



Основи гідравліки

Конспект лекцій

для студентів 3 курсу
зі спеціальності Галузеве машинобудування
напрямок підготовки Механічна інженерія
денної форми навчання

Любешів – 2018

УДК

О

До друку _____ Голова Навчально-методичної ради Луцького НТУ.
(підпис)

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій
Луцького НТУ _____ директор бібліотеки.
(підпис)

Затверджено Навчально –методичною радою Луцького національного
технічного університету,
протокол № _____ від _____ 2018 р.

Рекомендовано до видання методичною радою Любешівського
технічного коледжу Луцького НТУ,
протокол № _____ від _____ 2018 р.

Розглянуто і схвалено на засіданні циклової комісії викладачів
механізаторського профілю Любешівського технічного коледжу Луцького
НТУ
протокол № _____ від _____ 2018 р.

Укладач: _____ Ю.А. Хомич
(підпис)

Рецензент: _____ А.В. Хомич, кандидат технічних наук.
(підпис)

Відповідальний
за випуск: _____ Т.П. Кузьмич, методист коледжу
(підпис)

Основи гідравліки [Текст]: конспект лекцій для студентів 3 курсу зі
спеціальності Галузеве машинобудування денної форми навчання/ уклад.
Ю.А. Хомич – Любешів: Любешівський технічний коледж Луцького НТУ,
2018. – с. 61.

Видання містить короткий текст лекцій, перелік рекомендованої літератури.
Призначене для студентів напряму підготовки Механічна інженерія

Ю.А. Хомич, 2018

ВСТУП

Гідравліка – прикладна наука, яка вивчає закони рівноваги і механічного руху рідини і розробляє на основі теорії і експерименту способи використання цих законів для розв’язання різних задач інженерної практики.

Слово «**гідравліка**» - походить від сполучення двох грецьких слів – hydor(вода) і aulos(труба) – і означає течію води по трубах.

Зміст сучасної гідравліки незрівнянно ширший. Питання, що вивчаються в гідравліці, охоплюють рух води не тільки в трубах, але і у відкритих руслах (каналах, річках), в різних гідротехнічних спорудах і системах, а також рух інших рідин (нафти, масла, розчини) в трубопроводах і гідромашинах. На підставі цього сучасну гідравліку розглядають як одну з галузей механіки – механіку рідин.

Математичний апарат гідравліки спирається на такі науки, як математика, фізика, теоретична механіка. В свою чергу, вона є базовою дисципліною при вивченні курсів: гідроприводи, насоси, вентиляційні установки, гідромашини, водопостачання, каналізація та інші.

Гідравліку поділяють на дві частини: гідростатику і гідродинаміку, причому остання містить у собі і кінематику рідин.

Гідростатика – вивчає закони рівноваги рідин і їхню дію на обмежувані стінки.

Гідродинаміка – вивчає закони руху рідин і їхню взаємодію з обмежуваними стінками.

Закони руху рідини і використання її енергії цікавили людство з найдавніших часів. Так, в II ст. до н.е. грецький геометр і механік Архімед (287-212 р. до н.е.) вперше в історії техніки написавши трактат “про тіла, що плавають”, у якому викладалася теорія плавання тіл. Ця теорія і дотепер лежить в основі вивчення рівноваги тіл, що плавають. Приблизно з цього ж часу почалося використання енергії рідини, що рухається, у практичних цілях. Архімедові належить ряд винаходів в області гідротехніки, зокрема механізм для підняття води на більш високий рівень (Архімедів гвинт). На початку I в. до н.е. Герон Олександрійський винайшов водяний годинник, пожежний насос і ін. Надалі теоретичні роботи з гідравліки велися аж до XV ст. розрізнено, без зв'язку між собою. В той же час гідротехніка бурхливо розвивалася. За період з I до XV ст. були побудовані великі гідротехнічні спорудження на територіях Єгипту, Греції, Рима і Середньої Азії.

Узагальнення окремих елементів знань по гідравліці і спроба пов'язати гідравлічні закономірності з загальтехнічними принципами була розпочата в XV ст. Леонардо да Вінчі (1452-1519). До цього ж періоду (XV-XVIII ст.) відносяться праці Леонардо да Вінчі про опір рідини тілу, що рухається в ній, Галілео Галілея (1564-1642) про основні закони плавання тіл, Блеза Паскаля (1623-3662) про тиск рідини на тіло, поміщене всередині неї, Ісака Ньютона (1642-1727) про квадратичний закон опору рідкого середовища тілу, що рухається в ній, і законі тертя рідких тіл.

Гідравліка як самостійна наука виникла лише в XVIII ст. Її

основоположниками були академіки Російської Академії наук М. В. Ломоносов (1711-1765), Леонард Ейлер (1707-1783) і Данило Бернуллі (1700-1782). М. В. Ломоносов вперше сформулював загальний закон збереження матерії й енергії, а також виконав ряд робіт із прикладних питань механіки рідини. Л. Ейлер – основоположник “класичної гідромеханіки”, а Д. Бернуллі – основоположник “інженерної гідравліки”.

В XIX на початку XX в. гідравліка як самостійна наука швидко просунулася вперед. В цей час Н. П. Петров (1836-1920) опублікував свої праці по гідродинамічній теорії змащення; Д. І. Менделєєв (1834-1907) вперше пророкував існування двох режимів руху рідини, що пізніше було експериментально підтверджене англійським фізиком Р. Рейнольдсом (1842-1912). У цей період теоретичні узагальнення окремих гідравлічних явищ стали проводитися в тісному зв'язку з даними досвіду і спостережень. Початок цьому було покладено Н. Е. Жуковським (1847-1921) і його школою, талановитими учнями якої були С.А. Чаплигін (1869-1942), І. Г. Есьман (1868-1955), А. Я. Мілович (1874-1958). Н. Е. Жуковським були виконані дослідження гідравлічного удару у водопровідних трубах, а також ряд інших досліджень в області водопостачання і гідротехніки.

Великий внесок у розвиток сучасної гідравліки внесли також російські і радянські вчені, такі, як І.С. Громеко (вихровий рух рідини), Н. Н. Павловський (теорія рівномірного і нерівномірного руху рідини), А. Н. Колмогоров (теорія турбулентності), С. А. Христіанович (теорія неусталеного руху рідини). Теоретичні й експериментальні роботи по гідравліці вели також учені І. І. Агроскин, М. Д. Чертоусов, В. М. Маккавєєв, І. М. Коновалів, Н. Н. Кременецький, А. Н. Ахутин, Е. Д. Рисьцев, Р.Р. Чугаєв, Г.П. Николадзе, А.П. Юфин, А.І. Прочан, Д.В. Штеренлихт і багато інших.

Широке застосування рідини в якості приводу для сучасного машинобудування було здійснено в зв'язку з розробкою і серійним виготовленням елементів об'ємного гідроприводу для високих тисків. Наука в області об'ємного і гідродинамічного приводу завжди займала і у даний час займає ведучу роль.

Значний внесок у розробку об'ємного гідроприводу внесли Т.М. Башта, І.З. Зайченко, В. У Єрмаков, В. Н. Прокоф'єв та ін. У дослідженні, розвитку і впровадженні гідродинамічного привода велика заслуга належить А. П. Кудрявцеву, І. Ф. Семичастнову, А. П. Вошинину та ін., причому в галузі будівельного і дорожнього машинобудування особливе місце належить А.І. Вошинину і його учням.

Тема 1. РІДИНА ТА ЇЇ ОСНОВНІ ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ.

1.1 Визначення рідини

1.2 Основні властивості рідини

1.3. Ідеальна рідина

1.4 Сили, що діють в рідині

Рідиною називають неперервне (суцільне) фізичне середовище, яке володіє властивістю текучості і майже повною відсутністю опору на розрив.

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

У звичайному стані рідина проявляє малий опір розриву і великий опір стисненню (має мале стиснення). Разом з тим рідина проявляє значний опір відносному руху сусідніх шарів (має в'язкість). У поняття «рідина» включають як рідини звичайні, що мають назву крапельні, так і гази, коли їх можна вважати як суцільне мало стиснене легко рухоме середовище.

Розрізняють рідини **краплинні і газоподібні**. Перші – майже нестисливі (вода, масла, спирт), другі – легкостисливі (повітря і інші гази). Характерною відмінністю цих рідин є також наявність у крапельних і відсутність у газоподібних вільної поверхні – поверхні поділу між рідиною і газоподібним середовищем.

Гідравліка, як правило, розглядає тільки краплинні рідини, але в тих випадках, коли можна нехтувати стисливістю газів, цілком допустимо використовувати і до газів закони і залежності гідравліки.

1.2 Основні властивості рідини

Основні фізичні властивості рідини: густина, питома вага, температурне розширення і в'язкість.

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

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.1)$$

ρ вимірюють в кг/м³.

2. *Відносною густиною (питомою масою) рідини ρ_0* називається відношення густини розглянутої рідини до густини води при $t=3.98$

C°:

$$\rho_o = \rho / \rho_B , \quad (1.2)$$

3. *Питома вага* γ ($\text{Н}/\text{м}^3$)- це вага одиниці об'єму, тобто

$$\gamma = \frac{G}{V} , \quad (1.3)$$

де G - вага рідини в об'ємі V .

γ вимірюють у $\text{Н}/\text{м}^3$.

Відповідно до закону Ньютона,

$$G = mg, \quad (1.4)$$

де g — прискорення вільного падіння тіла.

Тоді рівність (1.3) можна представити так:

$$\gamma = mg/V, \quad (1.5)$$

а з врахуванням рівняння (1.1)

$$\gamma = \rho g, \quad (1.6)$$

4. *Стисненням* називається властивість рідини змінювати свій об'єм при зміні тиску і температури. Величина стиснення характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення β_p , який показує зміна об'єму при збільшенні тиску на $1 \text{ Н}/\text{м}^2$:

$$\beta_p = \frac{V - V_0}{P - P_0} \cdot \frac{1}{V_0} , \quad (1.7)$$

де V і V_0 – відповідно об'єми при кінцевому p і початковому p_0 тисках.

Для мінеральних олив, що застосовуються у гідроприводах при температурі $\approx 20^\circ\text{C}$, β_p змінюється від $60,4 \cdot 10^{-11}$ (при тиску $7 \text{ МН}/\text{м}^2$) до $44 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$ (при тиску $70 \text{ МН}/\text{м}^2$), а для води – відповідно від $48 \cdot 10^{-11}$ до $43 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$.

5. Пружність рідини

Характеристикою пружних властивостей рідини є модуль об'ємної пружності E_p - величина, обернена коефіцієнту об'ємного стиснення:

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} \quad \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} . \quad (1.8)$$

6. Температурне розширення

Властивість рідини змінювати свій об'єм в залежності від зміни температури оцінюють коефіцієнтом об'ємного розширення β_t

$$\beta_t = \frac{V_1 - V_0}{V_0 \Delta T} \quad \text{град}^{-1} , \quad (1.9)$$

де V_0 -початковий об'єм рідини; V_1 -об'єм рідини після збільшення температури на ΔT градусів. Для води при різних тисках і температурах $\beta_t = 0,00014 \dots 0,00066$; для нафтопродуктів $\beta_t = 0,0006 \dots 0,0008$.

6. *В'язкість* рідини називається властивість реальної рідини чинити опір відносному переміщенню (зрушенню) окремих її частин або шарів при дії зовнішніх сил. Шари ніби ковзають один по другому з різними швидкостями, що викликає внутрішнє тертя між шарами, яке пропорційне відносній швидкості руху шарів і площі їх зіткнення. Сила внутрішнього тертя між шарами, що припадає на одиницю поверхні, називається *питомою силою тертя*, і визначається за залежністю, яка запропонована І. Ньютоном:

$$\tau = \mu(v_2 - v_1)/(y_2 - y_1), \quad (1.14)$$

де v_2 і v_1 – швидкості, м/с, у потоці на відстані відповідно y_2 і y_1 , м від твердої стінки (рис. 1.1); μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Н·с/м².

За одиницю динамічного коефіцієнта в'язкості прийнятий пуаз (1 П = 0,1 Н·с/м²) від імені французького ученого Пуазейля,

Для практичних цілей користуються *кінематичним коефіцієнтом в'язкості*, тобто відношенням динамічного коефіцієнта в'язкості до питомої маси рідини ρ :

$$\nu = \mu/\rho, \quad (1.15)$$

В'язкість рідин визначається спеціальними приладами – віскозиметрами, найпростішим з яких є віскозиметр Оствальда.

До рідин, які використовуються в гідроприводах, висуваються додатково наступні вимоги: вони повинні мати високий індекс в'язкості, хорошу змащувальну здатність, а також фізичну, механічну і хімічну стабільність при збереженні й експлуатації.

Індекс в'язкості характеризує ступінь сталості в'язкості рідини при зміні температури. Чим вище індекс в'язкості, тим більше пологою є крива в'язкості. Найкраща рідина – в якій в'язкість стабільна в інтервалах (межах) робочих температур.

Фізичною стабільністю рідини називається здатність рідини зберігати свої первинні фізичні властивості (в'язкість, густину, змащувальну здатність) при роботі на високих тисках і дроселюванні з великим перепадом тисків.

Механічною стабільністю називається здатність рідини працювати при значній вібрації без розшарування на компоненти.

Хімічною стабільністю називається стійкість рідини до окислення киснем повітря. При окисленні, особливо при високих температурах, з рідини випадає осад у вигляді смоли і коксоподібних речовин, які, потрапляючи в зазори гідроапаратів, паралізують їх роботу.

1.3. Ідеальна рідина

З метою спрощення розв'язання багатьох задач механіки рідини користуються поняттям “ідеальної” рідини. *Ідеальною рідиною* називають таку умовну рідину, яка характеризується абсолютною нестисливістю і повною відсутністю в'язкості, тобто сил тертя при її русі.

Очевидно, що при вивченні властивостей рідин, які знаходяться у стані спокою, нема потреби розрізняти реальну і ідеальну рідини.

1.4. Сили, що діють в рідині

Внаслідок текучості в рідині діють не зосереджені, а тільки розподілені по її поверхні чи об'єму сили. Всі вони поділяються на зовнішні і внутрішні.

Рівновагу рідини розглядають при дії на неї зовнішніх сил, причому останні можуть бути поверхневими, тобто такими, що діють безпосередньо на граничну поверхню даного об'єму рідини (атмосферний тиск, сили тертя), і масовими, які діють на всі частинки маси цього об'єму. Якщо рідина однорідна ($\rho = \text{const}$), то масові сили називають і об'ємними (сили тяжіння, сили інерції).

Очевидно, що поверхневі сили прямо пропорційні площі граничної поверхні рідини, а масові (об'ємні) – масі (об'єму) рідини.

В гідравліці масові сили часто характеризують одиничними масовими силами, які являють собою відношення масової сили до маси даного об'єму рідини, тобто прискорення.

Виділимо в рідині (рис.1) деякий обсяг V , обмежений поверхнею ω . У загальному випадку діють на цей обсяг сили можна розділити на дві основні групи: масові і поверхневі.

Масовими називаються сили, величина яких пропорційна масі рідини. Вони прикладені до всякої матеріальної частці M розглянутого об'єму. До масових силам відносяться сили тяжіння і сили інерції.

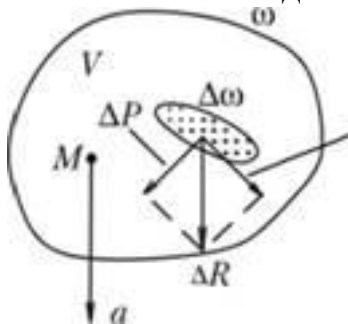


Рис. 1. Схема прикладання сил

Поверхневими називають сили, величина яких пропорційна площі поверхні виділеного об'єму рідини. Це ті сили, які діють на поверхню розглянутого обсягу з боку навколишнього його рідини або твердих тіл. По відношенню до розглянутого обсягом поверхневі сили є зовнішніми.

Тема 2. Гідростатика. Властивості гідростатичного тиску

1. Гідростатичний тиск та його властивості
2. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля.
3. Прилади для вимірювання тиску і розрідження

2.1. Гідростатичний тиск та його властивості

Гідростатика – це розділ гідравліки, в якому вивчають закони рівноваги (спокою) рідини і розглядають практичне застосування цих законів. Перш ніж перейти до безпосереднього вивчення гідростатики, необхідно ввести ряд нових понять і означень.

За аналогією з теоретичною механікою в гідравліці всі сили можна розділити на *внутрішні* і *зовнішні*.

Внутрішні сили – це сили взаємодії між окремими частинками рідини. *Зовнішні сили* – це сили, прикладені до частинок об'єму рідини, який розглядається, з боку рідини, оточуючої цей об'єм. У стані спокою рідина перебуває тільки під дією *зовнішніх сил*, які прийнято поділяти на *масові*, *поверхневі* і *лінійні*.

Масові сили (*сила тяжіння* та *сила інерції*) впливають на всі частинки даного об'єму рідини й відповідно до 2-ого закону Ньютона пропорційні масі рідини (або, для однорідної рідини, – її об'єму).

Поверхневі сили прикладені до поверхні, обмежуючої об'єм рідини, що розглядається, і пропорційні площі цієї поверхні. Це сили, діючі на рідину, з боку твердих тіл, газу або інших об'ємів рідини. За 3-ім законом Ньютона точно з такими ж силами рідина діє на оточуючі її тіла.

Лінійні сили виникають на межі рідини і газу і називаються силами поверхневого натягу. Сила поверхневого натягу направлена по дотичній до поверхні рідини і перпендикулярна до лінії контура, на який вона діє. Лінійні сили проявляються найчастіше в капілярах і в даному курсі розглядатися не будуть.

У загальному випадку поверхнева сила ΔR , діюча на площину ΔS , направлена під деяким кутом до площини, і її можна розкласти на дві складові: *нормальну* ΔP (перпендикулярну до площини) і *дотичну* $\Delta \tau$ (направлену вздовж площини). До *нормальних сил* належить, наприклад, атмосферний тиск, що діє на вільну поверхню рідини. До *дотичних* належать сили внутрішнього тертя, які виникають внаслідок гальмування одних шарів рідини іншими та стінками каналу.

Отже, у стані спокою на рідину діють тільки зовнішні сили, які зумовлюють лише один вид напружень – *напруження стиску*, тобто *гідростатичний тиск*, тому що *дотичні напруження* в цьому випадку відсутні.

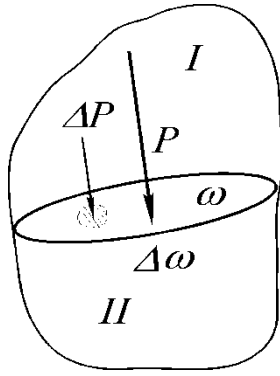


Рис.2.1

Розглянемо довільний об'єм рідини, що знаходиться в рівновазі під дією зовнішніх сил (рис 2.1). Розсічемо цей об'єм на дві частини деякою січною площиною ω і відкинемо верхню частину I.

Тоді на частину II з боку відкинutoї частини буде діяти певна сила P , яка повинна бути перпендикулярною до січної площини. Цю стискуючу силу називають силою гідростатичного тиску. Якщо на січній площині виділити елементарну площинку $\Delta\omega$, то на неї буде діяти частина ΔP сили P .

Границя відношення $\Delta p / \Delta\omega$ називається гідростатичним тиском p в даній точці рідини:

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta p}{\Delta\omega} \quad (2.1)$$

або

$$p = \frac{dp}{d\omega} \quad (2.2)$$

Середній гідростатичний тиск, який діє на площі ω , визначають за формулою:

$$p_{cp} = \frac{P}{\omega} \quad (2.3)$$

Одиницею вимірювання гідростатичного тиску в *СИ* служить 1паскаль: $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$. Паскаль – дуже мала поверхнева сила, тому часто користуються кратними їй одиницями вимірювання: кілопаскалем $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ й мегапаскалем $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$.

У техніці часто користуються несистемними одиницями – технічною атмосферою баром.

Гідростатичний тиск характеризується трьома властивостями.

1. Гідростатичний тиск завжди напрямлений по внутрішній нормалі до поверхні, на яку він діє, і створює тільки стискуючі напруження.

Ця властивість безпосередньо виходить із визначення тиску, як напруження від нормальної стискуючої сили.

2. В будь-якій точці рідини гідростатичний тиск однаковий по всім напрямкам.

3. Гідростатичний тиск в точці залежить тільки від її положення у просторі, тобто $p=f(x,y,z)$.

2.2. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля.

У 1755 р. Л.Ейлером було виведено систему рівнянь [4, ст. 17-18], що характеризують **рівновагу рідини**:

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

де $\frac{\partial p}{\partial x}$; $\frac{\partial p}{\partial y}$; $\frac{\partial p}{\partial z}$ – градієнти тиску в напрямі відповідних координатних осей; X ; Y ; Z – проекції одиничних масових сил на відповідні координатні осі; ρ – густина рідини. Вони характеризують основні закономірності розподілу тиску по всьому об'єму рідини, яка знаходиться в стані спокою.

Помножимо кожне з рівнянь відповідно на dx , dy , dz :

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (2.2)$$

Ліва частина цього рівняння є повним диференціалом тиску dp , тому:

$$dp = \rho (X dx + Y dy + Z dz) \quad (2.3)$$

Одержане рівняння виражає зміну тиску при зміні координат точки в загальному випадку рівноваги, і називається **основним диференціальним рівнянням гідростатики**.

Зі співвідношення (2.3) можна отримати рівняння для поверхні рівного тиску (поверхні рівня). Для такої поверхні $p=\text{const}$ і при $\rho=\text{const}$ будемо мати:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (2.4)$$

Частинним випадком поверхні рівня є вільна поверхня рідини.

Поверхні рівня мають такі властивості:

- 1) дві різні поверхні рівня не можуть перерізати одна одну;
- 2) зовнішні об'ємні сили напрямлені по нормалі до поверхні рівня.

Основне рівняння гідростатики

При $X=0$, $Y=0$, $Z=-g$ основне диференціальне рівняння гідростатики (2.6) запишеться так:

$$dp = -\rho g dz. \quad (2.5)$$

Після інтегрування в припущенні $\rho=\text{const}$ отримаємо:

$$p = -\rho g z + C \quad (2.6)$$

де C -стала інтегрування.

Сталу інтегрування визначимо з граничних умов на вільній поверхні рідини в посудині, де $z=z_0$, $p=p_0$. Маємо:

$$C = p_0 + \rho g z_0$$

І тоді:

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z) = p_0 + \rho g h \quad (2.7)$$

де $h=z-z_0$ – заглиблення точки А під вільну поверхню.

Замінивши $z_0 - z = h$ одержимо **основне рівняння гідростатики**:

$$p = p_0 + \rho g h \quad (2.8)$$

де p – абсолютний тиск в даній точці рідини; h , ρ – густина рідини; g – прискорення земного тяжіння.

Всі складові рівняння мають розмірність тиску (ПА, кПА, МПА).

Основному рівнянню гідростатики можна надати іншого вигляду, якщо поділити всі його члени на sg :

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = H_{cm} = const \quad (2.9)$$

Загальна формула:

$$h = \frac{p}{\rho g}$$

На практиці часто користуються терміном “*надлишковий, або манометричний*”:

$$p_{над} = \rho g h, \quad (2.10)$$

величину $\rho g h$ називають надлишковим тиском.

Якщо $p > p_{атм}$, то надлишковий тиск називають манометричним тиском:

$$p_m = p - p_{атм} \quad (2.11)$$

якщо $p < p_{атм}$ то надлишковий тиск буде від’ємним і величину - називають вакууметричним тиском або вакуумом:

$$p_{вак} = p_{атм} - p \quad (2.12)$$

Закон Паскаля

З основного рівняння гідростатики $p = p_0 + \rho gh$ можна бачити, що при зміні зовнішнього тиску p_0 на величину Δp_0 , тиск у всіх точках даного об'єму рідини змінюється на теж саме значення Δp_0 . Таким чином, рідина має властивість передавати тиск. В цьому і полягає закон Паскаля: тиск, який виникає на граничній поверхні рідини, що знаходиться в стані спокою, передається всім частинкам цієї рідини по всім напрямкам без зміни його величини.

На законі Паскаля ґрунтується принцип дії різноманітних гідравлічних пристроїв, за допомогою яких тиск передається на відстань /гідравлічний прес, гідравлічний домкрат, гідромультіплікатор та інші.

Тиск на плоске дно посудин. Гідростатичний парадокс

Плоске дно посудин і резервуарів варто розглядати як окремий випадок плоскої стінки, зануреної в рідину.

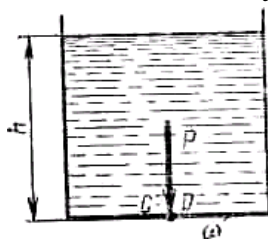


Рис. 2.2

Для горизонтального плоского дна судини (рис. 2.2) сила гідростатичного тиску дорівнює $\delta = \rho h \omega$, а центр тиску і центр ваги площі дна збігаються.

Розглянемо зображені на рис. 2.3 чотири посудини різної форми, заповнені однаковою рідиною. Глибина занурення h горизонтального плоского дна і його площа ω в усіх посудинах однакові. Неважко переконатися, що сила гідростатичного тиску на плоске дно будь-якої посудини буде також однакою $\delta = \rho h \omega$ хоча об'єми рідини в посудинах різні. Це явище

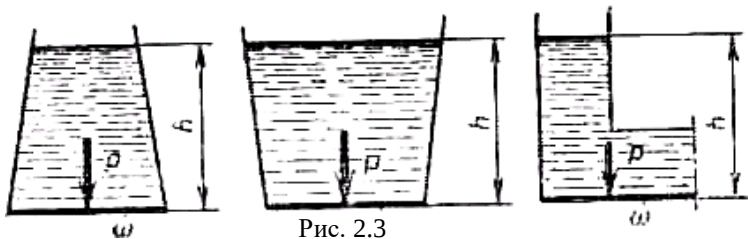


Рис. 2.3

називається гідростатичним парадоксом, сформулювати який можна так: сила гідростатичного тиску на плоске горизонтальне дно посудини залежить тільки

від площі дна і глибини рідини в посуді і не залежить від форми посудини.

Аналізуючи основне рівняння гідростатики можна зробити такі висновки:

1. Гідростатичний тиск є сумою зовнішнього тиску p_0 , діючого на вільну поверхню, і тиску зумовленого силою земного тяжіння ρgh , створеного стовпом рідини висотою h , тобто за цим рівнянням можна вирахувати тиск в нерухомій рідині на будь-якій глибині.

2. Зовнішній тиск p_0 не залежить від координат точок, що розглядаються, тобто він передається у всі точки рідини, яка перебуває в спокої, однаково. Ця властивість називається законом Паскаля, який формулюється так: зовнішній тиск на пограничну поверхню рідини, що

перебуває у рівновазі в замкнутій посудині, передається всім точкам цієї рідини і в усіх напрямках однаково. У зв'язку з цим рідина використовується як середовище для передачі тиску. На цій властивості рідини базується дія гідравлічних машин (гідропреси, силові циліндри, гідродомкрати);

3. Тиск ρgh , зумовлений силою тяжіння рідини, є функцією координат точки. Зі збільшенням занурення точки відносно вільної поверхні, тиск зростає.

4. Зовнішній тиск p_0 може бути більший за атмосферний, менший за атмосферний і рівний атмосферному. Якщо числове значення p_0 визначено з урахуванням атмосферного, то тиск p за формулою (2.10) прийнято називати *абсолютним*; якщо p_0 визначено без урахування атмосферного, то p буде *надлишковим*.

Із аналізу рівняння (2.9) також видно, що тиск на дно не залежить від форми і об'єму посудини, а лише від висоти стовпа рідини в посудині, площі дна і питомої густини рідини. Тому для посудин різної форми, заповнених однією і тією ж рідиною на однакову висоту, тиск на їх дно буде однаковим. Це нестандартне явище називають гідростатичним парадоксом або парадоксом Паскаля. При цьому сила тиску на дно цих посудин буде відрізнятися і зростати пропорційно збільшенню площі дна S , оскільки $P = pS$.

2.3. Прилади для вимірювання тиску і розрідження

Для вимірювання гідростатичного тиску в рідині застосовують різні прилади, які класифікують за різними ознаками.

За принципом дії: рідинні, пружинні, поршневі, електричні, комбіновані та ін.

За характером вимірюваної величини: для вимірювання: атмосферного тиску – *барометри*; надлишкового тиску – *манометри*; вакууму – *вакуумметри*; абсолютного тиску – *манометри абсолютного тиску*; різниці тисків у двох точках – *диференціальні манометри*; малих надлишкових тисків – *мікроманометри*.

Тема 3. Гідродинаміка. Основні поняття. Режими руху рідини

3.1. Основні поняття та визначення.

3.2. Задачі гідродинаміки. Усталений і неусталений рух рідини.

Рівномірний і нерівномірний рух рідини.

3.3. Основні поняття струменевого руху. Лінія і трубка течії.

Елементарний струмінь і його властивості. Потік.

3.4. Гідравлічні елементи потоку: площа живого перерізу, витрата потоку, змочений периметр, гідравлічний радіус, середня швидкість.

3.5. Рівняння нерозривності для усталеного руху рідини.

3.1. Основні поняття та визначення.

Кінематика і динаміка рідини /гідродинаміка/ суттєво відрізняється від кінематики і динаміки твердого тіла. Якщо окремі частини абсолютно твердого тіла жорстко з'єднані між собою, то в рухомій рідині такі зв'язки відсутні: рідке середовище складається з безлічі частинок, які рухаються одна відносно другої. Тому в основу вивчення законів гідродинаміки покладена так звана струминкова модель, що базується на наступних поняттях.

Траєкторія – лінія, вздовж якої рухається деяка частинка рідини.

Лінія течії – це крива, що проходить через такі частинки, швидкості яких в даний час напрямлені по дотичним до цієї лінії (рис 1).

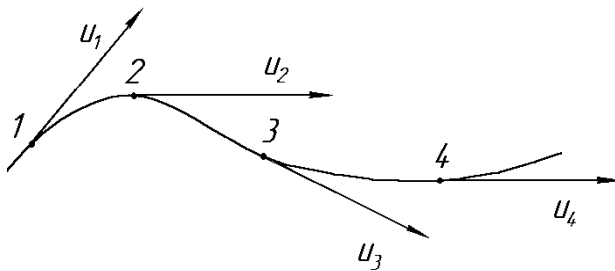


Рис.1. Лінія течії

Трубною течії називають трубчасту поверхню, яка утворена лініями течії, що проходять через всі точки нескінченно малого замкнутого контуру. (рис.2).

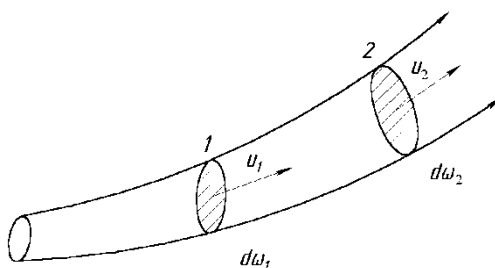


Рис. 2. Трубка течії

Частина рідини, що рухається всередині трубки течії, називається **елементарною струминкою**.

Властивості елементарної струминки при усталеному русі рідини.

1. Так як лінії течії при усталеному русі не змінюють своєї форми з часом, то, і струминка буде незмінною в часі.

2. Оскільки бокова поверхня струминки утворена лініями течії, то проникання рідини через цю поверхню неможливо.

3. Внаслідок малості площини поперечного перерізу елементарної струминки швидкість u і тиск p для всіх точок даного перерізу можна вважати однаковими.

Потоком рідини називають сукупність елементарних струминок.

Русло потоку – поверхня, яка обмежує потік по всій його довжині.

Потоки, що мають вільну поверхню, називають **безнапірними** потоки, які обмежені з усіх боків твердими стінками, називають **напірними**.

Живим перерізом (або перерізом) потоку називається в загальному випадку поверхня в межах потоку, перпендикулярна до всіх елементарних струминок.

Довжина лінії, по якій рідина в живому перерізі стикається з твердими стінками русла, називається **змоченим периметром** і позначається χ .

Відношення площі живого перерізу ω до довжини змоченого периметра називають **гідравлічним радіусом** R_Γ :

$$R_\Gamma = \frac{\omega}{\chi} \quad (3.1)$$

Витратою називають кількість рідини, що протікає через даний живий переріз за одиницю часу. Цю кількість вимірюють в одиницях об'єму – $Q \frac{m^3}{c}$; чи в одиницях маси – масова витрата $M \frac{kg}{c}$. Зв'язок між ними дає співвідношення:

$$M = \rho Q \quad (3.2)$$

Для елементарної струминки з рівномірним розподілом швидкостей u по живому перерізу об'ємна витрата:

$$dQ = u \cdot d\omega \quad (3.3)$$

Об'ємна витрата потоку дорівнює сумі об'ємних витрат елементарних струминок, з яких складається потік,

$$Q = \int_{\omega} u d\omega \quad (3.4)$$

Тоді для потоку:

$$Q = v \cdot \omega \quad (3.5)$$

3.2. Задачі гідродинаміки. Усталений і неусталений рухи рідини. Рівномірний і нерівномірний рухи рідини

Гідродинаміка – це розділ гідравліки, у якому розглядаються закони руху і взаємодії рідини з нерухомими і рухомими поверхнями. Рух рідини характеризується швидкостями руху частинок в окремих точках потоку рідини, тисками, що виникають на різних глибинах, а також загальною формою потоку.

Глибини потоку рідини, швидкості і тиски в точках потоку залежать від координат цих точок x , y і z , тобто є функціями координат. Крім того, ці величини можуть змінюватися в часі, будучи також функцією часу t . Розрізняють усталений і неусталений рухи.

Усталений рух – це такий рух рідини, при якому швидкість потоку і гідродинамічний тиск у будь-якій точці не змінюються з часом, а залежать тільки від положення розглянутої точки в потоці рідини, тобто є функціями її координат. Прикладами усталеного руху може бути витікання рідини з отвору резервуара при постійному напорі, потік води в каналі при незмінному його поперечному перерізі і постійній глибині.

Неусталеним називають такий рух рідини, при якому швидкість руху і тиск у кожній точці змінюються з часом, тобто є функціями не тільки координат, але і часу. Прикладом неусталеного руху є витікання рідини з отвору резервуара при перемінному напорі.

Рівномірним називають такий усталений рух рідини, при якому «живі перерізи» і середня швидкість потоку не змінюються по його довжині. Рівномірним можна вважати рух рідини в циліндричній трубі чи каналі незмінного поперечного перерізу і постійної глибини.

Нерівномірним називають такий усталений рух рідини, при якому «живі перерізи» і середні швидкості потоку змінюються по його довжині. Нерівномірним вважають рух рідини в конічній трубі та у природному руслі.

3.3. Основні поняття струменевого руху. Лінія і трубка течії. Елементарний струмінь і його властивості. Потік.

При вирішенні практичних задач припускають, що потік рідини, що рухається, складається з окремих елементарних струменів, які не змінюють своєї форми, тобто потік умовно розбивають на ряд елементарних струменів (трубок), як це показано на рис. 1.

Модель відповідно до такого припущення іноді називають струменевою моделлю руху рідини.

Розглянемо потік рідини при усталеному русі (рис. 1.).

У точках 1, 2, 3, ... цього потоку, узятих на відстані ΔS одна від одної, проведемо вектори $u_1, u_2, u_3, \dots$, які показують величину і напрямок швидкостей руху частинок рідини в даний момент часу. Дотична крива до цих векторів називається *лінією течії*; вона характеризує напрямок руху ряду послідовно



Рис. 1.

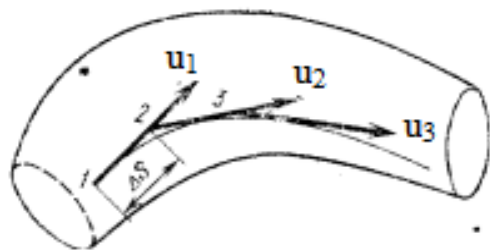


Рис. 2

розташованих частинок рідини в даний момент часу.

Якщо в рідині, що рухається, виділити нескінченно малий замкнутий контур і через всі його точки провести лінії течії, які відповідають даному моменту часу, вийде як би трубчаста непрониклива поверхня, яка називається *трубкою течії*. Маса рідини, яка рухається усередині трубки течії, утворить *елементарний струмінь*.

Елементарний струмінь має властивості:

- 1) швидкості і площі поперечних переріз струменів в одному живому перерізі не міняються внаслідок їхньої малості;
- 2) швидкості і площі поперечних переріз струменів у різних живих перерізах можуть змінюватись, однак, добутки швидкостей окремих частинок струменя v на площі їх поперечного переріза F залишаються постійними (рівняння нерозривності елементарного струменя):

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = v F = \text{const.}$$

Сукупність елементарних струменів, що представляє собою неперервну масу частинок, які рухаються в якому-небудь напрямку, називається *поток*ом рідини, до якого можна застосувати 1-шу і 2-гу

властивості елементарного струменя. Потік може бути цілком чи частково обмежений твердими стінками, наприклад у трубопроводі чи каналі, і може бути вільним, наприклад струмінь, що виходить із сопла гідромонітора.

3.4. Гідравлічні елементи потоку: площа живого перерізу, витрата потоку, змочений периметр, гідравлічний радіус, середня швидкість

Живим перерізом потоку ω називають поперечний переріз потоку, перпендикулярний напрямку руху і обмежений його зовнішнім контуром.

Витратою потоку Q називають об'єм рідини, що проходить в одиницю часу через живий переріз потоку. Витрата рідини вимірюють у $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{год}$, $\text{л}/\text{с}$, $\text{л}/\text{год}$ та ін.

Іноді використовують поняття масової витрати G , під якою розуміють масу рідини, що протікає за одиницю часу через живий переріз потоку. Між масовою й об'ємною витратами існує така залежність:

$$G = \gamma Q, \quad (3.6)$$

де γ – питома вага рідини; $Q = \int_{\omega} dQ$; dQ – витрата елементарного струменя.

Змоченим периметром χ називають периметр частини живого перерізу, у межах якої потік рідини контактує з твердими зовнішніми стінками.

Гідравлічним радіусом R називають відношення площі живого перерізу потоку ω_0 до змоченого периметра χ :

$$R = \omega / \chi. \quad (3.7)$$

Середньою швидкістю потоку v називають відношення витрати потоку Q до площі його живого перерізу ω :

$$v = Q / \omega. \quad (3.8)$$

Середня швидкість потоку при усталеному русі рідини – це така фіктивна, однакова для всіх точок потоку швидкість, з якою повинні рухатися всі частинки рідини в даному живому перерізі ω при витраті Q , що відповідає істинним швидкостям цих частинок.

3.5. Рівняння нерозривності для усталеного руху рідини

Умова руху рідини без утворення розривів (порожнин) характеризується рівнянням нерозривності (суцільності), яке виражає закон збереження маси.

Для елементарної струминки на основі її властивостей кількість рідини, що проходить в одиницю часу по всій довжині струминки, однакова. Тобто, для двох довільних перерізів 1 і 2 струминки (рис 5.1).

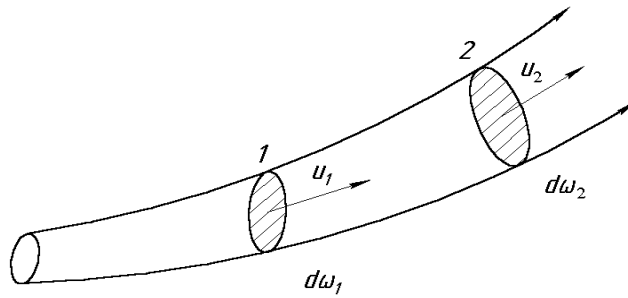


рис.5.1

$$dQ_1 = dQ_2,$$

або

$$u_1 d\omega_1 = u_2 d\omega_2 = \text{const} \quad (3.9)$$

Рівняння (3.9) називають **рівнянням нерозривності для елементарної струминки**.

Для потоку рідини при відсутності відводів чи припливів рівняння нерозривності є умовою сталості витрати:

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad \text{або}$$

$$\nu_1 \omega_1 = \nu_2 \omega_2 = \nu \omega = \text{const} \quad (3.10)$$

Останнє рівняння можна записати у вигляді:

$$\frac{\nu_1}{\nu_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (3.11)$$

звідкіля виходить, що середні швидкості руху рідини в перерізах обернено пропорційні площам цих перерізів.

Тема 4. Рівняння Бернуллі. Розрахунок трубопроводів

- 4.1. Рівняння Бернуллі при усталеному русі ідеальної рідини.
- 4.2. Рівняння Бернуллі для елементарної струминки і потоку в'язкої рідини.
- 4.3. Гідравлічні опори і втрати енергії (напору) при русі рідини.
- 4.4. Режими руху рідини. Критерій Рейнольдса.
- 4.5. Прості і складні трубопроводи.
- 4.6. Визначення втрат енергії при ламінарному режимі течії рідини в трубі круглого поперечного перерізу.
- 4.7. Турбулентний режим і визначення втрат енергії потоку в трубах круглого поперечного перерізу.
 - 4.7.1. Деякі відомості про структуру турбулентного потоку.
 - 4.7.2. Поняття про гідравлічно гладкі і шорсткі труби.
 - 4.7.3. Визначення коефіцієнта гідравлічного тертя при турбулентному режимі.
 - 4.7.4. Місцеві гідравлічні опори.

4.1. Рівняння Бернуллі при усталеному русі ідеальної рідини

Розглянемо усталений рух ідеальної рідини, яка знаходиться під впливом тільки масової сили – сили ваги, - і отримаємо для цього випадку рівняння, що зв'язує між собою тиск в рідині і швидкість її руху.

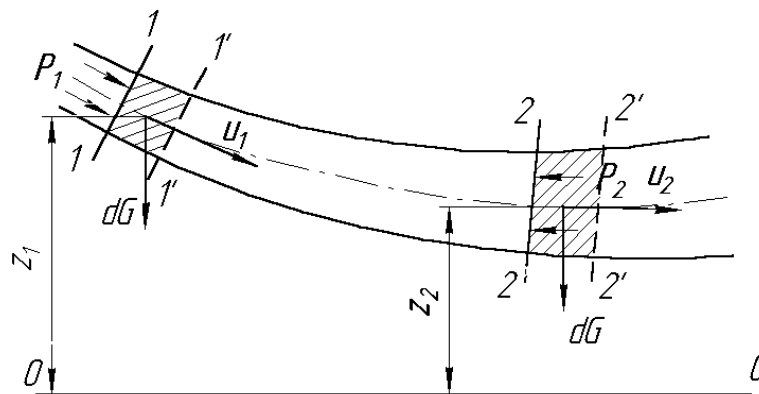


Рис.1.

Візьмемо одну з елементарних струминок потоку ідеальної рідини і виділимо на ній ділянку довільної довжини, обмежену перерізами 1–1 і 2–2 (рис.1). Позначимо через dw_1 , p_1 , u_1 , z_1 і dw_2 , p_2 , u_2 , z_2 відповідно площі живих перерізів, гідродинамічні тиски, швидкості рідини і висоти центрів ваги даних перерізів над площиною порівняння 0–0.

За нескінченно малий проміжок часу dt відсік 1–2 переміститься в положення 1'–2'.

Застосуємо до виділеного відсіку теорему механіки про зміну кінетичної енергії, згідно з якою приріст кінетичної енергії відсіку за певний проміжок часу дорівнює сумі робіт всіх сил, що діють на відсік за цей же проміжок часу. Оскільки рідина ідеальна, то роботу будуть виконувати сили тиску і сили тяжіння.

Робота сил тиску буде дорівнювати:

$$p_1 d\omega_1 u_1 dt - p_2 d\omega_2 u_2 dt = (p_1 - p_2) dQ \cdot dt.$$

Робота сил ваги:

$$dG \cdot z_1 - dG \cdot z_2 = \rho g d\omega_1 u_1 z_1 dt - \rho g d\omega_2 u_2 z_2 dt = \rho g dQ (z_1 - z_2) dt.$$

Приріст кінетичної енергії відсіку 1–2 за час dt дорівнює різниці кінетичних енергій ділянок струминки 1–1' і 2–2' (ділянка 1–2' не змінює свого положення):

$$\frac{dm \cdot u_2^2}{2} - \frac{dm \cdot u_1^2}{2} = \frac{dG}{2g} (u_2^2 - u_1^2) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) dQ \cdot dt,$$

$$(\text{при перетвореннях враховано, що } dm = \frac{dG}{g}; dG = \rho g dQ \cdot dt)$$

Тоді теорема про зміну кінетичної енергії відсіку струминки буде мати вигляд:

$$\frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) dQ \cdot dt = (p_1 - p_2) dQ \cdot dt + \rho g (z_1 - z_2) dQ \cdot dt. \quad (4.1)$$

Поділимо попереднє рівняння на $dQdt$ і після перегрупування складових його отримаємо:

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho u_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho u_2^2}{2}. \quad (4.2)$$

Якщо поділити рівняння на комплекс $\rho g dQ \cdot dt$, то після перегрупування складових будемо мати:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad (4.3)$$

Останні два рівняння і є рівнянням Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини в двох різних формах. Так, всі складові в рівнянні (4.2) мають розмірність тиску, а складові рівняння (4.3) – лінійну розмірність.

З'ясуємо геометричну і фізичну суть рівняння Бернуллі.

Геометрична інтерпретація рівняння:

z – геометрична висота, або геометричний напір;

$\frac{p}{\rho g}$ – п'єзометрична висота, або п'єзометричний напір;

$\frac{u^2}{2g}$ – швидкісна висота, або швидкісний напір.

Тричлен $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = H_0$ називають повним, або гідродинамічним напором. Оскільки рівняння Бернуллі записане для довільних перерізів струминки, то $H_0 = \text{const}$ в будь-якому перерізі цієї струминки.

З енергетичної точки зору рівняння Бернуллі є законом збереження питомої енергії ідеальної рідини. Дійсно, якщо рівняння (4.2) записати у вигляді:

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \text{const},$$

то gz – питома енергія положення, Дж/кг;

$\frac{p}{\rho}$ – питома енергія тиску, Дж/кг;

$gz + \frac{p}{\rho}$ – питома потенціальна енергія рідини, Дж/кг;

$\frac{u^2}{2}$ – кінетична енергія віднесена до одиниці маси, Дж/кг.

Можна теоретично довести, що для потоку ідеальної рідини з повільно-змінним рухом сума $z + p/\rho g$ для всіх точок живого перерізу є постійною. Крім того, в даному живому перерізі потоку ідеальної рідини швидкості всіх елементарних струминок однакові. Тому рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини має такий же вигляд як і для елементарної струминки, тобто дається формулами (4.2) і (4.3).

4.2.Рівняння Бернуллі для елементарної струминки і потоку в'язкої рідини

На відміну від ідеальної рідини при русі в'язкої(реальної) рідини частина енергії, яку вона має, витрачається на подолання сил опору (внутр. тертя, вихроутвор. та ін.). Отже питома енергія в будь-якому наступному в напрямі течії поперечному перерізі буде меншою порівняно з питомою енергією в попередньому перерізі. Тому рівняння Бернуллі для елементарної струминки реальної рідини буде мати вигляд

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{w_{1-2}}. \quad (4.4)$$

де $h_{w_{1-2}}$ – втрати енергії (напору) струминки між обраними перерізами.

Рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини отримують інтегруванням рівняння (4.4) з заміною дійсних швидкостей окремих струминок, що утворюють потік, на середню швидкість рідини в даному перерізі (рис.2):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h_{w_{1-2}}. \quad (4.5)$$

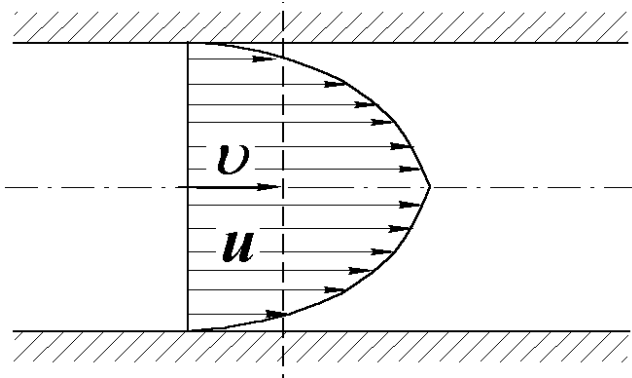


Рис. 2

Коефіцієнт α , що входить до рівняння Бернуллі, називають коефіцієнтом кінематичної енергії або коефіцієнтом Коріоліса. Він враховує нерівномірність розподілу швидкостей в перерізі потоку і фактично є відношенням дійсної кінетичної енергії потоку в даному живому перерізі до кінетичної енергії, обчисленої за середньою швидкістю потоку. Складова рівняння $\Sigma h_{w_{1-2}}$ – це сумарні втрати питомої енергії (напору) потоку між обраними перерізами.

Запишемо рівняння Бернуллі в такій формі:

$$H_1 = H_2 + \Sigma h_{w_{1-2}}, \quad (4.6)$$

$$\text{де } H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \quad \text{і} \quad H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h_{w_{1-2}} \quad - \quad \text{повні}$$

гідродинамічні напори потоку в перерізах 1–1 та 2–2 відповідно.

Відношення втрат напору до довжини ділянки потоку, обмеженої перерізами 1–1 і 2–2, називають гідравлічним уклоном, або градієнтом втрат напору:

$$I = \frac{H_1 - H_2}{l} = \frac{\Sigma h_{w_{1-2}}}{l}, \quad (4.7)$$

тут l – довжина ділянки, м.

Практичне застосування рівняння Д. Бернуллі

На підставі рівняння Бернуллі сконструйовано ряд приладів, таких, як водомір Вентурі, водоструменневий насос, ежектор і ін.

На рис. 1.33 показано трубопровід діаметром D , який має звуження діаметром d . В нормальній і звуженій частинах встановлені два п'єзометри (перерізи I-I і II-II). Нехтуючи величиною втрат напору між січеннями I-I і II-II, а також нерівномірністю розподілу швидкостей по перерізу ($\alpha = 1$) і приймаючи, що площина порівняння O-O проходить через вісь трубопроводу, можемо записати рівняння Бернуллі в такому виді:

$$p_1 / \gamma + v_1^2 / (2g) = p_2 / \gamma + v_2^2 / (2g) . \quad (4.8)$$

Звідси випливає, що зі збільшенням швидкості руху тиск повинний зменшуватися і, навпаки, зі зменшенням швидкості тиск повинен збільшуватися. Це положення використовується у водомірі Вентурі, де зарізніці показів п'єзометрів h (рис. 1.33), знаючи діаметр D і d , можна визначити витрату.

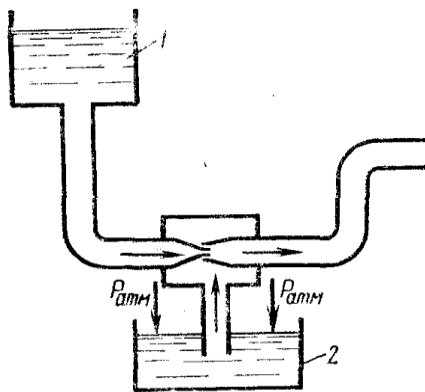


Рис. 3

У водоструминевому насосі (рис. 1.3) вода з бака 1 надходить в трубу, що має звуження. На вузькому січенні труби швидкість струменя зростає. При цьому відповідно до рівняння Бернуллі тиск тут падає нижче атмосферного, завдяки чому відбувається підсмоктування рідини по трубці, опущеній в бак 2. При великих швидкостях руху рідина буде підсмоктуватися з бака 2 безперервно. За цим же принципом працюють ежектори і гідроелеватори.

4.3. Гідравлічні опори і втрати енергії (напору) при русі рідини

Втрати питомої енергії при русі в'язкої рідини, або, як часто їх називають, гідравлічні втрати, обумовлені різними гідравлічними опорами, механізми яких настільки складні, що не дають змоги отримати теоретичні залежності для розрахунків втрат напору. Експериментально доведено, що гідравлічні втрати в значній мірі залежать від швидкості руху рідини, тому в гідравліці їх виражають в частках швидкісного напору за формулою:

$$h_w = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (4.9)$$

в якій ξ - безрозмірний коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт гідравлічних опорів); він показує частку швидкісного напору, яку складає втрачений напір.

Розрізняють два види гідравлічних опорів: *місцеві і лінійні опори*. **Місцеві опори** проявляються на коротких ділянках потоку при зміні напрямку течії рідини, зміні форми чи величини поперечного перерізу потоку. Напір, що втрачається на долаття місцевих опорів, визначають за формулою Вейсбаха:

$$h_M = \xi_M \frac{v^2}{2g}, \quad (4.10)$$

де ξ_M – коефіцієнт місцевого опору, який залежить від виду опору і наводиться в довідниках.

Лінійні опори обумовлені силами внутрішнього тертя і виникають по всій довжині потоку рідини, тому вони пропорційні довжині потоку. Втрати напору по довжині (лінійні втрати) визначають за формулою:

$$h_l = \lambda \frac{l}{4R_r} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (4.11)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі); l – довжина ділянки потоку, на якій підраховують втрати енергії; R_r – гідравлічний радіус живого перерізу потоку.

Для круглих циліндричних труб діаметр труби $d = 4R_r$, отже лінійні втрати:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (4.12)$$

Сумарні втрати енергії (напору) між двома живими перерізами потоку, що входять до рівняння Бернуллі будуть дорівнювати:

$$\sum h_w = \sum_1^n h_{l_i} + \sum_1^m h_{M_j}, \quad (4.13)$$

де $\sum_1^n h_{l_i}$ - сума втрат напору по довжині на всіх ділянках русла в межах обраних перерізів; $\sum_1^m h_{M_j}$ – сума всіх місцевих втрат

4.4.Режими руху рідини. Критерій Рейнольдса

Експериментальні дослідження показали, що втрати енергії при русі в'язкої рідини суттєво залежать від режиму руху рідини. На наявність різних за структурою потоків режимів течії звернули увагу ще в першій половині XIX сторіччя (Хаген, Дарсі та ін.). В 1880 р. Д.І.Менделєєв вказав на наявність двох різних видів руху рідини, які відрізняються один від одного характером залежності сил тертя від швидкості руху. А в 1883 р. англійський фізик Осборн Рейнольдс обґрунтував теоретично і наочно показав існування двох принципово різних режимів течії рідини : ламінарного (від латинського lamina –шар) і турбулентного (від лат. turbulentus - безладний).

Ламінарний режим характеризується шаруватою течією рідини без перемішування окремих її шарів і без пульсацій швидкості і тиску. Ламінарний режим може установлюватися в капілярних трубках при малих швидкостях руху води, а також при русі рідин з великою в'язкістю (нафта, масла, гліцерин тощо).

При турбулентному режимі течія рідини супроводжується інтенсивним перемішуванням окремих її частинок і пульсаціями швидкостей і тиску. Цей режим характерний при русі води в системах водопостачання і інших рідин при відносно великих швидкостях руху.

Рейнольдс встановив, що критерієм режиму руху рідини є безрозмірна величина, яка являє собою відношення добутку швидкості потоку на характерний лінійний розмір до коефіцієнта кінематичної в'язкості рідини. Цю величину пізніше було названо числом (критерієм) Рейнольдса і позначено через Re. Для потоків рідини в трубах круглого поперечного перерізу число Рейнольдса підраховують за формулою:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (4.14)$$

де d – геометричний діаметр труби.

Значення числа Рейнольдса, яке відповідає переходу від ламінарного режиму течії в турбулентний і навпаки, називають критичним. Для труб круглого перерізу:

$$Re_{кр} = \frac{\nu_{кр} d}{\nu} = 2320, \quad (4.15)$$

тут $u_{кр}$ – середня критична швидкість руху рідини.
Таким чином, якщо

$$Re = \frac{ud}{\nu} < Re_{кр} = 2320,$$

то режим руху ламінарний; при $Re > Re_{кр}$ – турбулентний.

Для каналів з довільною формою поперечного перерізу критерій Рейнольдса визначають за формулою:

$$Re = \frac{4\nu R_{\Gamma}}{\nu} \quad (4.16)$$

в якій R_{Γ} – гідравлічний радіус каналу.

4.5. Прості і складні трубопроводи

Трубопроводи поділяють на прості і складні. *Простими* називають трубопроводи без відгалужень. *Складними* називають трубопроводи, що мають приєднання або відгалуження з різними діаметрами. Складні трубопроводи бувають з послідовним і паралельним з'єднаннями, кільцеві й ін. Загальні втрати тиску в трубопроводах складаються з втрат по довжині і місцевих втрат (опорів). В залежності від співвідношення величин цих втрат розрізняють короткі і довгі трубопроводи.

До *коротких* відносять трубопроводи невеликої довжини, в яких місцеві втрати тиску складають не менш 5–10 % від втрат тиску по довжині, а до *довгих* – трубопроводи великої довжини, в яких місцеві втрати тиску малі в порівнянні з втратами тиску по довжині (менше 5%).

До коротких трубопроводів відносяться всмоктувальні труби насосів сифони і т.д., а до довгих – водопроводи, нафтопроводи, газопроводи і т.д.

4.6. Визначення втрат енергії при ламінарному режимі течії рідини в трубі круглого поперечного перерізу

Математично можна довести, що епіюра швидкостей в поперечному перерізі труби при ламінарній течії рідини є квадратичною параболою, рівняння якої згідно з рис.3.7 має вигляд:

$$u = \frac{\Delta p}{4\mu l} (r^2 - y^2). \quad (4.17)$$

В цьому рівнянні: $\Delta p = p_1 - p_2$ – втрати тиску між двома даними перерізами труби; l – відстань між двома перерізами; r – радіус труби; y – відстань від осі потоку (труби), змінюється від 0 до r ; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості.

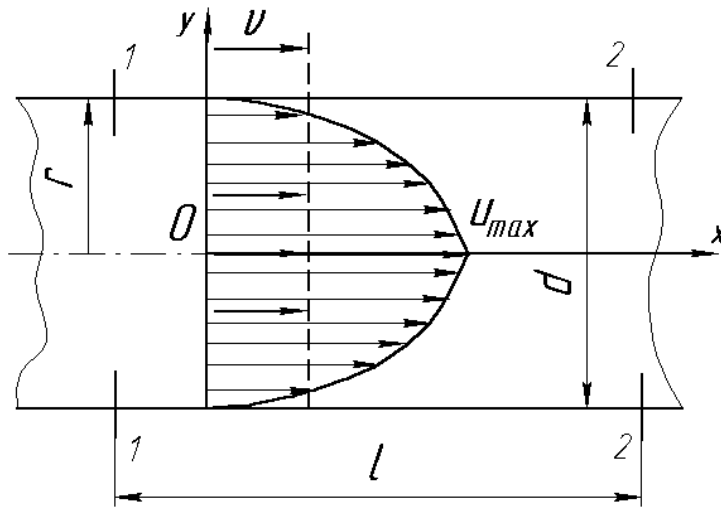


Рис.4

Очевидно, що максимальна швидкість потоку буде при $y=0$, тобто на осі труби; величина її визначається формулою:

$$u_{\max} = \frac{\Delta p}{4\mu l} \cdot r^2 = \frac{\Delta p}{16\mu l} \cdot d^2. \quad (4.18)$$

де d – діаметр труби.

Середня швидкість рідини виявляється вдвічі меншою за максимальну:

$$v = \frac{1}{2} u_{\max} = \frac{\Delta p}{32\mu l} d^2. \quad (4.19)$$

Втрати напору (енергії) на тертя знаходяться за формулою Пуайзеля, яка виходить зі співвідношення (4.19):

$$\Delta p = \frac{32\mu l v}{d^2} = 128 \frac{v l \rho}{\pi d^4} \cdot Q. \quad (4.20)$$

В останньому рівнянні $Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$ – об'ємна витрата рідини.

Якщо гідравлічні втрати виразити не в одиницях тиску, а в лінійній розмірності, то отримаємо такі залежності:

$$h_l = 32 \frac{\nu l \cdot V}{gd^2}, \quad (4.21)$$

або

$$h_l = 128 \frac{\nu l \cdot Q}{\pi gd^4}. \quad (4.22)$$

Гідравлічний коефіцієнт тертя при ламінарному режимі:

$$\lambda = 64 \frac{\nu}{v \cdot d} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (4.23)$$

В загальному випадку ламінарної течії:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}, \quad A = 64 \dots 150. \quad (4.24)$$

Місцеві опори в трубопроводах при ламінарному режимі течії рідини значно менші порівняно з опором сил гідравлічного тертя; до того ж закономірності їх зміни мало досліджені. Тому місцеві опори враховують як частку лінійних втрат через еквівалентну довжину трубопроводу.

4.7. Турбулентний режим і визначення втрат енергії потоку в трубах круглого поперечного перерізу

4.7.1 Деякі відомості про структуру турбулентного потоку

Механізм турбулентного потоку значно складніший порівняно з ламінарною течією рідини. При турбулентному режимі частинки рідини безладно перемішуються між собою, а швидкості в будь-якій точці потоку безперервно змінюються за величиною та напрямом.

Для спрощення гідравлічних розрахунків турбулентного потоку вводять поняття осередненої місцевої швидкості, яка, незважаючи на значні коливання миттєвих швидкостей, залишається практично незмінною і паралельною осі потоку. Така заміна робить можливим використання рівняння Бернуллі і для турбулентного потоку рідини.

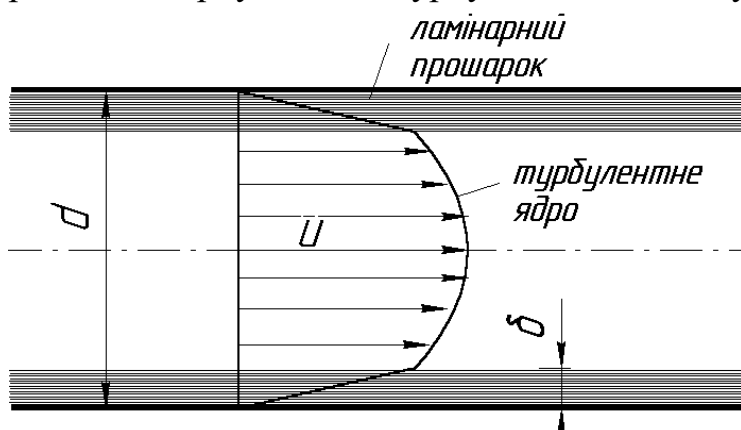


Рис.5

Експериментальні дослідження показують (Прандтль, Нікурадзе), що турбулентний потік в трубах поділяється на дві, різко відмінні частини. Безпосередньо у стінки труби утворюється дуже тонкий шар рідини δ з ламінарним режимом руху: так званий ламінарний підшарок. Інша, основна частина потоку – турбулентне ядро, в якому відбуваються інтенсивні пульсації швидкості і перемішування частинок (рис.5).

4.7.2. Поняття про гідравлічно гладкі і шорсткі труби

Поверхні стінок труб, каналів не бувають абсолютно гладкими, а мають ту чи іншу шорсткість. Висоту виступів шорсткості позначають літерою Δ і називають абсолютною шорсткістю; відношення Δ до радіуса або діаметра труби, тобто Δ/r , Δ/d , називають відносною шорсткістю.

З метою спрощення розрахунків користуються поняттям еквівалентної шорсткості Δ_e , при якій втрати енергії (напору) рідини виходять такими самими, як і при фактичній нерівномірній шорсткості.

В залежності від співвідношення товщини ламінарного підшарка δ і абсолютної шорсткості Δ розрізняють труби гідравлічно гладкі ($\delta > \Delta$) і гідравлічно шорсткі ($\delta < \Delta$). При $\delta \approx \Delta$ говорять про перехід від гідравлічно гладких до гідравлічно шорстких стінок.

4.7.3. Визначення коефіцієнта гідравлічного тертя при турбулентному режимі

Для того, щоб можна було розрахувати за формулою Дарсі-Вейсбаха втрати напору (енергії) по довжині потоку, необхідно знати коефіцієнт гідравлічного тертя λ , який при турбулентному режимі руху в загальному випадку залежить від числа Рейнольдса, відносної шорсткості і характеру самої шорсткості.

На основі аналізу результатів великої кількості експериментальних досліджень (І. Нікурадзе, Кольбрук, Ф. Шевелєв та інші) було виявлено, що в залежності від величини числа Рейнольдса всю зону турбулентного режиму руху можна поділити на три області.

1. Область гідравлічно гладких труб, де $Re_{кр} < Re_{гл} < 20 \frac{d}{\Delta_e}$. В цій зоні $\lambda = f(Re)$ і визначається за формулою Блазіуса:

$$\lambda_{gl} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (4.25)$$

2. Перехідна область, або область доквадратичного опору, границі якої визначаються нерівністю $20 \frac{d}{\Delta_e} < Re_{пер} < 500 \frac{d}{\Delta_e}$. В цій зоні $\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta}{d}\right)$. Коефіцієнт гідравлічного тертя підраховують за формулою А. Д. Альтшуля:

$$\lambda_{nep} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta e}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.26)$$

3. Область квадратичного опору (автомодельна область), в якій $Re_{KB} > 500 \frac{d}{\Delta e}$, а $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}\right)$. Для визначення λ найчастіше користуються формулою Б.Л.Шіфрінсона:

$$\lambda_{KB} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta e}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.27)$$

При рівномірному русі рідини в області квадратичного опору може бути рекомендована також формула:

$$\lambda_{KB} = \frac{8g}{C^2}, \quad (4.28)$$

в якій C – коефіцієнт Шезі.

Коефіцієнт Шезі, в свою чергу, можна підрахувати за формулою Агроскіна:

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R_\Gamma, \quad (4.29)$$

де n – коефіцієнт шорсткості русла (довідкова величина); R_Γ – гідравлічний радіус русла.

4.7.4. Місцеві гідравлічні опори

Місцеві втрати енергії (напору) в трубах і каналах виникають там, де є перешкоди на шляху потоку (вентилі, засувки, клапани, трійники, коліна і т.д.). Конструктивна різноманітність місцевих опорів не дає можливості отримати загальну залежність для визначення втрат напору для них. Тому місцеві втрати прийнято визначати в частках швидкісного напору $v^2/2g$, причому швидкість v , як правило, береться за місцевим опором. Ю.Вейсбахом (1840р.) була запропонована формула згідно з якою місцеві втрати напору:

$$h_m = \xi_m \frac{v^2}{2g}.$$

Коефіцієнт місцевого опору ξ_m залежить від виду опору, визначається експериментально і наводиться в довідниках для квадратичної області турбулентного режиму течії рідини.

Тільки в кількох випадках ξ_m може бути розрахований теоретично.

Розглянемо два випадки:

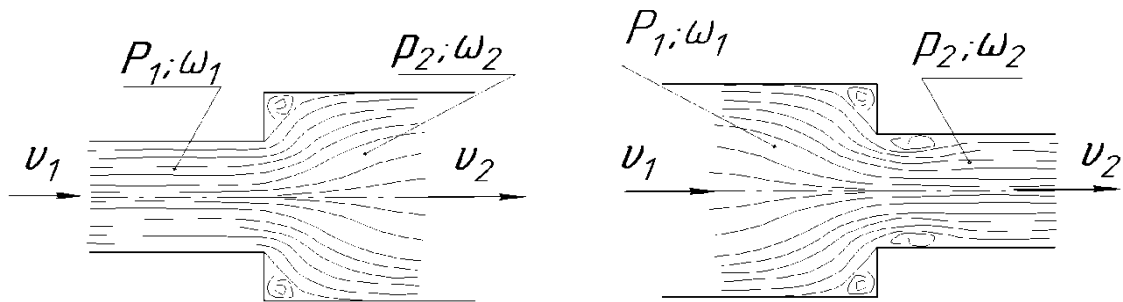


Рис. 6. а) раптове розширення русла б) раптове звуження русла

1. Раптове розширення вузла

На основі теореми імпульсів і рівняння Бернуллі можна дістати, що втрати напору при раптовому розширенні русла:

$$h_{p.p} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (4.30)$$

де коефіцієнт втрат при раптовому розширенні:

$$\xi_{p.p} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2, \quad (4.31)$$

Якщо $\omega_2 \gg \omega_1$ (вхід труби в резервуар великих розмірів), то $\xi_{ex} = 1$.

2. Раптове звуження русла (рис.5б).

Втрати напору підраховують за формулою:

$$h_{p.з} = \xi_{p.з} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (4.32)$$

В якій коефіцієнт місцевого опору:

$$\xi_{p.з} = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right).$$

Якщо $\omega_1 \gg \omega_2$ (вихід труби з резервуара), то $\xi_{ex} = 0,5$.

Тема 5. Витікання рідини з отворів та насадок. Гідравлічний удар

План заняття

- 5.1. Витікання рідини через отвори.
- 5.2. Витікання рідини через насадки. Застосування насадок у техніці.
- 5.3. Гідравлічний удар.

5.1. Витікання рідини через отвори.

В інженерній практиці часто розглядають задачі розрахунку витікання рідини через отвори в стінках, на дні резервуару, через отвори у греблях, стінках водозабірних споруд. Особливості витікання залежать від розмірів отвору і його форми, а також інших факторів. Якщо до отвору приєднати насадку, то умови витікання рідини суттєво змінюються. Для прикладу, в авіаційній і ракетній техніці подача палива в камери згорання газотурбінних і рідинно-реактивних двигунів регулюється і подається через насадки.

Задача про витікання зводиться до визначення швидкості витікання і витрат витікаючої рідини. В гідравліці розрізняють малі і великі отвори. Отвір вважають **малим**, якщо площа перерізу отвору $S_{отв}$ порівняно з площею $S_{отв}$ посудини. Розмір живого перерізу малого отвору (його діаметр d_0 або висота h для прямокутних) не повинен перевищувати 0,1 (висота напору над отвором). Стінка називається **тонкою**, якщо вона утворює біля отвору загострену кромку і товщина стінки δ не впливає на форму та витікання струменя:

$$\delta < 0,2d_0$$

В цьому випадку струмина не торкається стінок в межах її товщини, а гострі краї стінки не впливають на форму струмини і її гідравлічні характеристики. Стиск струменя буде на відстані від поверхні отвору на відстані $0,5 d_0$ прийме найменше значення. Умови стиску струменя впливають на пропускну здатність. Стиск характеризується коефіцієнтом ε , який є відношенням площі стиснутого перерізу струмини S до площі живого отвору S_0

$$\varepsilon = \frac{S}{S_0} \quad (5.1)$$

Траєкторії елементарних струминок під дією сил інерції зближуються і спрямовуються із всіх периферійних сторін отвору, що і спричинює стиск витікаючого потоку, в зоні стиску в ідеальному випадку лінії траєкторій для елементарних струминок не перетинаються.

Витікаюча струмина на виході із отвору може попадати в атмосферу, тобто буде знаходитися під дією атмосферного тиску, а також можливий випадок, коли струмина витікає під рівень рідини, який знаходиться в іншій посудині або водосховищі. Як в першому, так і в другому випадках на

швидкість та витрати будуть впливати сили тяжіння і напір H (при витіканні в атмосферу), або різниця рівнів $H_1 - H_2$ (при витіканні в затоплений отвір чи насадку). Напір і різниця рівнів можуть в процесі витікання залишатися постійними, а можуть і змінюватися, що, цілком природно, вплине на параметри витікання. Характер витікання також залежить від виду отвору чи насадки.

На практиці інколи мають справу із витіканням рідини не лише в газоподібне середовище, а і в рідину, рівень якої знаходиться вище отвору, тобто витікання рідини в затоплений отвір. Швидкість витікання при цьому не залежить від глибини занурення отвору під вільною поверхнею, а визначається різницею двох рівнів:

$$v = Q\sqrt{2g(H_1 - H_2)} \quad (5.2)$$

Коефіцієнт витрат при витіканні із затопленого отвору дещо менший, чим при витіканні в атмосферу, а витрати становлять:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2g\Delta H} \quad (5.3)$$

5.2. Витікання рідини через насадки. Застосування насадок в техніці.

Насадкою називають коротку трубу, приєднану до отвору в тонкій стінці. Довжина насадка дорівнює трьом-п'яти діаметрам отвору.

При значній товщині стінки характер явищ, які спостерігаються при витіканні, змінюються внаслідок впливу на струмину товстої стінки. Такі ж явища будуть спостерігатися і при витіканні із малого отвору у тонкій стінці, які мають насадки. Найпоширенішими є такі типи насадок:

1. Циліндричні - зовнішні (рис.2.28 а) і внутрішні (рис.2.28 б).
2. Конічні - із звуженням (рис.2.28 в) і із розширенням (рис.2.28 г).
3. Коноїдальні криволінійного обрису, який має форму стисненої струмини (рис.2.28 д).

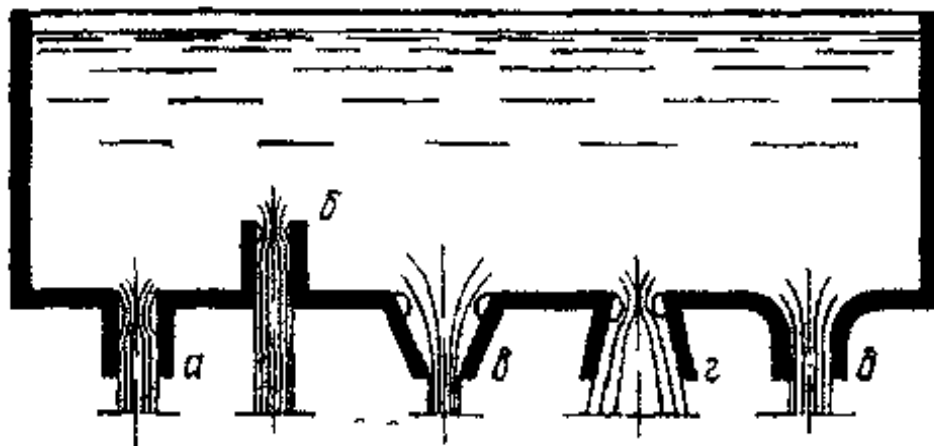


Рис 2.28 Типи насадок

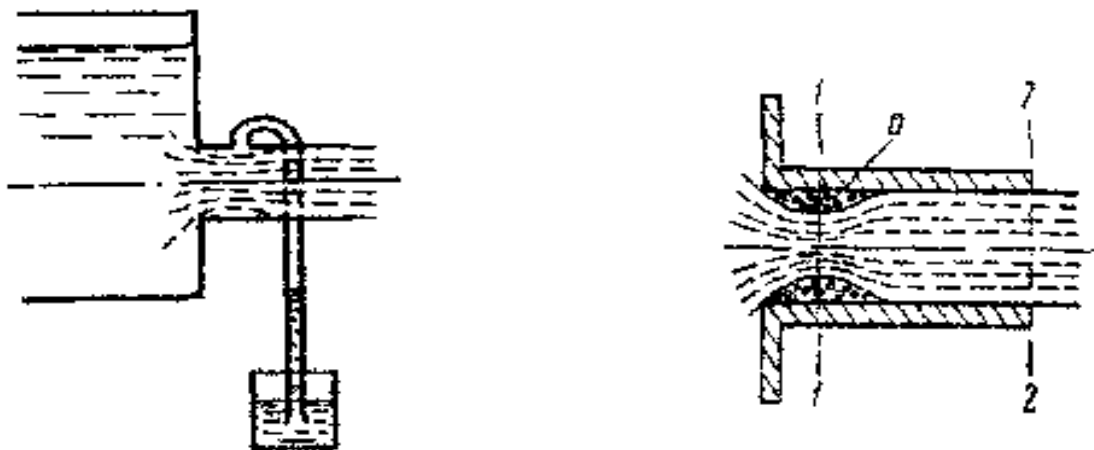


Рис. 2.24. Витікання рідини через циліндричну насадку.

Розглянемо витікання рідини через циліндричну - зовнішню насадку (рис.2.24). Тут рідина на виході має стиск, а потім поступово розширюється і заповнює весь переріз. Струмина в насадці обмежена твердими стінками, тому навколо стисненої струмини утворюється зона розрідження і кінцевий мертвий простір, який періодично заповнюється рідиною, що знаходиться у вихреподібному стані. Внаслідок цього в даній зоні створюється тиск меншим за атмосферний, що буде сприяти підсмоктуванню рідини і тим самим збільшувати витрати.

Таким чином, в таких насадках на відміну від інших швидкість у вихідному перерізі значно менша, але суттєво зростають витрати. При витіканні струмина ділиться на декілька дрібних струминок, розбризкується, що при випуску води на ґрунт зменшує небезпеку розмиву. Конічні насадки, які розширюються, застосовують в коротких водоводах для наповнення шлюзових камер, в дифузорах насосів, відводних трубах гідравлічних турбін, в еферліфтах і інших установках, де необхідно мати великі витрати.

В техніці інколи використовують і спеціальні типи насадок. Наприклад, в установках для охолодження води промислових підприємств застосовують гвинтові насадки, в яких за рахунок відцентрових сил розсіюється струмина у повітрі, що сприяє швидкому охолодженню води, в паркових фонтанах застосовують насадки для створення декоративних струмин різної форми . (круглих, прямокутних, хрестоподібних, пустотілих в середині та інших).

Витрати Q через цю насадку будуть приблизно в $4/3$ рази більші, чим при витіканні з отвору в тонкій стінці. Швидкість витікання через насадку зменшиться приблизно на 15%, чим через отвір. Прикладом циліндричних насадок є труба для випуску рідини із резервуарів і водоймищ, а також різноманітні крани. При необхідності збільшити витрати через отвір достатньо приєднати до зовнішньої стінки резервуара циліндричну насадку.

Виходячи з граничних значень розрідження в насадці (вакууметрична висота ~ 8 м), при проектуванні гідротехнічних споруд беруть до уваги те, що

максимальний напір повинен бути не більше 10,7м. При порушенні цієї умови можлива поява кавітації та порушення суцільності потоку.

Не дивлячись на те, що пропускна здатність насадок значно вище, чим отвору в тонкій стінці, все таки можна її збільшити за рахунок вдосконалення конструкції насадок, зокрема, зменшуючи втрати напору в них, які в основному відбуваються при розширенні потоку в насадці. Так, якщо вихідні кромки насадки заокруглити, то потік в насадку входить більш плавно без стиску і наступного розширення, і в залежності від радіусу заокруглення коефіцієнт швидкості і витрат може досягти 0,93...0,95. Якщо заокруглення зробити у вигляді витікаючої струмини, то таку насадку називають коноїдальною, для якої ($\varphi = \mu = 0,97$). Коефіцієнти витікання всіх типів насадок подані у таблиці 2.5.

Внутрішня циліндрична насадка виготовляється у вигляді трубки, яка приєднана до отвору зсередини посудини. В такій насадці порівняно із зовнішньою погіршуються умови для виходу рідини, внаслідок чого збільшується ступінь стиску струмини всередині насадки і, відповідно, зростають втрати напору на вихроутворення. Режим витікання через внутрішню насадку залежить від напору і відношення довжини насадок l до діаметра d . При довжині насадки $l > 2,5 d$ рідина заповнює повністю весь його вхідний переріз ($\varepsilon = 1$, $\varphi = 0,75$). При $l < 1,5 d$ насадка працює не всім перерізом і рідина витікає із отвору, не торкаючись стінок насадки, що суттєво зменшує витрати ($\mu = 0,5$). Такі насадки використовують для випуску рідини, що може мати осадки, подача яких у магістраль є небажаною. Для прикладу можна назвати насадку у бензобаках двигунів внутрішнього згорання.

Конічна насадка, що звужується дає компактну струмину з великою швидкістю і великими витратами. В ній окрім внутрішнього стиску струмини, який менший порівняно з циліндричною насадкою, при виході рідини із насадки відбувається повторний (зовнішній) стиск, після чого вона тече паралельними струминами. Завдяки незначному внутрішньому стиску втрати напору в цій насадці менші, чим у циліндричній, а коефіцієнт φ більший. Всі характеристики витікання для таких насадок залежать від кута конусності. Так, при збільшенні кута конусності коефіцієнти μ і φ зростають, а при 13° досягають максимуму ($\mu = 0,946$), а потім починають зменшуватися. Такі насадки використовують у гідромоніторах, в наконечниках пожежних брендспойтів, а також у різноманітних струминних пристроях.

В конічних насадках, які розширяються, після стиску перерізу розширення потоку більше, чим у циліндричних, що зумовлює більші втрати напору і зменшення швидкості. Але витрати рідини при цьому збільшуються завдяки збільшенню розрахункового вихідного перерізу. Діаметр вихідного перерізу становить:

$$D = \frac{d + 2l \operatorname{tg} \Theta}{2}, \quad (5.4)$$

ded- діаметр отвору в стінці,
 θ - кут конусності насадки.

При куті конусності $\theta > 8^\circ$ ця насадка перестає працювати повним перерізом. Струмина витікає, не торкаючись стінок, і витікання проходить таким чином, як і для отвору в тонкій стінці. Вентурі встановив, що довжина насадки може досягти до $9d$, при цьому збільшення площі вихідного перерізу переважає над зменшенням коефіцієнту витрат μ . При $l = 9d$, $\theta = 8^\circ$ коефіцієнти $\mu = \varphi = 0,45$, а площа вихідного перерізу зростає в 5 раз.

3. Гідравлічний удар

Гідравлічним ударом називають різку зміну тиску в напірному трубопроводі при раптовій зміні швидкості руху рідини. Останнє може бути спричинено швидким закриттям чи відкриттям засувки, крана, клапана, швидкою зупинкою чи пуском гідродвигуна або насоса. В усіх цих випадках при зменшенні або збільшенні швидкості руху рідини тиск перед запірним пристроєм відповідно різко зростає (позитивний гідравлічний удар) чи падає (від'ємний гідравлічний удар). Причому підвищення тиску може бути настільки великим, що здатне призвести до розриву трубопроводу.

Власне і вивчення природи гідравлічного удару почалося в зв'язку з частими аваріями на нових лініях московського водопроводу, збудованих на кінці XIX ст. Причини аварій досліджував видатний російський вчений М.Є. Жуковський (1898), який і розробив теорію гідравлічного удару (1899).

За М.Є. Жуковським при миттєвому закритті засувки (крана) в трубопроводі швидкість руху води перед нею зменшується до нуля і кінетична енергія потоку переходить в потенціальну енергію тиску, яка в свою чергу викликає деформацію стінки трубки і самої рідини. Це підвищення тиску, так звана ударна хвиля, розповсюджується від засувки по всій довжині трубопроводу зі швидкістю c , яку називають швидкістю розповсюдження ударної хвилі. (Рис.1).

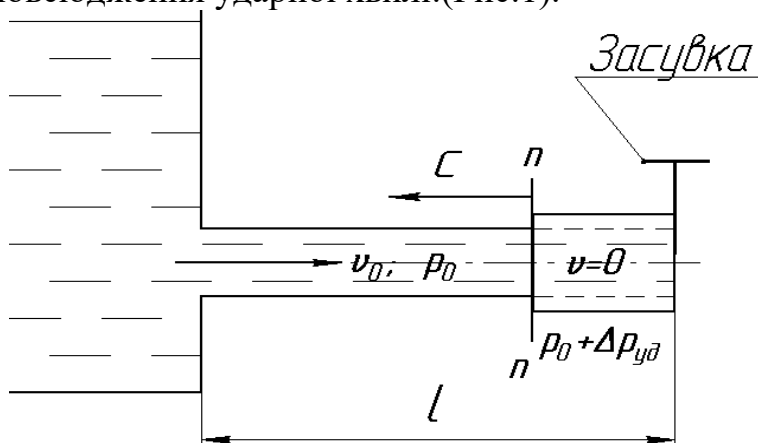


Рис. 1.

В припущенні, що кінетична енергія рідини повністю переходить в роботу деформації труби і рідини, а засувка закривається миттєво,

М.Є.Жуковський отримав формулу для визначення величини підвищення тиску при гідравлічному ударі, яка має вигляд:

$$\Delta p_{y\partial} = \rho c v_0, \quad (5.5)$$

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_p}{\delta}}}{\sqrt{1 + \frac{E_p \cdot d}{E_{cm} \cdot \delta}}} \quad (5.6)$$

В цих формулах c – густина рідини; x_0 – швидкість при усталеному русі рідини в трубопроводі; E_p , E_{cm} – модулі пружності рідини і матеріалу труби відповідно; d – внутрішній діаметр труби; δ – товщина стінки трубопровода.

Величина $\sqrt{\frac{E_p}{\rho}}$ – це швидкість розповсюдження пружних деформацій,

тобто швидкість звуку в середовищі густиною ρ і модулем пружності E_p . Для води $c=1425$ м/с, для масел – 1200...1400 м/с.

Формулу М.Є.Жуковського /5.1/ використовують для розрахунків підвищення тиску при так званому прямому гідравлічному ударі, тривалість фази якого (тобто часу, протягом якого ударна хвиля, що виникла біля засувки, досягне резервуара, відобразиться від нього і знову підійде до засувки)

$$t_\phi = \frac{2l}{c}, \quad (\text{тут } l - \text{довжина трубопроводу}) \quad (5.7)$$

При $t_\phi < t_z$ виникає непрямий гідравлічний удар. В цьому випадку підвищення тиску визначають за формулою:

$$\Delta p_{y\partial} = \rho c v_0 \frac{t_\phi}{t_z} = \frac{2l \rho v_0}{t_z}. \quad (5.8)$$

Гідравлічний удар може бути неповним, якщо початкова швидкість x_0 руху рідини змінюється до деякого значення x , що має місце, наприклад, при частковому перекритті запірного пристрою. Тоді:

$$\Delta p_{y\partial} = \rho c (v_0 - v). \quad (5.9)$$

Доцільно відзначити, що при прямому гідравлічному ударі між швидкістю руху рідини і підвищенням тиску існує таке наближене співвідношення:

$$\Delta p_{y\partial} \approx 10 v_0 \text{ бар},$$

Захист від гідравлічного удару такий:

1. Час перекриття потоку повинен бути більшим за фазу гідравлічного удару, тобто перекриття повинно бути якомога повільним.

2. Чим довші будуть вільні прольоти труб l , тим імовірніше наступить гідравлічний удар, оскільки при цьому зростає фаза гідравлічного удару.

3. Встановлюють повітряні ковпаки, які амортизують удар, видаляючи певний об'єм рідини з водопроводу в момент удару.

4. На насосних станціях на початку напірних трубопроводів встановлюють протиударні апарати. При зупинці насосу і пониженні тиску в трубопроводі клапани апарату автоматично відчиняються і при зворотному підході рідини частина її виливається через клапани без підвищення тиску, після чого клапани зачиняються.

5. В трубопроводах можуть бути встановлені вирівнювальні резервуари (рис.2.27). Аналогічно, як і у повітряних ковпаках, при гідравлічному ударі в резервуар поступає деяка кількість рідини, що знижує надлишковий тиск у трубопроводі;

6. Для чавунних водопровідних труб наближено надлишковий тиск можна знайти за формулою: $\Delta p = (1 \dots 1,4)v$, де v , м/с – середня швидкість потоку, а Δp , МПа.

Перед засувками та вентилями встановлюють запобіжні клапани, спрацювання яких розраховано на критичний тиск у зоні удару.

Тема 6. Гідравлічні машини. Насоси та гідро двигуни

План заняття

6.1. Класифікація та основні параметри гідравлічних машин.

6.2. Насоси.

6.1. Класифікація та основні параметри гідравлічних машин.

Гідравлічні машини призначені для переміщення рідини, перетворення потоку рідини в механічну енергію, а також передачі енергії від машини - двигуна до машини - знаряддя чи перетворення різних видів рухів і швидкостей за допомогою рідини. Відповідно до цього існують три основних класи гідравлічних машин: насоси, гідродвигуни (гідротурбіни) і гідропровід. Найпоширеніші - це насоси, яких нараховується біля 130 різновидностей. В насосах одержана механічна енергія від двигуна перетворюється в енергію перемішувального середовища. За характером силової дії насоси поділяють на об'ємні і динамічні.

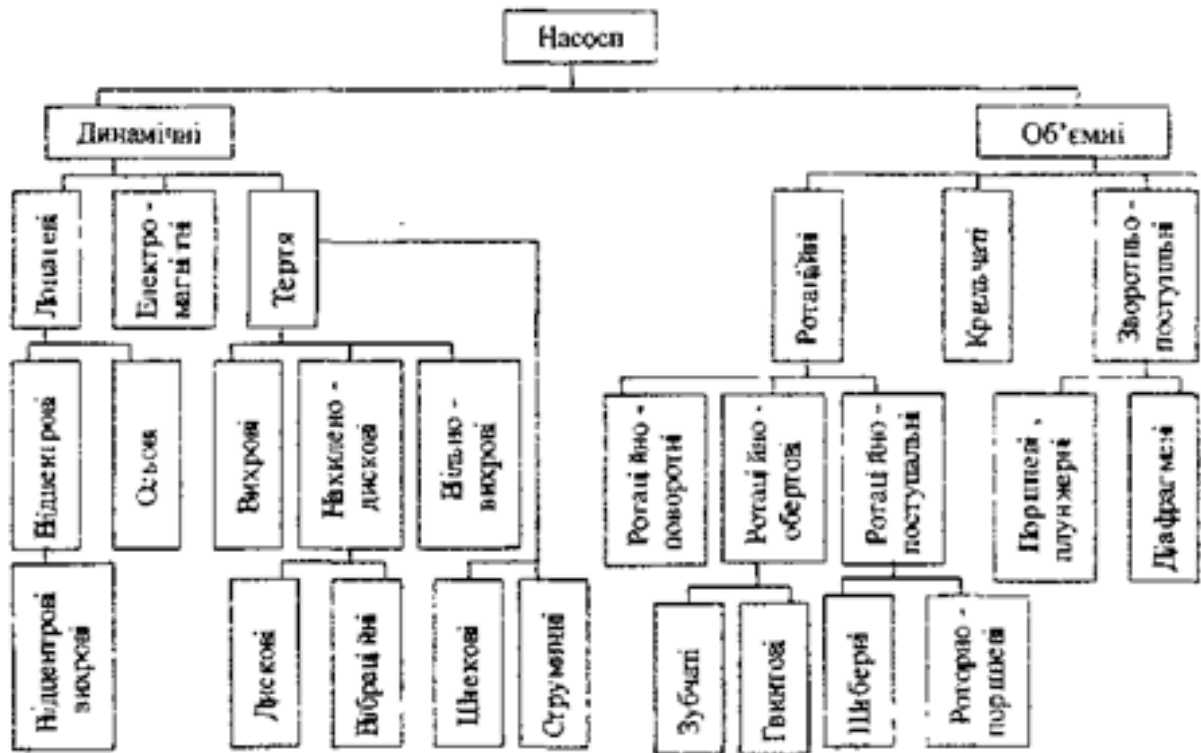


Рис.1. Схема загальної класифікації гідравлічних насосів

В об'ємному насосі рідке середовище переміщується за рахунок періодичної зміни об'єму камери, яку воно займає, поперемінно сподіваючись із входом і виходом насоса. До цієї групи відносяться такі насоси: діафрагменні, поршневі, плунжерні, роторні, шестеренчаті, гвинтові тощо. У динамічному насосі рідке середовище переміщується під силовою дією на нього в камері, яка постійно з'єднана із входом і виходом насоса. До них відносять такі насоси: лопатеві, відцентрові, осьові, вихрові, інжекційні та інші.

Слід виділити такі основні параметри гідравлічних насосів.

1. Статистичний чи геометричний напір насосної установки визначається як різниця відміток у верхньому $Z_в$ і нижньому $Z_н$ басейнах, тобто висота, на яку піднімається рідина:

$$H_{ст} = Z_в - Z_н \quad (6.1)$$

Якщо рідина подається в резервуар, в якому підтримується надлишковий тиск P , то статичний напір становить:

$$H_{ст} = Z_в - Z_н + \frac{P}{\rho \cdot g}, \quad (6.2)$$

де ρ - густина рідини в кг/м^3 ,

g - прискорення вільного падіння в м/с^2 ,

$H_{ст}$ - напір в м.

2. Висота всмоктування $H_в$ визначається як висота насоса над рівнем в нижньому басейні. Вакууметрична висота всмоктування насосу визначається за формулою:

$$H_в = H_s + \frac{V_1^2}{2g} + h_{вс}, \quad (6.3)$$

де H_s - висота положення насоса, де визначається розрідження над нижнім рівнем рідини,

V_1 - середня швидкість потоку в цьому перерізі,

$h_{вс}$ - висота всмоктування.

3. Тиск в напірному патрубкові P_2 визначають за формулою:

$$\frac{P_2}{\rho g} = H_{ст} - H_s - \frac{V_2^2}{2g} + h_н \quad (6.4)$$

де V_2 - середня швидкість потоку на виході насоса,

$h_н$ - гідравлічні втрати в напірному трубопроводі.

4. Напір насоса дорівнює різниці питомих енергій рідини на вихідному e_2 і вхідному e_1 патрубках:

$$H = e_2 - e_1 = H_{ст} + h_{лм}, \quad (6.5)$$

де $h_{lm} = h_l + h_m$ - сумарні гідравлічні втрати по довжині і на місцевих опорах.

Таким чином, напір насоса дорівнює сумі статичного напору і гідравлічних втрат в мережі чи трубопроводах. Напір насоса вимірюється манометром, який приєднаний до вихідного патрубка і вакууметром, що встановлюється на вхідному патрубці.

5. Тиск створений насосом становить:

$$P = P_2 - P_1 + \rho \cdot \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}, \quad (6.6)$$

де P_1, P_2 - відповідно тиск на вхідному і вихідному патрубках,

V_1, V_2 - середні швидкості потоку у відповідних перерізах.

При відомому тиску напір насоса можна визначити через залежність:

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

6. Важливим параметром, що характеризує роботу насоса, є **подача (витрати) Q** , тобто об'єм рідини, який подається насосом в напірний патрубок за одиницю часу. Витрати визначаються за допомогою витратомірів, різновидності яких розглянуті в розділі III.

7. Загальна корисна потужність, що надається насосом рідині становить:

$$N_p = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \text{ Вт} \quad (6.7)$$

де ρ - густина рідини в кг/м^3 , Q - подача насосу в $\text{м}^3/\text{с}$,

H - напір в м.

8. Втрати енергії, які є в насосі, враховуються через коефіцієнт корисної дії.

$$\eta = \frac{N_p}{N} \quad (6.8)$$

де N - потужність приводу насоса.

9. Питома корисна робота - це робота на вату машини віднесена до одиниці маси рідини. Бона менше від питомої роботи на величину втрат.

10. Загальний коефіцієнт корисної дії насоса показує ефективність

використання енергії насосом і є відношенням корисної потужності насоса до його споживаної потужності. Його можна подати у вигляді:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_m \quad (6.9)$$

де η_r - гідравлічний к.к.д., який показує долю втрат енергії на гідравлічне тертя, і буде залежати від в'язкості рідини та стану поверхні труб; η_o - об'ємний к.к.д. враховує втрати енергії за рахунок неповноти заповнення об'єму робочої камери, η_m - механічний к.к.д., який характеризує втрати на механічне тертя у механізмах приводу насосу. Для поршневих насосів ці коефіцієнти мають такі показники:

$$\eta_r = 0,85...0,99$$

$$\eta_o = 0,70...0,98$$

$$\eta_m = 0,85...0,95$$

6.2. Насоси

Об'ємні насоси.

Поршневі насоси класифікуються за такими ознаками:

- *за характером руху ведучої ланки: **прямодійні***, в яких ведуча ланка здійснює зворотньо-поступальні рухи; *вальні*, в яких ведуча ланка здійснює обертовий рух (кривошипні, кулачкові);
- *за числом циклів (односторонньої і двохсторонньої дії);*
- *за кількістю поршнів (плунжерів):* однопоршневі, двохпоршневі, трьохпоршневі і багатопоршневі;
- *за видом приводу:* механічний, ручний.

Основними робочими органами поршневих насосів є поршень 4 і циліндр 3 (рис.1.). Поршень робить у циліндрі зворотно-поступальний рух завдяки кривошипно-шатунному механізмові. В циліндрі є дві групи клапанів: нагнітальні 2 і всмоктуючі 5.

При русі поршня зліва направо в робочій камері створюється розрідження, за рахунок чого перекривається випускний клапан 2 і відкривається впускний 5. При цьому рідина через фільтр 8, перепускний клапан 7 і всмоктуючий канал 6 поступає в робочу камеру. При русі поршня у зворотному напрямку (з права наліво) в робочій камері створюється надлишковий тиск, впускний клапан 5 перекривається, а випускний - відкривається, внаслідок чого рідина з робочої камери нагнітається у випускний канал 1. З метою зменшення нерівномірності руху рідини в трубопроводах застосовують насоси подвійної дії. Цей поршковий насос працює таким чином. При русі поршня вправо відкриваються лівий всмоктуючий клапан і правий нагнітальний. Рідина із всмоктуючої магістралі заповнює лівий об'єм циліндра, а правий витісняється в напірний трубопровід. При зворотньому русі поршня - навпаки із лівого об'єму циліндра рідина витісняється, а в правий - всмоктується.

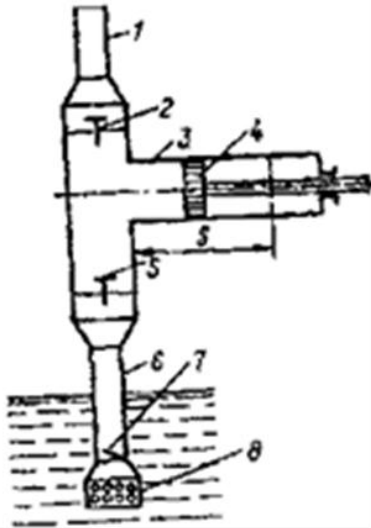


Рис1. Схема поршневого насоса:

- 1- випускний канал;
- 2- нагнітальний клапан;
- 3- циліндр;
- 4- поршень;
- 5- всмоктуючий клапан;
- 6- всмоктуючий канал;
- 7- перепускний клапан;
- 8- фільтр.

Діафрагменні насоси також: можна віднести до поршневих. їх використовують для перекачування агресивних рідин, мають відносно низьку подачу і незначний тиск на виході.

В діафрагменних насосах на відміну від поршневих поршень замінений гнучкою, найчастіше гумовою або сталеву пластину - діафрагмою, яка дістає переміщення від важільного механізму або іншого спеціального пристрою.

Шестеренчаті насоси відносяться до класу роторних насосів, які, як і попередні, працюють за принципом витіснення рідини. Такі насоси мають статор (нерухомий корпус), ротор (з'єднаний нерухомо з приводним валом) і витіснювач (зубці колес). Ці насоси не мають клапанів і для них характерні такі переваги:

- швидкоходні, частота обертання досягає $3 \cdot 10^3 \text{ хв}^{-1}$;
- рівномірність подачі, можливість реверсування;
- оборотність, тобто можливість працювати в режимі гідродвигуна;
- створює високі тиски при значному к.к.д.;
- мала питома маса і об'єм;
- надійні в роботі;
- характеризуються змащуваними властивостями.

Подача таких насосів визначається розмірами робочого простору і частотою обертання ротора. Такі насоси при незначній подачі можуть створювати високі тиски.

Із всіх роторних насосів шестеренчаті мають найпростішу конструкцію. Вони можуть бути із шестернями з зовнішнім і внутрішнім зачепленнями. Такі насоси широко застосовуються в системах змащування (як приклад, масляний насос змащення д.в.з.).

Коловратні насоси також можна віднести до шестеренчастих, що мають два або три зуба на кожному роторі. Ці насоси використовують для перекачування великих об'ємів дуже в'язких рідин при низьких тисках (смоли, фарби).

Шибєрні (пластинчасті) насоси мають пластини (шибєри), які відіграють роль витіснювачів. Вони встановлюються в радіальні прорізи ротора, який ексцентрично розміщений в робочій камері. Внаслідок обертання ротора пластини здійснюють одночасно обертний і зворотно-поступальний рухи. Останній вид руху зумовлений дією на пластини відцентрової сили і дії обмежуючої поверхні статора.

Шибєрні насоси бувають одноразової, двохразової і багаторазової дії. Насоси одноразової дії можуть бути регульовані і нерегульовані, а багаторазової - нерегульовані.

Шибєрні насоси розраховані на роботу при невеликих подачах (0,1...3,5 л/с) і високих тисках (до 7 МПа). Ці насоси найпоширеніші в системах гідроприводу, оскільки вони можуть створювати необхідні високі тиски рідини в чітко заданих значеннях.

Гвинтові насоси можна розглядати як машини з косозубими шестернями, які мають таку кількість зубців, яка відповідає числу заходів гвинтової нарізки. В залежності від кількості гвинтів розрізняють одно-, двох- і багатогвинтові насоси.

Подача гвинтового насоса визначається за формулою в м³/с:

$$Q = \frac{(S_k - S_{гв}) t n \eta_0}{60}$$

де S_k , — площа поперечного перерізу об'єму корпусу, в якому розміщені гвинти в м², $S_{гв}$ - площа тіла гвинтів в тому ж перерізі в м², t - крок гвинтів в м, η_0 - 0,75...0,98 - об'ємний к.к.д.

Слід зауважити, що такі насоси мають велику самовсмоктуючу здатність (до 6...7 м.вод.ст.), можливість змінювати тиск в широкому діапазоні, компактні. Але вони не знайшли широкого застосування із-за складності у виготовленні. Такі насоси в основному використовуються для перекачки змащуючих рідин, їх зокрема, встановлюють на маслонапірних установках.

Динамічні насоси

В динамічних насосах рідина рухається під дією сил інерції в камері, яка постійно з'єднана з вхідним і вихідним патрубком. До динамічних відноситься велика група лопатевих насосів, які мають широке використання, а також вихрові та струминні. Лопатеві насоси здійснюють перетворення енергії за рахунок динамічної взаємодії між потоком рідини і лопатками

обертового робочого колеса, яке є робочим органом. До них відносяться відцентрові, осьові і діагональні насоси.

Відцентрові насоси класифікуються за такими ознаками:

1. *За числом ступеней:* одноступінчаті, двохступінчаті і багатоступінчаті (високонапірні).
2. *За числом потоків* (паралельно розміщених коліс): однопоточні, двохпоточні і багатопоточні.
3. *За умовами підводу рідини до робочого колеса:* з одностороннім і двохстороннім входом.
4. *За умовами відводу рідини від робочого колеса:* із спіральним відводом, із кільцевим відводом, із направляючим апаратом.
5. *За конструкцією робочого колеса:* із закритим робочим колесом (з двома дисками), із напіввідкритим робочим колесом (з одним диском), з відкритим колесом (без дисків).
6. *За способом розміщення валу:* горизонтальні і вертикальні.
7. *За способом з'єднання з двигуном:* приводні зі шківом чи редуктором, з'єднані з двигуном муфтою, мають спільний вал з електродвигуном (насоси-моноблоки).
8. *За величиною створюваного напору:* низьконапірні (до 0,2 МПа), середньонапірні (від 0,2 до 0,6 МПа), високонапірні (понад 6 МПа).
9. *За ступенем швидкохідності робочого колеса:* тихохідні, нормальні і швидкохідні.
10. *За родом рідини, яку перекачують:* водопровідні, каналізаційні, кислотні і лужні, нафтові, землесосні тощо.

Найпростіша конструкція одноколісного відцентрового насоса з одностороннім входом: в корпусі, який виготовлений у формі ракушки, на валу обертається робоче колесо з криволінійними лопатками. Корпус насоса має робочу камеру і два патрубки: всмоктувальний і нагнітальний. Всмоктувальний патрубок підходить до центру корпуса насоса, а нагнітальний розміщений на периферії і немов би служить продовженням ракушки.

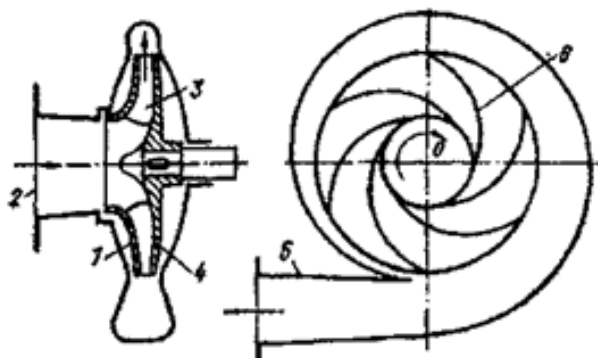


Рис.2. Схема відцентрового насоса:

1 - робоче колесо; 2 - всмоктувальний патрубок; 3 - міжлопатевий простір; 4 - лопатки; 5 - нагнітальний патрубок; 6 - профіль лопаток.

Всмоктувальний патрубок насоса з'єднаний з підводним трубопроводом, на кінці якого, як правило, встановлюють фільтр, що не допускає попаданню в насос сторонніх предметів і бруду, а також зворотній клапан, який запобігає зворотньому руху рідини. Нагнітальний патрубок приєднаний до напірного трубопроводу, до якого поступає рідина до споживача.

Робоче колесо є основним елементом насоса, тому що в ньому здійснюються перетворення енергії, яка одержується від двигуна, в енергію перекачуваної рідини. Форма робочого колеса насоса залежить від коефіцієнта його швидкості і виготовляються в більшості випадків цільнолитими (бронзове, чавунне, сталеве). При обертанні робочого колеса рідина заповнює міжлопатний простір і під дією відцентрових сил переміщується від центра насоса до периферії. В результаті такого переміщення в центрі насоса створюється розрідження і за рахунок атмосферного тиску, який діє на вільну поверхню рідини, відкривається зворотній клапан і рідина по всмоктувальному патрубку поступає в насос.

Рух у робочому колесі близький до площинного. Всі розміри, які визначають проточну частину робочого колеса, відомі, причому величини, віднесені до вхідної кромки лопатів, мають індекс 1, а до вихідної — індекс 2.

Основне рівняння відцентрового насосу:

$$H = \frac{\omega_2 C_2 \cos \alpha_2 - \omega_1 C_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (1)$$

У сучасних конструкціях насосів прагнуть, щоб $\alpha_1 = 90^\circ$. В цьому випадку рівняння (1) буде мати вигляд:

$$H = \frac{\omega_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (2)$$

Враховуючи втрати напору на гідравлічне тертя, та із-за нерівномірності розподілу швидкостей в поперечному перерізі кожного каналу, формула (2) приймає вигляд:

$$H = \frac{\omega_2 C_2 \cos \alpha_2 \cdot \eta_r \cdot K}{g} \quad (3)$$

де η_r - гідравлічний коефіцієнт корисної дії, який знаходиться в межах 0,80...0,96, K- коефіцієнт, який враховує форму і кількість лопаток (0,75 ... 0,85).

Аналізуючи рівняння (3), можна зробити такі висновки:

1. Напір насоса не залежить від роду рідини і кількості лопаток робочого колеса.

2. Напір насоса буде тим більший, чим більше колова швидкість на зовнішньому крузі робочого колеса, тобто пропорційний його діаметру і частоті обертання.

3. Напір насоса буде зростати по мірі збільшення кута між векторами

колової швидкості колеса і абсолютної швидкості потоку рідини на виході насоса.

Корисна потужність відцентрового насосу визначається аналогічно, як і для інших гідравлічних насосів:

$$N_0 = \rho g Q H \quad (4)$$

Потужність двигуна приводу повинна бути дещо більшою

$$N = \frac{N_0}{\eta}, \quad (5)$$

де η - загальний коефіцієнт корисної дії, який враховує всі втрати потужності при роботі насоса.

Вихровий насос складається з робочого колеса і корпусу з кільцевим каналом, що має перемичку. Короткі прямолінійні лопатки робочого колеса частково перекривають циліндричний канал і при обертанні рідина захоплюється лопатками і одночасно під дією відцентрових сил закручується. Таким чином, по кільцевій камері рухається спарений вихровий велець від вхідного до вихідного отвору.

Лопатки розміщують на робочому колесі радіально або під кутом. За один оберт робочого колеса одна і та ж кількість рідини багатократною дією відцентрових сил відкидається від центра до периферії, внаслідок чого послідовно нарощується запас енергії рідини. Це нарощування енергії можна порівняти із збільшенням напору в багатоступінчатих відцентрових насосах. Тому в порівнянні з відцентровим насосом однакових розмірів і колових швидкостей тут досягається напір в 4...9 раз більший. Вихрові насоси мають достатнє самовсмоктування для його запуску при тій кількості рідини, яка залишалася в насосі від попереднього пуску.

За рахунок великих втрат напору на вихроутворення та на подолання гідравлічного опору колеса ці насоси мають низький к.к.д. (до 45%). Тому ними не можна розвивати великі потужності (до 25 кВт), їх подача не перевищує 12л/с, а напір досягає до 250 м.

Вихрові насоси використовують для перекачки рідин у суміші з газами, а саме: для подачі бензину, спирту, а також для подачі рішін, насичених парами кислот, лугів і зріджених газів.

Осьові насоси використовують при відносно низькому напорі (до 15...25 м) і великій подачі. Він складається з робочого колеса, з втулкою, на якій закріплено декілька робочих лопаток (їх кількість становить 4...6).

Вал обертається в підшипниках, причому нижній упирається у направляючий апарат. Робоче колесо розміщено у трубчатому корпусі, по якому в осьовому напрямку рухається перекачувана рідина. Робочі лопатки рухаються в напрямку n , а рідина спочатку рухається під кутом (перпендикулярно до поверхні лопаток), а потім за допомогою вирівнювального апарата спрямовується вздовж осі. Існують два типи

насосів: із постійно закріпленими лопатками під заданим кутом і поворотно-лопаєтні.

Струминні насоси відрізняються від всіх розглянутих раніше тим, що у них немає рухомих частин, а робочим органом є сама рідина. Робота струминного насоса ґрунтується на використанні кінетичної енергії робочої рідини, яка, змішуючись з рідиною, що перекачується, передає їй частину своєї енергії, і утворена суміш поступає в нагнітальний патрубок.

Насос складається із сопла, через яке подається робоча рідина під напором, дещо більшим за напір, створюваний насосом. На виході із сопла швидкість рідини зростає, за рахунок чого зменшується тиск, тобто створюється розрідження. Це забезпечить підсмоктування перекачуваної рідини через всмоктуючий патрубок. В змішувальній камері вона перемішується з робочою рідиною і утворена суміш спрямовується в дифузор, де втрачає швидкість. Після цього тиск її підвищується і далі рідина надходить до нагнітального трубопроводу. Робочою і перекачуваною рідиною можуть бути як рідина, так і газ (чи водяна пара) в різних комбінаціях.

Такі насоси характеризуються низьким к.к.д. (до 40%), але достатньою подачею. Їх використовують в тих умовах, де через швидке спрацювання не вигідно використовувати інші насоси (гідромеханізація будівельних і гірських робіт, перекачування води забрудненої піском та ін.).

Тема 7. Гідроелектростанції. Турбіни та їх класифікація

План заняття

1. Гідроелектростанції, різновиди та принцип роботи.
2. Турбіни та їх класифікація.

1. Гідроелектростанції, різновиди та принцип роботи

Гідроелектростанція (ГЕС) — електростанція, яка за допомогою гідротурбіни перетворює кінетичну енергію води в електроенергію.

ГЕС, будівля якої є частиною греблі, називається **руською** (наприклад, Кременчуцька, Київська ГЕС).

Якщо будівля розташована окремо, біля основи греблі на протилежному від водосховища боці, то така ГЕС називається **пригреблевою** (наприклад, ДніпроГЕС).

ГЕС, до якої вода подається трубами, називається **дериваційною** (наприклад, Інгузький каскад на Кавказі).

Гідроакумуючі електростанції (ГАЕС) з оборотними гідроагрегатами (що працюють як генератори струму або водяні помпи) в години малого споживання електроенергії перекачують воду з водосховища у верхній басейн, а в години пікових навантажень виробляють енергію як звичайні ГЕС (наприклад, Київська ГЕС, Дністровська ГАЕС).

ГЕС з використанням енергії припливів називають **припливними** (наприклад, ГЕС у Франції на ріці Ранс).

Принцип роботи ГЕС досить простий.

Ланцюг гідротехнічних споруд забезпечує необхідний напір води, що надходить на лопаті гідротурбіни, яка приводить в дію генератори, що виробляють електроенергію.

Необхідний напір води утворюється за допомогою будівництва греблі, і як наслідок концентрації річки в певному місці, або деривації - природним струмом води. У деяких випадках для отримання необхідного напору води використовують спільно і греблю, і деривації.

Безпосередньо в самій будівлі гідроелектростанції розташовується все енергетичне обладнання. У залежності від призначення, воно має свій певний поділ. У машинному залі розташовані гідроагрегати, які безпосередньо перетворюють енергію струму води в електричну енергію. Є ще всіляке додаткове обладнання, пристрої керування й контролю над роботою ГЕС, трансформаторна станція, розподільні пристрої та багато іншого.

Гідроелектричні станції залежно від потужності поділяють на такі:

- **потужні** - виробляють від 25 МВт до 250 МВт і вище;
- **середні** - до 25 МВт;
- **малі гідроелектростанції** - до 5 МВт (в деяких країнах (в тому числі і Україні) малими визнаються гідроелектростанції із потужністю до

10 МВт. (примітка: встановлено Законом України "Про електроенергетику"))

Потужність ГЕС безпосередньо залежить від натиску води, а також від ККД використовуваного генератора. Через те, що за природними законами рівень води постійно змінюється, в залежності від сезону, а також ще від низки причин, в якості вираження потужності гідроелектричної станції прийнято брати циклічну потужність. Наприклад, розрізняють річний, місячний, тижневий або добовий цикли роботи гідроелектростанції.



Типова для гірських районів Китаю мала ГЕС (ГЕС Хоуцзибао, повіт Сіншань округу Ічан, пров. Хубей). Вода надходить з гори по чорному трубопроводу

Гідроелектростанції також діляться в залежності від максимального використання напору води:

- **високонапірні** - понад 60 м;
- **середньонапірні** - від 25 м;
- **низьконапірні** - від 3 до 25 м.

Залежно від натиску води, в гідроелектростанціях застосовуються різні види турбін. Для високонапірних — ковшові і радіально-осьові турбіни з металевими спіральними камерами. На середньонапірних ГЕС встановлюються поворотнлопатні і радіально-осьові турбіни, на низьконапірних — поворотнлопастні турбіни в залізобетонних камерах. Принцип роботи всіх видів турбін схожий — вода, що подається під тиском (напір води), надходить на лопаті турбіни, які починають обертатися. Механічна енергія, таким чином, передається на гідрогенератор, який і виробляє електроенергію. Турбіни розрізняються деякими технічними характеристиками, а також камерами — залізними або залізобетонними, і розраховані на різний тиск води.

Гідроелектричні станції також розділяються в залежності від принципу використання природних ресурсів, і відповідно створення концентрації води. Тут можна виділити такі ГЕС:

Руслові і пригреблеві ГЕС.

Це найпоширеніші види гідроелектричних станцій. Натиск води в них створюється за допомогою установки мостом, повністю перегородка річки, або що піднімає рівень води в ній на необхідну позначку. Такі гідроелектростанції будують на багатоводних рівнинних річках, а також на гірських річках, у місцях, де русло річки вужче, стиснуте.

Греблеві ГЕС.

Будуються при більших напорах води. У цьому випадку річка повністю перегороджується греблею, а сама будівля ГЕС розташовується за греблею, у нижній її частині. Вода, в цьому випадку, підводиться до турбін через спеціальні напірні тунелі, а не безпосередньо, як у руслових ГЕС.

Дериваційні гідроелектростанції.

Такі електростанції будують у тих місцях, де великий ухил річки. Необхідна концентрація води в ГЕС такого типу створюється за допомогою деривації. Вода відводиться з річкового русла через спеціальні водовідведення. Водоводи спрямлені, і їхній ухил значно менший, ніж середній ухил річки. У підсумку вода підводиться безпосередньо до будівлі ГЕС. Дериваційні ГЕС можуть бути різного виду - безнапірні або з напірної деривації. У випадку напірної деривації, прокладається водовід з великим подовжнім ухилом. В іншому випадку на початку деривації на річці створюється вища гребля, і створюється водосховище — така схема ще називається змішаною деривації, тому що використовуються обидва методи створення необхідної концентрації води.

Гідроакумуючі електростанції.

Такі ГАЕС здатні акумулювати вироблювану електроенергію, і пускати її в хід у моменти пікових навантажень. Принцип роботи таких електростанцій наступний: в певні моменти (часи не пікового навантаження), агрегати ГАЕС працюють як насоси, і закачують воду в спеціально обладнані верхні басейни. Коли виникає потреба, вода з них поступає в напірний трубопровід і, відповідно, приводить в дію додаткові турбіни.

У гідроелектричні станції, в залежності від їх призначення, також можуть входити додаткові споруди, такі як шлюзи або суднопідйомники, що сприяють навігації по водоймі, рибопропускні, водозабірні споруди, що використовуються для іригації і багато іншого.

Цінність гідроелектричної станції полягає в тому, що для виробництва електричної енергії вони використовують поновлювані джерела енергії. З огляду на те, що потреби в додатковому паливі для ГЕС немає, кінцева вартість одержуваної електроенергії значно нижче, ніж при використанні інших видів електростанцій.

2. Турбіни й оборотні машини. Класифікація гідротурбін

У гідротурбіні енергія водного потоку перетворюється в механічну енергію обертання вала, від якого приводиться в обертання ротор гідрогенератора, де механічна енергія перетворюється в електричну. Тип гідротурбін вибирається, виходячи з умов їх роботи, обумовлених напором, енергетичними й кавітаційними показниками, забезпеченням високих значень к.к.д. у заданому діапазоні напорів і навантажень.

За принципом дії гідротурбіни поділяються на **реактивні й активні**. Основним робочим органом турбіни, в якому відбувається перетворення енергії, є робоче колесо. Вода до робочого колеса в реактивних турбінах підводиться через напрямний апарат, а в активних – через сопла. У реактивній турбіні тиск води перед робочим колесом більше атмосферного, а за ним може бути як більше, так і менше атмосферного тиску. В активній турбіні вода перед робочим колесом і за ним має тиск, рівний атмосферному.

Існує велика кількість різних видів турбін, однак у практиці гідроенергетичного будівництва широко використовуються чотири види: **осьові, діагональні, радіально-осьові, які відносяться до реактивних, і ковшові активні турбіни**.

Осьові турбіни бувають горизонтальні **капсульні** при напорах в основному до 25 м; **поворотно-лопатеві вертикальні** (турбіни Каплана) при напорах до 60 м; **пропелерні** при напорах до 60 м.

Робоче колесо осьової турбіни складається з лопатей, укріплених у корпусі з обтічником, і з'єднане з валом. Кількість лопатей звичайно становить від 4 до 8 і збільшується з підвищенням напору.

Робоче колесо з валом являють собою обертову частину турбіни.

Капсульні гідротурбіни з генератором у капсулі, що утворюють разом капсульний гідроагрегат, застосовуються при низьких напорах і великих витратах води, досягають потужності 70 МВт і вище при діаметрі робочих коліс 8 м і більше.

Вони мають підвищені енергетичні показники (пропускну здатність й к.к.д.) завдяки прямоточному тракту й характеризуються зменшеними габаритами агрегатного блоку ГЕС, що дозволяє знизити вартість будівництва. Максимальний к.к.д. таких турбін досягає 94–95%.

При використанні капсульних агрегатів потік по довжині всього проточного тракту має мінімальні повороти й, що особливо важливо, прямовісний рух без повороту у відсмоктувальній трубі. Це приводить до зниження гідравлічних втрат і збільшення к.к.д. турбіни, особливо при великих витратах води. У результаті такі турбіни розвивають на 20–35% більшу потужність, ніж вертикальні того ж розміру.

В Україні горизонтальні капсульні гідротурбіни виготовляються на ВАТ «Турбоатом».

Поворотно-лопатеві вертикальні гідротурбіни (Каплана) за обсягами використання перебувають на другому місці у світовій практиці після

радіально-осьових гідротурбін. У цих турбінах лопаті виконуються поворотними, завдяки чому залежно від умов роботи (навантаження, напору) кут їх установки може змінюватися, що дозволяє одержати більш високі енергетичні показники.

Такі турбіни встановлені на каскаді Дніпровських ГЕС (Каховська, Дніпродзержинська, Кременчуцька), Волзьких ГЕС (Рибинська, Горьківська, Волзька, Саратовська) та ін.

Пропелерні гідротурбіни, в яких лопаті жорстко закріплені, застосовуються при незначних коливаннях напору на ГЕС. У них завдяки відсутності механізму розвороту лопатей робочого колеса зменшується діаметр втулки, що дає можливість збільшити витрату через турбіну й підвищити її потужність.

Діагональні гідротурбіни відображають прагнення використовувати поворотнолопатеві турбіни при більш високих напорах. Вони відрізняються від осьових турбін тим, що лопаті робочого колеса встановлені з нахилом до осі обертання (кут $45\text{--}60^\circ$). Лопаті робочого колеса — поворотні, що дозволяє застосовувати поворотнолопатеві турбіни в області більш високих напорів і конкурувати з радіально-осьовими завдяки можливості більш широкого регулювання з урахуванням напору й витрати, підвищенню середньоексплуатаційного к.к.д.

Однак їх надійність нижча, ніж радіально-осьових турбін.

Радіально-осьові гідротурбіни (Френсіса) знайшли найбільш широке застосування в гідроенергетиці. Вони застосовуються при напорах від 40 до 700 м (мал. 5.9).

На таких турбінах потік води входить у робоче колесо в радіальному напрямку, а виходить із нього в осьовому, у зв'язку із чим вони й названі радіально-осьовими.

Робоче колесо радіально-осьової турбіни складається з 12–17 лопатей, що утворюють кругову решітку. Лопаті жорстко закладені в маточину й обід, завдяки чому все робоче колесо одержує необхідну міцність і твердість. Робоче колесо з'єднане із фланцем вала.

Спіральна камера звичайно виконується металевою із круглим поперечним перерізом для кращого сприйняття значного внутрішнього тиску води.

Напрямний апарат, що складається з 16–24 напрямних лопаток, забезпечує необхідний напрямок потоку перед входом на робоче колесо.

Такі турбіни виробництва ВАТ «Силові машини – ЛМЗ» встановлені на Красноярській ГЕС із потужністю гідроагрегата 500 МВт, максимальний напір 101 м, розрахунковий 93 м, $D_1=7,5$ м; на Саяно-Шушенській ГЕС потужністю 640 МВт, максимальний напір 220 м, розрахунковий 194 м з робочим колесом ($D_1=7,7$ м) з 16 лопатями, а в останні роки на Бурейській

ГЕС потужністю 330 МВт, напір 120 м; на ГЕС Уїтес потужністю 211 МВт, напір 118 м (Мексика); ГЕС Ялі потужністю 188,5 МВт, напір 208 м (В'єтнам) та ін.

Ковшові гідротурбіни застосовуються на ГЕС при великих напорах (більше 300 м) або на малих ГЕС, де гідротурбіна повинна працювати при дуже малих витратах (0,3–0,7 м³/с) і напорах 100 м і вище. Основними елементами ковшової турбіни є сопла й робоче колесо, яке складається з диска з робочими лопатями, схожими на ковші (звідси назва «ковшова»). Загальне число лопатей 12–40.

Конструктивні форми ковшових турбін значною мірою залежать від загального числа сопл, тобто числа струменів, що натікають із величезною швидкістю на лопаті турбіни. Збільшення числа струменів приводить до відповідного збільшення потужності турбіни при збереженні діаметра робочого колеса.

За положенням вала всі турбіни поділяються на дві групи – *горизонтальні й вертикальні*. У горизонтальних турбінах використовуються схеми з однією й двома струменями, причому в другому випадку потрібна спеціальна форма розгалуження водовода. У вертикальних турбінах застосовується охоплюючий спіральний водовід, що дає можливість використовувати різне число струменів, наприклад два, чотири, шість, а іноді й непарне їх число.

Вода до ковшових турбін підводиться по напірним водоводам.

На відміну від ковшових в осьових і радіально-осьових турбінах по всій довжині проточного тракту потік суцільний, напірний, робоче колесо обертається у воді й всі його лопаті постійно обтікаються потоком. Ці особливості осьових і радіально-осьових турбін уможливають використання робочим колесом всіх компонентів енергії води, що протікає: енергії тиску, енергії положення (потенційної) і кінетичної енергії.

У ковшових турбінах робоче колесо обертається в повітрі й тільки частина лопатей у цей момент часу перебуває у взаємодії з водою. Робоче колесо ковшових турбін може використовувати тільки кінетичну енергію води, тобто перед входом на робоче колесо вся її енергія повинна бути перетворена в кінетичну, що здійснюється за допомогою сопла. Таким чином, швидкість води (струменя) визначає величину кінетичної енергії, що підводиться до робочого колеса. Гранична величина швидкості води обмежується в основному величиною втрат, тобто рівнем падіння к.к.д.

Область застосування оборотних гідромашин з однією й багатоступінчастими насос-турбінами безупинно розширюється у бік більш високих напорів.

При низьких напорах до 15 м на ГАЕС можуть застосовуватися горизонтальні капсульні оборотні агрегати.

При напорах до 150 м можливе використання діагональних насос-турбін, встановлених, наприклад, на японських ГАЕС Синкан і Такане 1.

При напорах від 60 до 600–700 м найбільше поширення у світі одержали вертикальні радіально-осьові насос-турбіни.

ЛІТЕРАТУРА

Базова

1. Буренніков Ю.А., Немировський І.А., Козлов Л.Г. Гідравліка і гідропневмопривод. Навч. посіб.- Вінниця: ВНТУ, 2003 – 123 с.
2. Іскович-Лотоцький Р.Д. Приводи автоматизованого устаткування. Навч. посіб. – Вінниця: «Універсум-Вінниця», 2004 – 205 с.
3. Мандрус В.І. та ін. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. – Львів: Світ, 1995.
4. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу Г та ГПП. Вінниця: ВНТУ, 2010.