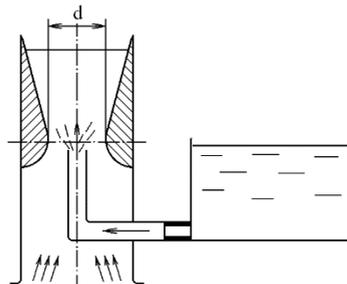


Рис 4.6

Швидкість руху в будь-якій точці потоку можна виміряти за допомогою трубки Пітто (рис. 4.7, а) і п'єзометричної трубки, або трубки Прандтля (рис. 4.7, б)

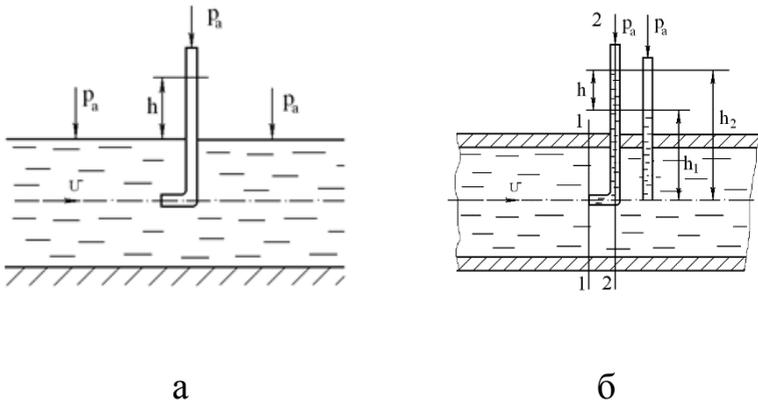


Рис 4.7

Якщо рідина в трубці нерухома, то рівні у трубках Пітто і п'єзометрі будуть однаковими, показуючи статичний напір у трубці. Коли ж рідина рухається, рівень її в п'єзометрі не змінюється, а в трубці Пітто, яку називають трубкою повного гідростатичного напору, піднімається. Теж саме відбувається у трубці Прандтля, бо в ній суміщені дві трубки в

одному приладі, тому вона більш зручна в користуванні.

Якщо записати рівняння Бернуллі для перетинів 1-1 і 2-2, то отримаємо:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g}, \quad \text{бо } z_1 = z_2, \quad \text{а } v_2 = 0, \quad \text{або}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{v_1^2}{2g}.$$

Оскільки $\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = h$, то $v_1 = \sqrt{2gh}$, де

h – різниця рівнів рідини в трубках.

Приклад 1.

З допомогою труби Вентурі знайти витрату води з трубопроводу діаметром $d_1 = 100$ мм, якщо діаметр звуження в водомірі дорівнює $d_2 = 56$ мм. Різниця показів п'езометрів $h = 45$ см. Коефіцієнт витрати водоміра $\mu = 0,95$. Користуючись виразом

$$C = S_2 \sqrt{\frac{2g}{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}}$$

Знайдемо постійну труби Вентурі

$$C = 0,785 \cdot 5,6^2 \sqrt{\frac{2 \cdot 981}{1 - \left(\frac{5,6}{10}\right)^4}} = 1150 \text{ см}^{2,5}/\text{с}.$$

Для спрощення розрахунків візьмемо до уваги,
що

$$\left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2 = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4,$$

тоді $Q = \mu C \sqrt{h}$, $Q = 0,95 \cdot 1150 \cdot \sqrt{45} = 7320$
см³/с. = 7,32 л/с

Приклад 2.

На водогоні (d=100 мм) встановлений витратомір Вен турі з такими параметрами ($d_1 = d$, $d_1 d_2 = 50$ мм, $\mu = 0,95$). Він з'єднаний з диференціальним ртутним манометром. При заданій витраті води манометр показав $h_1 = 100$ мм. Яка буде різниця висот у трубці Прандтля, якщо її розмістити проти тієї струминки, швидкість, якої дорівняє середній швидкості потоку?

Витрату води можна знайти за формулою:

$$Q = \mu C \sqrt{h},$$

де C – постійна встановленого на водогоні витратоміра Вентурі.

Знайдемо постійну C витратоміра:

$$C = S_2 \sqrt{\frac{2g}{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^2}} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4}}$$

$$C = 0,785 \cdot 5^2 \sqrt{\frac{2 \cdot 981}{1 - \left(\frac{5}{10}\right)^4}} = 898 \text{ c}$$

$$Q = \mu C \sqrt{h \left(\frac{\rho_1}{\rho} - 1 \right)},$$

де ρ_1 – густина ртуті ($\rho_1 = 13,6 \text{ г/см}^3$),

ρ – густина води ($\rho = 1 \text{ г/см}^3$).

$$\begin{aligned} Q &= 0,95 \cdot 898 \sqrt{10 \left(\frac{13,6}{1} - 1 \right)} = 9576 \text{ см}^3/\text{c} = 9,6 \text{ л/с} \\ &= 9,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{c}. \end{aligned}$$

Знайдемо середню швидкість води в трубці

$$v = Q/S:$$

$$v = \frac{9,6 \cdot 10^{-3}}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 1,22 \text{ м/с}.$$

Значення h для трубки Прандтля знайдемо з виразу:

$$v = \sqrt{2gh}, \quad h = v^2/2g$$

$$h = \frac{1,22}{19,62} = 0,076 \text{ м} \quad h = 76 \text{ мм.}$$

Контрольні запитання

- Чим відрізняється рівняння Бернуллі для ідеальної рідини від рівняння для реальної рідини
- Чи можна застосувати рівняння Бернуллі для потоку води в річці
- Де в техніці (крім вище приведених випадків використовується рівняння Бернуллі)
- Які явища в природі можна пояснити на основі рівняння Бернуллі

Завдання для самостійної роботи

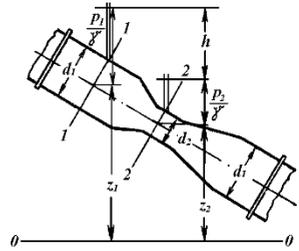
1. Як в лабораторних умовах можна перевірити справедливість рівняння Бернуллі?
2. Чому прилад Вентурі не застосовують для визначення витрати води в трубопроводах?

3. Розв'язати задачу

Визначити за допомогою
вodomіра Вентурі
витрати рідини, що тече
по трубопроводу, якщо
діаметр трубопроводу d_1

= 100 мм, діаметр горловини $d_2 = 56$ мм,
різниця показів п'езометрів $h = 45$ см.

Втратами напору при розрахунку знехтувати.



Тема 5. Гідравлічний опір.

Втрати напору по довжині труби та на
місцевих опорах.

Режими руху рідини

Число Рейнольдса і його критичні значення

*Розподіл швидкостей при ламінарному русі
рідини*

*Розподіл швидкостей при турбулентному русі
рідини*

*Визначення втрат напору при рівномірному
русі рідини*

Визначення коефіцієнта Шезі

*Місцеві втрати напору (різке розширення
потoku, різке звуження потоку, діафрагми,
крани,)*

Режими руху рідини

Однією з основних задач практичної гідравліки є визначення втрат напору на подолання гідравлічних опорів, що виникають при русі реальних рідин в різних гідравлічних системах. Працездатність, надійність і економічність гідравлічних споруд визначаються точністю врахування гідравлічних опорів.

Широкі експериментальні дослідження гідравлічних опорів показують, що втрати напору перш за все залежать від поведінки самих частинок рідини при її русі.

Дослідження показують, що між рухом твердого тіла і рідини є спільне і відмінне. Частинки рідини, як і твердого тіла можуть рухатись поступально і повертатись на певний кут навколо якогось миттєвого центру обертання. Відмінним є те, що при русі виділений об'єм рідини змінює свою форму. Отже, в загальному випадку рух елементарного об'єму рідини можна представити як суму трьох різних рухів: *поступального, обертального* і особливого, який обумовлює зміну форми елементарного об'єму рідини – *деформаційного*.

Якщо елементарні об'єми рідини рухаються поступально і деформаційно, то рух називають *безвихровим*, або *ламінарним*. Коли ж елементарні об'єми рідини приймають участь у обертальному русі, то такий рух називають *вихровим*, *турбулентним*.

Ще в 1880 р. Д.І. Менделєєв у праці „О сопротивлении жидкостей и воздухоплавании” вказував на наявність різних видів руху рідини, які відрізняються не однаковими залежностями сил тертя від швидкостей руху. Фізичні ж характеристики умов, які визначають режим руху рідини, були встановлені англійським фізиком Осборном Рейнольдсом.

Схема дослідної установки для дослідження режимів руху рідини показана на рис.5.1

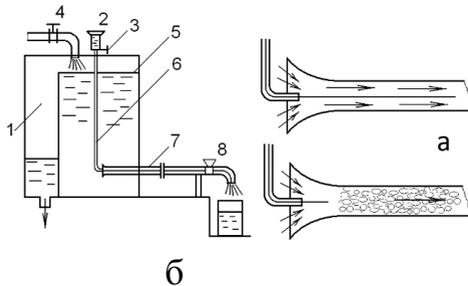


Рис. 5.1

Над баком 5, до якого приєднана горизонтальна скляна трубка 7 з краном 8, встановлено

посудину 2 з підфарбованою рідиною. Завдяки трубці 6 вона може подаватись в центр труби 7. З водогону через трубу 4 бак 5 заповнюється водою. Рівень води підтримується завдяки зливній трубці 1. Краном 8 регулюють витрату води з баку 5.

Поступово відкривають кран 8 і краном 3 до потоку основної рідини додають підфарбованої. При невеликих швидкостях течії підфарбована вода рухається по трубці (рис. 5.1,а) у вигляді чітко вираженої струминки, не змішуючись з основною рідиною.

Складується враження, що підфарбована струминка ніби застигла в середині труби. Видимого обміну частинками між підфарбованою струминкою і оточуючою її водою не відбувається. Якщо впустити в рідину декілька підфарбованих струминок, то всі вони рухаються окремо, не змішуючись з оточуючою водою.

Якщо поступово далі відкривати кран 8, то витрата води збільшується, водночас росте і швидкість руху води. Якісна картина руху підфарбованої рідини не змінюється. Так буде продовжуватись до того часу поки раптово не

почнуть підфарбовані струмені викривлюватись, лінії течії стають хвилеподібними, пульсуючими.

При підсиленні пульсації починає відбуватись перемішування підфарбованих струминок з оточуючою водою в скляній трубі. Спостерігається утворення кільцеподібних завихрень по всьому об'єму скляної труби 7 (рис 5.1,б). Режим руху, а також рух рідини, при якому відсутня пульсація швидкості, що не приводить до перемішування частинок, називається *ламінарним* (від латинського слова *lamina* - шар).

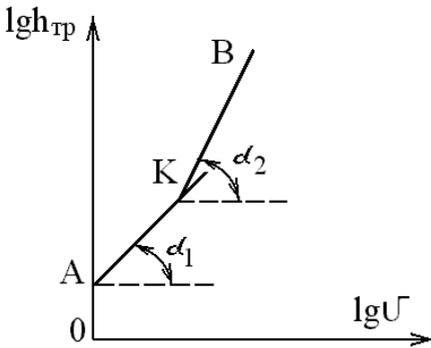
Режим руху і сам рух рідини з пульсацією швидкостей, що приводить до перемішування частинок потоку, називають *турбулентним* (від латинського слова *turbulentus* - безладний).

При зворотньому проведенні досвіду, тобто при поступовому закритті крану 8, описане вище явище повторюється у зворотньому порядку. Однак перехід від турбулентного до ламінарного руху відбувається при менших швидкостях.

Режим потоку в цій порівняно невеликій області буде ламінарним або турбулентним, нестійким,

оскільки в перехідній зоні рух рідини може змінитись під впливом випадкових факторів. Природно, що витрата енергії на переміщення рідини уздовж потоку буде різною при різних режимах руху.

При ламінарному режимі енергія витрачається тільки на поздовжнє переміщення рідини у потоці, а при турбулентному витрачається додаткова енергія на поперечне переміщення частинок рідини, пов'язане з безладним характером руху.



Якщо результати дослідів зобразити графічно, відклавши значення $lg h_{TP}$ по осі ординат, а по осі абсцис $lg v$, то залежність між $lg h_{TP}$ і $lg v$ отримається у вигляді відрізків

Рис. 5.2 прямих ліній (h_{TP} – втрати напору при терті між шарами рідини). Ділянка АК лінії АВ (рис.5.2) відповідає ламінарному руху рідини. Відрізок АК утворює з віссю абсцис кут 45° . Тоді $tg45^\circ=1$, значить *при*

ламінарному режимі руху рідини втрати напору по довжині пропорційні першій степені швидкості.

Відрізок KB з кутом нахилу $\alpha_2 > 45^\circ$ відповідає турбулентному руху рідини. Отже $\text{tg } \alpha_2 > 1$. Тоді можна зробити висновок, що *при турбулентному режимі руху рідини втрати напору по довжині пропорційні швидкості в степені від 1,75 до 2, тобто близькій до квадратичної, або квадратичній.*

Число Рейнольдса і його критичні значення

Як уже відмічалось, режим руху рідини впливає на величину втрат напору по довжині потоку. Численними дослідженнями встановлено, що режим руху рідини залежить від в'язкості рідини μ , її густини ρ , середньої швидкості v течії і геометричних розмірів потоку, наприклад, для круглої труби – її діаметра d .

О. Рейнольдс у 1883 р., після проведених дослідів з круглими трубами, установив умови, при яких можливий той чи інший режим руху рідини і перехід від одного режиму руху до іншого.

Для характеристики режиму руху рідини він запропонував безрозмірну величину, яка включає μ , ρ , ν і d . З цих величин може бути тільки одна безрозмірна величина:

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

де ν – кінематична в'язкість рідини.

Числове значення цієї величини називають „числом Рейнольдса” і позначають буквами Re . Тоді для круглої труби:

$$Re = \frac{\nu d}{\nu}. \quad (5-1)$$

Якщо скористатись введенням поняття гідравлічного радіусу R , то число Рейнольдса можна поширити і на інші форми перетину потоку. Наприклад, якщо в якості лінійної характеристики потоку взяти діаметр труби d або гідравлічний радіус R , чи глибину каналу h , то відповідно можна записати:

$$Re_d = \frac{\nu d}{\nu}, \quad Re_R = \frac{\nu R}{\nu}, \quad Re_h = \frac{\nu h}{\nu} \text{ і т.д.}$$

Враховуючи, що $d = 4R$, вираз числа Рейнольдса можна записати так:

$$Re = \frac{\nu 4R}{\nu} = \frac{4\nu R}{\nu}.$$

Достатньо точними вимірюваннями руху рідини в круглих гладких трубах на ділянках, які дещо віддалені від входу, і при відсутності різних збурюючих факторів (кранів, звужень, виступів тощо), встановлено, що коли число Рейнольдса менше значення 2320 режим руху буде стійко ламінарним (якщо воно знайдено через діаметр труби; якщо ж через гідравлічний радіус, то 580).

Значення Re , яке відповідає стійкому переходу від ламінарного режиму до турбулентного, називають критичним числом Рейнольдса і позначають $Re_{кр.}$. Отже, при русі рідини в круглих гладких трубах $Re_{кр.} = 2320$. Для відкритих русел

$$Re_{кр.} = \frac{vR}{\nu} = 580,$$

де R – гідравлічний радіус русла.

Треба зазначити, що при збільшенні Re вище критичного значення, режим руху рідини може залишитися ламінарним. Однак це можливо тільки при дотриманні особливих умов, ретельного заспокоєння рідини. Наприклад, щоб зберегти ламінарний рух нафти в трубах при підвищенні швидкості її транспортування, в нафту добавляють рідкі пластмаси з лінійними

молекулами. Вони „витаються” в напрямку руху нафти і запобігають збуренням. На кінцевому пункті нафтогону шляхом фільтрування пластмасу видаляють.

Число Рейнольдса може виступати критерієм подібності при моделюванні гідравлічних споруд. Воно з фізичної точки зору виражає міру відношення критичної енергії рідини до роботи сил в'язкого тертя.

Розподіл швидкостей при ламінарному русі

При ламінарному русі рідини місцеві швидкості в усіх точках потоку не змінюються з часом. Так в горизонтальній круглій трубі шари рідини рухаються паралельно один одному. Біля стінок труби швидкість частинок рідини дорівнює нулю. Стінка труби ніби покривається прилиплими частинками рідини. Наступний шар рідини, що рухається, стикається з прилиплим шаром, наступний шар стикається з попереднім і т.д. (рис. 5.3).

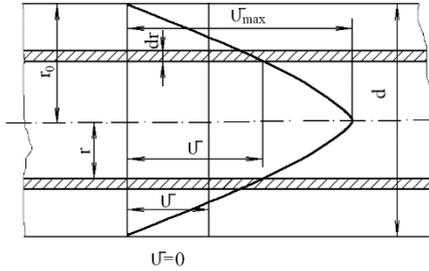


Рис. 5.3

Швидкість руху кожного наступного шару в порівнянні з попереднім наростає і стає максимальною по осі труби. Отже, в осьових перетинах круглої циліндричної труби швидкість ламінарного руху розподіляється по параболі відповідно до теоретичного виразу:

$$v = \frac{\rho g i}{4\mu} (r_0^2 - r^2),$$

де i – гідравлічний уклон;

μ – динамічна в'язкість;

r_0 – радіус труби;

r – відстань від осі труби до точки, в якій визначається швидкість.

Максимальне значення швидкості буде по осі труби ($r=0$), тоді

$$v_{mach} = \frac{\rho g i}{4\mu} \cdot r_0^2 = \frac{\rho g i d^2}{16\mu}.$$

Розподіл швидкостей при турбулентному русі рідини

При турбулентному русі швидкість руху окремих частинок рідини у кожній точці потоку весь час змінюється за величиною і напрямом, коливається біля якогось середнього значення. Прийнято говорити, що швидкість пульсує (рис.5.4)

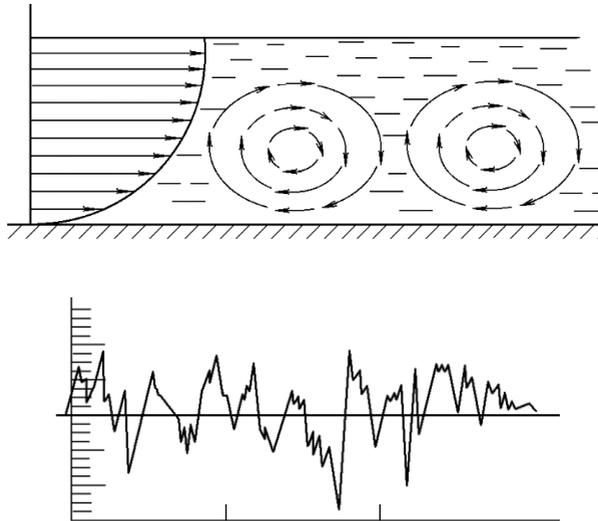


Рис.5.4

При цьому, не зважаючи на зміну величини і навіть напрямку швидкості, в кожній точці напрям поступального руху всього потоку залишається постійним.

В гідравліці при вивченні турбулентного руху рідини велика увага приділяється вивченню *поля швидкостей*.

Швидкість у кожний момент у певній точці рідини називається *миттєвою*. Середнє значення швидкості, біля якого пульсує швидкість руху частинок рідини в певній точці, називається *осередненою швидкістю* (\bar{v}).

Різниця між миттєвою та осередненою швидкостями називається швидкістю пульсації. Вона може бути додатною і від'ємною.

Осереднена швидкість є функцією координат x , y , z і не залежить від часу t :

$$\bar{v} = f(x, y, z).$$

Цю залежність називають *полем осередненої швидкості*. Для визначення осереднених швидкостей запропоновано багато експериментальних формул. В даний час найбільш достовірними є логарифмічні формули. Наприклад, часто користуються формулою, яка встановлює залежність між осередненою швидкістю в будь-якій точці потоку і відстанню її від стінок труби чи дна русла:

$$\bar{v} = \frac{\nu}{\chi} \ln y + c,$$

де $\nu = \sqrt{gRi}$ - динамічна швидкість;

χ - коефіцієнт пропорційності ($\chi \approx 0,40-0,54$);

c - постійна.

Структура турбулентного потоку в його певному перетині неоднорідна (рис. 5.5).

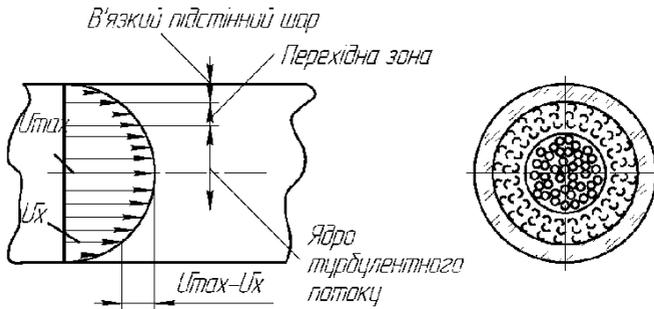
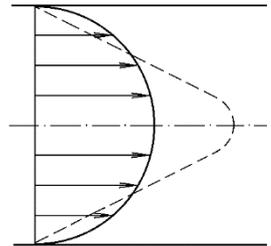


Рис. 5.5

По схемі, яку запропонував Прандтль, при турбулентному русі основна, більша частина потоку, складається з турбулентного ядра, в якому спостерігається пульсація



швидкості і відбувається перемішування частинок. Біля стінок розміщується тонкий шар

рідини, рух у якому близькій до ламінарного, його називають *ламінарною плівкою*.

$$v_{nl} \approx 11\sqrt{gRi}.$$

Безпосередньо біля стінок труби швидкість дорівнює нулю. Дослідами встановлено, що градієнт швидкості $\frac{dv}{dr}$ біля стінок спочатку наростає від нуля дуже швидко, але ближче до осі труби наростання швидко зменшується, а при високому рівні турбулентності майже припиняється.

Якщо порівняти епюри швидкостей ламінарного (рис.4.3) і турбулентного (рис. 5.5) рухів рідини, то видно, що парабола ламінарного руху має більш загострену вершину. При ламінарному русі $v/v_{mach} = 0,5$, а при турбулентному це співвідношення більше (0,75-0,90). Із збільшенням Re епюра турбулентного ядра наближається до прямокутної. Отже, при турбулентному русі рідини осереднена швидкість мало змінюється по перетину потоку. Ділянку, де швидкість мало змінюється по перетину потоку, називають *ядром течії*, а шар біля стінок, де відносно швидко змінюється

швидкість, - в'язким пристінним шаром. Товщина пристінного шару звичайно не велика (біля 1 мм). В ядрі, внаслідок перемішування рідини, виникають опори зумовлені турбулентною в'язкістю:

$$\tau_m = \eta \frac{d\bar{v}_x}{dy},$$

де τ_m – дотичне напруження;
 η – турбулентна в'язкість.

На відміну від динамічної в'язкості μ турбулентна не залежить від роду рідини, а залежить виключно від турбулентності потоку. Оскільки в центрі труби швидкість майже не змінна, то $\frac{d\bar{v}_x}{dy} \rightarrow 0$, значить турбулентна в'язкість відсутня.

Між вузьким пристінним шаром і ядром турбулентного потоку є *перехідна зона*, в якій проявляються тією чи іншою мірою як в'язкий опір, так і опір зумовлений турбулентним перемішуванням. Товщина пристінного шару визначається за формулою:

$$\delta \approx 32,8 \frac{d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}.$$

При великих значеннях Re товщина ламінарної плівки прямує до нуля.

Більш точні дослідження показали, що й у пристінному шарі відбуваються пульсації швидкості, тобто проявляється вплив турбулентного ядра.

сумою дотичного напруження, викликаного в'язкістю рідини і дотичного напруження, викликаного турбулентною в'язкістю:

$$\tau = \tau_{\mu} + \tau_{\tau} = \mu \frac{dv}{dy} + \eta \frac{d\bar{v}_x}{dy}.$$

Визначення втрат напору при рівномірному русі рідини

При рівномірному русі потоку рідини середні швидкості в усіх її живих перетинах однакові, місцеві опори відсутні, існують тільки опори, які діють по довжині потоку і викликані тертям. Завдання полягає в знаходженні втрат напору по довжині потоку викликаних силами тертя в рідині.

Для цього візьмемо потік рідини з рівномірним рухом, вісь якого нахилена до горизонту під кутом α (рис. 5.7)

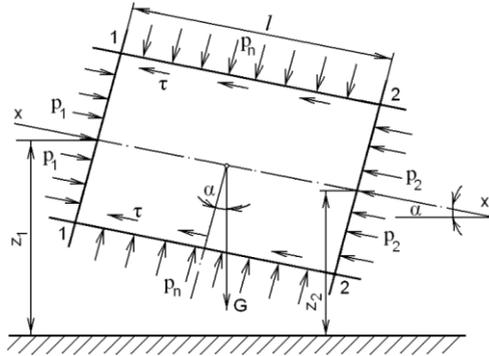


Рис. 5.7

Виділимо в цьому потоці перетини 1-1 і 2-2, відстань між якими l . Вісь x направлена по течії рідини в трубі. П'єзометрична лінія $p - p$ є похилою прямою, причому її нахил виражає втрату напору h_ℓ на довжині l . З'ясуємо всі сили, які діють на виділену частину потоку між перетинами 1-1 і 2-2.

1. Вага виділеного об'єму рідини:

$$G = Sl\rho g.$$

2. Сили F_1 і F_2 тиску на торці перетинів 1-1 і 2-2:

$$F_1 = p_1 S; \quad F_2 = p_2 S,$$

де p_1 і p_2 - гідродинамічний тиск в центрі ваги живих перетинів 1-1 і 2-2.

3. Сили тертя між рідиною і стінками труби T :

$$T = \tau l \chi.$$

4. Сили гідродинамічного тиску на бокові стінки виділеного об'єму p_n , направлені перпендикулярно до поверхні і осі x .

Оскільки рух рідини рівномірний, прискорення центру мас виділеного об'єму дорівнює нулю. Тоді сума проєкцій всіх сил, прикладених до виділеного об'єму, на будь-яку вісь повинна дорівнювати нулю. Спроєктуємо виділені сили на вісь xx .

Проєкція власної ваги на вісь xx :

$$G_{xx} = Sl\rho g \sin \alpha.$$

З рисунку видно, що

$$\sin \alpha = (z_1 - z_2)/l, \quad l \sin \alpha = z_1 - z_2.$$

Тоді

$$G_{xx} = \rho g S(z_1 - z_2).$$

Сили F_1 і F_2 паралельні осі xx , теж спроєктуються у власну величину, тільки сила F_2 буде від'ємною. Проєкції сил гідростатичного тиску на бокову поверхню будуть дорівнювати нулю.

Сила опору руху T проєктується на вісь xx в повну величину:

$$T = \tau l \chi,$$

де τ – дотичне напруження на стінці труби.

Складемо суму проекцій. За позитивний напрямок візьмемо напрямок руху рідини.

$$\rho g S(z_1 - z_2) + p_1 S - p_2 S - \tau l \chi = 0,$$

$$\text{або } z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} - \frac{\tau l}{\rho g S} = 0.$$

Оскільки $S/\chi = R$, то дане рівняння можна переписати так:

$$(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}) - (z_2 + \frac{p_2}{\rho g}) = \frac{\tau l}{\rho g R}.$$

Якщо записати рівняння Бернуллі для перетинів 1-1 і 2-2, то отримаємо таку залежність:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + h_\ell, \text{ або}$$

$$(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}) - (z_2 + \frac{p_2}{\rho g}) = h_\ell.$$

Оскільки в даному рівнянні і в попередньому ліві частини рівні, то рівними будуть і праві.

Прирівняймо їх

$$h_\ell = \frac{\tau l}{\rho g R}. \quad (5-2)$$

Це рівняння називають *основним рівнянням рівномірного руху рідини*.

Як відомо $\frac{h_\ell}{l} = i$, де i – гідравлічний уклон.

Підставимо в основне рівняння рівномірного руху замість $\frac{h_\ell}{l}$ значення i :

$$i = \frac{\tau}{\rho g R}, \quad \text{або } \tau = \rho g R i; \quad \frac{\tau}{\rho g} = R i.$$

В 1775 р. А. Шезі на основі проведених дослідів установив, що $\frac{\tau}{\rho g} \sim v^2$, а коефіцієнт пропорційності позначив ($1/C^2$), тобто

$$\frac{\tau}{\rho g} = \frac{1}{C^2} v^2$$

Тоді

$$\frac{1}{C^2} v^2 = R i, \quad v = C \sqrt{R i}, \quad (5-3)$$

де C – коефіцієнт Шезі.

Отриману формулу для визначення швидкості рівномірного руху рідини називають **формулою Шезі**.

Величина C^2 виражається в одиницях прискорення, але на практиці зручніше користуватись безрозмірною величиною, тому

пізніше коефіцієнт Шезі був замінений експериментально встановленою формулою:

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}, \quad (5-4)$$

де λ (лямбда) – безрозмірна величина, яку називають *коефіцієнтом гідравлічного тертя* або гідравлічного опору (коефіцієнт Дарсі).

Така заміна дозволяє привести формулу Шезі до вигляду:

$$v^2 = \frac{8g}{\lambda} Ri = \frac{8gRh_\ell}{\lambda}.$$

Звідки

$$h_\ell = \frac{\lambda v^2}{8gR} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}.$$

Оскільки $4R = d$, то

$$h_\ell = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (5-5)$$

Даний вираз є *формулою Дарсі-Вейсбаха*. Вона дійсна як для ламінарного, так і для турбулентного режимів руху рідини. Різними для них будуть тільки коефіцієнти Дарсі λ .

Визначення коефіцієнта Шезі

Коефіцієнт Шезі C визначають в основному експериментальним шляхом. За рекомендацією

Шезі цей коефіцієнт приймався постійним і рівним 50.

Пізніше різними вченими були запропоновані експериментальні формули для визначення C . Основними серед яких є такі:

формула Маннінга

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6};$$

формула Павловського

$$C = \frac{1}{n} R^y;$$

формула Агроскіна

$$C = 17,72(k + \lg R) \text{ або } C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R. \quad (5-6)$$

В цих формулах:

n – коефіцієнт шорсткості, який визначається за таблицями;

R – гідравлічний радіус;

y – змінна величина показника степені в формулі Павловського, яка залежить від шорсткості та гідравлічного радіусу; при $0,1 \text{ м} < R < 1 \text{ м}$, $y \approx 1,5 \sqrt{n}$; при $3 \text{ м} > R > 1 \text{ м}$, $y \approx 1,3 \sqrt{n}$;

k – параметр гладкості у формулі Агроскіна

$$k = \frac{1}{17,72n}.$$

Формула Маннінга застосовується в основному для розрахунку водогінних труб. Формули Павловського і Агроскіна – при проектуванні і гідравлічних розрахунках гідроінженерних споруд.

Місцеві втрати напору

При русі реальної рідини крім втрат напору на тертя по довжині труби можуть виникнути місцеві втрати напору, які зумовлюються наявністю перешкод, довжиною яких можна знехтувати $l = 0$. До них належать різке розширення і звуження потоку рідини, повороти потоку (коліна), крани, засувки тощо.

Причиною втрат напору на місцевих опорах вважають фізичні явища, які виникають в результаті подолання рідиною місцевих перешкод. Основною серед них є утворення за перешкодою *вальців*, водоколоворотів, для яких характерним є наявність пульсації поперечних швидкостей. Поздовжня швидкість у вальцях близька до нуля. Турбулентні дотичні напруження зростають, тому втрати напору стають великими.

На практиці місцеві втрати напору h_m знаходять за формулою Вейсбаха:

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (5-7)$$

де ξ (дзета) – безрозмірний коефіцієнт місцевого опору (його значення знаходять дослідним шляхом);

v – середня швидкість руху рідини в перетині потоку за місцевим опором.

Інколи коефіцієнти місцевих опорів даються для швидкості рідини перед опором. Тоді відповідно до рівняння неперервності впливає наступне – при постійній витраті рідини швидкості в двох перетинах відносяться обернено пропорційно площам живих перетинів. Значить, якщо одну і ту ж місцеву втрату напору виразити через середню швидкість до перешкоди v_1 і після неї v_2 , то отримаємо:

$$h_m = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$

звідки

$$\frac{\zeta_1}{\zeta} = \frac{v_2^2}{v_1^2} \quad \text{або} \quad \frac{\zeta_1}{\zeta} = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2,$$

де S_1 – площа живого перетину до перешкоди;

S_2 – площа живого перетину за перешкодою.

Відмитим, що для більшості місцевих опорів ζ не залежить від R_e при $R_e > 5000 - 10000$. При менших R_e ζ збільшується.

Альтшуль рекомендує визначати коефіцієнт місцевих опорів за узагальненою формулою, яка дійсна як при ламінарному, так і турбулентному режимах руху рідини:

$$\zeta = \frac{c}{R_e} + \xi_{кв}, \quad (5-8)$$

де c – коефіцієнт, який залежить від виду місцевого опору;

$\xi_{кв}$ – коефіцієнт місцевого опору в квадратичній області турбулентного режиму.

Значення коефіцієнта c наступні: раптове розширення – 30; кутники $90^\circ - 135^\circ$ – відповідно 400 і 600; коліно з кутом $90^\circ - 130^\circ$; трійник і пробковий кран – 150; звичайний вентиль – 3000; кульовий кран – 5000.

В окремих випадках втрати напору на місцевих опорах зручно визначати за *еквівалентною довжиною* – довжина прямої ділянки трубопроводу певного діаметру, на якій втрата

напору на тертя h_ℓ дорівнює (еквівалентна) втраті напору на місцевому опорі h_m .

Еквівалентну довжину l_e можна знайти користуючись формулами Дарсі-Вейсбаха

$$h_\ell = \lambda \frac{l_e}{d} \frac{v^2}{2g} \quad \text{і Вейсбаха} \quad h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

Прирівнявши праві частини цих формул, отримаємо:

$$l_e = \frac{\zeta d}{\lambda}.$$

На практиці часто зустрічаються гідросистеми, які мають багато різних місцевих опорів, що знаходяться не на великій відстані один від іншого. В таких випадках відбувається вплив одного місцевого опору на інший, порушується режим потоку між місцевими опорами, змінюються умови підходу рідини до кожного наступного місцевого опору. Дійсні втрати напору в таких системах можуть значно відрізнятись від розрахункових.

В подібних випадках говорять про *інтерференцію*, взаємний вплив місцевих опорів.

Основною характеристикою інтерференції вважають довжину впливу $l_{en.}$, під якою

розуміють довжину прямої ділянки трубопроводу після місцевого опору, в межах якої вплив призупиняється.

Значення $l_{en.}$ можна знайти за формулою Альтшуля:

$$\frac{l_{en.}}{d} = \frac{12}{\sqrt{\lambda}} - 50,$$

де d – діаметр трубопроводу;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу.

При великих числах Рейнольдса наближено $l_{en.}$ можна знайти за формулою:

$$l_{en.} = (20 \div 50) d.$$

У випадках, коли відстань між місцевими опорами менше $l_{en.}$, вплив інтерференції на розрахунки може бути значним. Тому його потрібно враховувати.

В загальному випадку при русі рідини одночасно відбувається втрата напору на тертя по довжині і на місцевих опорах.

В таких випадках повна втрата напору визначається як арифметична сума.

$$h_{1-2} = h_\ell + \Sigma h_m = \lambda \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum_{i=1}^n \xi_{\zeta_i} \frac{v^2}{2g} = \left(\lambda \frac{1}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_{\zeta_i} \right) \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{1-2} = \xi_{сист} \frac{v^2}{2g}, \quad (5-9)$$

де $\xi_{сист}$ – коефіцієнт опору системи.

Розглянемо деякі види місцевих опорів.

1. Різке розширення потоку.

При різкому розширенні потоку в трубі від площі поперечного перетину S_1 до S_2 (рис. 5.9)

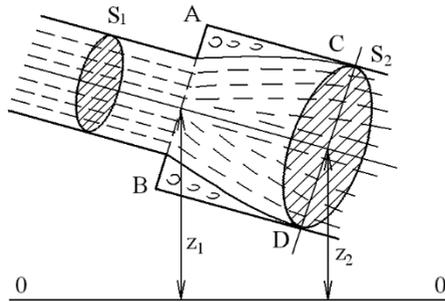


Рис. 5.9

рідина не заповнює контур розширення, а рухається по лініям течії. Біля стінок утворюється простір в якому рідина знаходиться в збуреному стані, утворюється вальцеподібна зона. Відбуваються втрати напору, які можна знайти за допомогою

рівняння Бернуллі. Запишемо його для перетинів 1-1 і 2-2, вважаючи $\alpha_1 = \alpha_2$, $z_1 = z_2$:

$$h_m = \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

Застосуємо до переміщення елемента рідини, що міститься між перетинами 1-1 і 2-2, закон кількості руху. Проекція прирощення кількості руху маси цього елемента рідини за якийсь проміжок часу dt на напрям руху потоку повинна дорівнювати проекції імпульсу всіх сил, що діють на елемент, який розглядається, за той самий проміжок часу.

Загальне прирощення кількості руху маси цього елемента рідини за dt :

$$\rho S_2 v_2 (v_2 - v_1) dt = \rho Q (v_2 - v_1) dt.$$

Сумарну проекцію на напрям руху імпульсу всіх сил, що діють на об'єм елемента рідини за час dt , можна записати так:

$$\rho_1 S_2 dt - \rho_2 S_2 dt = (\rho_2 - \rho_1) S_2 dt.$$

Тоді

$$\rho Q (v_2 - v_1) = (\rho_1 - \rho_2) S_2.$$

Поділивши дане рівняння на ρg , отримаємо:

$$\frac{v_2 S_2}{g} (v_2 - v_1) = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} S_2,$$

або

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{v_2^2}{g} - \frac{v_1^2}{g}.$$

Підставивши отриманий вираз у рівняння h_m знайдемо *формулу Борда* для визначення втрат напору на місцевому опорі – різке розширення потоку:

$$h_m = \frac{v_2^2}{g} - \frac{v_2 v_1}{g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = \frac{2v_2^2 - 2v_2 v_1 + v_1^2 - v_2^2}{2g} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

$$h_m = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (5-10)$$

де $v_1 - v_2$ – втрата швидкості на опорі.

Тоді можна сказати, що *втрата напору при різкому розширенні дорівнює швидкісному напору, підрахованому за втратою швидкості* (теорема Борда).

Запис теореми Борда можна здійснити так:

$$h_m = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}, \quad (5-11)$$

або

$$h_m = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \quad (5-12)$$

Скориставшись рівнянням нерозривності $v_1 S_1 = v_2 S_2$, рівняння Борда можна записати через площі поперечних перетинів S_1 і S_2 .

$$h_m = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

або

$$h_m = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1\right) \frac{v_2^2}{2g}$$

Фактично вирази $1 - \frac{S_1}{S_2}$ і $\frac{S_2}{S_1} - 1$ є коефіцієнтами місцевого опору різкого розширення потоку ζ . Вони добре підтверджуються дослідним шляхом в разі турбулентного руху потоку.

2 Різке звуження потоку.

При різкому звуженні трубопроводу, так само як і при різкому розширенні, створюється простір з вальцями пульсуючої рідини, тобто виникають втрати напору. Центральна частина рідини після переходу рухається в попередньому напрямі (рис. 5.10)

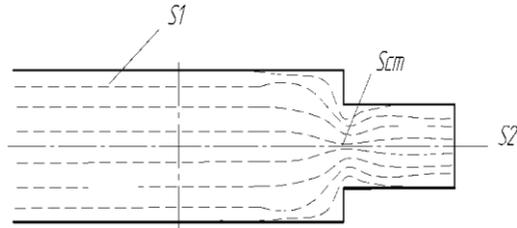


Рис. 5.10

Інша частина, яка не співпадає з отвором труби меншого діаметра, викривляє траєкторію руху частинок і тисне на центральну частину.

В результаті в переході утворюється стиснутий перетин S_{cm} . Далі струмінь рідини починає розширюватись, поки не заповнить весь перетин труби S_2 . Цим і зумовлені втрати напору, тобто вони пов'язані головним чином зі збільшенням струменя після його стиснення, бо при цьому виникають умови для виникнення вальця з пульсуючою швидкістю частинок рідини.

Таким чином, спостерігається аналогія з попереднім випадком – різке розширення трубопроводу. Це дає можливість скористатись формулою Борда:

$$\xi = \left(\frac{S_2}{S_{cm}} - 1 \right)^2.$$

Відношення площі стиснутого перетину до площі перетину отвору називають коефіцієнтом стиску струменя:

$$\varepsilon = \frac{S_{cm}}{S_2}.$$

Тоді

$$\xi = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2. \quad (5-13)$$

Значення коефіцієнта ε в залежності від співвідношення S_2/S_1 дано в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3. Значення коефіцієнта ε

S_2/S_1	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
ξ	0,50	0,45	0,40	0,30	0,22	0,12	0

3. Діафрагма.

Як уже зазначалося, діафрагма – найпростіший витратомірний прилад, який представляє собою круглу шайбу з отвором затиснуту між розсунутими фланцями труб (рис.5.11).

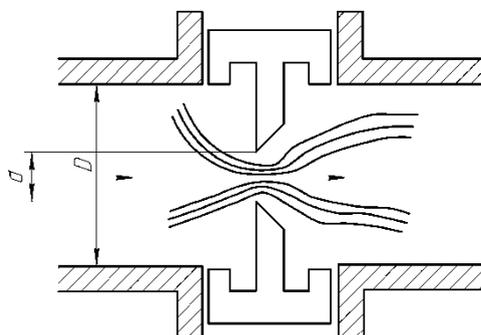


Рис. 5.11

Коефіцієнт опору діафрагми, що встановлена в трубі постійного перетину, залежить від відношення площі отвору S_0 до площі живого перетину труби S і визначається за таблицею 5.4.

Таблиця 5.4.

S_0/S	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ	226	47,8	17,5	7,8	3,75	1,8	0,8	0,29	0,06	0,0

1. Кран

Для крана, який зображений на рис. 5.12 коефіцієнт ξ залежить від степені його закриття (кута α).

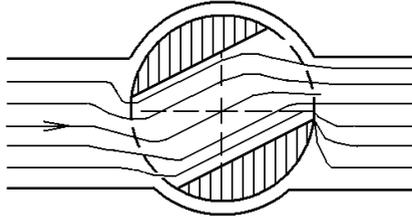


Рис.5.12

Значення ξ визначається за таблицею 5.5.

Таблиця 5.5.

α	5	10	20	30	40	50	60	65	82, 5
\circ									
ξ	0,0 5	0,2 9	1,5 6	5,4 7	17, 3	52, 6	20 6	48 6	∞

5. Засувка

Для простої засувки, що перекриває трубу круглого поперечного перетину, коефіцієнт ξ залежить від степені закриття засувки, яка характеризується відношенням a/d (рис. 5.13)

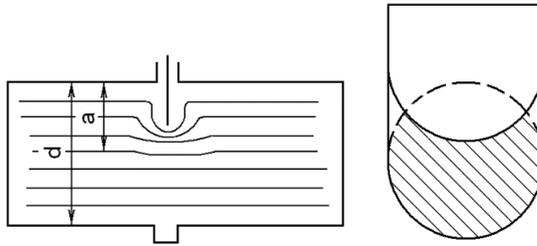


Рис. 5.13

Величину ζ визначають за таблицею

Таблиця 5.6.

a/d	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
ζ	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Контрольні запитання

- Як визначити число Рейнольдса і його критичне значення?
- Яка залежність між осьовою і середньою швидкостями при ламінарному русі рідини ?
- Від чого залежить (лямбда) та як його визначити при ламінарному і турбулентному русі рідини?
- Як визначити втрати напору на тертя між шарами рідини і стінкою труби?

- Як визначити втрати напору на місцевому опорі "засувка"?

Завдання для самостійної роботи

1. З'ясувати як знайти загальне значення втрат напору на місцевих опорах трубопроводу?

2. Розв'язати задачу

Визначити втрати напору при русі води зі швидкістю $v = 16$ м/с по трубі діаметром $d = 200$ мм, довжиною $l = 2000$ м. Труби сталеві, нові, температура води $t = 10^\circ\text{C}$.

**Тема 6. Види трубопроводів та їх
характеристика. Розрахунок.**

*Призначення і кваліфікація трубопроводів
Основні залежності для розрахунку
трубопроводів*

*Гідравлічний розрахунок трубопроводів з
послідовним з'єднанням труб різних
діаметрів*

*Гідравлічний розрахунок трубопроводів з
паралельним з'єднанням труб*

*Гідравлічний розрахунок трубопроводів з
неперервною витратою рідини*

*Гідравлічний розрахунок розподільних
водогінних мереж*

Призначення і класифікація трубопроводів

В сучасному житті широко використовується спосіб транспортування рідин через трубопроводи. Завдяки магістральним трубопроводам перекачується нафта і газ за тисячі кілометрів. На місцевих рівнях трубопроводами здійснюється водопостачання і водовідведення. Трубопроводи також відіграють важливу роль в забезпеченні роботи

технічних споруд, техніки, контрольно-вимірювальної апаратури тощо.

Труби для трубопроводів використовуються різної довжини, різних діаметрів, виготовлені з різного матеріалу. Наприклад, діаметри труб магістральних мереж можуть сягати більше метра, тоді як в контрольно-вимірювальних приладах вони часто є капілярними.

Переважає більшість трубопроводів є *напірними*, тобто в них рідина заповнює весь перетин труби (відсутня вільна поверхня в рідині).

При спорудженні трубопроводів перш за все враховуються господарські потреби. Це спричиняє утворення мереж різної складності. Тому трубопроводи перш за все розділяють *по геометричній конфігурації на прості і складні*.

До простих напірних трубопроводів відносять такі, що складаються з однієї лінії труб, і не мають бокових відводів (рис. 6.1 а).

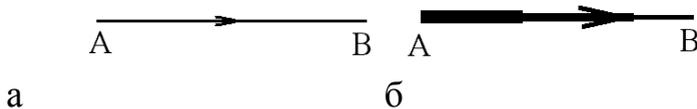


Рис. 6.1

Такий трубопровід може виготовлятися з труб одного діаметра по всій довжині, від місця забору рідини А до пункту споживання В (рис.6.1,а). Але простий трубопровід може бути виготовлений з труб різного діаметру (рис.6.1,б). В ньому труби більшого діаметра переходять в труби меншого діаметра.

Складними називають трубопроводи, що мають магістраль і розгалуження, які відходять від неї. В залежності від геометричної конфігурації розгалужень складні трубопроводи розділяють на розгалужені, паралельні і кільцеві (рис.6.2).

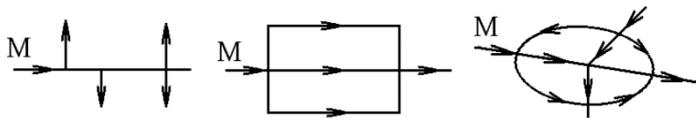


Рис. 6.2

В *розгалужених* трубопроводах (рис.6.2,а) рідина з магістралі поступає в бокові відведення і назад в магістраль не поступає.

В *паралельних* – до основної магістралі М паралельно підключені декілька віток (рис.6.2,б). вони мають спільні вузлові точки на початку і в кінці.

В *кільцевих* – магістраль М підключена до труб з'єднаних в кільце (рис.6.2,в). Саме ж кільце

перетинається трубами в залежності від господарських потреб.

Кожний з перерахованих вище складних трубопроводів має свої переваги та недоліки. Наприклад, при виході з ладу магістральної ділянки розгалуженого водогону припиняється водопостачання на ділянках за неполадкою. В паралельних і кільцевих трубопроводах таке відсутнє, бо в місця неполадки вода надходить з різних сторін.

В складних трубопроводах розрізняють витрати: транзитні, що передаються по магістралі, і попутні, що відбираються по шляху руху рідини. Попутний відбір рідини може бути *зосередженим* і *неперервним*. Зосередженими витратами називають тоді, коли точки відбору рідини знаходяться одна від іншої на значних відстанях. Коли ж точки відбору рідини знаходяться дуже близько, то втрати називають неперервними.

В залежності від співвідношення між витратами напору по довжині трубопроводу і на місцевих опорах трубопроводу розділяють на *довгі* і *короткі*. До довгих відносять трубопроводи в

яких $h_\ell > h_m$. В такому випадку місцевими опорами нехтують або враховують через еквівалентну довжину. Наприклад, до довгих трубопроводів відносять лінійні ділянки нафтогонів, бо на місцеві втрати напору в них витрачається 1-2% від втрат на тертя.

В коротких трубопроводах $h_\ell \approx h_m$. До них відносять обв'язки насосних станцій, мережі водопостачання будинків тощо.

Рух рідини у трубах може бути *рівномірним* і *не рівномірним*, *турбулентним* або близьким до нього. При розрахунках напірних трубопроводів частіше всього рух рідини пов'язують з швидкістю, виділяючи *доквадратичну*, *перехідну* і *квадратичну* області опору.

Основні залежності для розрахунку трубопроводів

При розрахунку трубопроводів можливі такі варіанти задач:

а) визначення витрати рідини Q , при відомих l - довжина трубопроводу, d – діаметр труб, H – напір, Δ – характеристика шорсткості труб;

б) визначення необхідного опору H для забезпечення заданої витрати рідини Q , при відомих l , d , і Δi ;

в) визначення необхідного діаметра d труби для забезпечення заданої витрати рідини Q , при відомих l , і Δ .

Практично всі задачі пов'язані з витратами рідини Q , тому для їх розв'язання треба встановити зв'язок між Q , l , d , H і Δ .

Таку можливість дає формула Шезі:

$$v = C\sqrt{Ri},$$

де C – коефіцієнт Шезі;

R – гідравлічний радіус ($R = S/\chi = d/4$).

З формули Шезі і рівняння неперервності потоку ($Q = v S$) можна знайти вираз витрати рідини

$$Q = SC\sqrt{Ri},$$

де S , C і R – характеризують трубопровід, тобто є сталими для нього величинами.

Позначимо $SC\sqrt{R} = K$, де K – коефіцієнт, який характеризує витрату рідини через заданий живий перетин труби при гідравлічному уклоні i , що дорівнює одиниці. Його називають *витратною характеристикою*.

Тоді

$$Q = K \sqrt{i}, \text{ звідки } i = Q^2 / K^2.$$

Оскільки $i = H/l$ то:

$$H = i l = Q^2 L / K^2. (6-1)$$

Позначивши $l / K^2 = A$, отримаємо $H = A l Q^2$ або
 $i = A Q^2$, (6-2)

де A – *питомий опір трубопроводу*, який дорівнює втраті напору на одиниці довжини трубопроводу, при витраті рідини, що дорівнює одиниці.

Зауважимо, що в даному випадку рідина рухається рівномірно, весь напір H розходиться на подолання втрат напору по довжині трубопроводу.

Швидкісний напір $v^2/2g$, як і втрати напору на місцевих опорах, при розрахунках довгих трубопроводів, з огляду на мале значення, не враховуються.

У формулу Шезі i в інших через коефіцієнт K входить коефіцієнт Шезі C , який як відомо, залежить від області гідравлічного опору. Так у квадратичній області опору:

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} > R_{e \text{ кв}} = 21,6 C d / \Delta.$$

Оскільки

$$R_{e \text{ кв}} = \frac{v_{\text{кв}} \cdot d}{\nu} = 21,6 C \frac{d}{\Delta},$$

то

$$v_{\text{кв}} = 21,6 C \nu / \Delta. \quad (6-3)$$

Якщо, наприклад, знайти $v_{\text{кв}}$ для води, яка тече по трубах, що широко застосовуються для водогонів, то можна дійти висновку, що на практиці квадратична область опору має місце далеко не завжди. Про це свідчить і аналіз таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Вид труб	Діаметр труб, мм								
	50	100	200	300	400	500	600	1000	1400
	Швидкість $v_{\text{кв}}$, м/с при перевищенні якої настає квадратична область								
Нові сталеві	2,8	3,2	3,5	3,7	3,8	3,9	4,0	4,2	4,4
Нові чавунні	2,5	2,8	3,1	3,3	3,4	3,5	3,6	3,8	4,0
„Нормальні”, які були в експлуатації	0,8	0,9	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3

Для визначення витратної характеристики K в неквадратичній області опору користуються

дослідженнями Ф.А. Шевелева. Введемо коефіцієнти θ_1 і θ_2

$$\frac{C_{кв}}{C} = \frac{1}{\theta_1}, \quad (6-4)$$

де $C_{кв}$ – коефіцієнт Шезі для квадратичної області опору;

C – коефіцієнт Шезі для будь-якої області опору.

Тоді

$$\theta_2 = 1 / \theta_1^2. \quad (6-5)$$

Коефіцієнти θ_2 і θ_1 необхідні для внесення поправок в розрахунки на неквадратичність області опору. Їх значення для основних видів труб знаходять по таблиці 6.2.

Знайдемо витратну характеристику $K_{кв}$ для квадратичної області опору. З урахуванням формули (4.8)

$$K_{кв} = SC_{кв} \sqrt{R} = \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{1}{n} + 17,72 \lg \frac{d}{4} \right) \sqrt{\frac{d}{4}} \quad (6-6)$$

З даної формули видно, що $K_{кв} = f(d, n)$. Підставляючи відповідні дані, за формулою (6.6) можна скласти таблицю 6.3

Якщо область опору, при розв'язанні конкретної задачі буде відрізнятись від

квадратичної, то фактичне значення витратної характеристики K знаходять за виразом:

$$K = \theta_1 K_{кв}.$$

Тоді

$$Q = \theta_1 K_{кв} \sqrt{\frac{H}{l}}, \quad (6-7)$$

звідки

$$H = \theta_2 Q^2 \frac{l}{K_{кв}^2}. \quad (6-8)$$

Якщо l (довжину трубопровода) взяти в км, то

$$H = \theta_2 Q^2 l \frac{1000}{K_{кв}^2}. \quad (6-9)$$

Значення $1000/K_{кв}^2$ беруть з таблиці 6.3.

Зауважимо, що в формулах (6-7) – (6-9), витрату Q виражають в однакових одиницях з $K_{кв}$.

Приклад 1

Визначаючи витрату Q через трубопровід, якщо $H = 5$ м, $l = 1$ км, $d = 150$ мм; труби чавунні, нормальні.

Розв'язок

За таблицею 6.3 знаходимо для нормальних труб з $d=150$ мм значення $K_{кв} = 158,4$ л/с. Потім знаходимо гідравлічний уклон i :

$$i = \frac{H}{l} = \frac{5}{1000} = 0,005.$$

Знайдемо Q , вважаючи, що область опору квадратична

$$Q_{kb} = K_{kb} \sqrt{i} = 158,4 \sqrt{0,005} = 11,2 \text{ л/с.}$$

Перевіримо область опору. Для цього треба знайти середню швидкість рідини в трубопроводі при $Q = 11,2$ л/с.

З рівняння неперервності потоку

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{11,2}{\frac{3,14(1,5)^2}{4}} = 0,634 \text{ м/с.}$$

З таблиці 6.1 видно, що рідина в трубі рухається з меншою швидкістю ніж $v_{kb} = 0,95$ м/с. Значить треба ввести поправку θ_1 на неквадратичність. З таблиці 6.2 для нормальних труб при $v = 0,634$ м/с знаходимо $\theta_1 = 0,9535$.

Тоді $Q = \theta_1 Q_{kb} = 0,9535 \cdot 11,2 = 10,67$ л/с.

Вид труби	Коефіцієнт	0,4	0,5	0,6
“Нормальні”	Θ_1	0,92	0,94	0,95
	Θ_2	1,19	1,14	1,11
Нові чавунні	Θ_1	0,81	0,84	0,86
	Θ_2	1,51	1,42	1,36
Нові сталеві	Θ_1	0,91	0,92	0,93
	Θ_2	1,22	1,18	1,16

**Таблиця
6.2.
Значення
коефіцієн-
тів Θ_1 і Θ_2
для
витрат в
перехідній
області
опору при
різній
швидкості
, v м/с.**

Таблиця 6.3
Значення
ня
витратних характеристик еристик для квадратичної області опору

М	w, дм ² •10	Нормальні труби			Нові чавунні	
		К,л/сек	К ² /1000	1000/К ²	К,л/сек	К ² /1000
	1,963	8,313	0,0691	14,472	9,947	0,0980
	4,418	24,77	0,6136	1,6297	29,27	0,8567
	7,854	53,61	2,874	0,34795	62,85	3,950
	12,272	97,39	9,485	0,10543	113,5	12,882
	17,671	158,4	25,091	0,3985	183,9	33,819
	31,416	340,8	116,15	0,00861	393,0	154,45
	49,087	616,4	379,9	0,00263	707,6	500,70
	70,686	999,3	998,6	0,00100	1143	1306
	96,212	1503	2259	0,443•10 ⁻³	1715	2941
	125,664	2140	4580	0,218•10 ⁻³	2435	5929
	159,043	2920	8526	0,117•10 ⁻³	3316	10996
	196,350	3857	14876	0,672•10 ⁻⁴	4374	19132
	282,743	66239	38925	0,257•10 ⁻⁴	7053	49745
	384,845	9362	87647	0,114•10 ⁻⁴	10560	111514
	502,655	13301	176917	0,565•10 ⁻⁵	14973	224191
	636,173	18129	328661	0,304•10 ⁻⁵	20373	415059
	785,398	23911	571736	0,175•10 ⁻⁵	26832	719956
	950,334	30709	943043	0,106•10 ⁻⁵	34416	1184461
	1130,976	38601	1490037	0,671•10 ⁻⁶	43211	1867191
	1327,326	47604	2266140	0,441•10 ⁻⁶	53232	2833646
	1539,384	57807	3341649	0,299•10 ⁻⁶	64581	4100705

Гідравлічний розрахунок трубопроводів з послідовним з'єднанням труб різних діаметрів

Нехай трубопровід складається з n послідовно з'єднаних труб різних діаметрів і різних довжин. Через нього проходить постійна витрата Q рідини в турбулентному режимі. Кожна ділянка трубопроводу має довжину l_i і діаметр d_i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$). Загальна втрата напору по всій довжині трубопроводу, що дорівнює наявному напорові H , визначається як сума втрат напору на кожній з розглядуваних ділянок:

$$H = h_\ell = h_{\ell_1} + h_{\ell_2} + h_{\ell_3} + \dots + h_{\ell_n} = \sum_{i=1}^n h_{\ell_i} \quad (6-10)$$

Для просування витрати Q через будь-яку ділянку трубопроводу необхідно витратити частину напору (5.1).

$$h_{\ell_i} = Q^2 \frac{l_i}{K_i^2} = \theta_{2(i)} Q^2 \frac{l_i}{K_{kb(i)}^2} \quad (6-11)$$

Тоді, підставивши вираз (6-11) у (6-10),
отримаємо

$$H = Q^2 \sum_{i=1}^n \theta_{2(i)} \frac{l_i}{K_{kb(i)}^2} = Q^2 \sum_{i=1}^n \theta_{2(i)} l_i \frac{1000}{K_{kb(i)}^2}, \quad (6-12)$$

або

$$H = Q^2 \sum_{i=1}^n A_i l_i. \quad (6-13)$$

Таким чином, при *транзитній витраті рідини через послідовно з'єднані труби необхідний напір дорівнює добутку квадрата витрати на суму питомих опорів всіх ділянок.*

Для визначення закономірності розподілу тиску вздовж трубопроводу на (рис.6.3) побудуємо п'єзометричну лінію у відповідному масштабі.

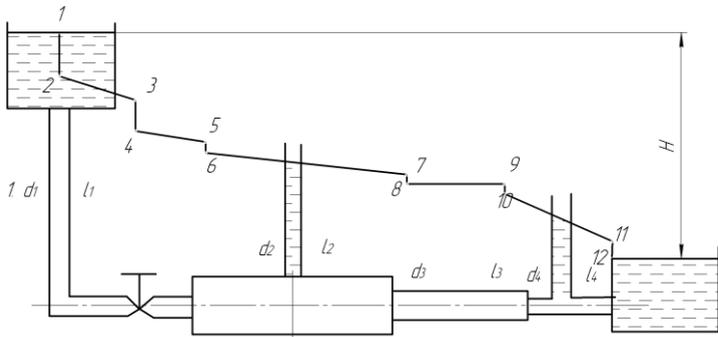


Рис. 6.3

Для цього треба обчислити значення втрат напору за формулою (5-11) і відкласти на рисунку. П'єзометрична лінія – це ламана лінія, що складається з окремих похилих прямолінійних ділянок (2-3, 4-5, 6-7, 8-9, 10-11) з сталим уклоном, який дорівнює $i_i = h_{\ell(i)} / l_i$.

Для різних ділянок трубопроводу уклон i_i неоднаковий, оскільки він залежить від

витратної характеристики ділянки K_i . Спад напору від будь-якого місцевого опору зображають на рисунку вертикальним відрізком, що дорівнює у відповідному масштабі значенню $h_{m(i)} = \xi_i \frac{v_i^2}{2g}$ (відрізки 1-2, 3-4, 5-6, 7-8, 9-10).

Приклад 1

Побудувати для умов рисунку 6.4 п'езометричну лінію при витраті $Q = 23,6$ л/с, труби - нормальні.

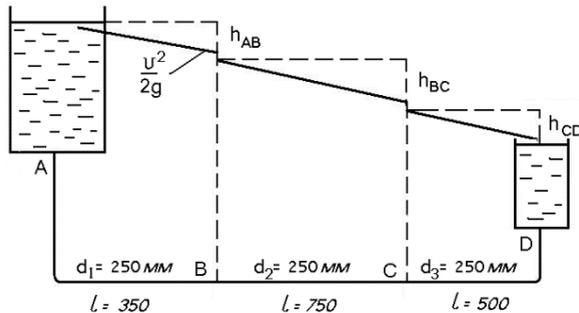


Рис. 6.4

Початок геометричної лінії лежить на рівні рідини в резервуарі А, а кінець – на рівні рідини в резервуарі D.

Якби трубопровід був з труб однакового діаметра на всій ділянці, то втрати напору були б однакові на кожній одиниці довжини.

П'езометрична лінія була б прямою, що з'єднує рівні рідини в резервуарах. Однак ми маємо три ділянки з труб різного діаметру, тому рівномірність падіння п'езометричної лінії буде однаковою тільки в межах окремих ділянок. Вся ж п'езометрична лінія є ламаною лінією, яка міняє свій уклон в місцях зміни діаметра, тобто в нашому випадку в В і С. Для нанесення п'езометричної лінії визначимо втрати напору на кожній окремій ділянці.

Перш за все знайдемо швидкості руху води на окремих ділянках і поправочні коефіцієнти θ_2 .

Користуючись рівнянням $v = Q/S$ визначимо для ділянок:

$$d_1 = 250 \text{ мм}, \quad v = 0,48 \text{ м/с}, \quad \text{і} \quad v^2/2g = 0,012\text{м};$$

$$d_2 = 200 \text{ мм}, \quad v = 0,75 \text{ м/с}, \quad \text{і} \quad v^2/2g = 0,029\text{м};$$

$$d_3 = 150 \text{ мм}, \quad v = 1,34 \text{ м/с}, \quad \text{і} \quad v^2/2g = 0,092\text{м}.$$

Користуючись таблицею 6.1, встановлюємо, що дві перших ділянки мають перехідну область опору, а третя – квадратичну. Поправочний коефіцієнт θ_2 для першої ділянки 1,14, а для другої – 1,07 (Таблиця 6.2).

Знайдем втрати напору на ділянках:

$$h_{AB} = \theta_2 Q^2 l \frac{1000}{K^2} = 1,14 \cdot 23,6^2 \cdot 0,35 \cdot 0,00263 = 0,58$$

м.

$$h_{BC} = 1,07 \cdot 23,6^2 \cdot 0,75 \cdot 0,00861 = 3,85 \text{ м.}$$

$$h_{CD} = 23,6^2 \cdot 0,5 \cdot 0,03985 = 11,1 \text{ м.}$$

Далі, від лінії рівня рідини в першому резервуарі відкладемо на вертикалях (вниз) величини швидкісного напору і втрат по довжині до відповідної вертикалі. З'єднавши отримані точки, побудуємо п'єзометричну лінію. З рисунку видно, що в порівнянні з втратами напору по довжині, швидкісні втрати напору значно менші.

Приклад 2

Визначити діаметр тимчасового водогону, розрахованого на пропуск $Q = 250$ л/с при довжині $l = 250$ м і $H = 30$ м. Труби нові, чавунні.

Взагалі для водогонів, які працюють тривалий час, розрахунки ведуть для нормальних труб. Оскільки за умовою задачі водогін тимчасовий, то можна брати нові труби. Як відомо, кожному розміру труб відповідає певне значення K і навпаки, при заданих умовах певному значенню K відповідає цілком певний діаметр трубопроводу. Тому практичний розрахунок діаметра трубопроводу зводиться до знаходження необхідної витратної

характеристики K і потім встановленню відповідного значення d .

Для даної задачі:

$$K = \frac{Q}{\sqrt{i}} = \frac{250}{\sqrt{\frac{30}{2500}}} = 2283 \text{ л/с.}$$

За таблицею 6.3 знаходимо, що для даного K $d = 400$ мм, а $1000/K^2 = 0,169 \cdot 10^{-4}$.

Тоді

$$H = \theta_2 Q^2 l \frac{1000}{K_{\text{кв}}^2}.$$

Швидкість руху води в трубопроводі

$$v = \frac{250}{125,664} \approx 2 \text{ м/с,}$$

що відповідає (Табл. 6.1) перехідній області опору із значенням (Табл. 6.2) $\theta_2 = 1,08$.

Тоді напір H буде

$$H = 1,08 \cdot 250^2 \cdot 2,5 \cdot 0,169 \cdot 10^{-4} = 28,5 \text{ м}$$

Отриманий розрахунковий напір менший, ніж за умовою задачі. Тому трубопровід повинен бути з двох труб різного діаметру, тобто певна ділянка трубопроводу повинна мати труби меншого діаметру, наприклад, 350 мм.

Позначимо довжину труб з $d = 350$ мм через l_1 км, тоді довжина труби з $d = 400$ мм буде $(l - l_1)$ км.

Тоді

$$H = Q^2 \left(\theta_2' l_1 \frac{1000}{K_{1kb}^2} + \theta_2'' (l - l_1) \frac{1000}{K_{2kb}^2} \right);$$

$$30 = 250^2 (1,03 \cdot l_1 \cdot 0,340 \cdot 10^{-3} + 1,08 (2,5 - l_1) \cdot 0,169 \cdot 10^{-3})$$

Звідки $l_1 = 0,143$ км = 143 м.

Отже, якщо з 2500 м буде укладено 143 м труб з $d_1=50$ мм і 2357 м з $d_2=400$ мм, то напір становитиме $H=30$ м.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів з паралельним з'єднанням труб

Між точками А і В з п'єзометричними напорами H_A і H_B проходить декілька ліній труб, утворюючи паралельне з'єднання (рис. 6.5).

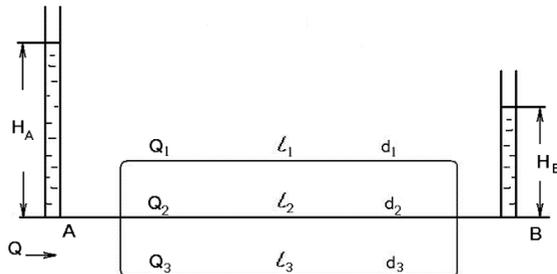


Рис. 6.5

Точки А і В є спільними для кожної з ліній з'єднання, тому рух рідини по будь-якій лінії відбувається під однаковою різницею напорів

$$H_A - H_B = H,$$

але з різними уклонами

$$i_i = \frac{H}{l_i}.$$

Витрату рідини через будь-яку лінію трубопроводу можна знайти з формулою:

$$Q_i = K_i \sqrt{\frac{H}{l_i}} = \frac{1}{\sqrt{A_i}} \sqrt{\frac{H}{l_i}} \quad (6-14)$$

Сумарна витрата рідини

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (6-15)$$

Тоді

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n \left(K_i \sqrt{\frac{H}{l_i}} \right) = \sqrt{H} \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\sqrt{l_i}} = \sqrt{H} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{A_i l_i}} \quad (6.16)$$

З цього рівняння при заданих Q , діаметрах і довжинах віток можна знайти H , а потім по формулі (6.14) розрахувати витрати в кожній з віток.

При квадратичній області опору:

$$K = K_{kb}.$$

При перехідній області опору

$$K_i = \theta_{1(i)} K_{kb(i)}.$$

Рівняння (6.14) і (6.15) дають $n + 1$ рівнянь, що робить можливим визначити $n + 1$ невідомих, якими є i H – напір, і n окремих Q_i кожної лінії. Тому при розв’язуванні задач на паралельне з’єднання треба витрати окремих ліній виразити через витрату однієї з них, наприклад, першої. Тоді користуючись (6.14), отримаємо:

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{K_i}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_i}} \quad (6.17)$$

При перехідній області опору

$$K_i = Q_{li}^I K_{kbi} \quad \text{і} \quad K_1 = Q_{l1}^I K_{kbl}$$

Тоді маємо:

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{\theta_{li}^I}{\theta_{l1}^I} \frac{K_{kbi}}{K_{kbl}} \sqrt{\frac{l_1}{l_i}} \quad (6-18)$$

Для нормальних труб можна прийняти $\theta_i = 0,99v^{0,09}$, тоді

$$\frac{Q_{li}}{Q_{l1}} = \left(\frac{v_i}{v_1} \right)^{0,09} = \left(\frac{Q_i d_1^2}{d_i^2 Q_1} \right)^{0,09} = \left(\frac{Q_i}{Q_1} \right)^{0,09} \left(\frac{d_1}{d_i} \right)^{0,18} .$$

Замість (3.17) отримаємо

$$\left(\frac{Q_i}{Q_1} \right)^{0,91} = \frac{K_{kbi}}{K_{kbl}} \sqrt{\frac{l_1}{l_i}} \left(\frac{d_1}{d_i} \right)^{0,18} . \quad (6-19)$$

Приклад 1

Рідина тече по трубопроводу з трьох паралельно з'єднаних труб. $Q = 80$ л/с, $d_1 = 150$ мм і $l_1 = 500$ м; $d_2 = 150$ мм і $l_2 = 350$ м; $d_3 = 200$ мм і $l_3 = 1000$ м. Знайти Q_1 , Q_2 , Q_3 та H_{AB} ; труби нормальні.

Виразимо витрати на лініях через одну з них, наприклад, через Q_1 , за рівнянням 6.18.

$$Q_2 = Q_1 \frac{K_2}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} = Q_1 \frac{158}{158} \sqrt{\frac{500}{350}} = 1.195 Q_1.$$

Витрата третьої лінії

$$Q_3 = Q_1 \frac{K_3}{K_1} \sqrt{\frac{l_1}{l_3}} = Q_1 \frac{341}{158} \sqrt{\frac{500}{1000}} = 1.525 Q_1.$$

Витрата всієї мережі

$$80 \text{ л/с} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 3,72 Q_1,$$

звідки

$$Q_1 = 21,5 \text{ л/с}; \quad Q_2 = 25,7 \text{ л/с}; \quad Q_3 = 32,8 \text{ л/с}.$$

Втрату напору між вузлами А і В можемо знайти по будь-якій лінії з рівняння:

$$H = Q^2 l_i \frac{1000}{K_i^2}.$$

Наприклад, по першій лінії з $l_1 = 500$ м отримаємо:

$$H_{AB} = 21,5^2 \cdot 0,5 \cdot 0,03985 = 9,2 \text{ м}.$$

Таке ж значення H_{AB} буде і по інших лініям. Припущення про наявність квадратичної області опору в даному випадку виправдане. В цьому можна впевнитись за таблицею 6.1.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів з неперерною витратою рідини

На практиці може виникнути потреба неперервної роздачі рідини по довжині трубопроводу (рис.6.5).

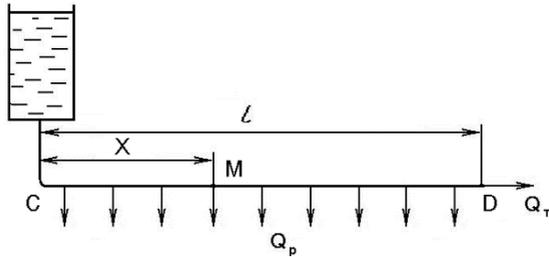


Рис. 6.5

Витрата рідини по довжині труби може бути рівномірною і не рівномірною. Для розрахунків будемо вважати, що витрата рідини є рівномірною. В загальному випадку витрата рідини в трубопроводі складається з транзитної

Q_m і витрати неперервної роздачі Q_p . Для визначення витрат напору розглянемо умови руху рідини в перерізі M , який взятий на відстані X від початку трубопроводу.

$$Q_M = Q_m + Q_p - \frac{Q_p}{l} X,$$

де $\frac{Q_p}{l}$ - витрата рідини на одиницю довжини трубопроводу.

Виходячи з виразу $i = \frac{Q_i^2}{K_{li}^2}$,

знайдем гідравлічний уклон в точці M :

$$i = \frac{Q_M^2}{K^2} = \frac{\left(Q_T + Q_p - \frac{Q_p}{l} X \right)^2}{K^2}.$$

Тоді рівняння спаду напору вздовж осі dx

$$dH = i dx = \left(\frac{(Q_T + Q_p)^2}{K^2} - \frac{2Q_p}{lK^2} (Q_T + Q_p) X + \frac{Q_p^2}{l^2 K^2} X^2 \right) dx$$

(5-21)

Інтегруючи дане рівняння в межах від 0 до l , отримаємо:

$$H = \frac{l}{K^2} (Q_T^2 + Q_T Q_p + \frac{1}{3} Q_p^2). \quad (6-21)$$

Якщо припустити, що транзитна витрата рідини відсутня ($Q_T=0$), то

$$H = \frac{1}{3} Q_p^2 \frac{l}{K^2}. \quad (6-22)$$

Отже, при неперервній роздачі рідини, витрачається напор в три рази менше, ніж при транзиті тієї ж витрати.

Вираз в скобках формули (6.21) можна наближено представити так:

$$Q_T^2 + Q_T Q_p + \frac{1}{3} Q_p^2 \approx (Q_T + 0,55Q_p)^2.$$

Якщо вираз $Q_T + 0,55Q_p$ позначити $Q_{\text{розрах}}$, то

$$H = \frac{Q_{\text{розрах}}^2 l}{K^2} = \frac{Q_{\text{розрах}}^2 l}{\theta_2 K_{\text{кв}}^2}. \quad (6-23)$$

Дана формула придатна для розрахунку трубопроводів з транзитною витратою, неперервною роздачею і змішаною витратою рідини.

Гідравлічний розрахунок розподільних водогінних мереж

Розподільні водогінні мережі бувають:

а) розімкнуті, що складаються з головної лінії – магістралі і бокових віток (рис. 6.6).

віток, витрати неперервних роздач (якщо вони є), топографічні відмітки місцевості (відмітки поверхні землі) у вузлових точках мережі і вільні напори, які задаються технічними умовами об'єктів, що забезпечуються водою.

Розрахунок мережі починається з вибору магістралі. Потім починають розрахунок магістральної лінії. Визначають розрахункові витрати на окремих ділянках магістралі. Далі визначають діаметри труб окремих ділянок магістралі.

Якщо розраховується нова мережа, тобто відсутній заданий основний напір на початку мережі, задача стає невизначеною, багатоваріантною. Тоді виходять із економічних міркувань – вибирають з можливих варіантів найбільш доцільний, раціональний.

Розрахунок значно спрощується, якщо за основу прийняти рекомендовані (з економічної точки зору) значення граничних витрат або швидкостей, які дозволяють за відомою розрахунковою витратою ділянки призначити діаметр її труб. Це можна зробити скориставшись таблицею 6.3.

В цьому випадку розрахунок мережі зводиться до підбору діаметрів труб ділянок магістралі, виходячи з витрат води на цих ділянках.

Знаючи діаметри, можна визначити витрати напору на ділянках:

$$h_{l_i} = \frac{Q_i^2 c}{K_i^2},$$

а також весь напір по всій довжині магістралі плюс вільний напір в кінці магістралі:

$$H = \sum h_{l_i} + \sum h_{\text{вільн}} = \sum \frac{Q_i^2 l_i}{K_i^2} + h_{\text{вільн}}. \quad (6-24)$$

Розрахунок рекомендується починати з кінця магістралі, де заданий допустимий вільний напір і відмітка закладення трубопроводу. За цими даними знаходять відмітку п'єзометричної лінії у вузлі. Якщо ж головний напір заданий, то розрахунок ведуть на основі деякого середнього уклону всієї лінії магістралі:

$$i_{\text{ср}} = \frac{H - h_{\text{вільн}}}{\sum l_i}.$$

По $i_{\text{ср}}$ і Q_i на ділянках магістаплі знаходять K_i :

$$K_i^2 = \frac{Q_i^2}{i_{\text{ср}}}.$$

Кожному K_i відповідає певний діаметр d_i труб. Після розрахунку магістралі виконують розрахунок віток. Він зводиться до знаходження діаметру труб при заданій їх довжині, витраті Q , напорі $H_{\text{поч.}}$ на початку вітки на магістралі і вільному напорі в кінці вітки.

Контрольні запитання

- Як класифікуються трубопроводи?
- Які трубопроводи називають довгими і короткими?
- В чому полягає особливість розрахунку простого трубопроводу з послідовним з'єднанням труб різного діаметра
- Які засоби використовують для усунення гідравлічного удару в трубопроводах?

Завдання для самостійної роботи

1. Скласти схему алгоритму розрахунку кільцевого трубопроводів
2. З'ясувати метод графічного розрахунку трубопроводів
3. Розв'язати задачу
Визначити діаметр тимчасового водогону, розрахованого на пропуск $Q = 250$ л/с при довжині $l = 250$ м і $H = 30$ м. Труби нові, чавунні

**Тема 7. Використання законів гідравліки при
конструюванні гідравлічних машин.**

Загальні відомості про гідравлічні машини

Гідравлічні насоси та їх матеріали

Гідромотори та гідродвигуни

Загальні відомості про гідравлічні машини

Гідравлічними машинами називають пристрої, призначені для перетворення механічної енергії в енергію переміщуваної рідини або для перетворення енергії потоку рідини в механічну енергію.

До гідравлічних машин першого типу, що перетворюють механічну енергію двигуна в енергію рухомої рідини, відносяться різних типів насоси. До гідравлічних машин другого типу, що навпаки перетворюють енергію потоку рідини в механічну енергію, відносяться гідромотори, гідротурбіни, гідроаккумулятори, гідропresi тощо.

Насоси класифікують за різними ознаками. Так за принципом дії насоси розділяють на **об'ємні** і **динамічні**. Класифікація насосів показана на схемі 1.

В об'ємному насосі рідина переміщується періодичною зміною об'єму камери, яку вона займає, по чергово сполучаючись із входом і виходом насоса.

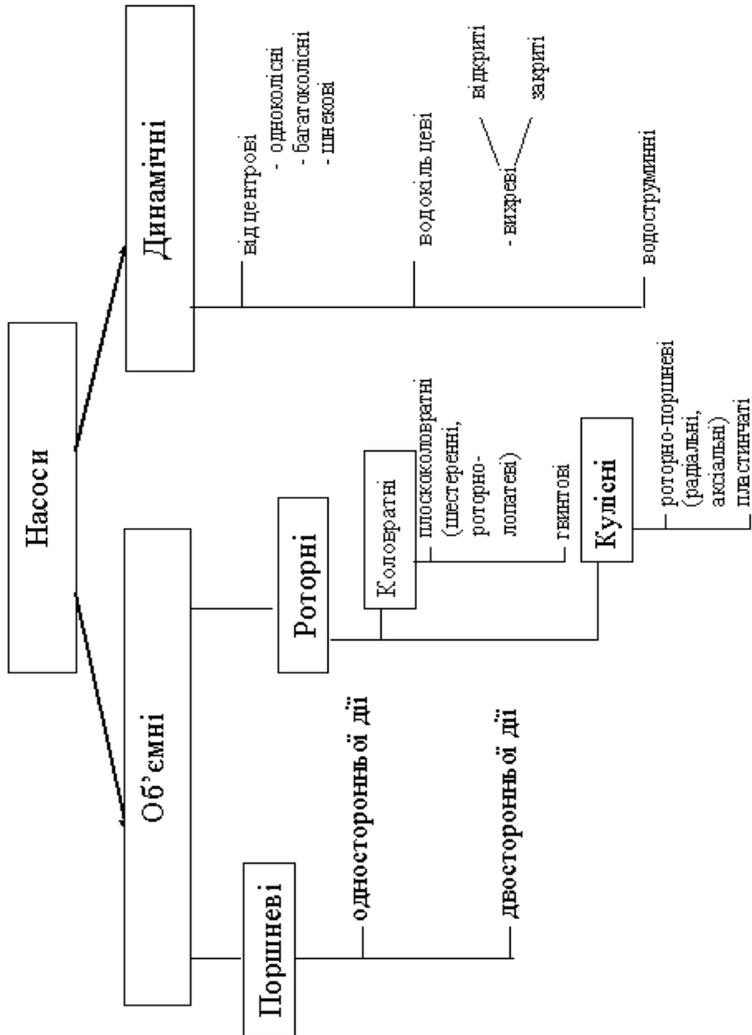
У динамічному насосі рідке середовище переміщується під силовою дією на нього в камері, яка постійно сполучена з входом і виходом насоса

Основними параметрами, що характеризують роботу насосів, є подача, тиск, напір і ККД. Подача насоса – це кількість рідини, що переміщується машиною за одиницю часу. Тиск, що створюється насосом, визначається такою залежністю:

$$p = p_k - p_n + \rho \frac{v_k^2 - v_n^2}{2} + \rho g(z_k - z_n), \quad (7-1)$$

де p_k і p_n – тиски на виході і вході насосу; v_k і v_n – швидкості рідини на вході і на виході насосу; z_k і z_n – висоти розташування центрів ваги вихідного і вхідного перетинів патрубків насосу.

Схема 1. Класифікація насосів



Повний напір, що розвивається насосом, визначається співвідношенням:

$$H = \frac{p}{\rho g},$$

де p – тиск, який створюється насосом.

Питома корисна робота насоса – це робота на валу машини, віднесена до одиниці маси. Корисна потужність – це потужність, яку передає насос до споживача:

$$N_n = Qp = \rho g H Q = M l_n, \quad (7-2)$$

де M – масова подача насоса, $M = \rho Q$.

Загальний коефіцієнт корисної дії насоса показує ефективність використання енергії насосом і є відношенням корисної потужності насоса до його потужності.

Визначають його так:

$$\eta = \eta_z \eta_o \eta_m,$$

де η_z – гідравлічний ККД;

η_o – об'ємний ККД;

η_m – механічний ККД.

Гідромотори і гідродвигуни

Гідромотор – енергетична машина, призначена для перетворення гідравлічної енергії в

механічну і створення крутного моменту на вихідному валу.

Завдяки властивості зворотної дії роторних насосів, будь-який з них в принципі може бути використаний, як гідромотор, навіть без реконструкції. Проте з метою підвищення к.к.д. в аналогах гідронасосів для використання їх в якості гідромоторів вносять певні конструктивні зміни. Так, пластинчатий гідромотор на відміну від гідронасоса має пружини, які виштовхують пластини з прорізів ротора і тим самим забезпечують пуск гідромотора. В гідронасосах пластини притискуються до корпусу за рахунок сил інерції. В аксіально-поршневих гідромоторах встановлюється кут нахилу блока циліндрів більший (до 40°), ніж у таких же насосів (до 30°).

Застосування гідроприводів з використанням гідромоторів дозволяє отримати нові якості машини:

- безступінчасте регулювання швидкостей;
- запобігання руйнування робочих машин при перевантаженнях і виникненні неполадок;

- зменшення загальної ваги машин;
- здійснення дистанційного приводу робочих машин без громіздкої механічної передачі.

Гідромашини застосовують в літаках, будівельно-дорожніх машинах, металообробних верстатах тощо.

Найбільш поширеними моторами є поршневого, пластинчатого і шестеренного типів. Їх відносять до об'ємних гідродвигунів, тобто таких гідравлічних машин, в яких рух ротора здійснюється в результаті наповнення рідиною робочих камер.

В поршневих гідромоторах тиск рідини, яка подається від насоса, діє під час робочого ходу на поршні, які розвивають крутний момент пропорційний тиску рідини і площі поршнів. В пластинчастих гідромоторах крутний момент утворюється в результаті дії рідини на пластини ротора, які з'єднані з вікном нагнітання. В шестеренних гідромоторах рідина діє на зуби шестерень і примушує їх обертатись, утворюючи крутний момент.

Крутний момент, що розвивається гідромотором, витрачається на подолання

зовнішнього навантаження (M_H), внутрішніх сил тертя (M_B) і інерційних сил (M_i).

$$M = M_H + M_B + M_i.$$

Динамічний момент M_i виражається такою залежністю:

$$M_i = I \frac{d\omega}{dt} = I\varepsilon,$$

де I - момент інерції обертових мас, приведений до ваги гідромотора;

ε – кутове прискорення.

Динамічний момент може бути позитивний і негативний. Це залежить від прискорення чи уповільнення обертання вала гідромотора. Якщо ж швидкість обертання вала буде постійною, що частіше всього буває, тобто $\varepsilon = 0$, то $M_i = 0$. Тоді

$$M = M_H + M_B.$$

Гідравлічні втрати в гідромоторі можна врахувати ввівши ефективний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{еф}}$, який визначається експериментально. Тоді:

$$M_{\text{еф}} = M_H = M \eta_{\text{еф}} = \frac{N}{\omega} \eta_{\text{еф}}, \quad (7-2)$$

де N – теоретична потужність на валу гідромотора;

ω – кутова швидкість обертання вала.

Теоретичну потужність гідромотора можна знайти через тиск і витрату рідини за відомою формулою:

$$N = (p_n - p_v)Q_T,$$

де p_n і p_v – тиск в напірній і вихідній магістралях гідромотора;

Q_T - теоретична витрата рідини.

Якщо виразити $\omega = 2\pi n$, де $n = \frac{Q_T}{g_T}$ (g_T - витрата

гідромотора за один оберт ротора), то вираз (7-2) можна записати так:

$$M_{ef} = \frac{(p_n - p_v)Q_T}{2\pi n} \eta_{ef} = \frac{(p_n - p_v)g_T}{2\pi} \eta_{ef}. \quad (7-3)$$

Ефективна потужність гідромотора відповідно виразиться так:

$$N_{ef} = \frac{M_{ef}n_{ef}}{97405}, \text{ (кВт) } g$$

де n_{ef} – фактичне число обертів вала гідромотора за хвилину при навантаженні M_{ef} .

Формула (7-3) є узагальненим виразом визначення ефективного крутного моменту на вихідному валу гідромоторів. В кожному конкретному випадку конструкції гідромотору крутний момент і потужність знаходять виходячи з його принципу роботи.

При розгляді поширених на практиці *радіальних роторно-поршневих* гідромоторів, виходячи із зворотності дії насосів і гідромоторів, розрахунки ведуть аналогічно до розрахунків насосів.

Принципова схема елемента гідромотора показана на рис. 7.1.

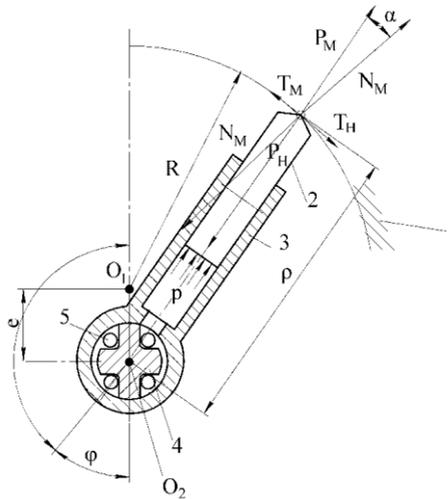


Рис. 7.1

Циліндр 3 з'єднаний з розподільною віссю (цапфою) 4 з центром O_2 . Вісь має отвори 5, через які підводиться і відводиться від центра рідина. Роль шатуна виконує статорне кільце 1 з центром O_1 і радіусом R . Поршень 2 одним кінцем торкається статорного кільця.

Ротор гідромотору обертається завдяки тому, що робоча рідина від насоса через відповідні отвори 5 поступає під тиском у поршневі камери циліндрів і створює зусилля в точці дотику поршнів до статорного кільця. Крутний момент створює сила T_n , яка перпендикулярна до радіусу ротора і, отже, до сили P_m .

Тиск p рідини на торець поршня 2 площею S створює силу:

$$P_m = p S = p \frac{\pi d^2}{4},$$

де d – діаметр поршня.

У напрямку радіуса статора також діє сила N_m . Тоді без врахування сили тертя маємо:

$$\vec{P}_m = \vec{N}_m + \vec{T}_n.$$

З рисунку видно, що

$$T_n = P_M \operatorname{tg} \alpha, \quad N_M = \frac{P_M}{\cos \alpha}.$$

Сила T_M утворює момент, що обертає ротор. Поперечна сила $T_M = T_n$ на плечі ρ створює момент

$$M_i = T_M \rho,$$

де ρ – відстань від точки прикладення сили T_n до центра обертання ротора.

$$\rho = e \cos \varphi + R \cos \alpha.$$

Сумарний крутний момент гідромотора знаходиться як різниця між сумарним моментом, який створюють поршні, що знаходяться в зоні нагнітання (M) і моментом, що створюють поршні, які знаходяться в зоні зливу (M').

$$M = \sum_{i=1}^n T_{M_i} \rho_i - \sum_{i=1}^{n'} T'_{M_i} \rho'_i, \quad (7-4)$$

де n – число поршнів, що знаходиться в зоні нагнітання;

n' – число поршнів, що знаходяться в зоні зливу.

Розрахункове число обертів гідромотора:

$$n = \frac{Q}{g},$$

де Q – кількість рідини, що поступає до гідромотора за одиницю часу;

g – робочий об'єм циліндра.

Для гідромотора радіального типу з числом циліндрів z :

$$g = \frac{\pi d^2}{4} 2ez.$$

Тоді

$$n = \frac{2Q}{\pi d^2 z} = \frac{1}{e}, \quad (7-5)$$

де d , z і e - відповідно діаметр, число циліндрів і ексцентриситет гідромотора.

З виразу (7-5) видно, що число обертів мотора можна змінити шляхом зміни Q і e , причому при зміні знаку e з додатного на від'ємний можна змінити напрям обертання ротора гідромотора.

Дійсне значення крутного моменту, потужності і числа обертів гідромотора знаходиться шляхом урахування к.к.д., який враховує об'ємні і механічні втрати.

Недоліком радіально-поршневих гідромоторів є те, що при малих числах обертів порушується рівномірність обертання ротора. Це обумовлено пульсацією потоку рідини в нагнітальній системі.

Для збільшення крутного моменту і покращення рівномірності обертання ротора застосовують гідромотори багатократної дії (рис.7.2).

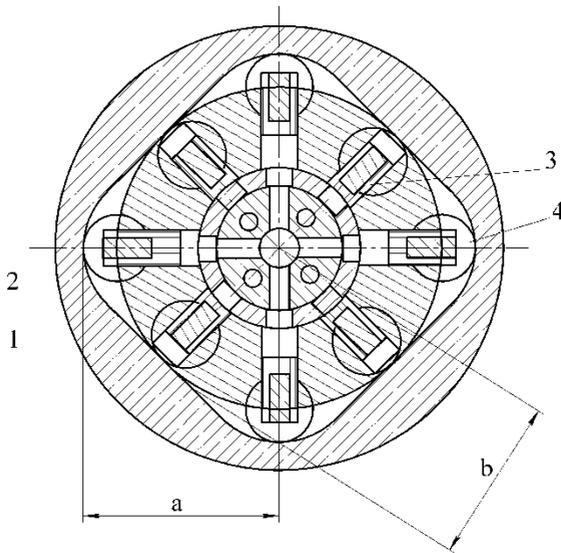


Рис. 7.2

Кожен з поршнів 3 даного гідромотора здійснює за один оберт ротора 2 декілька подвійних ходів. Число цих ходів залежить від

конфігурації статорного кільця і коливається від двох до десяти.

В гідромоторі зображеному на рисунку 8.2 їх чотири. Для зменшення тертя на зовнішніх кінцях поршнів 3 передбачені ролики 4 на голчатих підшипниках.

Крім поршневих гідромоторів на практиці використовуються *пластинчасті гідромотори*, розрахункова схема, яких показана на рисунку 7.3.

При підведенні рідини від насоса тиск p буде діяти на площину, яка відповідає робочій висоті пластини $h = 2e$.

Тоді виникне крутний момент:

$$M = p h b \rho,$$

де b – ширина ротора;

ρ – плече прикладення сили.

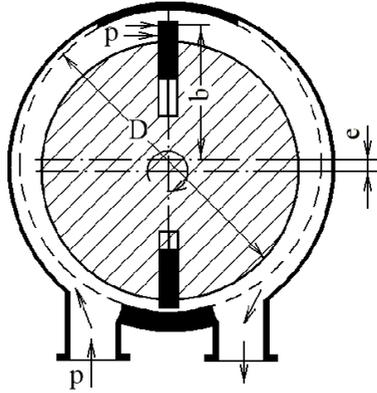


Рис. 7.3

Максимальне значення (що відповідає вертикальному положенню пластин) теоретичного моменту пластинчастого гідромотору одинарної дії знаходять за формулою:

$$M_{\text{mach}} = 2 p b e \rho.$$

Поскільки $e = D/2$, де D – діаметр розточки статора, то

$$M_{\text{mach}} = D p b e .$$

Якщо гідромотор подвійної дії, то

$$M = 2 p f \rho,$$

де f і ρ – робоча площа пластини і плече прикладання до неї сили тиску рідини.

Підставивши значення $f = bh = b(r_2 - r_1)$

і $\rho = \frac{r_2 + r_1}{2}$, отримаємо:

$$M = \rho b(r_2^2 - r_1^2), \quad (7-6)$$

де r_1 і r_2 - найменший і найбільший радіус статора гідромотору подвійної дії.

З урахуванням впливу товщини пластин:

$$M = \rho b [(r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1)] S z, \quad (7-7)$$

де z - число пластин гідромотора подвійної дії.

Гідромотори одинарної дії випускаються реверсивними як в регульованому, так і в нерегульованому виконанні, а гідромотори подвійної дії - нерегульованому і неререверсивними.

Для не дуже відповідальних гідравлічних систем використовують **шестеренні гідромотори**. Схема дії шестеренного гідромотору показана на рисунку 7.4.

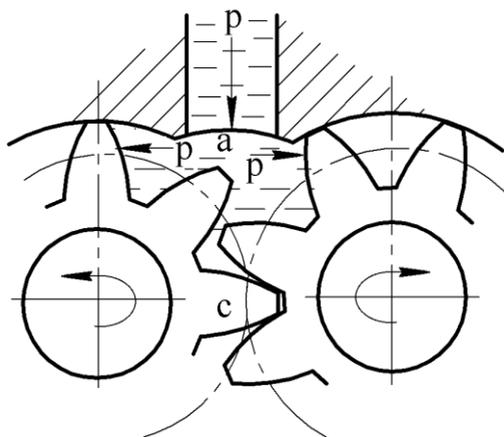


Рис. 7.4

Рідина, яка підводиться від насоса в робочу порожнину a з певним тиском p діє на зуби шестерень і приводить їх в обертовий рух. Величина крутного моменту дорівнює добутку тиску на площу робочої частини профіля зуба і на відстань центра тиску цієї площини до осей шестерень (плече).

Миттєвими робочими площинами є частини профілів зубів, що знаходяться в зачепленні, і лежать вище точки c . Оскільки точка зачеплення пари зубів при повороті шестерень змінює своє положення, то буде також

змінюватися величина робочих площин, а відповідно і крутний момент гідромотора.

Величина ефективного крутного моменту гідромотора:

$$M_{\text{еф.}} = M_T \eta,$$

де M_T – теоретичний крутний момент;

η – механічний к.к.д.

Теоретичний крутний момент можна знайти за формулою:

$$M_T = \Delta p b m (d_n + m),$$

де Δp – перепад тиску;

b – ширина зуба шестерень;

m – модуль зачеплення;

d_n – діаметр початкового кола шестерень.

Якщо позначити число зубів шестерні через z , то

$$M_T = \Delta p b m^2 (z^2 + 1).$$

Потужність гідромотору визначається за таким виразом:

$$N_T = \Delta p Q = 2\pi \Delta p n b m (d_n + m),$$

або

$$N_T = 2\pi \Delta p n b m^2 (z^2 + 1),$$

де n – число обертів шестеренного гідромотора визначають за виразом:

$$n = \frac{Q}{g},$$

де Q – об'єм рідини, яка підводиться до гідромотора;

g – робочий об'єм гідромотора.

Фактичне число обертів гідромотора:

$$n_{\text{ф}} = \frac{Q}{g} \eta_{\text{об'єм}}.$$

Гідродвигуни прямолінійної і поворотної дії

Гідродвигуни призначені для перетворення енергії потоку рідини в механічну енергію зворотно-поступального чи зворотно-поворотного руху. Гідродвигуни виготовляють у вигляді гідроциліндрів і розділяють на **силові** та **моментні**. Силкові гідроциліндри поступального приводу різних механізмів, а моментні – для зворотно-поворотного.

Силкові гідроциліндри знайшли широке застосування в техніці, особливо в механізмах гідроприводів. Вони мають просту конструкцію, велику надійність, порівняно дешеві.

Для задоволення потреб техніки сконструйовано багато різновидів силових циліндрів.

Найпростішими з них є гідроциліндри *однобічної дії* (рис. 7.5).

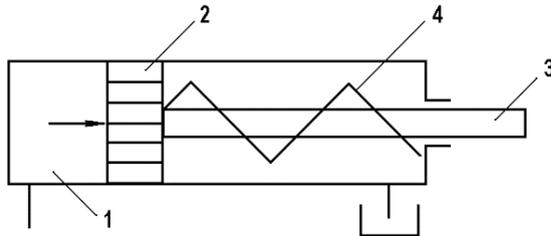


Рис. 7.5

У ньому робочий хід виконується в одному напрямку. Повернення штока 3 здійснюється пружиною 4 чи зовнішніми силами. Як поршень 2, так і шток розташовані в циліндрі 1 з мінімальними зазорами. Ущільнення в більшості випадків здійснюється спеціальними кільцями. Рідина, яка поступає в циліндр під певним тиском, тисне на поршень 2, завдяки чому долаються зовнішнє навантаження і сили тертя. Такі циліндри застосовують тоді, коли поворотне зусилля невелике.

У гідросистемах широко використовуються гідроциліндри *двобічної дії* (рис. 7.6).

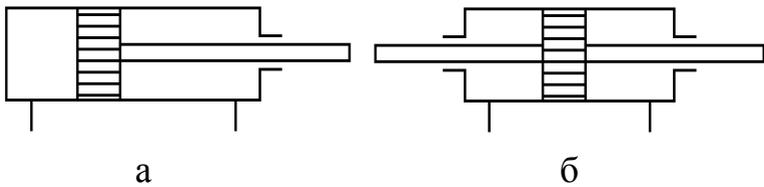


Рис. 7.6

В них поршень, під дією рідини переміщується в двох протилежних напрямках. Такого типу циліндри виготовляються з однобічним (рис.7.6, а), чи двобічним (рис.7.6, б) штоком. Можливий варіант виконання силових циліндрів, коли шток не рухомий, а рухається циліндр (рис. 7.7).

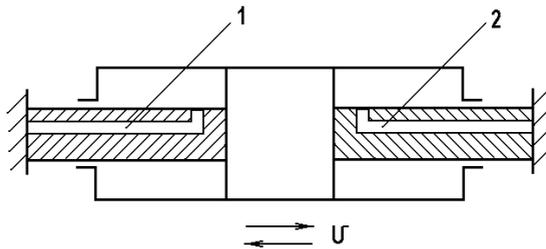


Рис. 7.7

Рідина в циліндр подається через канали 1, 2, які виготовлені в штоках.

Силовий циліндр, що має кілька штоків, загальний хід яких більше довжини циліндра,

називається
(рис. 7.8).

телескопічним

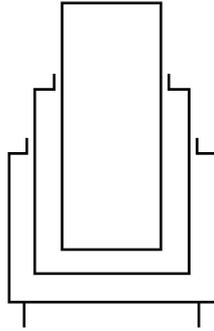


Рис. 7.8

При необхідності мати ступеневе регулювання швидкості і різні тягові зусилля застосовують підсумовуючі (багатошвидкісні) гідроциліндри (рис. 7.9).

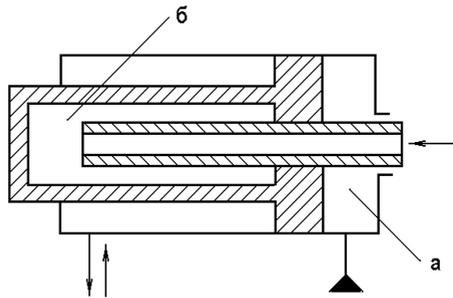


Рис. 7.9.

При одночасній подачі рідини в порожнини а і б поршень буде рухатись з найменшою швидкістю. Якщо подавати масло тільки в порожнину а – з середньою швидкістю.

Найбільша швидкість буде при подачі масла тільки в порожнину б, а порожнину а з'єднати з баком.

У випадках коли потрібні невеликі переміщення штока, але великі зусилля і відсутність підтікання рідини через ущільнення використовують *діафрагмові гідроциліндри*

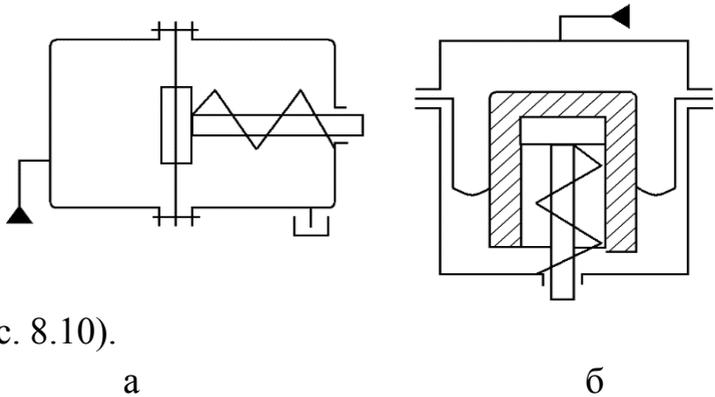


Рис. 7.10

Діафрагма може бути плоска (рис.7.10, а) і гофрована (рис. 7.10, б).

Важливим конструктивним елементом гідроциліндрів є ущільнення рухомих і нерухомих з'єднань. Ущільнення рухомих з'єднань (поршнем і циліндром, штоком і кришкою) повинні запобігати підтіканню

рідини і зносу спряжених деталей. Ущільнення нерухомих з'єднань крім того забезпечує зручність монтажу і демонтажу гідроциліндрів.

Матеріал ущільнення повинен бути міцним, не руйнуватись під дією рідини (маслостійким).

Всі ущільнення підрозділяються на три таких групи:

1) щілинні (ущільнення досягається утворенням такого зазору між спряженими деталями, через який рідина не просочується);

2) самозатягуючі (ущільнення в яких тиск рідини сприяє ущільненню);

3) зтяжні (для створення герметичності застосовується зтяжний ущільнювач, наприклад, пакет манжет, сальникові набивки чи прокладки).

Розрахункове зусилля F на штоку гідроциліндра дорівнює:

$$F = pS,$$

де p – робочий тиск рідини;

S – робоча площа поршня.

Розрахункову швидкість поршня v знаходять за такою формулою:

$$v = \frac{Q}{S},$$

де Q – об'єм рідини, який створюється поршнем при його переміщенні за одиницю часу;

S – робоча площа поршня.

Дійсні зусилля і швидкість знаходять виходячи з розрахункових і урахування коефіцієнта корисної дії гідроциліндра.

В залежності від виробничих потреб гідроциліндри можуть зазнавати конструктивних змін, удосконалень. Одним з них є регулювання швидкості руху поршня (штока). Наприклад, коли за допомогою гідроциліндрів переміщують великі маси, важкі деталі, масивні столи з великим прискоренням виникає потреба їх гальмування перед зупинкою, інакше сили інерції можуть привести до руйнувань.

Найбільш поширений спосіб гальмування здійснюється шляхом запирання рідини наприкінці ходу поршня.

Запирання масла може здійснюватись з наступним повільним продавлюванням його через гідравлічний опір, наприклад, через

кільцевий зазор між глухим отвором у кришці циліндра і виступом штока (рис. 7.11 а).

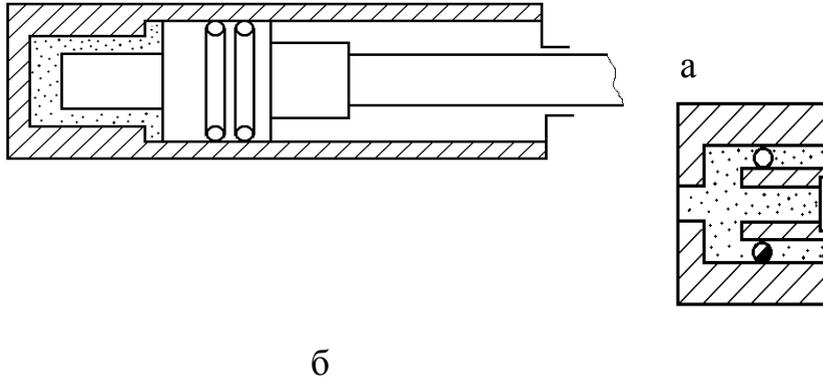


Рис. 7.11

Але в такому разі неможливе регулювання часу гальмування і величини притискання. Більш ефективним, хоч і складнішим є гальмування регульованим демпферним отвором (рис. 7.11 б).

Величина протискання регулюється шляхом зміни прохідного перетину дроселя, наприклад, пристроєм голчатого типу. Замість дроселя також може використовуватись кульковий

підпружений клапан із заданою величиною протитиску.

Гальмування гідروциліндрів може здійснюватися „по шляху”. Для цього використовують шляхові дроселі. Характер руху поршня визначається профілем кулачка, який регулює потік масла на вході в циліндр.

Поряд з циліндрами прямолінійної дії в гідроприводах широко використовуються **поворотної дії** (моментні гідроциліндри). За допомогою них здійснюється кутове переміщення робочих органів машин з кутом повороту до 360° . За конструкцією вони схожі на об'ємні гідроциліндри із зворотно-поворотним щодо корпусу рухом лопатей. Моментні гідроциліндри можуть бути однолопатевими (рис. 7.12 а) з кутом повороту до $270-280^\circ$ і декілька лопатевими (рис. 7.12 б).

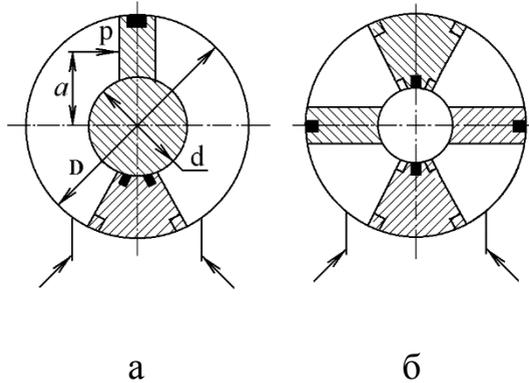


Рис. 7.12

Розрахункова величина крутного моменту M на валу гідроциліндра з однією постійною дорівнює добутку сили F , яка виникає під дією тиску рідини $\Delta p = p_{\text{робочий}} - p_{\text{зливу}}$ на робочу площу S пластини, на плече a прикладення цієї сили (відстань від осі обертання до центру тиску робочої площі пластини):

$$M = F a = \Delta p S a$$

Робоча площа S пластини:

$$S = \frac{D-d}{2} b,$$

а плече прикладення сили:

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4},$$

де b – довжина пластини по осі циліндра.

Тоді

$$M = F a = \Delta p S a.$$

Робоча площа S пластини $S = \frac{D-d}{2} b$,

$$a \text{ плече прикладання сили } a = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4},$$

де b – довжина пластини по осі циліндра.

Тоді

$$M = F a = \Delta p S a = \frac{\Delta p (D-d) b}{2} \frac{D+d}{4} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2),$$

де M – крутний момент, який розвиває циліндр;

D і d – внутрішній діаметер циліндра;

Δp – перепад тиску між робочою і зливною порожнинами циліндра;

b – довжина пластини на осі циліндра.

Ефективний момент:

$$M_{\text{еф}} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2) \cdot \eta_{\text{мех}}.$$

Гідротурбіни

Класифікація турбін

Гідротурбіна – це гідравлічний двигун, призначений для перетворення енергії рухомої рідини в обертальний рух робочих органів

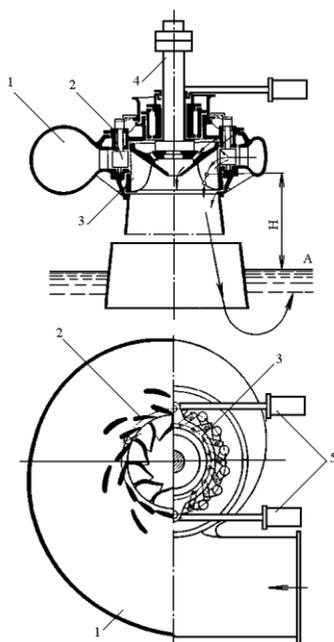
машин з метою одержання корисної роботи. Наприклад, гідротурбіна з'єднана з електрогенератором дає електричну енергію, гідромуфта автомашини передає обертальний рух від двигуна до коліс і т.д.

Гідротурбіни розділяють на дві групи: *реактивні* і *активні*. У реактивних турбінах тиск перед робочим колесом більший, ніж за ним. Тут в робочому колесі змінюється як кінетична енергія рідини, так і потенціальна енергія тиску.

У активних турбінах тиск перед колесом і за ним однаковий, рівний атмосферному. Тому на робочому колесі перетворюється тільки кінетична енергія води. Потенціальна енергія потоку перетворюється в напрямному апараті на кінетичну енергію струменів, які падають на лопаті робочого колеса.

До реактивних турбін відносяться *радіально-осьові* (рис. 7.1) та *осьові* (рис. 7.2). Найбільш поширеною активною турбіною є *ковшова* (рис. 7.4). В *радіально-осьових турбінах* рідина, яка підводиться до турбіни, проходить через турбінну камеру 1 і напрямний апарат 2. На рисунку 7.13. зображена спіральна камера, яка є

найбільш поширеною. Вона виготовляється так, щоб забезпечити асиметричний потік на вході в напрямний апарат, який має систему лопатей, встановлених під певним кутом до радіусу. Завдяки цьому рідині надає колову складову швидкості. Крім того, напрямний апарат регулює потужність турбіни. З цією метою лопаті напрямного апарату роблять



поворотними навколо своєї осі.

Рис. 7.13

Пройшовши напрямний апарат, рідина поступає на лопаті робочого колеса 3, і спричиняє його обертання. Вал робочого колеса, зв'язаний з валом, наприклад, генератора. В робочому колесі радіально-осьової турбіни потік рідини спочатку наближається до його осі, а потім приймає майже осьовий напрям.

Від робочого колеса рідина відводиться всмоктуючою трубою 4, яка має форму дифузора, що дає можливість використати залишкову енергію рідини.

Осьові турбіни можуть бути поворотлопатевого і пропелерного типу. Схема поворотлопатевої турбіни зображена на рисунку 7.14.

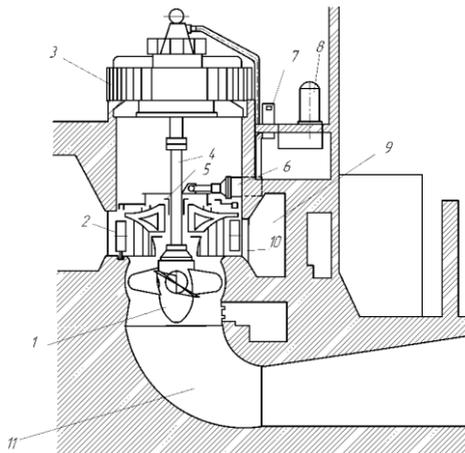


Рис. 7.14

Вода із водосховища підводиться до турбінної камери 9, проходить через статор турбіни 10, напрямний апарат 2 і потрапляє на робоче колесо 1, потім надходить у відсмоктувальну трубу 11, звідки йде в нижній б'єф. Робоче колесо турбіни закріплено на вертикальному валу 4, який фіксується підшипником 5. Вал турбіни з'єднано з валом генератора 3. Режим роботи турбіни узгоджується із зовнішнім навантаженим регулятором 7. Лопатки напрямного апарата повертаються серводвигуном 6, масло до якого подається з маслонапірної установки 8.

Робоче колесо турбіни має від 4 до 8 лопатей. При напорі до 20 м., лопатей буває чотири, а коли він перевищує 60 метрів – вісім. В середині втулки робочого колеса розміщений механізм повертання лопатей. Надаючи лопатям різного положення, зберігають високе значення К.К.Д турбіни.

Лопать робочого колеса складається з пера і фланця, яким вона прилягає до втулки. Вхідна кромка пера товща за вихідну. Це роблять для того, щоб забезпечити рівномірність лопаті і добре обтікання її водою. Перо лопаті в плані

має вигляд частини кругового кільця, поверхня якого слабо вигнута в просторі. Форму лопаті визначають лабораторними дослідженнями та розрахунками.

Пропелерна турбіна відрізняється від поворотнолопатевої лише конструкцією робочого колеса та механізмів його обслуговування (рис. 7.15):

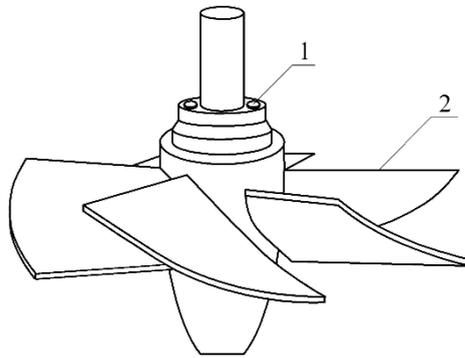


Рис. 7.15

Робоче колесо пропелерної турбіни подібне до гребного гвинта корабля. Воно складається з втулки 1, на якій закріплені лопаті 2. Лопаті з втулкою з'єднуються жорстко. Їх можна повернути на інший кут лише після того, як турбіну зупинено. Головним недоліком пропелерних турбін є те, що відхилення

навантажень від розрахункового призводить до різкого зниження їхнього К.К.Д. Внаслідок цього вони не вигідні в експлуатації, коли мають місце значні коливання навантаження.

Пропелерні турбіни встановлюють переважно на гідроелектричних станціях малої потужності, а також великих гідроелектричних станціях з багатьма агрегатами, або в поєднанні з поворотнолопатевими.

Вигідні пропелерні турбіни тим, що вони дешеві.

Ковшова турбіна зображена на рисунку 7.16. Її робоче колесо 1 має вигляд диска по периметру якого закріплені ковші. Рідина підводиться по напірному водопроводу 3 до сопла 2, яке є насадком що сходиться, і виходить з нього з великою швидкістю

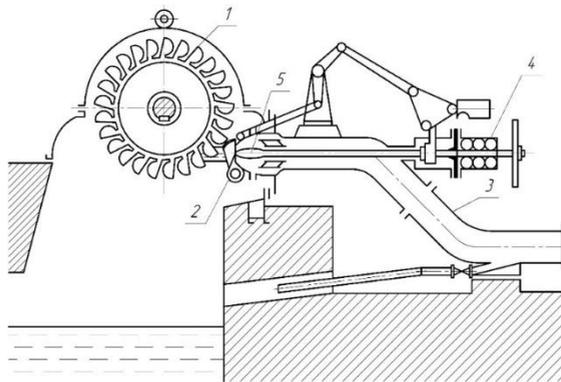


Рис. 7.16

Струмінь рідини падає на ковші робочого колеса і приводить його в рух. Потужність турбіни регулюється голкою 5, яка переміщується в соплі в осьовому напрямку спеціальним мотором 4. Ковшові турбіни застосовуються при великих напорах, до 1700 м.

Робоче колесо ковшової турбіни складається з диска з маточиною, до якого прикріплюють від 14 до 60 ковшів. Воно може бути виготовлене суцільним (у малопотужних турбінах) і складеним з окремих частин (у потужних турбінах). На рисунку 7.17 зображене робоче колесо в якого ковші прикріплені до диска болтами.

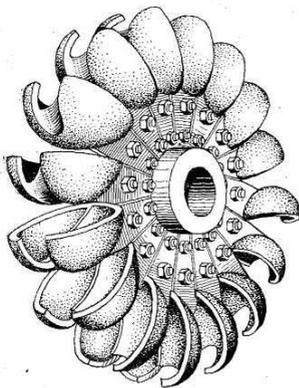


Рис.7.17

На один горизонтальний вал можна насаджувати не більше трьох коліс. Ковші мають вигляд двох спарених напівеліпсоїдних поверхонь, які в місці стикання утворюють загальне лезо. Струмінь води круглого перерізу розтинається цим лезом

пополам, і обидві половини розтікаються в різні боки. Вода сходить з ковша з великою швидкістю. Напрямок руху води на ковші змінюється майже на протилежний початковому. Бічні поверхні леза розташовують під кутом близько до 20° , це збільшує його міцність. Поверхні ковшів роблять дуже гладенькими, що зменшує втрати на тертя. Розміри ковшів залежать від діаметра натічного струменя d і становлять: довжина $L = (2.4 \div 2.9)d$; ширина $B = (2.6 \div 3.1)d$; глибина $T = (0.9 \div 1.1)d$.

Лінійна швидкість обертання ковша завжди менша від абсолютної швидкості натікання води на ківш. Робота струменя на ковші найефективніша, коли його вісь приблизно нормальна до леза ковша. Якщо підхід струменя косий, умови роботи турбіни погіршуються. Щоб ківш передчасно не перехоплював струмінь, у ньому роблять вирізку, діаметр якої більший від діаметра струменя на 10-15%. При заданому напорі H і кількості обертів n діаметр колеса визначають за формулою:

$$D = \frac{(24 \div 28) \cdot \sqrt{2gH}}{\pi \cdot n},$$

де перше число в дужках стосується турбін малих діаметрів, а друге – великих.

Для розрахунку турбін важливе значення має відношення діаметра робочого колеса D до діаметра струменя d , тобто

$$\delta = \frac{D}{d}.$$

Дослідами встановлено, що К.К.Д дуже знижується, якщо $\delta < 8$, а найвище його значення буде тоді, коли $\delta = 12 \div 20$. Зв'язок величини δ з кількістю ковшів турбін визначається формулою:

$$K = (5 \div 6.5) \sqrt{\delta}$$

Робота турбіни характеризується витратою рідини Q , робочим напором H і корисною потужністю N . *Витратою* називається об'єм рідини, який протікає через турбіну за одиницю часу. *Робочим напором* називається енергія, яка відбирається турбіною від одиниці ваги рідини (1 кг або 1Н), що протікає через неї. *Корисною потужністю* турбіни називається потужність, яку віддає турбіна машині, що приводиться в рух.

Корисну потужність можна знайти за формулою:

$$N = Q\rho gH\eta,$$

η - повний коефіцієнт корисної дії турбіни.

ККД знаходять за виразом $\eta = \frac{N_{\text{еф}}}{N} 100\%$. Він залежить від зміни потужності. Тому на практиці будують потужнісні характеристики при сталій частоті обертання робочого колеса. За звичай це робиться на моделях.

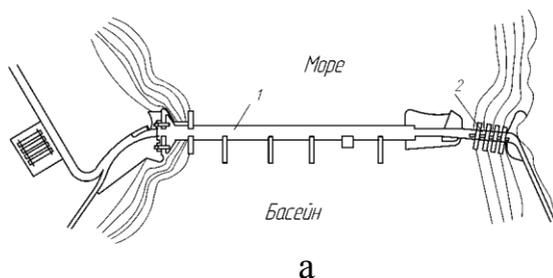
Турбіни широко використовуються для вироблення електроенергії. Будуються гідроелектростанції, гідроакумуючі станції і припливні електростанції, на яких механічна енергія води перетворюється на електричну. Такі гідроспоруди називаються гідроелектричними установками. Основною спорудою гідроелектростанцій, що споруджуються на річках, є гребля, що перегороджує річку і створює підняття рівня води. У гірській місцевості до основних споруд часто входить дериваційний канал, тунель або трубопровід. Крім основних споруд до складу гідровузла входять судноплавні шлюзи,

водозбірні споруди для зрошування полів і водопостачання, рибопропускні споруди тощо. Гідростанції доводиться проектувати і будувати в найрізноманітніших умовах. Тому виникає потреба підбору турбінного устаткування. Його підбирають виходячи з таких даних: максимального, розрахункового, мінімального і середнього напору; розрахункової потужності ГЕС; відмітків рівнів води у верхньому та нижньому б'єсах і відмітки розміщення турбіни над рівнем моря. Ці дані встановлюють на підставі гідрологічних і гідроенергетичних розрахунків. Гідрологічні розрахунки дають змогу встановити характерні витрати і рівні води у верхньому та нижньому б'єсах. На підставі гідроенергетичних розрахунків складають проект водоенергетичного режиму ГЕС і обчислюють її розрахункову потужність та її характерні напори.

Щоб уніфікувати турбіни і здешевити їх виробництво розроблено номенклатуру реактивних турбін. Суть її в тому, що вся область застосування реактивних турбін від 2 до 500 м за напором і до 1000000 кВт за потужністю розділена на діапазони, які

обслуговуються найменшою кількістю наперед встановлених типів робочих коліс. Кожний тип (серія) обслуговує певний діапазон напорів. У межах кожного діапазону напору весь інтервал потрібних потужностей забезпечується рядом стандартних діаметрів робочих коліс і синхронних кількостей обертів. Поєднання типу і діаметру робочого колеса дає типорозмір турбіни.

Припливні електростанції використовують енергію морських припливів і відпливів (рис.7.18.6).



а

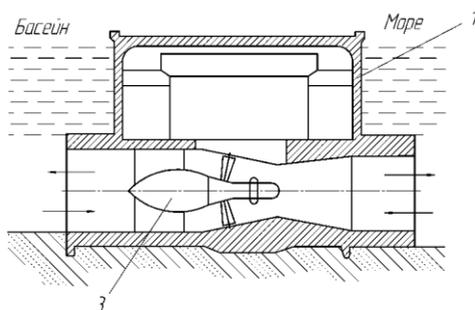


Рис. 7.18

а – план споруд; б - розріз по будівлі;
 1 – будівля ГЕС; 2 – водозлив; 3 – гідроагрегат.
 Гідродинамічний трансформатор *забезпечує*:
 - збільшення терміну служби двигуна, поскільки він може працювати в оптимальному режимі і не зазнає перевантажень;
 - запобігає перевантаженню механізмів трансмісії і робочих органів машини;
 - пом'якшує різку зміну навантаження на валах передачі;
 - покращує запуск машин (можна запускати при навантаженнях).
 До недоліків гідродинамічних передач відноситься:
 - дещо менший к.к.д., ніж у механічних передач;
 - відносно висока вартість;
 - наявність системи живлення і охолодження.
 Отже, гідродинамічні передачі не витісняють механічні, а доповнюють їх там де це раціонально.

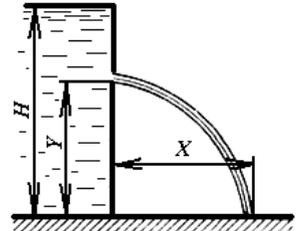
Контрольні запитання

- Як використовуються рівняння Ейлера і Бернуллі в гідростатичних системах?
- Де в природі проявляються закономірності між швидкістю і тиском в рідинах та газах?
- Які особливості руху рідин від їх в'язкості?

Завдання для самостійної роботи

1. З'ясувати як впливає температура рідини на роботу гідравлічної машини (наприклад, поршневого насосу, гідромоторів тощо).

2. Розв'язати задачу
З резервуару, який встановлений на підлозі і заповнений рідиною до висоти H витікає рідина через отвір в стінці. На якій висоті y повинен бути отвір, щоб відстань x до місця падіння струменя на підлогу була максимальною? Визначити цю відстань. Рідину вважати ідеальною.



Тема 8. Гідравлічні насоси. Порційні і динамічні насоси. Застосування гідравлічних насосів у сучасній техніці.

Поршневі насоси їх види та використання

Пластинчасті насоси

Шестеренні насоси

Гвинтівні насоси

Діафрагменні насоси

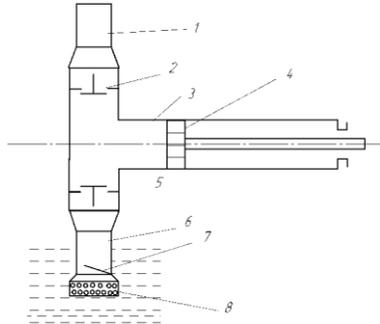
Лопатеві насоси

Відцентрові, шнекові, водокільцеві, вихрові, та водоструменні насоси.

Поршневі насоси односторонньої дії

Поршневі насоси для подачі води та інших рідин є гідравлічними машинами об'ємного типу (рис. 7.1). Основними робочими органами в них є циліндр 3 і поршень 4. Поршень, під дією приводу, здійснює зворотно-поступальний рух. Найчастіше для приводу насоса використовують кривошипо-шатунний механізм. При ході поршня праворуч об'єм циліндра збільшується, в результаті чого тиск в

ньому зменшується. Розрідження в циліндрі примушує клапан 5 відкритись, а рідину підняти з резервуара через фільтр 8 і



всмоктувальний патрубок 6 в циліндр.

Рис. 8.1

При переміщенні поршня ліворуч рідина з циліндра виштовхується поршнем. Тиск в циліндрі підвищується, в результаті чого всмоктувальний клапан закривається, натомість нагнітальний 2 відкривається і рідина з циліндра надходить у нагнітальний трубопровід 1.

В результаті роботи такого насосу рідина в нагнітальний трубопровід подається періодично, порціями. Графік подачі рідини буде мати такий вигляд (рис. 8.2).

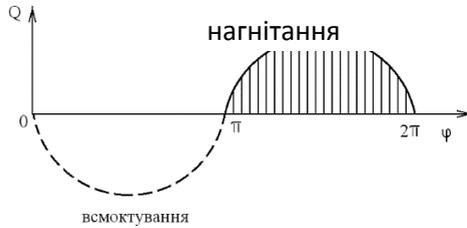


Рис. 8.2

Таким чином, в поршневих насосах односторонньої дії, як в наведеному прикладі, рідина подається в систему нагнітання порціями за синусоїдальним законом із змінним прискоренням a_n . Це спричиняє як незручності в користуванні, так і руйнування окремих частин насоса і трубопроводів.

Поршневі насоси подвійної дії

Є кілька способів зменшення нерівномірності подачі рідини в трубопроводі. Одним з них є використання поршневих насосів подвійної дії (рис 8.3).

В насосі подвійної дії поршень 4 теж здійснює зворотно-поступальний рух, як і в односторонньої, але в ньому одночасно працюють дві камери – перед поршнем і за ним.

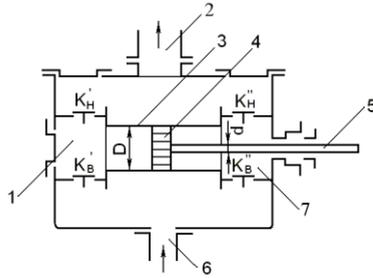


Рис. 8.3

При ході поршня 4 праворуч у ліву камеру всмоктується рідина, в той же час з правої – нагнітається у трубопровід 2. При ході поршня ліворуч навпаки – в праву камеру рідина всмоктується, а з лівої рідина нагнітається в трубопровід.

Графік подачі рідини в трубопровід (рис. 8.4) буде таким:

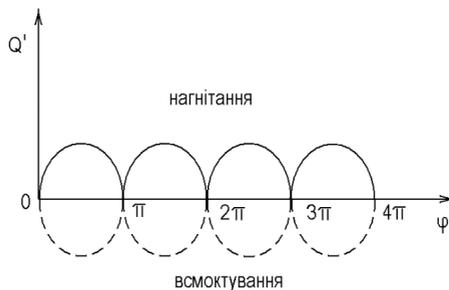


Рис. 8.4

При порівнянні графіків подачі рідини насоса односторонньої дії (рис. 8.2) і подвійної дії (рис. 8.4) видно, що в насосі подвійної дії пульсація рідини в два рази менша, ніж в односторонньому. Але все ж вона є. Для її зменшення часто застосовують *повітряні ковпаки*. Вони встановлюються на всмоктувальній 6 або напірній 2 трубах. Інколи там і там, біля клапанних коробок насоса (1, 7).

У випадках, коли насоси подвійної дії не задовольняють належну рівномірність постачання рідини, використовують систему насосів односторонньої дії з спеціальним приводом, який забезпечує необхідну рівномірність подачі рідини.

Насоси з кулачковим приводом плунжерів

Схема трьохплунжерного насосу з кулачковим приводом плунжерів показана на рисунку 8.5.

Плунжер – це поршень, який виготовлений у вигляді стержня 1, тобто в середині, на відміну від звичайного поршня, він не має порожнини. З торців плунжер має

впадини. У верхньому розміщується пружина 2, нижньому – башмаки

3. Пружина притискує плунжер до сферичної частини башмака і башмак до кулачка 4. Кулачок має ексцентриситет e .

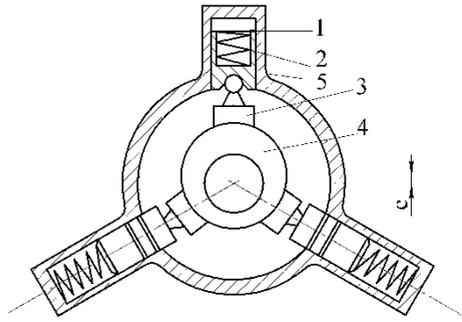


Рис. 8.5

Для підвищення компактності насоса циліндри 5 розташовують зіркоподібно з перетином осей в одній точці, яка співпадає з віссю обертання кулачка. Всмоктування і нагнітання рідини відбувається через клапани, що розташовані на циліндрах. Всмоктувальні патрубки об'єднані у один колектор, а напірні в інший.

Працює насос так. Від зовнішнього приводу обертається кулачок. Своім виступом

він по черзі тисне на башмаки, які в свою чергу тиснуть на плунжери, змушуючи їх рухатись зворотньо-поступально. Далі все відбувається як у звичайному поршневному насосі. Різниця тільки в тому, що буде менша пульсація рідини в напірному трубопроводі. Хід плунжера буде дорівнювати $2e$. Тоді середня подача цього насоса буде:

$$Q = 2eSnz,$$

де e – ексцентриситет кулачка; S – робоча площа поперечного перерізу циліндра; n – число обертів ексцентрика за хвилину; z – число циліндрів насоса.

Такі насоси використовуються переважно для перекачування змащуючих рідин. Величина тиску перекачування залежить від щільності прилягання плунжера до циліндра

Роторно-поршневі насоси

Роторно-поршневі насоси є радіальними і аксіальними. Радіально-поршковий насос складається з циліндричного ротора 3 (рис. 8.6) із зіркоподібним розташуванням циліндрів, статора 1, зміщеного щодо ротора на величину ексцентриситету e , поршнів 4, що вставлені в

циліндри і розподільної нерухомої осі 5. Розподілення рідини здійснюється через нерухому вісь 5, в якій зроблені вікна а і б. При обертанні ротора циліндри по черзі з'єднуються з цими вікнами. Розподільчі вікна з'єднані з всмоктувальною і напірною магістралями.

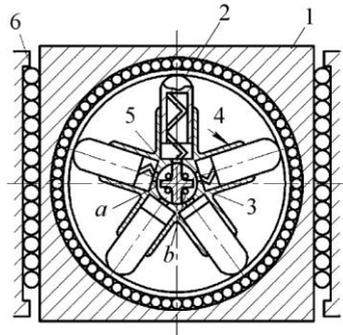


Рис. 8.6

Поршні пружинами притискуються до внутрішньої обойми роликів підшипника 2. Це зменшує тертя головок поршнів. При обертанні ротора, оскільки статор зміщений відносно його осі, поршні переміщуються в циліндрах і забезпечують нагнітання рідини в трубопровід.

Подачу насоса можна визначити за формулою:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} 2enz = gn, \quad (8-1)$$

де d – діаметр поршня; g – питома витрата насоса; n – частота обертання ротора; e – ексцентриситет між ротором і статором; z – кількість поршнів.

Регулювання величини подачі та реверсування насоса здійснюється зміною величини ексцентриситету e . В схемі, зображеній на рис. 8.6, це досягається зміщенням направляючих 6 корпуса 1.

Графік подачі буде таким (рис.8.7).

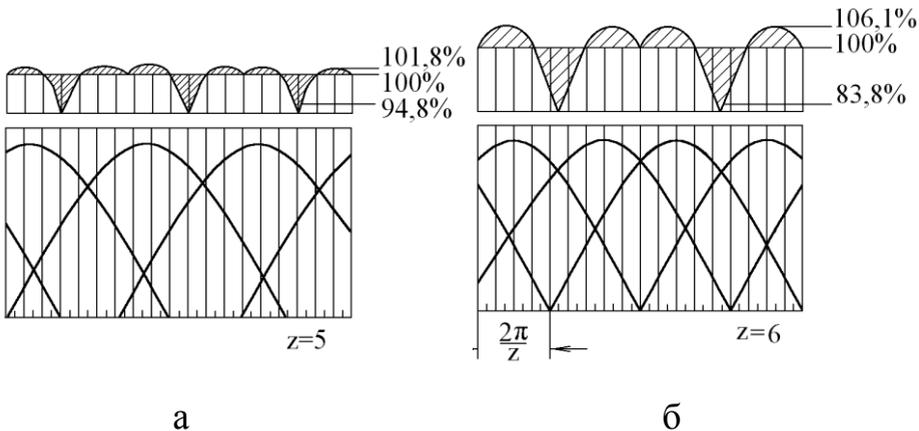


Рис. 8.7.

Пластинчасті насоси

Пластинчасті насоси, як і поршневі належать до порційних. В них рідина в напірний трубопровід подається спеціальними пластинами, які розташовані у роторі вздовж радіуса (рис. 8.12).

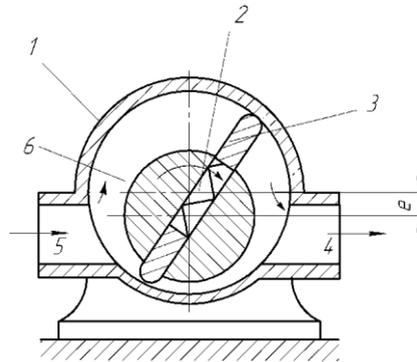


Рис. 8.12

На рисунку зображена схема двопластинчастого насоса. Пластини 3 розташовані в роторі 6. Вони притискуються до статорного кільця 1, вісь якого зміщена на величину e .

Працює він так. При повороті ротора в напрямку, який на рисунку показаний стрілкою, об'єм камери насоса, з'єднаний з всмоктувальним патрубком 5, зростає, а з напірним – зменшується. В результаті відбувається всмоктування і нагнітання рідини.

Частіше застосовуються пластинчасті насоси з 6-12 пластинами. На рисунку 8.13

зображено пластинчастий насос, який має 6 пластин.

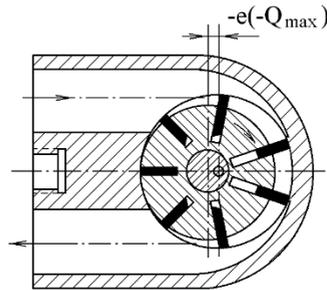


Рис. 8.13

Продуктивність насоса можна визначити за формулою (без урахування товщини пластин):

$$Q = 2\pi denb,$$

де e – ексцентриситет насоса; d – діаметр статора; n – число обертів ротора; b – ширина ротора.

З урахуванням товщини пластини S формула буде такою:

$$Q = 2enb(\pi d - zS),$$

де z – число пластин.

В пластинчастих насосах передбачається регулювання продуктивності шляхом зміни

величини ексцентриситету. Зміною e можна також здійснити реверсування.

Оскільки в розрахунках продуктивності робоча висота взята $h = 2e$, що можливо лише в момент найбільшого вильоту пластин, то дійсна продуктивність насоса буде дещо меншою. Звичайно в формулі не враховані і втрати рідини через певну нещільність з'єднань. Це враховується коефіцієнтом корисної дії, який в середньому є $0,80 - 0,85$.

Для високих тисків застосовуються нерегульовані пластинчасті насоси подвійної дії (рис. 8.14).

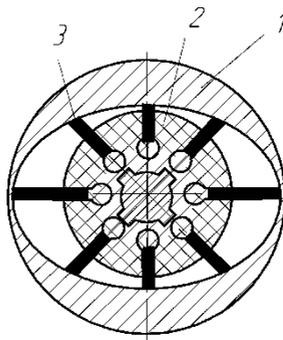


Рис. 8.14

Статорне кільце 1 цього насоса виконане так, що за один оберт ротора кожна пластинка

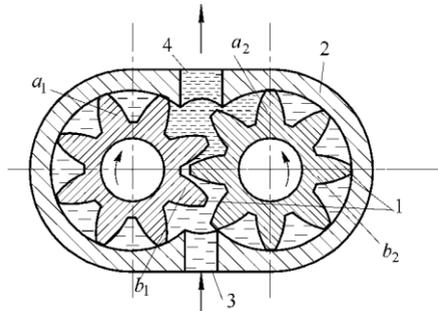
здійснює два зворотно-поступальні рухи щодо ротора. Пази (прорізи) в роторі 2, в які вставлені пластини 3, виготовлені під невеликим (10-15°) нахилом до радіусу. Це зроблено з метою зменшення тертя пластин об стінки статора і послаблення вібрації пластин. В прорізі (під пластини) підведена під тиском рідина, завдяки чому пластини притискуються до поверхні статора.

З схеми видно, що кожна пластина за один оберт ротора нагнітає рідину двічі. Це не тільки збільшує продуктивність насоса, а й зрівноважує тиск на підшипники вала ротора. Рідина всмоктується і нагнітається через спеціальні вікна зроблені в бокових кришках статора. Число обертів ротора для насосів великої потужності біля 500 за хвилину; для середньої – 1500-3000. Робочий тиск від 70 до 100 кг/см², в окремих випадках може досягати 140 кг/ см². Коефіцієнт корисної дії – 0,85-0,90.

Шестеренні насоси

Шестеренні насоси належать до об'ємних (порційних). В них ведуча і ведені шестерні в западинах між зубцями переносять рідину понад стінкою корпуса насоса із камери

всмоктування в камеру нагнітання. Шестеренні насоси можуть бути із шестернями зовнішнього



і внутрішнього зачеплення. Більшого поширення набули насоси з шестернями зовнішнього зачеплення. Схема такого насоса зображена на рис. 8.15.

Рис. 8.15.

Він має дві шестерні 1, які зачеплені між собою. Шестерня, яка приводиться в рух зовнішнім зусиллям,

називається ведучою, а яка приводиться в рух за рахунок зачеплення – веденою.

Шестерні можуть бути прямозубі, косозубі, шевронні та ін. Найбільш поширеними є прямозубі. Шестерні розташовані в корпусі 2, який має дві торцеві кришки і два отвори, один всмоктувальний 3, а інший напірний 4. Якщо припустити, наприклад, що ліва шестерня ведена і обертається за годинниковою стрілкою,

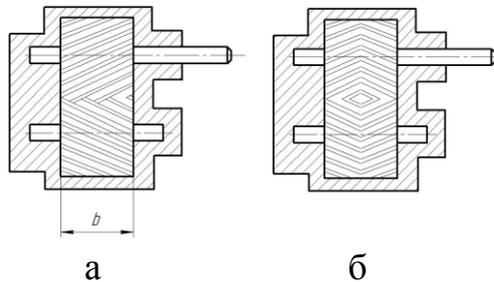
то ведуча буде рухатись проти годинникової стрілки. Якщо порожнина 3 буде заповнена рідиною, то зуби шестерень захоплюють її в западини і несуть понад стінкою до камери нагнітання 4.

Надійність в роботі, продуктивність, величина тиску в значній мірі залежать від геометрії зубів шестерень та точності виготовлення деталей насоса. Перш за все треба запобігати виникненню компресії рідини в западинах шестерень. При роботі насоса частина рідини може бути замкнута (затиснута) в западинах однієї шестерні зубами іншої. Це приводить до виникнення високого тиску (компресії) в замкненій області, що спричинить додаткове навантаження на підшипники насоса і нагрів рідини та деталей насоса. Тому при виготовленні шестерень треба це враховувати і дещо зменшити товщину їх зубів.

Для зменшення впливу на роботу насосів компресії рідини в западинах шестерень в конструкції бокових кришок насосів передбачають спеціальні розвантажуючі (каналізаційні) канавки. Їх розташовують так, щоб западини шестерень з'єднувались із зоною

нагнітання лише на час зменшення свого об'єму, а потім, коли замкнений об'єм збільшується, з'єднувались із зоною всмоктування. Це сприятиме уникненню кавітації. В насосах, що призначені для роботи при високих тисках, застосовують пристрої для автоматичного ущільнення шестерень по їх торцям. З цією метою використовують дві плаваючі втулки, які завдяки тиску рідини притискуються до торцевих поверхонь шестерень.

Проте в окремих випадках застосовують модернізовані шестеренчасті насоси: з косозубим, шевронним або внутрішнім зачепленням (рис. 8.16)



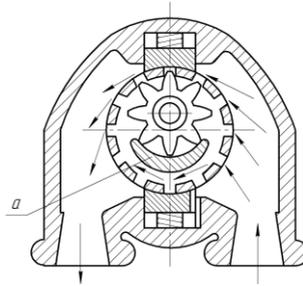


Рис. 8.16

В шестеренчастих насосах з косозубими (рис.8.16 а) і шевронними шестернями (рис. 8.16 б) майже відсутня пульсація потоку рідини, зменшується шумність роботи. Це досягається за рахунок плавного входження шестерень в зачеплення і виходу з нього. Відсутня також компресія рідини між западинами і зубами шестерень.

Однак при роботі косозубих шестерень виникають осьові зусилля, які притискують шестерні до торців корпусу, що прискорює їх зношення. Запобігають цьому використанням упорних підшипників. Для насосів з шевронними шестернями (рис. 8.16 б) це не характерне. В них осьові зусилля зрівноважуються.

Насоси з внутрішнім зачепленням (рис. 8.16 с), в порівнянні з насосами із зовнішнім

зачепленням шестерень, компактніші, мають менші розміри і вагу. Принцип їх роботи аналогічний до насосів з шестернями зовнішнього зачеплення. Рідина, яка заповнює міжзубові западини, переноситься в камеру нагнітання де і виштовхується. Для відокремлення областей всмоктування і нагнітання використовують серпоподібний елемент *a*.

Гвинтові насоси

Гвинтові насоси є різновидністю шестеренчастих. Вони працюють подібно до шестеренчастих з косозубими шестернями зовнішнього зачеплення. Гвинтові насоси в основному випускаються з двома і трьома гвинтами. На рисунку 8.17 дана схема насоса з двома гвинтами – ведучим 1 і веденим 2.

Гвинти розташовані у корпусі 3. Нарізка ведучого і веденого гвинтів протилежні за напрямом. Гвинтові насоси бувають з трапецеїдальним і спеціальним профілями.

Трапецеїдальна нарізка застосовується у насосів, що розраховані на невеликі напори і мають малий к.к.д. Насоси з

спеціальним профілем нарізки можуть розвивати тиск до 200 кгс/см^2 ($19.6 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

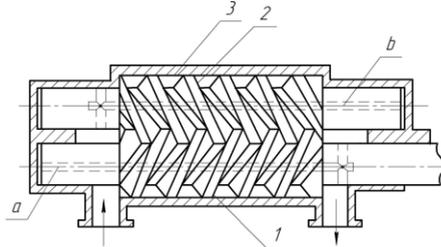


Рис. 8.17

Працює він так. Рідина з всмоктувального патрубку потрапляє у западини нарізки гвинта і переміщується понад стінкою корпуса уздовж гвинта, так само як рухалася б уздовж цього гвинта гайка, що не має можливості повертатися разом з гвинтом. Від стінок корпуса рідина потрапляє у нагнітальний патрубок.

Діафрагмові насоси

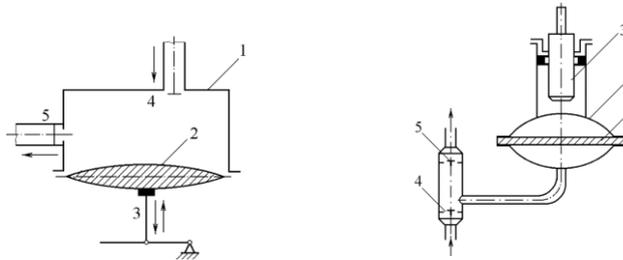


Рис. 8.18

Насоси, в яких роль поршня виконує діафрагма (мембрана), називають діафрагмовими (рис. 8.18).

Діафрагмові насоси складаються з корпусу 1, мембрани 2, приводу діафрагми 3, всмоктувального клапана 4 і нагнітального клапана 5.

Діафрагма виготовляється з гнучкого матеріалу, найчастіше з гуми або прогумованої тканини, рідше з тонкої сталльної пластини (мембрана). Вона затискається між верхньою і нижньою частинами корпусу.

Привід насоса здійснюється за допомогою важеля або спеціального пристрою. Якщо насос має важільний привід, то мембрану з'єднують з штоком, який через ущільнення виходить за межі корпусу і з'єднується з важелем.

Спеціальний привід може працювати шляхом створення над діафрагмою періодично змінного тиску, наприклад, повітря. При підвищенні тиску діафрагма прогинається вниз і через клапан 5 виштовхує рідину у нагнітальний трубопровід. При зниженні тиску діафрагма прогинається вгору і через клапан 4 рідина

всмоктується. У наступних рухах діафрагми цикл роботи насоса повторюється.

Діафрагмові насоси прості за будовою, можуть перекачувати агресивні і забруднені рідини, достатньо продуктивні. Однак мають два суттєвих недоліки. Перший з них полягає в тому, що діафрагми відносно швидко виходять з ладу. Вони від знакозмінного навантаження деформуються, витягуються, а потім і розриваються. Другий недолік полягає в тому, що діафрагмові насоси не можуть створювати значних тисків. Робота насосу при підвищеному тиску швидко руйнує діафрагму.

Не зважаючи на недоліки діафрагмові насоси використовуються в техніці. Наприклад, вони надійно працюють у паливній системі карбюраторних двигунів внутрішнього згорання, подають бензин до поплавкової камери карбюраторів (бензонасоси).

Лопатеві насоси. Відцентрові насоси

Лопатеві насоси належать до динамічних, оскільки в них рідина подається не порціями, а суцільним потоком. Їх робота заснована на силевій взаємодії лопатей з потоком рідини, що

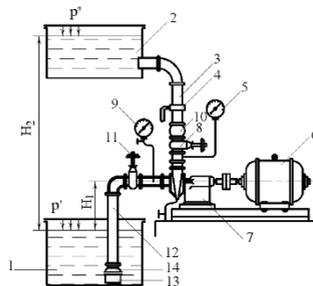
їх обтікає. В результаті рідині передається енергія, що витрачається на створення напору або тиску.

В залежності від напрямку течії рідини лопатеві насоси класифікують як показано на схемі



Відцентрові насоси

На практиці серед лопатевих частіше всіх використовуються відцентрові насоси. Загальна схема установки відцентрового насоса дана на рис.8.20. До насоса 7, який приводиться в рух електродвигуном 6, рідина подається з прийомного резервуару 1 по всмоктувальному трубопроводу 12. Насос подає рідину в



напірний трубопровід 3, а з нього в резервуар 2.

Рис.8.20

На трубопроводі 3 встановлена засувка 8, що регулює подачу насоса. Інколи на напірному трубопроводі встановлюють зворотний клапан 10, який при зупинці насоса перекриває витікання води з резервуара 2. Якщо тиск в резервуарі 1 не атмосферний, то на всмоктувальному патрубку 12 встановлюється монтажна засувка 11, яка перекривається при зупинці або ремонті насоса. На початку всмоктувального трубопроводу встановлюється фільтр 13 і клапан 14, який дає можливість заливати насос і всмоктувальний трубопровід рідиною перед пуском.

Робота насоса контролюється витратоміром 4, який вимірює подачу насоса. Манометри 5 і 9 дають можливість контролювати роботу насоса і вимірювати тиск у нагнітальному і вакуум у всмоктувальному трубопроводах. Відстань між рівнем вільних поверхонь резервуарів 1 і 2 називається геометричним напором насосної установки H_2 .

Для переміщення рідини по трубопроводу установки від резервуара 1 до резервуара 2

необхідно витратити енергію на підняття рідини на висоту H_2 , на подолання різниці тисків $p''-p'$ в резервуарах і на подолання сумарного гідравлічного опору всмоктувального і напірного трубопроводів.

$$H = H_2 + \frac{p''-p'}{\rho g} + \Sigma h_n.$$

На практиці для визначення повного напору користуються такою формулою:

$$H = 10(p_m + p_v) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z,$$

де p_m і p_v – покази манометра 5 і вакуумметра 9;

z – відстань по вертикалі між точками вимірювання розрідження і надлишкового тиску.

Будова найпростішого консольного насоса показана на рисунку 8.21.

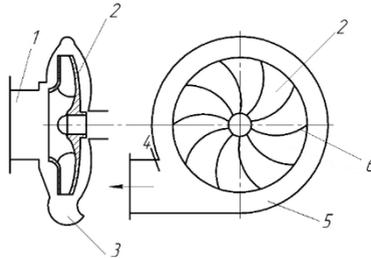


Рис. 8.21

Основна його частина – робоче колесо 2, яке має спіралеподібні лопасті 6. Колесо насаджене на вал і оточено нерухомим корпусом 5, який називають спіральною камерою. Корпус має патрубки для приєднання до всмоктувального 1 трубопроводу і напірного 4.

Насос працює так. Перед пуском насоса порожнину корпуса і всмоктувальний трубопровід заповнюють рідиною. Під час обертання робочого колеса лопаті захоплюють рідину і під дією відцентрової сили подають її від центра колеса до його периферії вздовж лопатей. Далі рідина переміщується по спіральній частині 3 корпуса до напірного трубопроводу. При цьому в центральній частині колеса створюється розрідження. Різниця тисків атмосферного і в патрубку 1 змушує рідину по всмоктувальному трубопроводу підніматись в насос. Робоче колесо, обертаючись, підхоплює поступаючу рідину і виштовхує в напірний трубопровід. Рух рідини в робочому колесі досить складний. По-перше, частинки рідини рухаються відносно лопатей робочого колеса, а по-друге, разом з робочим колесом беруть

участь в обертальному русі. Рух рідини відносно робочого колеса будемо називати відносним, а швидкість позначати v_B . Обертальний рух рідини разом з колесом називатимемо переносним, а швидкість - v_n . Сума відносного і переносного рухів є абсолютним рухом рідини – рухом її відносно нерухомого корпуса насоса. Абсолютну швидкість рідини позначатимемо v .

Конструкційні різновиди відцентрових насосів

Відцентрові насоси класифікують за рядом ознак.

За кількістю робочих коліс:

– ***одноколійні*** (консольні насоси).

Напір створюваний таким насосом, залежить від кількості обертів колеса, яка обмежується його міцністю. Одностороннє робоче колесо закріплене консольно на кінці вала. Підвід насоса – прямовісьовий конфузур. Відвід – спіральний;

– **одноколісні з двостроннім робочим колесом.** Підвід насоса напівспіральний, відвід – спіральний. Мають велику висоту всмоктування;

– **багатоколісні** (багатоступінчасті) насоси. Мають декілька робочих коліс, що знаходяться на спільному валу. В цьому насосі рідина проходить послідовно через усі колеса. Створюваний напір досягає 3800 м.

За створюваним напором:

– **низьконапірні**, що розвивають напір до 20 м;

– **середньонапірні** – від 20 до 60м;

– **високонапірні** – понад 60м.

За способом підведення рідини до робочого колеса:

– з **одностороннім підведенням** рідини;

– з **двостороннім підведенням** рідини до робочого колеса.

За розташуванням вала насоса:

– **горизонтальні;**

– **вертикальні.**

За способом рознімання корпусу:

- з *горизонтальним розніманням* корпусу;
- з *вертикальним розніманням* корпусу.

За способом з'єднання з двигуном:

- *приводні*, які з'єднуються з двигуном пасовою передачею або редуктором;
- *з'єднувані* безпосередньо з двигуном за допомогою муфти;
- *моноблоки-насоси*. Робоче колесо встановлене на валу електродвигуна.

За призначенням та родом перекачуваної рідини:

- *для чистої води;*
- *каналізаційні;*
- *виробничо-технічні;*
- *землесоси й піскові насоси;*
- *шламові.*

Маркування насосів

Марка насоса включає:

- діаметр вхідного патрубку в мм, зменшений в 25 разів;

- літеру, що позначає вид насоса: К – консольний, Д – двохстороннього всмоктування, М – багатоступінчатий;
- коефіцієнт швидкості зменшений в 10 разів.

На багатоступінчастих насосах у марці справа після знака множення (x) зазначається кількість ступенів. Наприклад, 8МС-10x5 – секційний п'ятиступінчатий насос з діаметром вхідного патрубку 200 мм (8x25) і коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 100$, тобто 10x10.

Методи регулювання подачі лопатевих насосів

Регулювання подачі відцентрових насосів здійснюють такими методами:

1. Зміною кількості обертів робочого колеса. Таким способом можна регулювати лише ті насоси в двигунах яких із зміною кількості обертів істотно не змінюється к.к.д. Цим вимогам відповідають електродвигуни постійного струму, парові турбіни, двигуни внутрішнього згорання. Змінювати кількість обертів найбільш поширених асинхронних і синхронних електродвигунів

досить важко. В цьому випадку вал двигуна і насос з'єднують гідромуфтою або електромагнітною муфтою, які дають змогу змінювати кількість обертів у насосах, не змінюючи оберти двигуна;

2. Застосуванням засувки на напірному трубопроводі. Засувка на напірному трубопроводі встановлюється завжди. Вона потрібна для відключення насоса від мережі під час його зупинки на ремонт, а також в момент пуску. Тому регулювання засувкою не потребує додаткових пристроїв. Принцип регулювання засувкою полягає у введенні в трубопровід додаткового опору. Це простий і надійний спосіб, тому і найбільш поширений. Проте він економічно не вигідний, оскільки знижує к.к.д. насоса.

Запуск відцентрових насосів

Як уже зазначалось, відцентрові насоси не заповнені рідиною створити розрідження у всмоктувальному патрубку не можуть. Тому для їх запуску треба в конструкції насосної установки передбачити спосіб заповнення

всмоктувального трубопроводу і корпусу насоса рідиною.

На практиці використовують такі способи заповнення рідиною насосів:

- розташовують всмоктувальний трубопровід і насос нижче рівня рідини в резервуарі;

- на початку всмоктувального трубопроводу встановлюють приймальний клапан, який при зупинці насоса не дає рідині витікати з всмоктувального трубопроводу і корпусу насоса до наступного запуску;

- заповнення насоса і всмоктувального трубопроводу рідиною перед запуском. Для цього засувками перекривають витікання рідини з корпусу насоса і через спеціальний отвір заливають рідину. Цей спосіб використовують для запуску невеликих насосів.

Великі відцентрові насоси запускають з використанням вакуум-насосів, ежекторів або вихрових насосів. У міру видалення повітря вода з джерела водозабору поступово заповнює всмоктувальний трубопровід, а потім і корпус насоса.

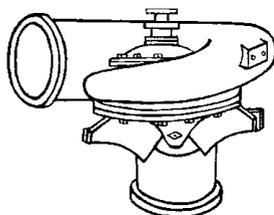
Відцентрові насоси запускають при закритій засувці на напірному трубопроводі. Це забезпечує мінімальне споживання потужності електродвигуном у період пуску насоса.

Шнекові насоси

Шнекові насоси мають робоче колесо, лопаті якого виготовлені у вигляді короткого шнека (рис. 8.22а)



а



б

Рис. 8.22

Вал, на якому закріплене робоче колесо може бути горизонтальним і вертикальним (рис. 8.22 б). Працює шнековий насос так. При обертанні робочого колеса рідина набуває напівосьового руху в самому колесі.

При виході з робочого колеса рідина попадає в спрямовуючий апарат, поступає в напірний трубопровід.

В деяких конструкціях шнекових насосів спрямовуючий апарат не має лопатей, а виконується у вигляді тіла обертання.

Шнекові насоси можуть бути одноступінчастими і багаступінчастими. Одноступінчасті відносяться до низьконапірних.

Шнекові насоси мають рівномірну подачу рідини, завдяки чому знайшли широке застосування, особливо для перекачування в'язких рідин.

Водокільцеві вакуум-насоси

Схема водокільцевого вакуум-насоса показана на рисунку 8.23.

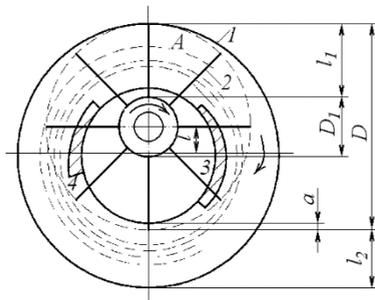


Рис.8.23.

Він складається з робочого колеса А, яке має лопаті 2 однакової довжини. Робоче колесо встановлене в корпусі 1 зі зміщенням центру на величину ексцентриситету e . Лопаті щільно прилягають до торцевих кришок корпусу насоса, в яких є отвори 3 і 4.

Насос працює так. Перед пуском корпус насоса частково заповнюють водою. Включають електродвигун. Під час обертання робочого колеса вода відкидається до периферії і утворює водяне кільце, концентричне відносно корпусу насоса. Надлишок води видаляється через напірний отвір 4, а на її місце через всмоктувальний отвір 3 засмоктується повітря, яке збирається в центральній частині колеса, в западинах між лопатями. Коли колесо обертається за годинниковою стрілкою, об'єм цих западин біля отвору 3 збільшується, а потім, біля отвору 4 зменшується.

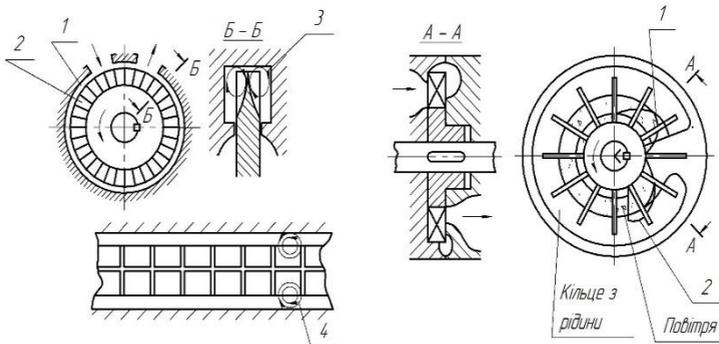
При збільшенні об'єму западин через отвір 3 відбувається всмоктування повітря, а коли їхній об'єм зменшується, повітря стискується і нагнітається в отвір 4.

Для підтримання сталого об'єму водяного кільця до всмоктувального патрубку підводять воду (з спеціального бачка чи водогону). В насосах марки КВН подача повітря дорівняє $0,4 - 0,8 \text{ м}^3/\text{хв.}$, а створений вакуум $7 - 8 \text{ м вод. ст.}$

Водокільцеві вакуумні насоси застосовують як самостійні агрегати для перекачування рідин і газів, так і допоміжні установки для пуску великих відцентрових насосів. За допомогою них у всмоктувальних трубопроводах і корпусах відцентрових насосів створюють розрідження.

Вихрові насоси

Будова закритого вихрового насоса показана на схемі рис. (8.24).



а

б

Рис. 8.24

Вихровий насос складеться з робочого колеса 2 (рис. 8.24 а) з лопатями однакової довжини і корпуса 1. Між корпусом і робочим колесом є кільцева порожнина, яка зв'язана з всмоктувальним і нагнітальним патрубками.

Працює насос так. При обертанні робочого колеса рідина захоплюється лопатями в обертальний рух. Внаслідок незрівноваженості відцентрових сил, що діють на частинки рідини в западинах робочого колеса і бокових каналах по периферії колеса (перетин Б - Б) виникають повздовжні вихри 3, на які накладаються вихри 4, що утворюються з боків лопатей. Траєкторії частинок рідини утворюють гвинтові шнури. В робочому колесі рідина „розганяється”, а виходячи в боковий канал „гальмується” перепадом тиску. З боковими каналами сполучений всмоктувальний і нагнітальний канали. Всмоктування і нагнітання відбувається за рахунок різного профіля бокового каналу. В зоні всмоктування канал розширюється, а в зоні нагнітання – звужується.

У відкрито-вихрових насосах (рис. 8.24 б) при обертанні робочого колеса формується кільце з рідини, радіальна товщина якого однакова, крім ділянок розташованих проти отворів – вхідного 1 і вихідного 2. На цих ділянках розміри перетинів бокового каналу поступово зменшуються, завдяки чому радіальна товщина кільця з рідини збільшується. Між отворами 1 і 2 боковий канал має перегородку, внаслідок чого кільце з рідини поширюється до втулки колеса.

На рисунку 8.24,б видно, що між лопатевою протротою біля вхідного отвору розширюється в напрямі обертання колеса. Таким чином створюється вакуум, необхідний для всмоктування рідини. Потім западина замикається і переносить повітря до отвору 2, через який воно виштовхується при зменшенні об'єму западини. Принцип дії відкрито-вихрового насоса дозволяє використовувати його в якості вакуумного насоса і для перекачування газорідних сумішей.

Водострумні насоси

Принцип роботи струминного насоса з'ясовується в параграфі 3.8. Розглянемо його використання в конкретних технічних пристроях, наприклад, гідроелеваторах.

Гідроелеватор – водоструминний насос, призначений для утворення і перекачування гідросумішей. Його схема показана на рисунку 8.25.

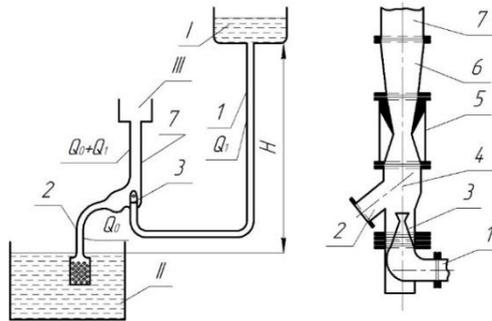


Рис. 8.25

Принцип роботи гідроелеватора полягає в тому, що енергія одного потоку передається іншому, завдяки розрідженню в камері відбувається змішування потоків.

Гідроелеватор працює так. Вода під напором H подається з резервуара I по трубі 1 до насадка 3, що розташований у змішувальній камері 4. З насадка вода витікає з великою

швидкістю, в результаті чого в камері 4 створюється розрідження. Тоді під дією атмосферного тиску гідросуміш з

резервуара II по всмоктувальному трубопроводу 2 поступає в камеру 4, де відбувається перемішування потоків рідин з резервуарів I і II.

З камери змішування спільний потік через горловину 5 спрямовується в дифузор 6, в якому внаслідок різкого розширення труби швидкість гідросуміші зменшується, але зростає статичний напір. Він використовується для переміщення гідросуміші по напірному трубопроводу 7 в резервуар III.

В залежності від конструкції водострумінні установки можна розділити на два типи: двохлінійні з паралельним розташуванням труб і однолінійні з використанням обсадної труби скважини як напірного трубопроводу.

Не зважаючи на відносно малий к.к.д. (0,2 – 0,35), струмінні насоси мають широке застосування. Це обумовлено їх надзвичайно простою будовою і надійністю в роботі, бо вони не мають рухомих частин. Струмінні насоси

малі за розмірами, зручні в користуванні. Їх можна встановлювати в труднодоступних місцях. Крім того, вони можуть перекачувати забруднені і агресивні рідини.

Контрольні запитання

- За якою ознакою класифікуються гідравлічні насоси?
- Якого типу насоси створюють найбільше і найменший тиск ?
- Чи може проявитись гідравлічний удар під час роботи насосу
- Який тип насосу використовують в земснарядах?

Завдання для самостійної роботи

1. З'ясувати принцип роботи водострумінного насосу
2. З'ясувати особливості запуску гідравлічних насосів різного типу
3. Розв'язати задачу
Відцентровий насос системи охолодження

двигуна внутрішнього згорання має робоче колесо діаметром $D_2 = 200\text{мм}$ з 7 радіальними лопатями ($\beta_2 = 90^\circ$); діаметр кола входу $D_1 = 100\text{мм}$. Яке число обертів треба надати валу насоса при роботі на воді для отримання тиску $p = 0,2\text{ Па}$?
Гідравлічний к.к.д. насоса $\eta = 0,7$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гетта В.Г. Гідравліка та гідравлічні машини. (лабораторний практикум) – Чернігів: 2015, – 222 с.
2. Дідур В.А. та ін. Гідравліка Харків. 2025-624 с.

3. Дмитрієнко О.В. та ін. Гідравліка. Навчально-методичний посібник. Харків: НТУ «ХТН». 2024 – 117 с.
4. Журавель Д. П та ін. гідравліка, гідро- та пневмоприводи Київ 2021- 445 с.
5. Крамаренко П.А. Основи теплообміну та гідродинаміки. – Одеса: ОНАХТ, 2022. – 265 с
6. Ратушний О.В. Гідравліка. Підручник. Суми: СумДУ. 2022 – 251 с.