

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛТАВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПЕДАГОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ В. Г. КОРОЛЕНКА**

Ю. В. КАЛЯЗІН

МАШИНОЗНАВСТВО

**Частина II
ЕНЕРГЕТИЧНІ МАШИНИ**



Полтава – 2022

УДК 621.01(075.8)

К 17

ISBN

Навчальний посібник рекомендований до друку Вченою радою Полтавського національного педагогічного університету імені В.Г. Короленка протокол № 13 від 30. 05. 2022 р.

К 17 Калязін Ю. В. *Машинознавство. Частина II : Енергетичні машини : навчальний посібник.* Полтава : Астроя, 2022. 192 с.

Рецензенти:

Рябчиков М. Л., професор кафедри харчових технологій, легкої промисловості і дизайну Української інженерно-педагогічної академії, доктор технічних наук.

Цина А. Ю., професор, завідувач кафедри теорії і методики технологічної освіти Полтавського національного педагогічного університету імені В. Г. Короленка, доктор педагогічних наук.

У навчальному посібнику представлений теоретичний матеріал для самостійного опрацювання дисципліни «Машинознавство». Розглядаються питання будови та принципу дії енергетичних машин в обсязі передбаченому освітньо-професійними програмами підготовки бакалаврів спеціальностей «Технологічна освіта». Посібник може бути корисним вчителям, викладачам ліцеїв та коледжів для підготовки до занять з основ технологій та відповідних дисциплін, а також здобувачам вищої освіти інших спеціальностей, які вивчають технічні дисципліни.

УДК 621.01(075.8)

ISBN

© Калязін Ю. В., 2022

© ПНПУ імені В. Г. Короленка, 2022

ВСТУП

Однією з головних проблем сьогодення та й у найближчому майбутньому, безсумнівно, є забезпечення людства достатньою кількістю енергії. Без вирішення цього завдання неможливо створення та робота сучасної техніки, розвиток промисловості, а разом з ними – і забезпечення високого життєвого рівня.

Енергетика у широкому значенні цього слова – це область сучасного виробництва, що охоплює вивчення і використання природної енергії. У вузькому сенсі – це галузь техніки, що займається виробництвом, перетворенням, передачею, розподілом і споживанням енергії в різних її формах. Енергетика, а відповідно енергетичні машини, є основою будь якого господарства починаючи із важкої промисловості та закінчуючи побутом. Аналіз зв'язку між рівнем розвитку суспільства та використанням енергії вказує на пряму залежність ВВП від спожитої енергії. Тому розвиток технологій отримання та перетворення різних видів енергії, енергетичних машин, завжди є актуальним.

Під енергетичними машинами розуміють машини, що перетворюють один вид енергії в інший. Енергетичні машини поділяють на:

- двигуни – машини, які перетворюють різні види енергії у механічну роботу (електродвигуни, парові машини, гідротурбіни, двигуни внутрішнього згорання тощо);
- генератори – машини, які перетворюють механічну енергію в будь-який інший вид енергії (електрогенератори, поршневі компресори, насоси тощо).

На протязі десятків тисячоліть джерелом енергії були: механічна – мускульна сила людей, а пізніше, також, тварин; тепла – вогонь і Сонце. Першим відомим прообразом складної енергетичної машини було наливне водяне колесо, його з стародавніх часів використовували для іригації древні єгиптяни і перси (IVст. до н.е.). З початку нової ери водяне колесо почали використовувати у млинах, а у VI–XIII ст. водяне колесо стає універсальною енергетичною машиною у різних галузях.

У Європі з XI–XII ст. почали використовувати вітряні колеса. З'явилися вітряні млини (Нормандія). У Голландії використовували вітряні млини для перекачування води в іригаційних системах.

Створення у 1774 році Джеймсом Уаттом універсальної парової машини започаткувало технічну революцію і бурне прискорення технічного та соціального прогресу. Почалася ера теплових машин, яка продовжується і нині. З'являються складне устаткування і рухові установки для різного виду машин та транспорту. Такі, як винайдені наприкінці XIX ст.: парова турбіна, двигун внутрішнього згорання, на початку XX ст. – газотурбінний двигун. У середині XIX ст. були створені перші холодильні установки. У XX ст. зароджується ядерна енергетика, набуває бурного розвитку конструювання та виробництво реактивних двигунів, ракетобудування.

Але не було забуте і водяне колесо, розроблені гідравлічні турбіни, які підвищили ККД від 1% до 80–90%. Так наприкінці XIX ст. Френсісом створена радіально-осьова реактивна гідравлічна турбіна, Пельтоном – ковшова активна, а у 1912 р. Капланом – поворотно-лопатєва реактивна турбіна.

Досягнення у галузі електрики призвели до появи електричних машин. В 1889 р. Михайлом Доливо-Добровольським був створений електродвигун змінного струму, який став основним двигуном у технологічних машинах. З'являється нова галузь – електроенергетика, яка забезпечується рядом електричних машин від електрогенератора до електродвигунів, приладів регулювання та передачі електричного струму до споживачів.

Відтепер за допомогою енергетичних машин широко використовуються такі види енергії: механічну, теплову, хімічну, електричну, гравітаційну, ядерну. Аналіз взаємоперетворень енергії показує, що найбільш універсальною є електрична енергія у вигляді електричного струму. Крім цього, електричну енергію можна передавати на значні відстані. Тому більшість енергетичних машин великої енергетики призначені для виробництва електричної енергії.

Енергетичні машини у своїй роботі використовують різні джерела енергії: первинні (природні), перетворені і вторинні. Первинні – це ресурси, наявні в природі у початковій формі.

Первинні джерела енергії поділяють на:

- відновлювані (ВДЕ) – природні енергоносії, що постійно поповнюються у результаті природних процесів: сонячне випромінювання, енергія вітру, річок, морів і океанів, внутрішнє тепло Землі, води, повітря; енергії існуючих в природі градієнтів температур, енергія всіх видів біомаси, що отримується у якості відходів рослинництва та тваринництва, штучних лісонасаджень та водоростей;

- не відновлювані – енергоносії, запаси яких не мають джерел поповнення, і які поступово зменшуються у зв'язку з їх споживанням: вугілля, нафта, газ, уранові руди тощо;

- вторинні – це енергія від утилізації відходів промислового виробництва (горючі гази, теплові відходи тощо), твердих побутових відходів та стічних вод.

При зміні початкової форми первинних та вторинних енергоресурсів у результаті обробки утворюються перетворені енергоресурси: бензин та інші види нафтопродуктів, електрика, штучний газ, водень, пара, гаряча вода, тепло тощо.

Виробництво енергії істотно впливає на стан довкілля, необхідно усвідомлювати, що спосіб отримання енергії, який би зовсім не шкодив довкіллю, не існує.

Спалювання викопного твердого та рідкого палива супроводжується виділенням сірчистого, вуглекислого і чадного газів, а також оксидів нітрогену, пилу, сажі та інших забруднювальних речовин. Видобуток вугілля

відкритим способом, як і торфорозробки, ведуть до зміни природних ландшафтів, а іноді до їх руйнування. Розливи нафти і нафтопродуктів при видобутку і транспортуванні здатні знищити все живе на величезних територіях. Не кращим чином на ландшафтах, рослинному і тваринному світі позначається створення інфраструктури, необхідної для вугле-, нафто- та газовидобутку.

Атомна енергетика є потенційно небезпечною через можливі аварії на енергоустановках, що супроводжуються викидом у довкілля радіоактивних матеріалів. Ядерні відходи залишаються небезпечними протягом сотень і тисяч років.

У останні роки спостерігається загострення глобальних екологічних проблем таких, як кислотні опади та зміна клімату. Стратегічними напрямками у світовій енергетиці є забезпечення енергетичної та екологічної безпеки, перехід до енергоефективного та енергоощадного використання і споживання енергоресурсів із впровадженням інноваційних технологій, у тому числі використання відновлювальних джерел енергії.

У посібнику розглядаються теоретичні основи принципу дії, будова гідравлічних і теплових машин, які є основою сучасної енергетики та найбільш використовувані у інших галузях виробництва та транспорту. Зокрема, увага надана машинам та установкам, що використовують відновлювальні джерела енергії.

1. КЛАСИФІКАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН

Енергетичні машини в залежності від кінцевої енергії, що виробляється, можливо поділити на механогенератори (забезпечують отримання механічної енергії у вигляді кінетичної енергії обертання, поступового руху тощо), теплогенератори та холодогенератори (рис.1.1).

Механогенератори – це різні двигуни (електричні, теплові гідравлічні та інші), а також машини для переміщення рідин та повітря: насоси, вентилятори та компресори. У залежності від виду робочого тіла відрізняють парові, газові двигуни. Кожен з них за конструкцією та принципом дії поділяється на певні конкретні види машин. Наприклад, до газових двигунів відносять двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), газові турбіни, реактивні двигуни тощо.

Теплогенератори – це, в основному, апарати, а також деякі машини, що виробляють потрібну для технологічних потреб або теплопостачання теплову енергію. Вони поділяються на вогневі, ті в яких теплова енергія утворюється при згорянні палива, та з внутрішнім виділенням теплоти. У останніх теплова енергія утворюється за рахунок перетворення інших видів енергії: електричної, ядерної, механічної та інших. У окрему групу можливо віднести теплообмінні апарати(теплообмінники) – це апарати для нагріву та охолодження речовин (частин рідин, газів) за рахунок теплообміну між ними.

Інша група об'єднує енергетичні машини, які призначені для охолодження – холодогенератори. Основною ознакою цих машин є відведення теплоти від джерела з низкою температурою до джерела з більш високою температурою у навколишнє середовище. Це різні за принципом дії холодильні установки: газові, пароконденсаторні, абсорбційні, пароежекторні, термоелектричні та інші.

Заслужують на увагу оригінальні машини, що за будовою відносяться до холодильних машин, а за призначенням до теплогенераторів – теплові насоси. Ці машини дозволяють перетворювати низькопотенціальну енергію джерела (джерела з відносно низкою температурою) у високо потенціальну (із підвищеною температурою). Теплові насоси використовують у різних системах теплопостачання, сучасних кондиціонерах.

Поєднанням кількох енергетичних машин та апаратів створюються енергетичні установки. До них відносять промислові підприємства для виробітку електроенергії, тепла. Це різного типу електростанції та системи теплопостачання. Види теплових енергетичних установок представлені на схемі рис.1.2. Серед цих установок слід виокремити паротурбінні установки. Це основні установки сучасної великої енергетики. Вони дозволяють при високому ККД та значній потужності перетворювати теплову енергію, що утворюється від згорання палива, ядерної реакції або використання сонячної енергії, в електричну.

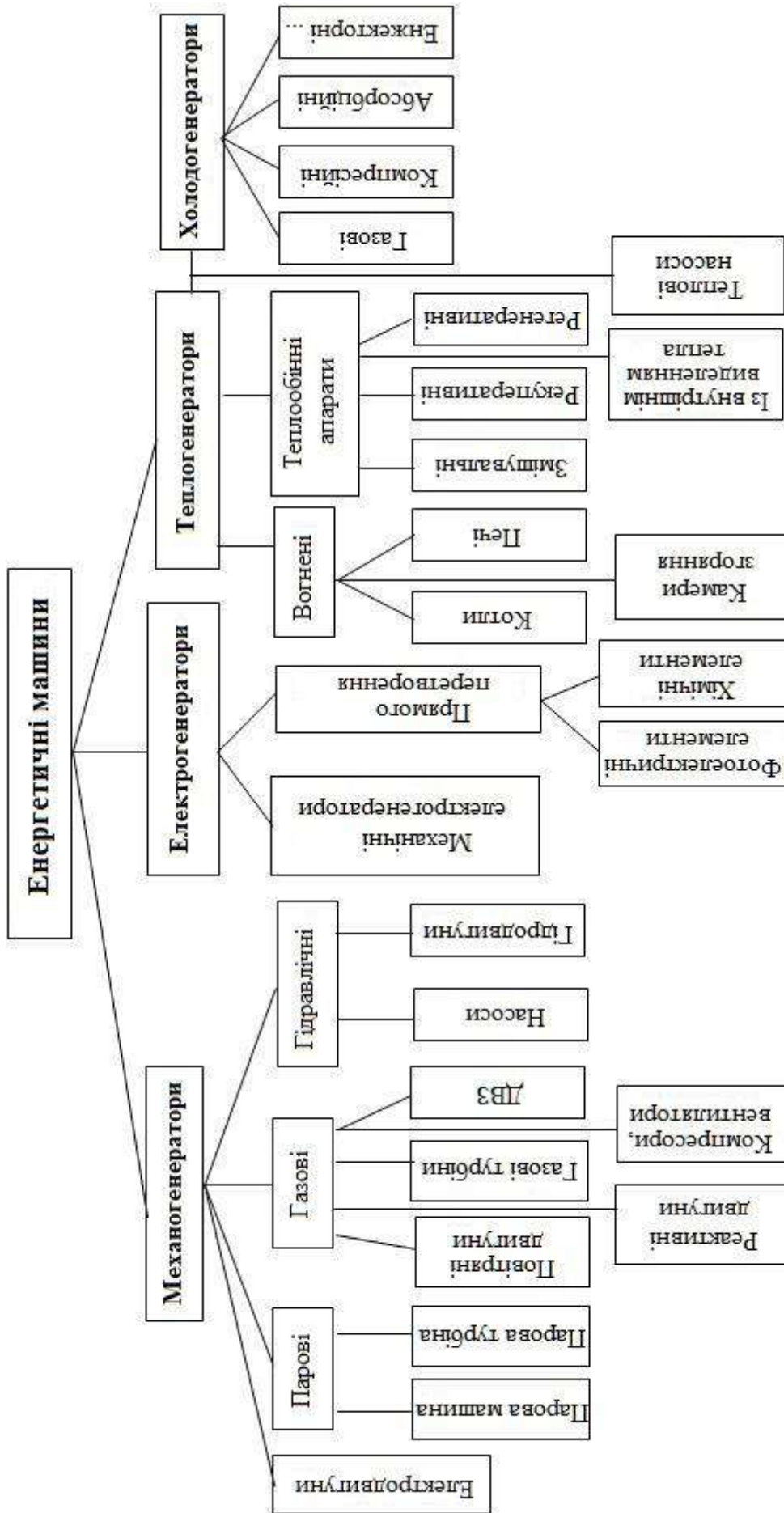


Рис.1.1. Класифікація енергетичних машин

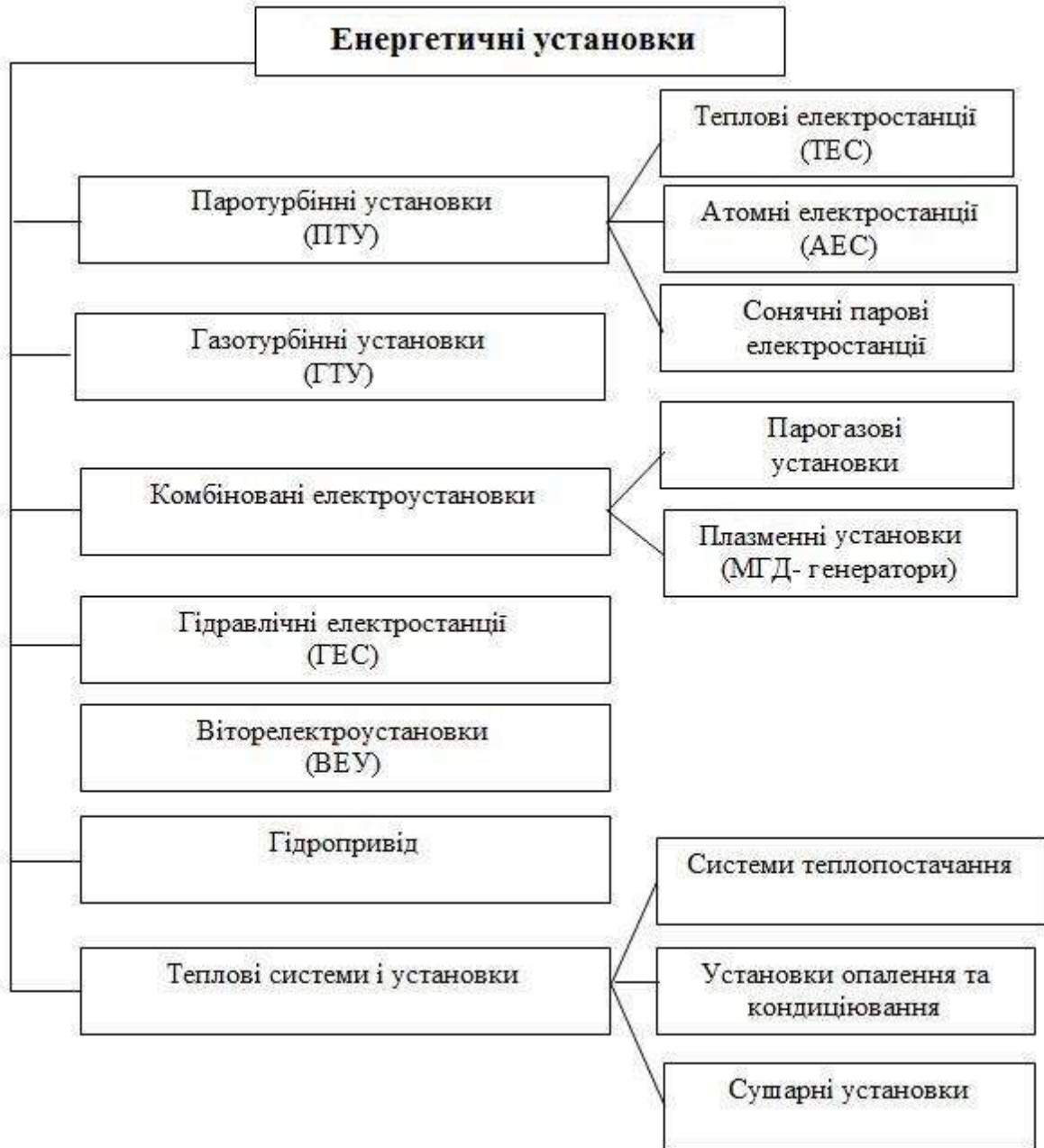


Рис. 1.2. Класифікація енергетичних установок

У іншого виду установок в якості робочого тіла використовують гази (продукти згоряння та повітря) – це газотурбінні установки. Вони більш мобільні, але мають меншу потужність та нижчий ККД. З метою поєднання позитивних якостей окремих установок та комплексного використання різних джерел енергії створюють комплексні енергетичні установки: парогазові та інші.

Вітро- та гідроенергетичні установки поєднують відповідно вітрову або гідравлічну турбіну звичайно з електрогенератором.

У гідроприводі машин використовуються, як джерела гідравлічної енергії – насоси, гідроаккумулятори тощо, так і гідродвигуни, що забезпечують здійснення рухів робочого органу.

Окремо виділяються теплові системи і установки, основу яких складають теплообмінні апарати.

Питання для самоперевірки

1. *Сформулюйте відмінні риси енергетичних машин.*
2. *Поясніть поділ енергетичних машин за видом кінцевої енергії.*
3. *Охарактеризуйте групу машин, що віднесені до механогенераторів.*
4. *Поясніть відмінності між енергетичною установкою та енергетичною машиною*
5. *Охарактеризуйте групу енергетичних установок, що складають основу сучасної енергетики.*
6. *Наведіть приклади альтернативних енергетичних установок.*

2. ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

2.1. Теоретичні основи гідравліки

2.1.1. Властивості рідин

Рідиною вважають речовини, що мають властивість текучості та легко змінюють свою форму, заповнюють посудину в якій вони знаходяться. Основною ознакою рідин є здатність до текучості. Характерні особливості рідин визначаються відстанню між молекулами, яка у рідинах відповідає наявності сил притягання. У той же час дія цих сил розповсюджується лише не більше, ніж на одну дві молекули, тому рідини практично не проявляють опору розтягуючим зусиллям, а сили зчеплення виявляються лише у тонких плівках та на границях розділу фаз.

Найбільш поширені рідини незначно змінюють свій об'єм при змінах тиску та температури (вода, нафта, мастила). Такі рідини одержали назву крапельних. На відміну від крапельних рідин, рідини які легко змінюють об'єм зі зміною тиску та температури, одержали назву газоподібних (скраплені гази тощо). В даному курсі вивчаються закони крапельних рідин.

Перша властивість на яку звертають увагу це вага рідин, яку характеризують питомою масою або густиною рідини.

Густина рідини – це кількість маси, що містить одиниця об'єму речовини:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \text{кг/м}^3 \quad (2.1)$$

де m – маса рідини, кг;

V – об'єм рідини, м³.

Густина для крапельних рідин достатньо стабільний показник – майже не змінюється із тиском, але змінюється зі зміною температури. Густина найбільш розповсюджених рідин, що використовують у техніці, наведена у таблиці 2.2.

Стисливість – це властивість рідини змінювати об'єм при зміні тиску. Вона характеризується коефіцієнтом об'ємного стиску:

$$\beta_p = -\frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p}, \quad 1/\text{Па} \quad (2.2)$$

де V_0 – початковий об'єм рідини, м³;

Δp – зміна тиску, Па;

ΔV – зміна об'єму рідини, м³.

Оскільки для крапельних рідин коефіцієнт об'ємної стисливості незначний, біля $0,4 \dots 1,0 \cdot 10^{-9} 1/\text{Па}$, тому при невеликих тисках стисливістю нехтують, а крапельні рідини вважають нестисливими. Так при коефіцієнті об'ємного стиску $0,5 \cdot 10^{-9} 1/\text{Па}$ для збільшення густини рідини на 1% необхідно збільшити тиск на 20 МПа (200бар). Такий тиск рідко утворюється у системах машин та апаратів.

Іншою властивістю, яка впливає на зміну об'єму рідини є *температурне розширення*, яке характеризується коефіцієнтом розширення:

$$\beta_t = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta T} \quad 1/K \quad (2.3)$$

Коефіцієнтом розширення для крапельних рідин складає $0,1...2 \cdot 10^{-3} 1/K$. Явище збільшення об'єму з підвищенням температури викликає зменшення густини рідини і навпаки відповідно до залежності:

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t (t - t_0)}, \quad \text{кг/м}^3 \quad (2.4)$$

де, ρ_0 – густина рідини при температурі t_0 , кг/м^3 ,
 ρ – густина рідини при температурі t , кг/м^3 .

Слід звернути увагу на практичне значення температурного розширення. Воно є причиною виникнення конвекції, використання рідин для виміру температури, зміни тиску в герметично зачиненому просторі заповненому рідиною при зміні температури, значного збільшення об'єму при затверджуванні рідини. Закономірність представлена формулою (1.4) порушується навколо точки замерзання рідини. Внаслідок перетворення міжмолекулярних зв'язків спостерігається різке збільшення густини. Так для води максимальна густина спостерігається при $t = +4^\circ\text{C}$.

Теплофізичні властивості окремих рідин

Таблиця 2.1.

Рідина	Ізотермічний коефіцієнт стисливості $\beta_p \times 10^8$, кПа	Коефіцієнт температурного розширення $\beta_t \times 10^3$, 1/К	Густина ($t = 20^\circ\text{C}$) ρ , кг/м^3
Вода	46,2	0,15	998
Ртуть	4,0	0,18	13546
Нафта	74	0,6	850...950
Бензин	77	–	712...761
Гас	78,6	1,0	792...840
Дизельне паливо	64,0	–	831...861
Масло моторне МС-20	–	0,635	892
Спирт етиловий	112	1,1	789
Масло оливкове	64,2	0,72	920
Гліцерин	25,5	0,53	1260

В'язкість – властивість рідини здійснювати опір відносному переміщенню її шарів. Вона обумовлена міжмолекулярною взаємодією шарів рідини і переносом імпульсу частинками рідини від одного шару до іншого.

Згідно до залежності запропонованої Ньютоном, сила тертя між шарами рідини прямо пропорційна градієнту швидкості в напрямку нормалі до ліній току (рис. 2.1):

$$F_{mp} = -\mu \cdot \frac{du}{dy} \cdot S, \quad H \quad (2.5)$$

де u – місцева швидкість рідини, м/с ;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості $\text{Па}\cdot\text{с}$;
 S – площа контакту між шарами рідини, м^2 .

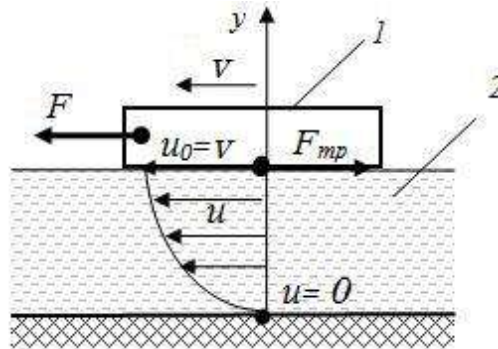


Рис.2.1. До визначення сили тертя в рідині:

1 – брусок , який переміщується зі швидкістю u_0 ; 2 – нерухома рідина.

В'язкість рідини характеризується коефіцієнтом динамічної в'язкості, який дорівнює питомій силі тертя між шарами рідини при градієнті швидкостей рівним одиниці. У гідравліці більш поширеною характеристикою рідин є похідна від динамічного коефіцієнту – коефіцієнт кінематичної в'язкості, який не має розмірності сили:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad \text{м}^2/\text{с} \quad (2.6)$$

Одиницями виміру кінематичної в'язкості є: у системі СІ – $\text{м}^2/\text{с}$, у фізичній системі Стокса (Ст). Співвідношення між ними: $1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ Ст}$. В техніці часто використовують похідну від Стокса–сантистокса $100\text{сСт} = 1\text{Ст}$ або $1\text{сСТ} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Характерною особливістю для більшості рідин є відчутне зменшення в'язкості з підвищенням температури.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості окремих рідин ($t=20^\circ\text{C}$)

Таблиця 2.2.

Рідина	Вода	Бензин	Газ	Дизельне паливо	Масло моторне МС-20	Спирт етиловий	Нафта	Гліцерин
Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu, \text{м}^2/\text{с} \times 10^6$	1,01	0,65	1,8	8,9	1120 (20 при $t=100^\circ\text{C}$)	1,33	8,57	1175

Поверхневий натяг. Він виникає на поверхні розділу між фазами внаслідок незрівноваженості сил притягання молекул поверхневого шару. Сили поверхневого натягу створюють додатковий тиск на шари рідини, які знаходяться нижче поверхні, величина якого визначається:

$$p = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad \text{Па} \quad (2.7)$$

де – σ коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м (для системи вода – повітря $\sigma=73 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$, для системи ртуть – повітря $\sigma=460 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$) ;

r_1 і r_2 – радіуси кривизни поверхні рідини у взаємоперпендикулярних напрямках (m).

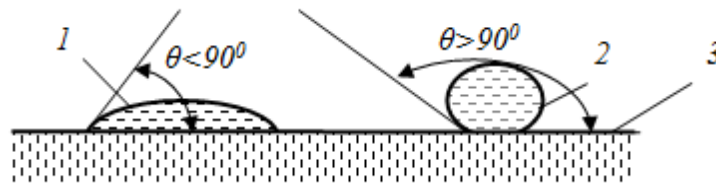


Рис. 2.2. Форма крапель на поверхні(3) змочувальних(1) та не змочувальних(2) рідин (θ – кут змочування)

Явище поверхневого натягу має значення для малих часток рідин. У цьому випадку сили поверхневого натягу прагнуть надати об'єму рідини форму кулі. Взаємодія сил поверхневого натягу та сили тяжіння надає різну форму краплям на поверхнях, що дозволяє відрізнити за величиною кута змочування θ (рис.2.2.) рідини змочувальні та не змочувальні. Відзначимо, що величина кута змочування залежить також від властивостей поверхні.

Інший приклад, коли поверхневий натяг спричиняє особливе явище, спостерігається у каналах незначного діаметру (капілярах). Це явище капілярності – підйом змочувальної рідини у капілярах відносно поверхні рідини (рис.2.3.). У цьому випадку додатковий тиск викликає підйом рідини (наприклад, вода). Для незмочувальних рідин навпаки – зниження (ртуть).

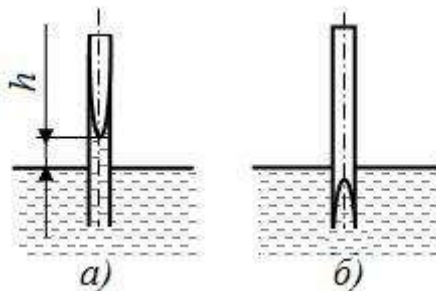


Рис.2.3. Явище капілярності для змочувальних (а) та незмочувальних (б) рідин

Висота підйому в капілярі визначається:

$$h = \frac{4\sigma \cos \theta}{gd}, \quad m \quad (2.8)$$

де θ – кут змочування поверхні рідиною;

d – діаметр каналу , m .

Явище капілярності важливо для існування рослин, його потрібно враховувати при вимірах за допомогою рідинних манометрів.

Із зазначених властивостей особливу увагу потрібно звернути на властивості, що є основою законів гідравліки: нестисливість і в'язкість. Слід вказати, що існують і інші властивості рідин, крім описаних, це: аеробність (здатність до поглинання газів), розчинність, здатність до кавітації та інші.

Гідростатичний тиск – це напруга стиску в окремій точці рідини (рис.2.4). У загальному випадку тиск визначається:

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S}, \text{ при } \Delta S \rightarrow 0, \quad \text{Па} \quad (2.9)$$

де ΔF – сила тиску, що діє на площину ΔS .

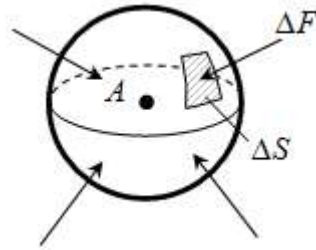


Рис. 2.4. До поняття про гідростатичний тиск

Гідростатичний тиск – це питома сила стиску, яка діє у рідині на одиницю площини. Якщо сила тиску незмінна на площині S , то тиск визначиться:

$$p = \frac{F}{S}, \quad \text{Па} \quad (2.10)$$

а сила, яка діє на площадку S , дорівнює:

$$F = p \cdot S. \quad \text{Н} \quad (2.11)$$

Системною одиницею тиску є *Паскаль* [Па] або $\text{Н}/\text{м}^2$. У практиці також використовують похідну одиницю «Бар» ($1\text{бар} = 10^5\text{Па}$) та «Мегапаскаль» ($1\text{МПа} = 10^6\text{Па} = 10\text{бар}$). Позасистемні одиниці: технічна атмосфера ($1\text{атм} = 0,981\text{бар}$), міліметр ртутного стовпчика ($1\text{мм.рт.ст.} = 133\text{Па}$) та інші

Властивості гідростатичного тиску:

1. Гідростатичний тиск завжди діє у напрямку внутрішньої нормалі до поверхні.
2. Гідростатичний тиск в окремій точці діє в усіх напрямках однаково (з цього випливає що гідростатичний тиск величина скалярна).
3. Величина гідростатичного тиску залежить від положення точки у просторі, в загальному випадку і від часу:

$$p = f(x, y, z, t). \quad (2.12)$$

В залежності від точки відліку, відрізняють абсолютний (p) та надлишковий (манометричний) (p_m) тиски. Абсолютний тиск відраховують від стану вакууму, а надлишковий від атмосферного тиску (B). Зв'язок між цими тисками має вигляд:

$$p = p_m + B, \text{ або } p_m = p - B, \quad \text{Па} \quad (2.13)$$

де B – барометричний тиск.

Якщо $p < B$, то у точці (посудині) існує розрядження, яке прийнято називати вакуумметричним тиском або розрідженням:

$$p_p = B - p. \quad \text{Па} \quad (2.14)$$

Питання для самоперевірки

1. Перерахуйте властивості крапельних рідин.
2. Як впливає температурне розширення на густину рідин?
3. Як визначається коефіцієнт кінематичної в'язкості?

4. Від яких параметрів залежить в'язкість рідин?
5. Внаслідок чого виникає поверхневий натяг?
6. Пояснити як виникає явище капілярності та які фактори на нього впливають.
7. Дайте визначення гідростатичного тиску.
8. Вкажіть властивості гідростатичного тиску.

2.1.2. Основи гідростатики

Основне рівняння гідростатики у диференціальній формі має наступний вигляд:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx + \frac{\partial p}{\partial y} \cdot dy + \frac{\partial p}{\partial z} \cdot dz \right) = X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz, \quad (2.15)$$

де X, Y, Z – питомі зовнішні інерційні сили, що діють на нерухому рідину у напрямках відповідно x, y, z , $H/кг$.

Відзначимо, що вираз в дужках лівої частини рівняння є повним диференціалом тиску – dp . Таким чином, основне рівняння у диференціальній формі набуває наступний вигляд:

$$dp = \rho (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz). \quad (2.16)$$

Фізичний зміст рівняння – зміна гідростатичного тиску повинна зрівноважувати дію зовнішніх інерційних сил, які діють на рідину.

Площина, в якій тиск є незмінним, називається площиною рівня. З виразу (2.16) диференціальне рівняння для поверхні рівня:

$$X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz = 0. \quad (2.17)$$

В умовах Землі у більшості випадків на рідину діє лише сила тяжіння $G = mg$, тобто $X = Y = 0$, а питома сила у вертикальному напрямку чисельно дорівнює прискоренню вільного падіння $Z = -g$.

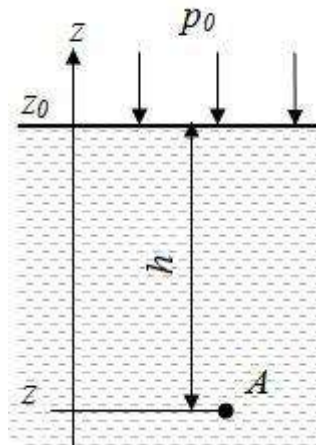


Рис.2.5. До виведення основного рівняння гідростатики

Для цих умов рівняння (2.16) може бути перетворено в інтегральну форму:

$$\frac{p}{\rho g} + z = \text{const}. \quad (2.18)$$

Комплекс $\frac{p}{\rho g}$ одержав назву п'езометричної висоти. Чисельно він дорівнює висоті стовпа рідини з густиною ρ , яка зрівноважує тиск p .

Якщо за початок відліку прийняти поверхню рідини (рис. 2.5 – z_0), то основне рівняння гідростатики набуває вигляд

$$p = p_o + \rho gh, \quad (2.19)$$

де p_o – тиск на поверхні рідини, Па;

h – глибина занурення точки в якій визначається тиск, м.

Висновки з основного рівняння гідростатики:

1. З рівняння (2.18) або (2.19) випливає, що поверхнею рівня для рідини, на яку діє лише сила тяжіння, є горизонтальна поверхня. Гідростатичний тиск на однаковому рівні відносно поверхні однаковий.

2. З (2.19) витікає, що зовнішній тиск передається в усі точки рідини однаково (закон Паскаля).

3. Гідростатичний парадокс. Розглянемо чотири посудини різної форми (рис. 2.6).

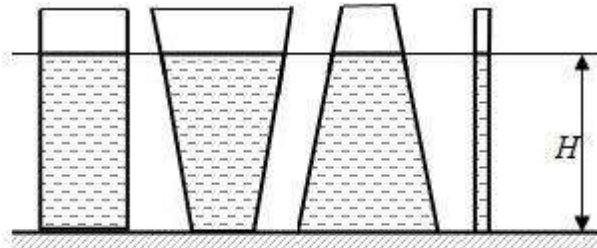


Рис. 2.6. Ілюстрація до явища гідралічного парадоксу

Кількість рідини та відповідно їх вага в усіх посудинах різна але, якщо рівні рідини однакові, то відповідно до основного рівняння гідростатики, тиск на дні посудин однаковий. Тобто тиск не залежить від кількості рідини в посудині.

3. Закони сполучених судин.

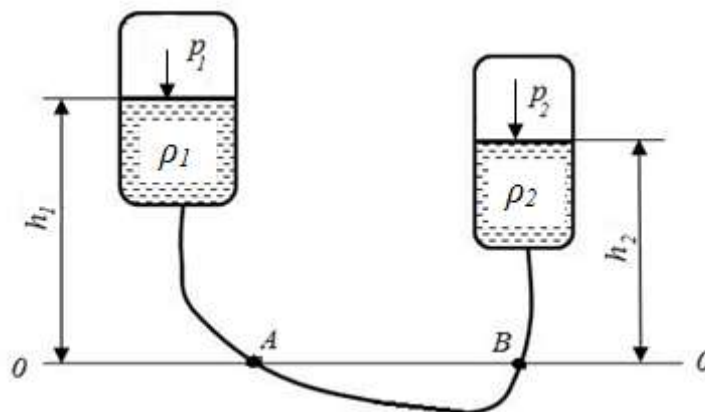


Рис. 2.7. Розрахункова схема сполучених судин

Розглянемо дві сполучені судини (рис.2.7), в яких знаходяться різні рідини з густиною ρ_1 та ρ_2 , над поверхнею рідин тиск p_1 та p_2 .

Проведемо горизонтальну площину нижче сполучених судин 0-0. Відповідно до першого висновку тиск у точках A і B трубопроводу, що з'єднує судини, однаковий, тобто

$$p_A = p_B. \quad (2.20)$$

Виразивши тиск за допомогою основного рівняння гідростатики, отримуємо рівняння для визначення властивостей сполучених судин:

$$p_1 + \rho_1 g h_1 = p_2 + \rho_2 g h_2. \quad (2.21)$$

Розглянемо часткові випадки:

а) тиск у судинах однаковий $p_1 = p_2$, з (2.21) отримуємо:

$$\rho_1 h_1 = \rho_2 h_2. \quad (2.22)$$

Тобто висота рівнів у сполучених судинах обернено пропорційна густині рідин. Ця властивість сполучених судин може бути використана для вимірювання густини рідин, якщо відома густина однієї з рідин:

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{h_1}{h_2}. \quad (2.23)$$

б) тиск у судинах однаковий $p_1 = p_2$ і судини заповнені однією рідиною, тобто $\rho_1 = \rho_2$, з (2.21) отримуємо:

$$h_1 = h_2. \quad (2.24)$$

Таким чином, у відчинених (при рівних тисках над поверхнями) сполучених судинах рідина встановлюється на однакових рівнях.

4. Вимірювання гідростатичного тиску за допомогою рідинних манометрів. Принцип дії цих приладів ґрунтується на використанні основного рівняння гідростатики.

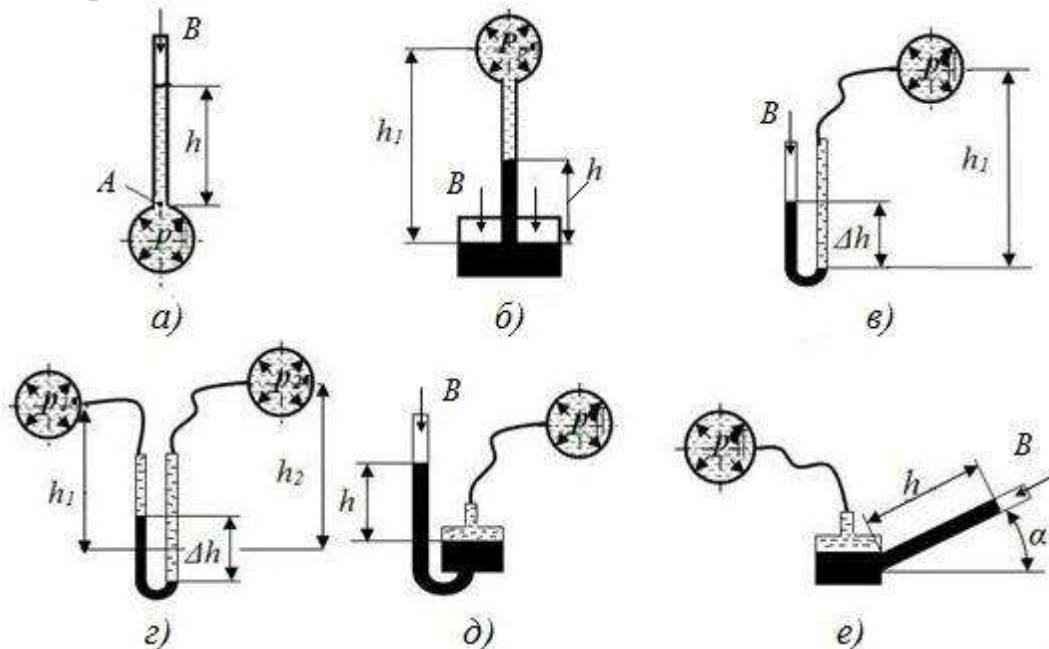


Рис. 2.8. Схема приладів для вимірювання тиску:

а) п'езометр; б) вакуумметр (вимірювання розрідження); в) U-подібний манометр (вимірювання манометричного тиску); г) U-подібний дифманометр (визначення різниці тисків); д) чашковий манометр; е) рідинний мікроманометр з похилою шкалою (вимірювання малих тисків)

Найбільш простим приладом є п'езометр – вертикальна скляна трубка, яка приєднується у точці виміру тиску (рис. 2.8,а).

З основного рівняння гідростатики тиск у точці A визначається:

$$p_A = B + \rho gh \text{ або } p_A - B = \rho gh. \quad \text{Па (2.25)}$$

Так як $p-B$ – це манометричний (надлишковий) тиск у посудині p_m , то:

$$p_m = \rho gh \text{ або } h = \frac{p_m}{\rho g}. \quad \text{Па (2.26)}$$

Таким чином, висота стовпа рідини у п'езометрі дорівнює п'езометричній висоті надлишкового тиску. Відмітимо, що п'езометрична висота стовпа води, яка відповідає тиску в $0,1\text{МПа}$ (1бар), складає для води $10,3\text{м}$, гасу – $12,8\text{м}$, ртуті – $0,76\text{м}$. Ця обставина обмежує використання рідинних п'езометрів виміром незначних тисків до $0,05\text{МПа}$.

Сила тиску на плоску стінку. В загальному випадку площина може бути нахилена під кутом α до горизонту (рис. 2.9). Позначимо розмір частки зануреної площини b , а її довжину L . Вздовж поверхні спрямуємо вісь y . Будемо вважати, що тиск повітря над поверхнею рідини та біля площини дорівнює барометричному.

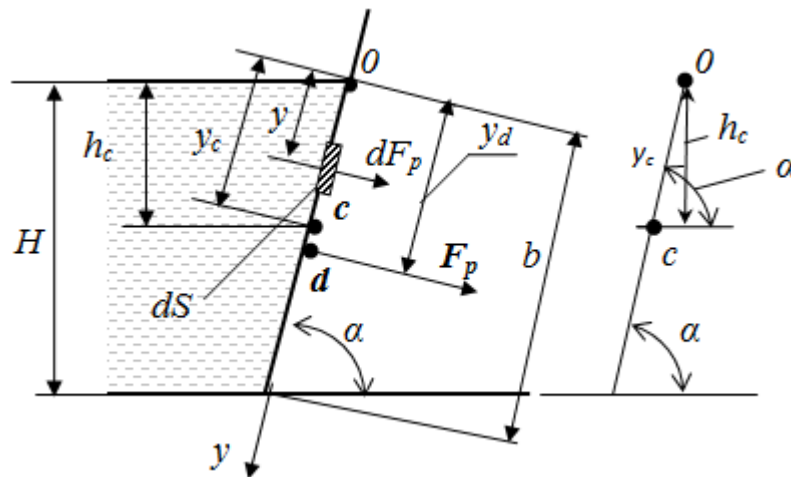


Рис. 2.9. Розрахункова схема до визначення сили тиску на плоску стінку

Елементарна сила гідростатичного тиску на відстані y від початку координат визначиться відповідно до основного закону гідростатики:

$$dF_p = \rho \cdot g \cdot h \cdot dS, \quad (2.27)$$

враховуючи що $h = y \cdot \sin \alpha$, отримуємо:

$$dF_p = \rho \cdot g \cdot y \cdot \sin \alpha \cdot dS. \quad (2.28)$$

Загальна сила гідростатичного тиску на плоску поверхню визначиться після інтегрування по поверхні:

$$F_p = \int_S dF_p \cdot dS = \int_S \rho g y \sin \alpha \cdot dS = \rho g \sin \alpha \cdot \int_S y dS = \rho g \sin \alpha \cdot W_0. \quad (2.29)$$

Відмітимо, що $W = S \cdot y_c$ це момент інерції зануреної площини, а $y_c \cdot \sin \alpha = h_c$ – глибина занурення центра тяжіння площини. Після перетворень отримуємо:

$$F_p = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot S, \text{ або } F_p = p_c S, \quad H \quad (2.30)$$

де p_c – тиск у центрі тяжіння площини, Па;

S – площа поверхні, яка змочується рідиною, m^2 .

У випадку наявності надлишкового тиску над поверхнею сила тиску визначається:

$$F_p = (p_0 + \rho g h_c) \cdot S. \quad H \quad (2.31)$$

Для визначення точки прикладення сили гідростатичного тиску (центру тиску) складемо рівняння моментів сил відносно початку координат т. 0. Будемо вважати, що сила тиску прикладена у точці d , тоді:

$$F_p \cdot y_d = \int_S dF \cdot y = \rho \cdot g \cdot \sin \alpha \int_S y^2 \cdot dS, \quad (2.32)$$

враховуючи, що $\int_S y^2 \cdot dS = I_0 = I_c + y_c^2 \cdot S$, після перетворень отримуємо:

$$y_d = y_c + \frac{I_c}{S \cdot y_c}, \quad m \quad (2.33)$$

де y_c – відстань вздовж площини від поверхні до центру тяжіння площини, м;

I_c – момент інерції площини відносно горизонтальної вісі, яка прямує через центр тяжіння, m^4 .

З рівняння (2.33) видно, що сила гідростатичного тиску прикладена в точці, яка знаходиться нижче центру тяжіння площини. У розрахунках слід пам'ятати, що $h_c = y_c \cdot \sin \alpha$.

Сила тиску на криволінійну поверхню в загальному випадку визначається як додатак складових сил по висям координат:

$$F_p = \sqrt{F_{px}^2 + F_{py}^2 + F_{pz}^2}. \quad H \quad (2.34)$$

Для циліндричної поверхні (рис.2.10):

$$F_p = \sqrt{F_{px}^2 + F_{pz}^2}. \quad H \quad (2.35)$$

Виділимо на поверхні нескінченно малу площадку dS , її можливо вважати плоскою (рис. 2.10,б). Сила тиску буде спрямована по нормалі до поверхні dS та визначиться:

$$dF_p = (p_0 + \rho g h) dS \quad (2.36)$$

Розкладемо силу тиску на складові за напрямками x та z .

$$dF_x = (p_0 + \rho g h) dS \cdot \sin \beta, \quad (2.37)$$

$$dF_z = (p_0 + \rho g h) dS \cdot \cos \beta. \quad (2.38)$$

Відзначимо, що $dS \cdot \sin \beta$ це проекція поверхні dS на вертикальну площину dS_x , тоді:

$$dF_x = (p_0 + \rho g h) dS_x, \quad (2.39)$$

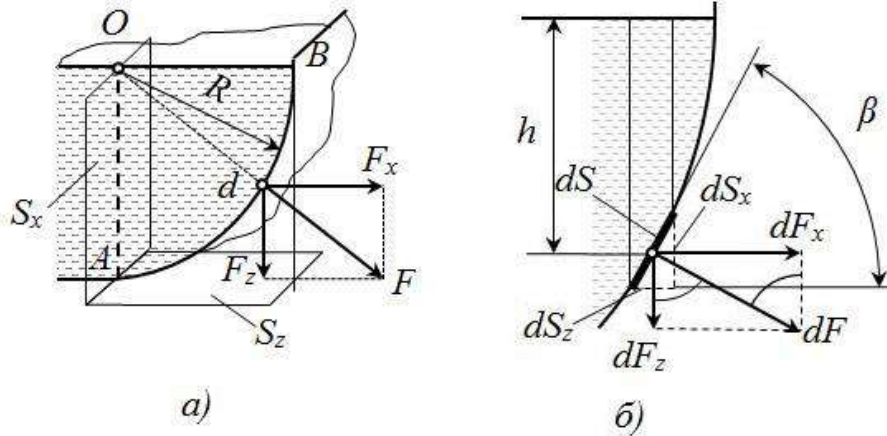


Рис. 2.10. Гідростатичні сили, що діють на циліндричну поверхню(a) та розрахункова схема до визначення сили гідростатичного тиску:

O – вісь циліндричної поверхні; R – радіус циліндру; OA – проекція поверхні BA на вертикальну площину; BOAB – об’єм тіла тиску; d – точка прикладення сили тиску – центр тиску

Після інтегрування по поверхні S отримуємо:

$$F_{px} = p_0 S_x + \rho g h_{cx} S_x, \quad H \quad (2.40)$$

де, S_x , $h_{c,x}$ – відповідно площа проекції циліндричної поверхні на вертикальну площину та глибина занурення центра ваги цієї проекції.

При перетворенні рівняння (1.38) врахуємо, що $dS \cdot \cos\beta$ – це проекція поверхні dS на горизонтальну площину dS_z , а $h \cdot dS_z$ – це об’єм рідини над поверхнею dS . Тоді після інтегрування отримуємо:

$$F_{pz} = p_0 S_z + \rho g V_{m.m}, \quad H \quad (2.41)$$

де, S_z – площа проекції циліндричної поверхні на горизонтальну площину, m^2 .

Таким чином, вертикальна складова сила дорівнює сумі ваги рідини в об’ємі тіла тиску $V_{m.m}$ і сили зовнішнього тиску на горизонтальну проекцію циліндричної поверхні. Під об’ємом тіла тиску розуміють об’єм між вертикальними площинами, які проходять через крайні твірні циліндричної поверхні, самою криволінійною поверхнею та поверхнею рідини або її продовженням.

Рівнодіюча сила тиску визначиться:

$$F_p = \sqrt{F_{px}^2 + F_{pz}^2}, \quad H \quad (2.42)$$

У випадку коли надлишковий тиск над поверхнею рідини відсутній формули спрощуються:

$$F_{px} = \rho g h_{cx} S_x, \quad H \quad (2.43)$$

$$F_{pz} = \rho g V_{m.m}. \quad H \quad (2.44)$$

У водопроводах, каналізаційних і багатьох інших трубопровідних системах, гідротехнічних спорудах широко використовуються труби і різні резервуари

круглого перерізу. Розглянемо трубу завдовжки ℓ з внутрішнім діаметром D та товщиною стінок δ (рис. 2.11).

Гідростатичний тиск у трубі складає p . Тиск породжує сили F_{px} , що намагаються розірвати трубу. Відповідно до (2.40) сила гідростатичного тиску визначається:

$$F_{px} = pS_x + \rho gh_{cx}S_x \quad H \quad (2.45)$$

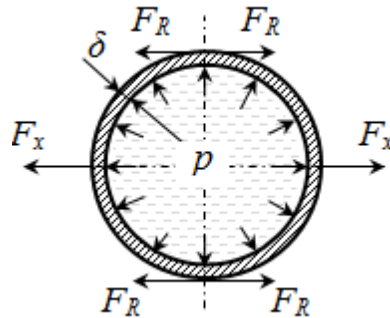


Рис. 2.11. Розрахункова схема до визначення напруги в стінки труби, яка знаходиться під надлишковим тиском p

Для труб невеликого діаметру, які застосовуються у трубопроводах, тиском стовпа рідини можна нехтувати, зважаючи на його крихту. Тоді:

$$F_{px} = pS_x, \quad H \quad (2.46)$$

де p – надлишковий тиск у трубі, Па,

S_x – площа проекції циліндричної поверхні на вертикальну площину, m^2 .

Внаслідок симетричності труби сили, що намагаються розривати трубу, діятимуть однаково у всіх напрямках. Для вертикальної площини ця сила буде дорівнювати:

$$F_{px} = pD\ell, \quad H \quad (2.47)$$

де добуток $D \cdot \ell$ – вертикальна проекція площі стінки труби S_x .

Під дією розриваючих сил в стінках труби виникатиме внутрішня сила N_R , яка дорівнює за величиною розриваючій силі, але спрямована в протилежну сторону. Напруга σ у стінках труби з урахуванням, що площа перерізу стінок труби складає $A=2\delta\ell$ визначиться:

$$\sigma = \frac{F_R}{A} = \frac{pD}{2\delta}. \quad Pa \quad (2.48)$$

При відомій допустимій нарузі для матеріалу труби $[\sigma]$, мінімальна товщина стінки труби визначиться з (2.48):

$$\delta_{\min} = \frac{pD}{2[\sigma]}. \quad m \quad (2.49)$$

Закон Архімеда. Визначимо силу, яка діє на тіло занурене у рідину. Розглянемо сили (рис. 2.12), що діють на тіло.

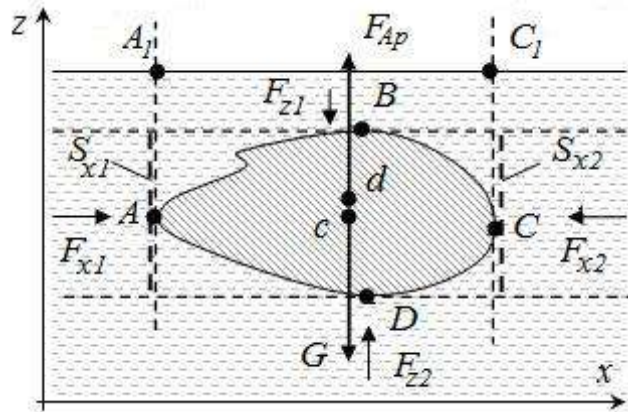


Рис.2.12.Розрахункова схема до виведення закону Архімеда

Горизонтальна складова сили тиску на криволінійну поверхню визначається:

$$\text{на поверхню } DAB: F_{x1} = \rho g h_{c1} S_{x1};$$

$$\text{на поверхню } BCD: F_{x2} = -\rho g h_{c2} S_{x2}.$$

Так, як $h_{c1} = h_{c2}$, звідки $S_{x1} = S_{x2}$, то $F_{x1} = F_{x2}$. Таким чином у горизонтальному напрямку сили зрівноважені.

Розглянемо сили, які діють у вертикальному напрямку:

$$\text{на поверхню } ABC: F_{z1} = -\rho g V_{A_1ABBC_1A_1};$$

$$\text{на поверхню } ADC: F_{z2} = \rho g V_{A_1ADCC_1A_1}.$$

$$\text{Додаток сил складає: } F_z = -\rho g (V_{ADCC_1A_1A} - V_{ADCC_1AA}) = -\rho g V_{ABCD A}.$$

Таким чином, рівнодіюча сил дії у вертикальному напрямку спрямована до гори і дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла.

Тіло може бути занурене у рідину не повністю, тому в загальному випадку закон Архімеда формулюється так:

На тіло, яке занурене в рідину діє виштовхувальна сила, спрямована вертикально догори, яка дорівнює вазі рідини в об'ємі зануреної частини тіла.

$$F_{Ap} = -\rho g W, \quad H \quad (2.50)$$

де W – об'єм зануреної в рідину частини тіла. m^3 .

Об'єм (вага) води, яка виштовхується тілом, отримав назву – водовміщення. Центр ваги об'єму зануреної частини тіла (центр водовміщення) співпадає з центром тиску – точкою, до якої прикладена сила виштовхування.

Розглянемо умови плавання тіл у рідинах.

1. Якщо сила виштовхування компенсує вагу тіла ($F_{Ap} = G$), то можливі такі варіанти:

а) об'єм зануреної частини менше загального об'єму тіла ($W < V_m$) – тіло плаває на поверхні рідини. При цьому, якщо тіло суцільне, то:

$$\rho g W = \rho_m g V_m, \quad (2.51)$$

або враховує нерівність $W < V_m$, отримуємо відому умову плавання суцільного тіла на поверхні:

$$\rho_m < \rho. \quad (2.52)$$

в) якщо тіло повністю занурене в рідину ($W = V_m$), то воно знаходиться у стані байдужої рівноваги, тобто може під дією зовнішніх сил переміщуватися у рідині, але після припинення їх дії залишається на певному рівні.

2) Якщо сила виштовхування перебільшує вагу тіла ($F_{Ap} > G$), то тіло спливає на поверхню та частково піднімається над нею поки сили не зрівноважаться.

3) Якщо сила виштовхування менша за вагу тіла ($F_{Ap} < G$), то тіло тоне.

Розглянемо більш ретельно умови плавання тіл на поверхні (рис. 2.13). Лінія, яка прямує через центр тяжіння c і центр водовміщення d у положенні рівноваги є віссю плавання. У цьому випадку вона перпендикулярна до вільної поверхні води (площини плавання). При нахилі тіла центр водовміщення змінює своє положення і вісь плавання відхиляється від вертикалі на певний кут.

Точка перетину напрямку дії виштовхувальної сили з віссю плавання при похилому положенні тіла називають метацентром, а відстань між метацентром та центром тяжіння – висотою метацентра (h_m).

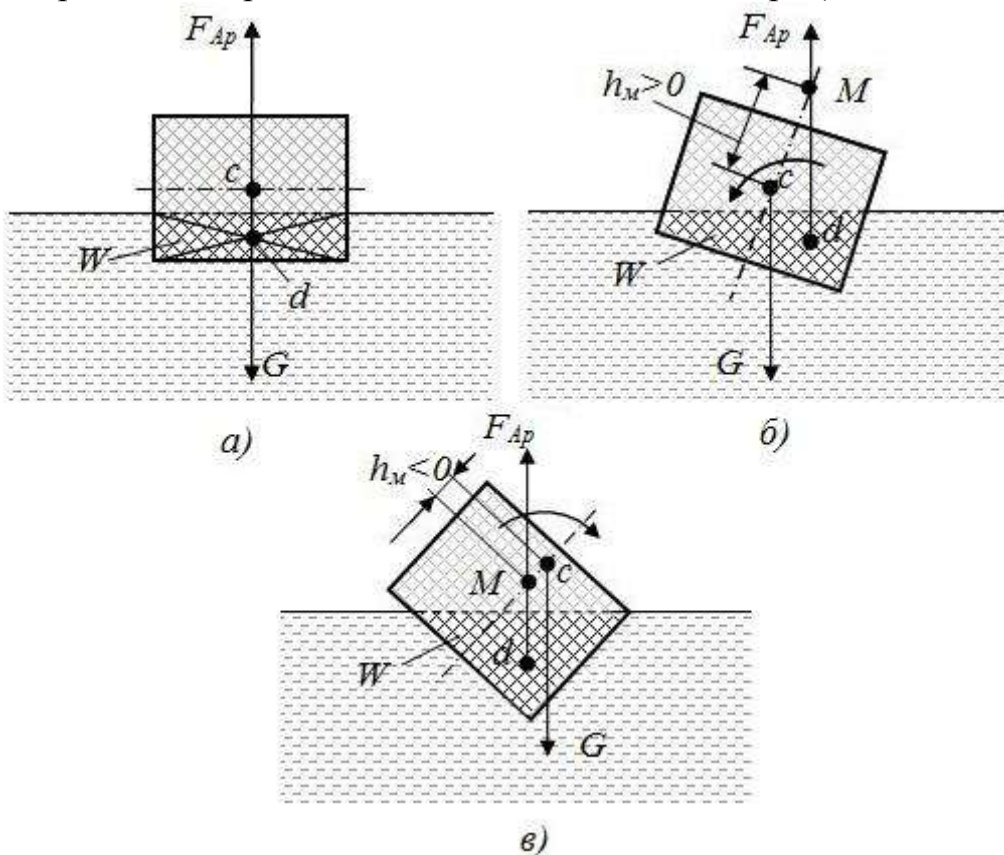


Рис. 2.13. Розрахункова схема до визначення стійкості тіла яке плаває:
a і б – стійке положення тіла, що плаває, в – втрата стійкості;
c – центр тяжіння; d – центр тиску; M – метацентр; h_m – висота метацентру

Як бачимо з рис. 2.13,б, якщо метацентр (т. M) знаходиться вище центру ваги, то при нахилу тіла виникає момент сил $m(F_{Ap}, G)$, що спрямований проти крену тіла. Він повертає тіло в стійке положення. В іншому випадку (рис. 2.13,в) момент сил спрямований у бік нахилу, тіло втрачає стійкість – перевертається.

Таким чином, умовою стійкого плавання тіла (здатності повертатися зі стану нахилу у положення рівноваги) є умова:

$$h_m \geq 0. \quad (2.53)$$

Якщо $h_m < 0$, то тіло не має стійкості, воно буде перевертається поки висота метацентру не досягне позитивного значення.

Висота метацентру визначається за формулою:

$$h_m = \frac{I_o}{W} - e, \quad (2.54)$$

де I_o – момент інерції площини плавання відносно повздовжньої вісі;
 e – відстань між центром тяжіння і центром водовміщення в стані рівноваги.

Аналіз формули (2.54) показує, що для покращення стійкості потрібно:

- знижувати центр ваги тіла (для судна – використання баласту);
- збільшувати момент інерції площі плавання;
- зменшувати водовміщення .

Останні два метода реалізуються спеціальним профілюванням корпусу судна (близьким до параболічного).

Питання для самоперевірки

1. Для яких умов вірний запис основного закону гідростатики у вигляді $p = p_o + \rho gh$.
2. Що таке n 'езометрична висота?
3. Поясніть фізичний зміст поняття «гідростатичний напір».
4. Сформулюйте закон Паскаля.
5. Як визначається сила гідравлічного тиску на плоску поверхню?
6. Як визначити мінімальну товщину стінки труби, що знаходиться під тиском?
7. Що таке центр водовміщення та де він розміщується?
8. Вкажіть загальні умови плавання тіл.
9. Як покращити стійкість тіла, що плаває?

2.1.3. Основи гідродинаміки

Гідродинаміка – розділ гідравліки, який вивчає закони руху рідин та взаємодію потоку рідини з твердими тілами.

Для вивчення закономірностей звичайно використовується струминна модель потоку, яка розглядає потік рідини, як суму певної кількості елементарних струменів (рис. 2.14). Траєкторію кожної елементарної струминки називають лінією току. Дотична до лінії току в кожній точці дає напрямок місцевої швидкості струминки u . Розподіл швидкостей і тисків у

потоці називають полями швидкості та тиску. Якщо поля швидкості і тиску не змінюються з часом, то такий рух називають усталеним, в іншому випадку – рух неусталений.

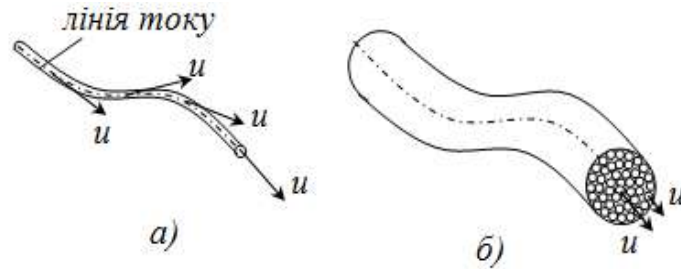


Рис. 2.14. Струмінна модель потоку:
а – елементарна струминка, б – потік рідини

Рух потоку може бути напірним і безнапірним. При напірному русі у потоці є надлишковий тиск і потік дотикається до стінок каналу за всім периметром. При безнапірному русі надлишковий тиск над поверхнею потоку відсутній і потік заповнює канал не повністю.

Поверхня, яка в кожній точці нормальна до лінії току – живий переріз потоку. При усталеному напірному русі у каналі незмінної форми живий переріз співпадає з поперечним перерізом каналу.

У розрахунках, коли профіль каналу відрізняється від круга, використовують поняття «гідравлічний радіус» – це відношення площі живого перерізу S до змоченого периметру:

$$R = \frac{S}{\Pi}, \quad \text{м} \quad (2.55)$$

де Π – змочений периметр, це частина периметру каналу, на якому потік дотикається до його стінок, м.

Витратою потоку називають кількість рідини, яка протікає через живий переріз за одиницю часу. Розрізняють об'ємні витрати Q ($\text{м}^3/\text{с}$) та масові витрати Q_m ($\text{кг}/\text{с}$). Взаємозв'язок між ними:

$$Q_m = Q \cdot \rho. \quad \text{кг}/\text{с} \quad (2.56)$$

Завданням гідродинаміки є визначення полів тисків і швидкостей у різних задачах. Для спрощення розрахунків та виявлення загальних закономірностей вводять поняття «потік ідеальної рідини». Це потік нестисливої рідини, у якому відсутнє внутрішнє тертя. Внаслідок усі струминки у живому перерізі мають однакову швидкість.

Рівняння нерозривності потоку. Визначимо витрати рідини для потоку ідеальної рідини.

Розглянемо потік ідеальної рідини (рис. 2.15), який має площу живого перерізу S . За нескінченно малий час dt об'єм рідини, що пройшов через живий переріз, чисельно дорівнює об'єму фігури з основою S та висотою dx . Висота dx – це шлях, на який переміщується переріз $dx = u \cdot dt$.

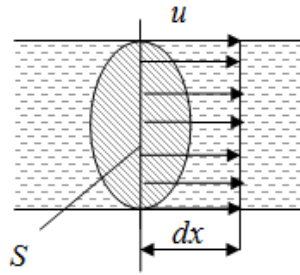


Рис. 2.15. До виведення рівняння нерозривності

Тоді витрати визначаються:

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{S \cdot u \cdot dt}{dt} = S \cdot u \text{ або } Q = u \cdot S. \quad (2.57)$$

Вираз (2.57) є рівнянням нерозривності для потоку ідеальної рідини.

В реальному потоці внаслідок наявності в'язкості, тобто тертя у рідині, місцева швидкість буде різною у перерізі потоку. На стінках каналу вона дорівнює нулю і збільшується до середини потоку (рис. 2.16).

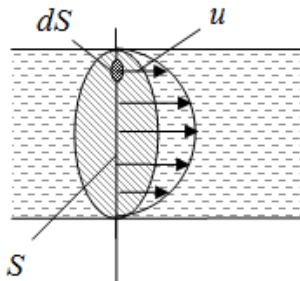


Рис. 2.16. До виведення рівняння нерозривності для реального потоку

Витрати можна знайти інтегруванням за площиною перерізу витрат елементарних струминок з перерізом dS , в яких швидкість можна вважати незмінною. Для елементарної струминки вірне рівняння нерозривності (2.57), тоді:

$$Q = \int_S u \cdot dS. \quad (2.58)$$

Введемо поняття «середня швидкість потоку» – це середня інтегральна швидкість у перерізі потоку, яка визначається:

$$v = \frac{1}{S} \cdot \int_S u \cdot dS. \quad (2.59)$$

Після перетворень (2.58) з урахуванням (2.59) отримуємо рівняння нерозривності для потоку реальної рідини:

$$Q = v \cdot S, \quad (2.60)$$

де v – середня швидкість потоку в живому перерізі, m/c .

Якщо потік на певній ділянці немає розриву, тобто витрати рідини незмінні, то з рівнянь нерозривності отримуємо співвідношення між площами двох перерізів та відповідними швидкостями:

для ідеального потоку:

$$u_1 \cdot S_1 = u_2 \cdot S_2, \quad (2.61)$$

для реального потоку:

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2. \quad (2.62)$$

Рівняння Бернуллі для ідеального потоку рідини має вигляд:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const}. \quad (2.63)$$

де $z + \frac{p}{\rho g}$ – гідростатичний напір, зокрема:

z – геометричний напір;

$\frac{p}{\rho g}$ – п'єзометричний напір – висота, на яку підніметься стовп рідини

під тиском p ;

$\frac{u^2}{2g}$ – швидкісний напір – висота, на яку може піднятися вертикально

до гори струмінь рідини при швидкості u .

Тричлен $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$ називається гідродинамічним напором потоку у відповідному перерізі. Він являє собою еквівалент механічної енергії, яка переноситься потоком через переріз. Якщо помножити кожен член рівняння на g , отримуємо суму питомих (віднесених до 1кг маси рідини) енергій потоку. Перші два члени рівняння – потенціальна енергія потоку (zg – енергія положення, $\frac{p}{\rho}$ – енергія стиску), а третій $\frac{u^2}{2}$ – питома кінетична енергія.

Таким чином, рівняння Бернуллі виражає закон збереження енергії для усталеного потоку нестисненої рідини у полі сил земного тяжіння.

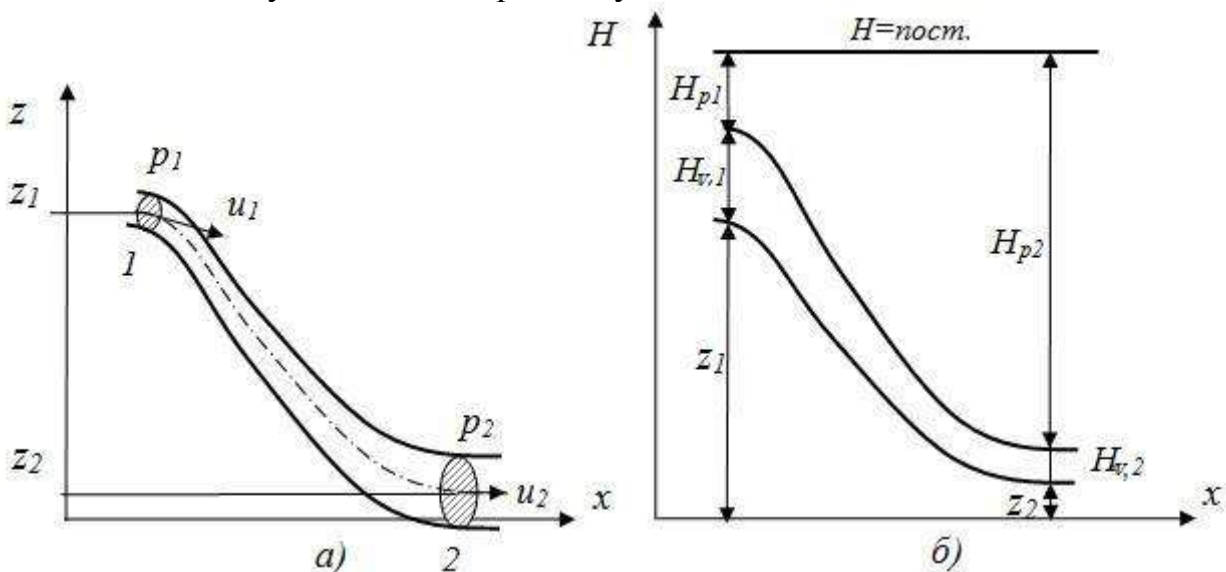


Рис. 2.17. Графічна інтерпретація рівняння Бернуллі для ідеального потоку:
а – схема потоку; б – діаграма напорів

Відзначимо, що всі складові мають розмірність m і отримали назву напори. Вони можуть бути представлені у вигляді відрізків прямої. На цьому основане графічне зображення рівняння Бернуллі у вигляді діаграми, координатами якої є x – шлях потоку і H – напір (рис. 2.17).

Для потоку ідеальної рідини у кожному перерізі сума відрізків, що відповідає окремим напорам, дорівнює сталій величині – повному напору H . При зміні одного з складових напору змінюються інші при збереженні загальної суми.

Наприклад, (рис. 2.17), потік опускається і одночасно збільшується його переріз. При цьому зменшується геометричний напір ($z_2 < z_1$), також зменшується швидкість руху ($u_2 < u_1$). Відповідно швидкісний напір H_v в перерізі 2 менший, ніж у перерізі 1. Оскільки зберігається загальна сума напорів, то у перерізі 2 збільшується п'єзометричний напір H_p і відповідно тиск у потоці. Таким чином, при русі потоку відбувається взаємне перетворення напорів (енергій) при збереженні їх загальної суми.

У потоці реальної рідини наявне тертя, внаслідок розподіл швидкостей у живому перерізі потоку нерівномірний. Для визначення швидкісного напору, у такому випадку, потрібно проінтегрувати швидкісний напір елементарних струминок потоку по площі живого перерізу:

$$H_v = \int_s \frac{u^2}{2g} dS, \text{ або } H_v = \alpha \frac{v^2}{2g}, \quad m \quad (2.64)$$

де v – середня швидкість у перерізі, m/c ;

α – коефіцієнт кінетичної енергії Коріоліса, який врівнює нерівномірність поля швидкостей у перерізі:

$$\alpha = \frac{1}{S} \int_s \left(\frac{u}{v} \right)^3 dS. \quad (2.65)$$

Коефіцієнт кінетичної енергії Коріоліса – це відношення дійсної кінетичної енергії потоку, що розрахована за місцевими швидкостями, до кінетичної енергії за середньою швидкістю. Для реальних випадків коефіцієнт Коріоліса знаходиться в межах $\alpha = 1,02 - 2$.

Наявність тертя у потоці призводить до втрати енергії на її подолання. Внаслідок сумарна енергія по ходу потоку зменшується на певну величину, яку називають втратою напору Δh . Враховуючи наведені міркування, рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини набуває вигляд:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h_{1-2}, \quad (2.66)$$

де z_1 і z_2 – висоти розміщення центрів ваги живих перерізів 1 і 2 відносно горизонтальної площини початку відліку;

p_1 і p_2 – тиск у центрах ваги перерізів 1 і 2;

α_1 і α_2 – коефіцієнти Коріоліса для перерізів 1 і 2;

v_1 і v_2 – середні швидкості потоку у перерізах 1 і 2;

Δh_{1-2} – втрати напорів на ділянці 1-2 або питоме зменшення енергії потоку за рахунок сил тертя між перерізами 1 та 2.

Втрати напорів викликають зменшення п'єзометричного напорів (тиску) по ходу потоку. Дійсно, зміна інших напорів не залежить від опору руху, що створюють сили тертя. Геометричний напір залежить тільки від висоти перерізу, швидкісний – витрат та площі перерізу потоку. Наочно це твердження демонструє діаграма напорів (рис. 2.18).

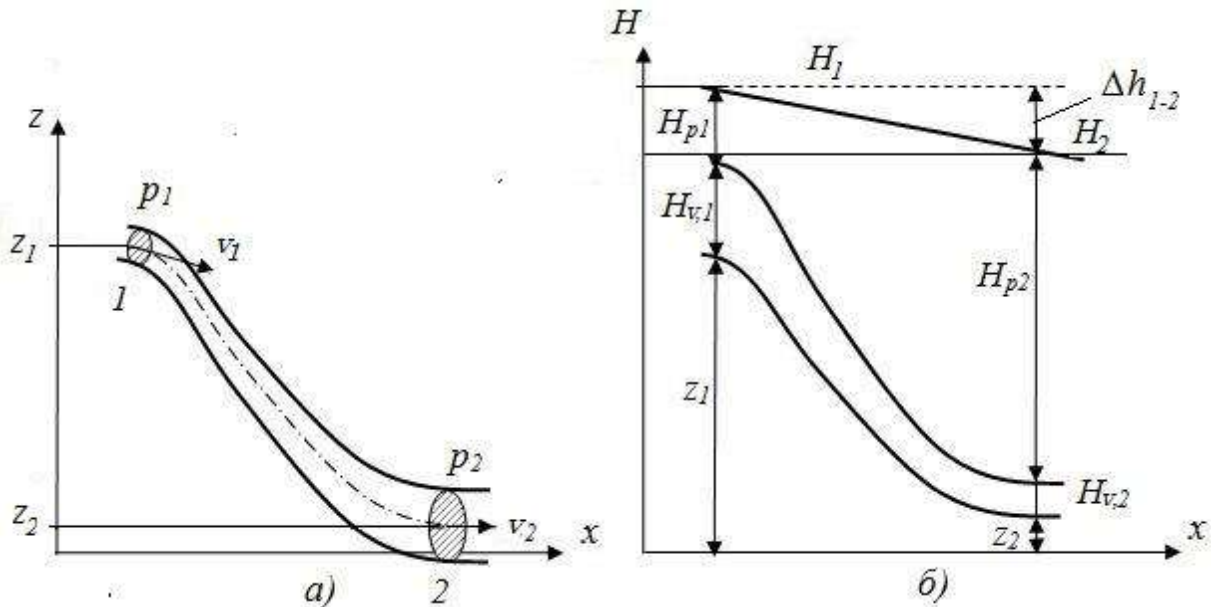


Рис. 2.18. Графічна інтерпретація рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини: а – схема потоку; б – діаграма напорів

Зменшення тиску (з визначення п'єзометричного напорів) складає:

$$\Delta p = \rho g \Delta h. \quad \text{Па} \quad (2.67)$$

Якщо у перерізах потоку розподіл швидкостей мало відрізняється від рівномірного, кривизна і непаралельність ліній течії настільки малі, що їх впливом на закон розподілу швидкості і тиску можна знехтувати, то у рівнянні Бернуллі можна приймати $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$. Останній випадок характерний для багатьох технологічних трубопроводів.

Розглянемо як використовується рівняння Бернуллі в техніці на прикладі будови витратомірів із звужуючими пристроями.

Якщо у потоці рідини розмістити звужуючий пристрій (рис. 2.19), то внаслідок перетворення напорів, у самому вузькому місці потік буде мати більший за початковий швидкісний напір і у той же час менший п'єзометричний напір. Різницю п'єзометричних напорів до звужуючого пристрою і у найменшому перерізі легко виміряти.

Запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів: до пристрою та у точці найменшого живого перерізу. Приймаємо, що трубопровід горизонтальний і втрати напорів відсутні. Рівняння Бернуллі для цього випадку має вигляд:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.68)$$

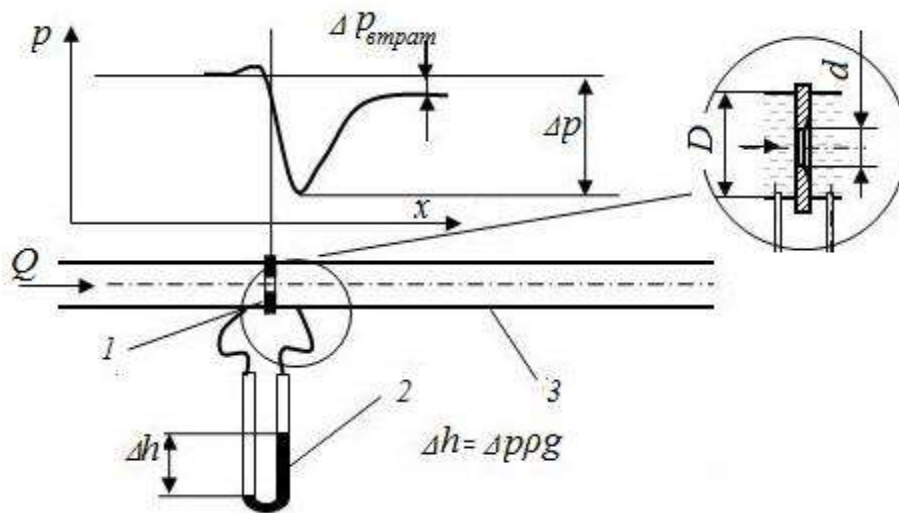


Рис. 2.19. Принципіальна схема виміру витрат за допомогою звужуючого пристрою: 1 – звужуючий пристрій (діафрагма); 2 – диференційний манометр; 3 – трубопровід

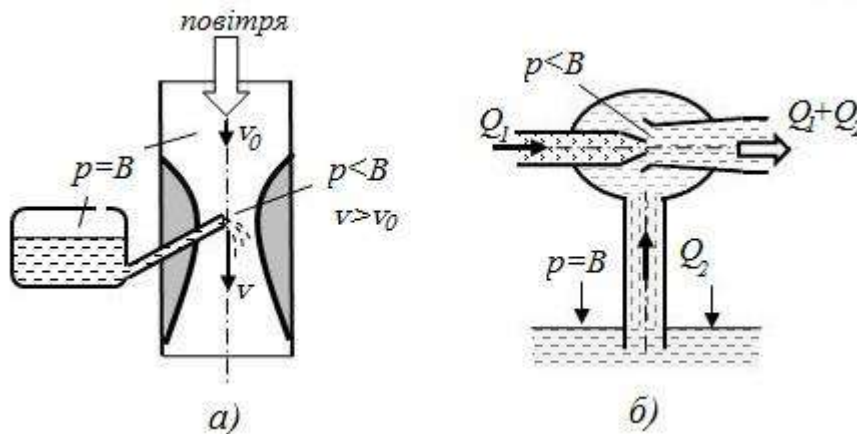


Рис. 2.20. Принципові схеми карбюратора(а) та струминного насосу(б). B – барометричний (атмосферний) тиск

Використовуючи рівняння нерозривності, після перетворень, отримуємо вираз для визначення витрат рідини:

$$Q = \frac{1}{\sqrt{1-m^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \cdot S_2 \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (2.69)$$

де m – модуль звужуючого пристрою $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$;

S_2 – площа поперечного перерізу отвору звужуючого пристрою $S_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$.

Вираз $\frac{1}{\sqrt{1-m^2}}$ отримав назву теоретичного коефіцієнту витрат α .

У реальних умовах у пристрої є втрати напору, внаслідок цього реальний коефіцієнт витрат буде більшим:

$$\alpha = \alpha_m \cdot K, \quad (2.70)$$

де K – корегуючий коефіцієнт на режим руху.

Якщо врахувати, що $S_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot D^2}{4}$ і підставити у (2.60) замість символів постійних чисел їх чисельні значення, а також враховувати, що звичайно витрати вимірюють в м³/год., то отримаємо розрахункову формулу:

$$Q = 12,52 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha \cdot D^2 \cdot m \sqrt{\Delta h}, \quad \text{м}^3/\text{год} \quad (2.71)$$

Принцип перетворення напорів при зменшенні перерізу, тобто утворення зони розрядження в місці з підвищеною швидкістю потоку, закладений в основу конструкцій розпилювачів рідин (наприклад фарб), карбюратора в автомобільних двигунах, струминних насосах (рис. 2.20).

Режими руху рідин. З досвіду спостережень за рухом потоків рідин відомо, що існують два основні режими руху. Перший режим характерний при незначних швидкостях руху. У цьому випадку окремі струминки потоку рухаються еквідистантно (для прямолінійного каналу – паралельно). Такий режим одержав назву – ламінарний (від латинського *latina* – смужка). При цьому режимі відсутній перенос маси поперек напрямку руху потоку. Між шарами рідини діють сили внутрішнього тертя, які описуються рівнянням Ньютона (2.5) для в'язкої рідини.

Другий режим виникає при більших швидкостях. У цьому випадку в живому перерізі потоку виявляються дві характерні зони руху:

- основна – ядро потоку, в якому місцева швидкість майже не змінюється, у неї спостерігається виникнення вихрів, які здійснюють перенос маси поперек напрямку руху потоку;
- пристінний (ламінарний) шар рідини, в якому спостерігається ламінарний рух, у ньому швидкість різко падає від значення для ядра потоку до нуля (рис. 2.21, б).

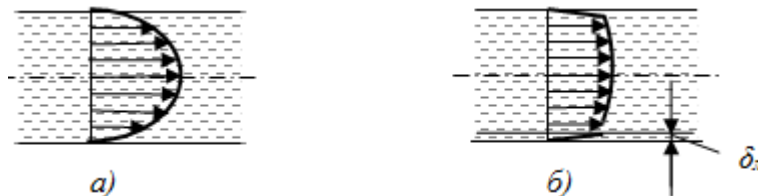


Рис. 2.21. Розподіл місцевих швидкостей у круглих трубах при ламінарному (а), турбулентному (б) режимах руху рідини (δ_n – товщина ламінарного підшару)

Цей режим одержав назву – турбулентний (від латинського *turbulentus* – неупорядкований). У цьому випадку перенос маси поперек потоку викликає додатковий опір руху.

Дослідження Д. І. Менделєєва показали, що наявність різних режимів руху визначається співвідношенням між силами внутрішнього тертя та силою інерції потоку (швидкістю) руху. Кількісну оцінку межі існування режимів руху встановив О. Рейнольдс. Він ввів безрозмірний комплекс, який характеризує кількісне співвідношення між силами інерції та силами тертя. Цей комплекс одержав назву критерії Рейнольдса (Re):.

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu}, \quad (2.72)$$

де l – характерний розмір потоку (для круглих труб це діаметр, для інших перерізів – гідравлічний радіус) m .

ν – кінематична в'язкість рідини, m^2/c .

Експериментально Рейнольдс встановив, що ламінарний режим в круглих трубах існує при критерії $Re < 2320$. Число, яке відповідає межі існування ламінарного режиму, називають критичним значенням Re . Для потоків, які мають некруглий живий переріз:

$$Re = \frac{v \cdot R_r}{\nu}, \quad Re_{кр} = 575. \quad (2.73)$$

Для відкритих русел за характерний розмір приймають глибину русла. Тоді – $Re_{кр} = 580$.

Сила дії струменя на перешкоду. Розглянемо взаємодію вільного струменя рідини з перешкодою у вигляді симетричного тіла (рис. 2.22,а).

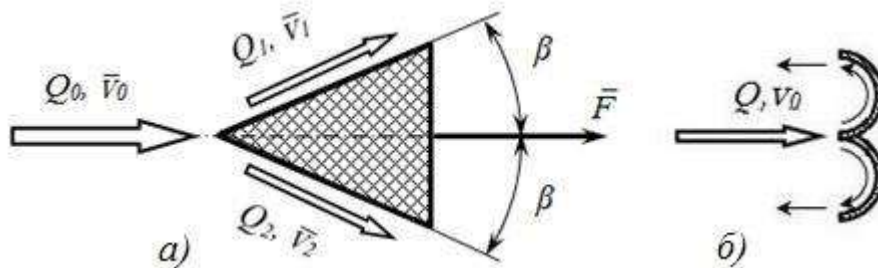


Рис. 2.22. Схема до визначення сили дії струменя на симетричне тіло (а) та профіль тіла, при якому досягається найбільша сила дії струменя (б)

За законом збереження моменту кількості руху, імпульс сили, що утворює потік, дорівнює зміні кількості руху потоку:

$$m d\bar{v} = \bar{F} dt \quad (2.74)$$

Враховуємо, що $m/dt = Q \cdot \rho$ (масові витрати рідини) отримуємо:

$$\bar{F} = \rho \cdot Q \cdot \bar{v}_0 - \rho \cdot Q_1 \cdot \bar{v}_1 - \rho \cdot Q_2 \cdot \bar{v}_2 \quad (2.75)$$

При симетричному поділу струменя $Q_1 = Q_2 = 0,5Q$ модулі швидкостей в набігаючому та утворених потоках однакові. Тоді сила F буде спрямована в напрямку вісі початкового струменя.

Спроектувавши вектори швидкостей v_1 та v_2 на вісь струменя, отримуємо:

$$F = \rho Q v_0 - \rho 0,5 Q v_0 \cdot \cos \beta - \rho 0,5 Q v_0 \cdot \cos \beta = \rho Q v_0 (1 - \cos \beta). \quad (2.76)$$

Кінцеве рівняння для визначення сили набуває вигляду:

$$F = \rho Q v_0 (1 - \cos \beta). \quad H \quad (2.77)$$

Максимальне значення сили буде при $\beta = 180^\circ$, тобто при розвороті потоку в зворотному напрямку (рис. 2.22,б):

$$F = 2 \rho Q v_0. \quad (2.78)$$

При набіганні на плоску стінку ($\beta=90^0$) з рівняння (2.77) отримуємо:

$$F = \rho Q v_0. \quad H \quad (2.79)$$

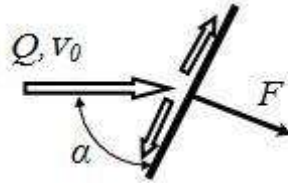


Рис. 2.23. Схема до визначення сили дії струменя на плоску стінку

При зміні нахилу плоскої стінки сила, що діє в напрямку вісі струменя (рис. 2.23), змінюється:

$$F = \rho Q v_0 \sin \alpha. \quad H \quad (2.80)$$

Втрати напору. Відомо, що внаслідок наявності у реальній рідині в'язкості, при її русі виникає сила тертя як у самому потоці так і між потоком і твердою поверхнею каналу. Внаслідок цього частина енергії потоку витрачається на подолання цих сил – виникають втрати напору на тертя. Для труб ці втрати розраховуються за формулою Дарсі – Вейсбаха:

$$\Delta h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad m \quad (2.81)$$

де λ – коефіцієнт опору тертям;

l – довжина труби, м;

d – діаметр труби, м;

v – середня швидкість потоку рідини, м/с.

Дослідження показали, що коефіцієнт тертя залежить від багатьох факторів, серед яких основним є режим руху рідини.

Формули для визначення гідравлічного коефіцієнту тертя для труб

Таблиця 2.3

Режим руху	Межі зони, критерій Re	Розрахункова формула
Ламінарний	$Re \leq 2320$	$\lambda = 64/Re$
Турбулентний гладкостіний	$4000 < Re < 20 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$
Турбулентний доквадратичний	$20 \frac{d}{\Delta} < Re < 500 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$
Турбулентний квадратичний	$Re < 500 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$

У таблиці Δ – еквівалентна шорсткість поверхні труб (для нових сталевих труб $\Delta \approx 0,05$ мм, для старих – $\Delta = 0,2$ мм, для пластикових, скляних та із кольорових металів $\Delta \approx 0,0015$ мм).

У таблиці 2.3. наведені розрахункові формули для визначення коефіцієнту опору тертям в залежності від критерія Re.

Втрати напору виникають також при подоланні потоком різних перешкод: поворотів, зміні перерізу, проходження арматури (кранів, фільтрів,

тощо). Такі втрати отримали назву місцевих. Вони визначаються за формулою:

$$\Delta h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (2.82)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Коефіцієнт місцевого опору залежить у першу чергу від геометричних характеристик перешкоди, а також від критерію Рейнольдса Re . В умовах квадратичної підобласті руху $\xi_{кв}$ (додаток Б) є сталим. В інших випадках коефіцієнт розраховують:

$$\xi = \xi_{кв} + \frac{B}{Re}, \quad (2.83)$$

де B – емпіричний коефіцієнт.

На роботу гідравлічних машин та апаратів значний вплив можуть здійснювати такі гідравлічні явища, як гідравлічний удар та кавітація.

Гідравлічний удар це різке підвищення тиску в напірному трубопроводі при раптовому гальмуванні потоку рідини. Частіш це явище виникає внаслідок швидкого відкриття або закриття крана або іншого пристрою, який керує потоком, а також при пуску або зупинці насосів у розгалужених мережах. Гідравлічний удар викликає руйнування або пошкодження трубопроводів, арматури, деталей насосів та інших гідромашин.

Причиною виникнення гідравлічного удару є перетворення кінетичної енергії потоку при його зупинці. При цьому значну роль в механізмі явища відіграють пружні деформації стінок трубопроводу та самої рідини. Максимальне підвищення тиску при прямому гідравлічному ударі визначається за формулою Н. Е. Жуковського:

$$\Delta p_{уд} = \rho v_0 c, \quad \text{Па} \quad (2.84)$$

де v_0 – початкова швидкість потоку, м/с,

c – швидкість розповсюдження ударної хвилі, м/с:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho / K + \rho d / \delta E}}, \quad \text{м/с} \quad (2.85)$$

де K – модуль пружності рідини, Па;

E – модуль пружності матеріалу труби, Па;

δ – товщина стінок труби, м;

d – внутрішній діаметр труби, м.

Для зменшення підвищення тиску при гідравлічному ударі збільшують час перекриття потоку, зменшують швидкості руху рідини та довжини трубопроводів, а також використовують різноманітні компенсатори тиску.

Кавітація це місцеве порушення суцільності потоку внаслідок виникнення парових та газових пухирців. Відомо, що тиск та температура кипіння пов'язані між собою. Так при тиску рівному атмосферному ($p \approx 1$, бар) вода кипить при $t_k = 100^\circ\text{C}$, а при $p \approx 0,025$ бар – при $t_k = 20^\circ\text{C}$. Тобто, якщо зменшити тиск так, щоб він став меншим відповідного значення ($p_{н.н.}$), у

рідині будуть утворюватись пухирці насиченої пари та газів, які розчинені в ній (рис .2.24).

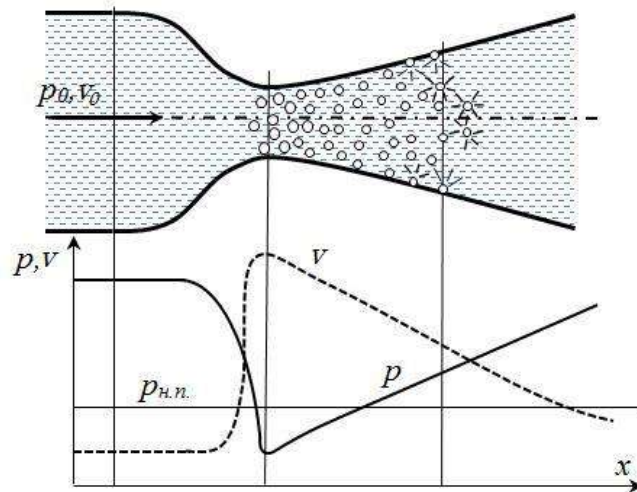


Рис. 2.24. Схема виникнення кавітації

Внаслідок цього зменшується площа живого перерізу, зменшуються витрати рідини у трубопроводі або подача в гідромашинах, зменшується ККД пристроїв, а іноді повністю порушується робота пристроїв.

Крім цього виникає ще одне негативне явище – скупчення пухирців, коли вони потрапляють в зону зі звичайним тиском. При цьому швидкість процесу стиску пухирців набуває значних величин, що викликає різке підвищення тиску у тисячі та десятки тисяч разів. Останнє викликає появу у цій зоні ударних хвиль. Вони руйнують поверхню деталей у вигляді ерозії. Крім цього, процес супроводжується підвищеним шумом, вібрацією.



Рис. 2.25. Кавітаційна ерозія лопатей насосу

Кавітація може привести до руйнування елементів гідравлічних споруд та гідромашин (рис. 2.25). Особливістю цього явища є те , що ерозії підлягають не ті частини поверхні, на яких утворюється пухирці, а частини на яких вони скупчуються.

Умовою виникнення кавітації є місцеве зменшення тиску рідини, так щоб:

$$p \leq p_{кр}, \quad (2.86)$$

де $p_{кр}$ – критичний тиск, який на практиці можна вважати рівним тиску насиченої пари рідини при робочій температурі $p_{н.п.}$.

У практиці роботи гідромашин та трубопроводів явище кавітації виникає в місцях підвищення швидкості руху потоку: місцеві опори, витратоміри, вхідні елементи насосів, на виході з лопатей гідравлічних турбін, гребних гвинтів та інших пристроях.

Питання для самоперевірки

1. Чим відрізняються потоки ідеальної та реальної рідин?
2. Сформулюйте визначення рівнянь нерозривності для потоків ідеальної та реальної рідин.
3. Чим відрізняється рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини.
4. Наведіть приклади використання у техніці рівняння Бернуллі.
5. Від яких факторів залежить сила дії струменю на симетричне тіло?
6. При яких умовах сила дія струменя на перешкоду найбільша при заданих початкових показниках струменю? Відповідь обґрунтуйте.
7. Від яких параметрів залежить коефіцієнт втрат напору по довжині трубопроводу?
8. Що розуміють під місцевими втратами напору? Поясніть фізичний зміст виникнення цих втрат.
9. Поясніть причини та фізичну суть гідравлічного удару?
10. Як визначається збільшення тиску при гідравлічному ударі?
11. Що представляє собою кавітація в потоці рідини?
12. У яких частинах гідравлічних машин можливо виникнення кавітації, кавітаційної ерозії?

2.2. Насоси

Гідравлічна машина (гідромашина) – енергетична машина, яка призначена для перетворення механічної енергії твердого тіла в механічну енергію рідини або навпаки.

Найпоширенішими різновидами гідравлічних машин є насоси і гідродвигуни. У різних машинах також широко використовують гідропередачі.

Насосом називають пристрій, який перетворює механічну енергію обертання в гідравлічну енергію течії робочої рідини. Насос призначений для напірного переміщення рідини у результаті надання їй енергії. Основне призначення насосів – підвищення напору середовищу, яке переміщується.

Гідродвигуном називають гідромашину для перетворення механічної енергії потоку рідини в механічну енергію вихідної ланки. За характером руху робочого органа гідравлічні двигуни поділяються на двигуни обертового руху (гідромотори), поступального руху (гідроциліндри), поворотного руху (поворотні гідродвигуни). Гідромашина яка може працювати як у режимі об'ємного насоса, так і у режимі гідродвигуна – *насос-мотор*.

Гідропередачі здійснюють за допомогою рідини передачу механічної енергії між окремими деталями машин, звичайно від валу двигуна до валу робочого органа машини.

За характером силової взаємодії всі гідромашини (насоси і гідродвигуни) поділяються на динамічні і об'ємні.

В динамічній гідромашині силова взаємодія між робочим органом і рідиною відбувається у проточній частині, яка постійно сполучена із всмоктувальним і нагнітальним трубопроводами. До них належать лопатеві (радіальні, відцентрові, осьові, вихрові та ін.) та струминні і пневматичні машини. В основу роботи таких машин закладені закони гідродинаміки.

У об'ємній гідромашині процес відбувається в замкнутих робочих об'ємах (робочих камерах), у котрі рідина поперемінно засмоктується та витісняється із них. При роботі робочі камери сполучаються поперемінно з вхідним чи вихідним трубопроводами відповідно. До таких гідромашин відносяться зворотно-поступальні (діафрагмові, поршневі) і роторні (аксіально- та радіально-поршневі, шибєрні, зубчасті, гвинтові та ін.) машини. Принцип дії таких машин базується на властивості пружності рідин.

З гідромашин створюють гідроприводи. Гідропривід (гідросистема) – це сукупність гідропрстроїв (гідромашин і гідроапаратів), призначених для передачі механічної енергії і перетворення руху за допомогою рідини. Поширене використання гідропривід знайшов у сучасних автомобілях (гідравлічні системи гальм, гідравлічні підсилювачі тощо), металорізальних верстатах, сільськогосподарських і дорожніх машинах, екскаваторах та ін. За принципом дії основних складових гідропривід поділяють на об'ємний та динамічний.

До основних характеристик насосів відносять подачу, напір, потужність, ККД та робочу характеристику.

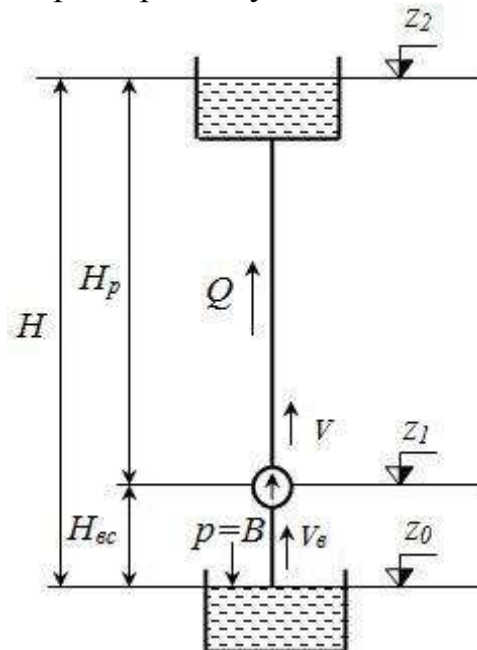


Рис. 2.27.Схема роботи насоса

1. Подача – кількість рідини, яка переміщується насосом за одиницю часу. Частіше користуються поняттям об'ємної подачі Q (m^3/c). Масові витрати можуть бути визначені

$$Q_m = \rho \cdot Q. \quad \text{кг/с} \quad (2.87)$$

Відрізняють теоретичну подачу Q_m , яка розраховується за умов нестиснення рідини та відсутності втрат рідини у насосі, та дійсну Q_d , яка менша за теоретичну подачу. Відношення дійсної до теоретичної подач – об’ємний ККД:

$$\eta_0 = \frac{Q_d}{Q_m}. \quad (2.88)$$

Для сучасних насосів $\eta_0 = 0,85 \dots 0,99$.

2. Напір – еквівалент збільшення енергії одиниці ваги рідини насосом.

Схематично роботу насоса (рис. 2.27) можна представити як переміщення рідини з початкового (z_0) до кінцевого рівня (z_2). Виявляються дві ділянки: всмоктувальна (від z_0 до z_1 , тиск менше атмосферного) та напірна ($z_1 - z_2$, тиск надлишковий).

З рівняння Бернуллі напір насоса визначається:

$$H = z_2 - z_0 = (z_n - z_e) + \frac{P_n + P_e}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_n^2 - \alpha_1 V_e^2}{2g}, \quad \text{м} \quad (2.89)$$

де P_n, P_e – відповідно тиск рідини у вихідному(напірному) та вхідному патрубках насосу;

V_n, V_e – відповідно швидкості рідини у нагнітальному (вихідному) та вхідному патрубках насосу, м/с;

$z_n - z_e$ – різниця рівнів між вихідним та вхідним патрубками насосу, м.

Звичайно на вході та виході з насоса приріст швидкісного напору та різниця рівнів незначні. Тоді формула (2.89) спрощується:

$$H = \frac{P_n}{\rho g} + \frac{P_e}{\rho g} = H_p + H_{ec}, \quad \text{м} \quad (2.90)$$

де H_p, H_{ec} – відповідно напір нагнітання та напір всмоктування, м.

Таким чином, напір насоса складається із напору нагнітання, що утворюється підвищенням тиском у нагнітальному патрубку насосу, та напору всмоктування, який утворюється за рахунок вакуумметричного тиску у всмоктувальному патрубку насоса.

Відрізняють теоретичний H_m , та дійсний H_d напір насоса. Теоретичний напір це напір без врахування гідравлічних втрат, що виникають у насосі. Дійсний напір менший, він визначається:

$$H_d = H_m \cdot \eta_z, \quad \text{м} \quad (2.91)$$

де η_z – гідравлічний ККД насоса ($\eta_z = 0,7 \dots 0,96$), він характеризує ступінь гідравлічної досконалості насоса.

Для насосної установки важливою характеристикою є висота всмоктування – найбільша геометрична висота, з якої насос може всмоктувати рідину. Висота всмоктування визначається:

$$h_{ec} = \frac{P_e}{\rho g} - \Delta h \quad \text{або} \quad h_{ec} = H_{ec} - \Delta h, \quad \text{м} \quad (2.92)$$

де Δh – гідравлічні втрати у тракті всмоктування.

Слід пам'ятати, що подача рідини в насос любої конструкції відбувається за рахунок барометричного або іншого надлишкового тиску над поверхнею рідини, яку всмоктує насос. Теоретично найбільше розрідження, яке може бути досягнуто, дорівнює атмосферному тиску. Якщо припустити, що $\Delta h = 0$, то найбільша висота всмоктування дорівнює висоті стовпа рідини при атмосферному тиску (для води – 10,3 м). На практиці висота всмоктування (або p_6) обмежується явищем кавітації і залежить від конструктивних особливостей насосу. Реальній напір на всмоктуванні не перевищує 4 – 6 м.

3. Потужність насоса. Теоретична потужність – це робота із переміщення рідини з рівня z_0 до z_2 (тобто H_m):

$$N_m = \rho \cdot g \cdot Q_m \cdot H_m, \quad \text{Вт} \quad (2.93)$$

або, враховує (2.88) та (2.91), отримуємо:

$$N_m = \rho g \frac{Q_o}{\eta_o} \frac{H_o}{\eta_z}. \quad \text{Вт} \quad (2.94)$$

Дійсна потужність буде більшою, оскільки частка енергії буде втрачатись у приводі насоса (враховується введенням механічного ККД – $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,98$). Дійсна потужність дорівнює:

$$N_n = \frac{\rho g Q_o H_o}{\eta_o \eta_z \eta_{мех}} \quad \text{або} \quad N_n = \frac{\rho g Q_o H_o}{\eta} \quad \text{Вт} \quad (2.95)$$

де η – загальний ККД насоса.

4. ККД насоса – це відношення корисної роботи (на переміщення одиниці рідини) до витраченої:

$$\eta = \frac{\rho g Q_o H_o}{N_m}, \quad \text{або} \quad \eta = \eta_o \eta_z \eta_{мех} \quad (2.96)$$

Загальний ККД сучасних насосів знаходиться в межах 0,65 – 0,8.

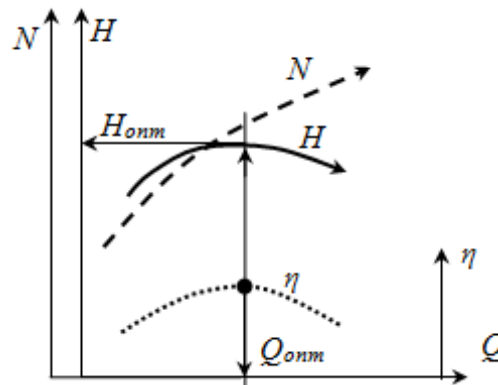


Рис. 2.28. Робочі характеристики відцентрових насосів

5. Для експлуатації насосів та їх підбору необхідно знати як змінюються основні параметри насосів при різних режимах роботи. Залежність напору, потужності та ККД насосу від подачі – характеристики насосу. На рис. 2.28 зображено типові робочі характеристики відцентрових насосів, де характеристика $H - Q$ називається головною. Характеристики насосів

одержують експериментальним шляхом при певних сталих швидкостях переміщення робочого органу, звичайно – частотах обертання.

Оптимальним буде режим роботи при якому насос буде працювати з максимальним ККД.

Об'ємні насоси за конструкцією поділяються на поршневі та роторні. Робота насосів об'ємного типу ґрунтується на циклічній зміні обсягів всмоктувальної і нагнітаючої порожнин.

Поршковий насос (рис.2.29,а) працює наступним чином: коли поршень рухається вправо, у робочій камері утворюється розрядження, внаслідок цього відчиняється всмоктувальний клапан і рідина поступає в камеру з всмоктувальної труби. Коли поршень починає рухатися вліво, в камері утвориться тиск, всмоктувальний клапан зачиняється, відчиняється напірний клапан і рідина виштовхується в напірну трубу. Потім процес повторюється. За конструктивним оформленням поршкові насоси можуть бути різні. На рис. 2.31,б наведена конструкція вертикального поршневого насосу, що широко використовується у побуті. Конструктивною особливістю таких насосів, крім вертикального розміщення циліндру, є встановлення нагнітального клапану в поршні.

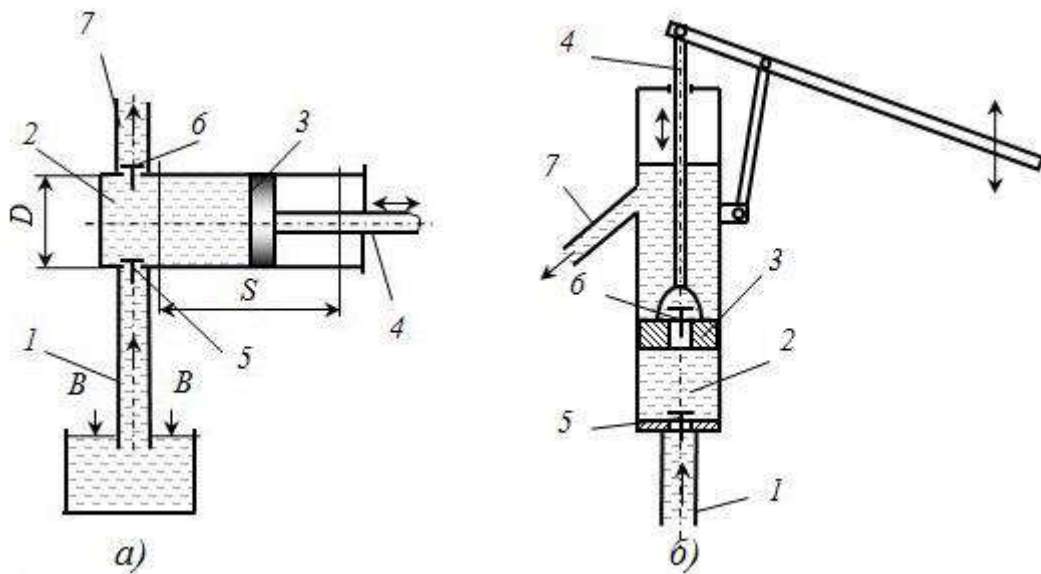


Рис.2.29. Схеми поршкових насосів: а – принципова схема; б – схема вертикального побутового насосу; 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – робоча камера(циліндр); 3 – поршень; 4 – шток; 5,6 – відповідно впускний та випускний клапани; 7 – нагнітальний патрубок

Основною перевагою поршкових насосів є можливість створювати значні напори (теоретично необмежені). Практично напори складають від 5м для побутових насосів до 4000 м – для плунжерних насосів.

Поряд з цим, для цих насосів характерна невелика подача при відчутній нерівномірності. Крім цього, конструкцію насосів ускладнює наявність клапанів та потреба ущільнення поршня у циліндрі, особливо для насосів високого тиску.

З метою вирівняння подачі використовують багатоциліндрові насоси різних конструктивних рішень: диференційні насоси, насоси подвійної дії, ротаційні насоси.. Як показує практика збільшення кількості циліндрів більше п'яти недоцільна, частіше у багатоциліндрових насосах обмежуються трьома циліндрами.

Подача насоса розраховується по формулі:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} S n_{\text{ц}} \eta_0 \quad (2.97)$$

де S , D – відповідно хід та діаметр поршня, м;

$n_{\text{ц}}$ – кількість ходів поршня за одиницю часу, 1/с;

η_0 – об'ємний ККД ($\eta_0 = 0,85 \dots 0,88$).

У діафрагмових насосах на відміну від поршневих відсутній поршень і відповідний привод. У якості поршня використовують діафрагму (звичайно гумову або металеву), якій надаються осьові переміщення за допомогою механічної передачі (рис. 2.30,а) або за допомогою утворення у порожнині під мембраною змінного тиску за допомогою плунжера (рис.2.30,б).

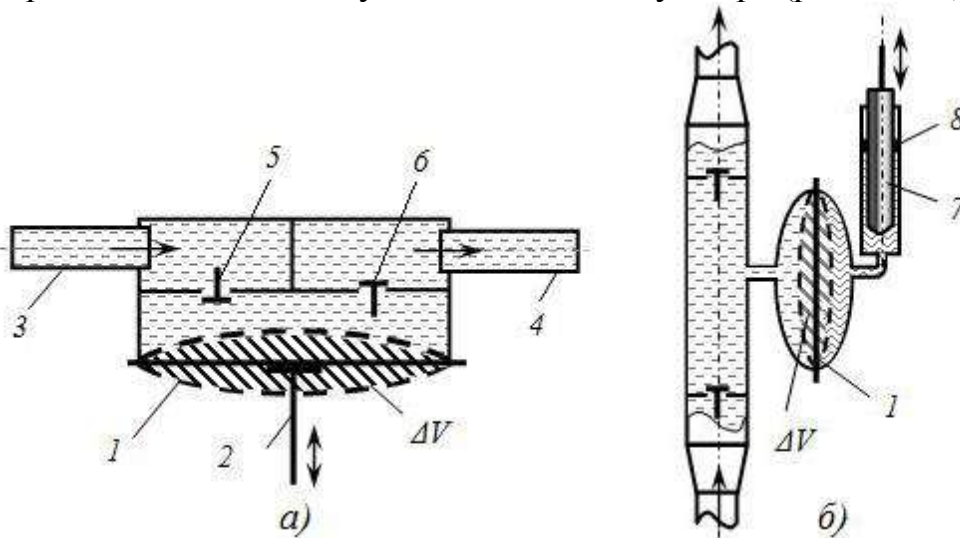


Рис. 2.30. Принципіальні схеми діафрагмових насосів з механічним (а) і з плунжерним приводом (б): 1 – мембрана; 2 – механічний привід; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – нагнітальний патрубок; 5,6 – відповідно впускний та випускний клапани; 7– плунжер; 8 – сальник плунжера; ΔV – об'єм циклової подачі

За рахунок переміщення мембрани у робочій камері послідовно утворюється розрядження, а потім надлишковий тиск. Відповідно відкриваються та зачиняються впускний та випускний клапани. Такі насоси компактні, дозволяють переміщувати агресивні, забруднені або небезпечні рідини при незначних подачах і напорах. Діафрагмові насоси поширені у системах живлення карбюраторних автомобілів (бензонасоси), у побуті та інших галузях.

В ротаційних насосах робочим органом є ротор або ротори, які мають спеціальну конструкцію. Найбільш поширені шестеренчасті насоси (рис.2.31).

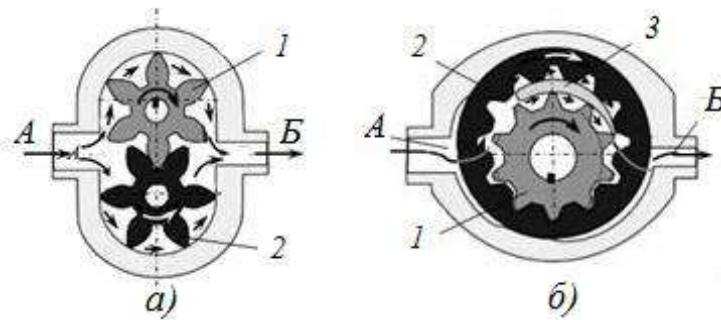


Рис. 2.31. Схеми шестеренчастих насосів із зовнішнім (а) та внутрішнім (б) зачепленням: 1 – ведуча шестерня; 2 – відома шестерня; 3 - серпоподібна перемичка

Насос складається з пари двох шестерень, які знаходяться в корпусі (статорі) з малими торцевим та радіальним зазорами.

Ведуча шестерня обертається від привода (електродвигуна, колінчастого вала ДВЗ тощо). При обертанні шестерень рідина заповнює западини між зубами і переміщується з порожнини всмоктування $A(p_1)$ в порожнину нагнітання $B(p_2)$. Внаслідок цього у всмоктувальній порожнині утворюється розрідження, а в нагнітаючій – надлишковий тиск.

Шестерінчасті насоси з внутрішнім зачепленням (рис. 2.33,б) більш складні у виготовленні, але дають більше рівномірну подачу і мають менші розміри. Внутрішня шестерня 1 має на два-три зуби менше, ніж зовнішня шестерня 2. Між внутрішньою і зовнішньою шестернями є серпоподібна перемичка 3. Вона відділяє порожнину всмоктування від напірної порожнини. При обертанні внутрішньої шестерні рідина, що заповнює робочу камеру, переноситься у напірну порожнину і витісняється через вікна у кришках корпусу 4 у напірний трубопровід.

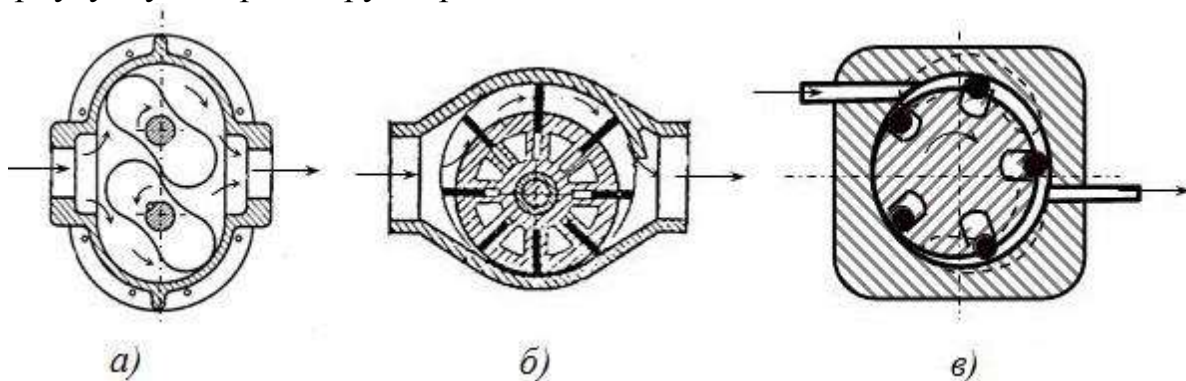


Рис.2.32. Схеми ротаційних насосів: ротаційно-поршневого (а), пластинчастого (шиберного) (б), роликowego (в)

Інші ротаційні насоси відрізняються способом утворення об'ємів, що переміщуються між зонами всмоктування та нагнітання, тобто конструкцією ротора. У ротаційно-поршневих насосах (рис.2.32,а) ротор утворюється комбінацією кулачків спеціального профілю (звичайно 2, 3 або 4 кулачки).

Такий ротор дозволяє збільшити подачу та її рівномірність, але при обмежених напорах.

У шибєрних насосах робочі об'єми створюється пластинами (рис. 2.32,б), а у роликових – циліндричними роликами (рис. 2.32,в). Диск роликового насоса виготовлений із п'ятьма прорізами, у кожному з яких перебуває циліндричний ролик. Диск розташований на одній осі з електродвигуном, але зміщений (ексцентричний) стосовно корпусу, усередині якого він обертається. Ролики відіграють роль рухливих ущільнень між секціями ротора і корпусом.

При обертанні кожна секція ротора за рахунок ексцентриситету збільшує свій об'єм у зоні забору рідини. Створюється розрядження, що спричиняє засмоктуванню рідини у насос. Подальше обертання спричиняє зменшення об'єму (зона нагнітання палива), відбувається витискання рідини крізь випускний отвір.

Ротаційні насоси при незначних подачах можуть забезпечити утворення значних напорів до 1000м (100бар) і більше, мають високу швидкохідність (частота обертання до 5000 об/хв.), забезпечують рівномірну подачу та дозволяють легко її регулювати, мають властивість реверсування напрямку потоку (при зміні напрямку обертання шестерень), а також властивість оберненості, тобто робити в якості гідродвигунів. Насосам притаманні, відносно незначні питомі маса та об'єм (на одиницю потужності), висока надійність в роботі.

Однак, насоси можуть працювати лише на чистій рідині, наявність забруднення викликає підвищення механічних втрат, заклинювання роторів. Крім цього, у разі випадкового перекриття нагнітальної лінії насос розвиває занадто високі тиски, які можуть зруйнувати трубопроводи. Для попередження цього у нагнітальній магістралі встановлюють запобіжний клапан, який відчиняється при збільшенні тиску вище допустимого. Рідина з клапана повертається у всмоктувальну магістраль насосу.

Ротаційні насоси широко використовують у системах живлення та змащення автотракторних двигунів, металорізальних верстатів, тощо.

Лопатеві насоси відносяться до класу динамічних машин. У залежності від напрямку потоку рідини вони поділяються на відцентрові та осьові. Найпростіша конструкція одноколісного відцентрового насоса з одностороннім входом зображена на рис. 2.33.

У корпусі, який виготовлений у формі спіралі, на валу обертається робоче колесо з криволінійними лопатями. Корпус насоса має робочу камеру і два патрубки: всмоктувальний і нагнітальний. Всмоктувальний патрубок підходить до центру корпусу насоса, а нагнітальний розміщений на периферії і немов би є продовження спіралі.

Всмоктувальний патрубок насоса з'єднують з підводним трубопроводом, на кінці якого встановлюють фільтр, який не допускає потрапляння у насос сторонніх предметів і бруду. Встановлюється, також зворотній клапан, який запобігає зворотному руху рідини.

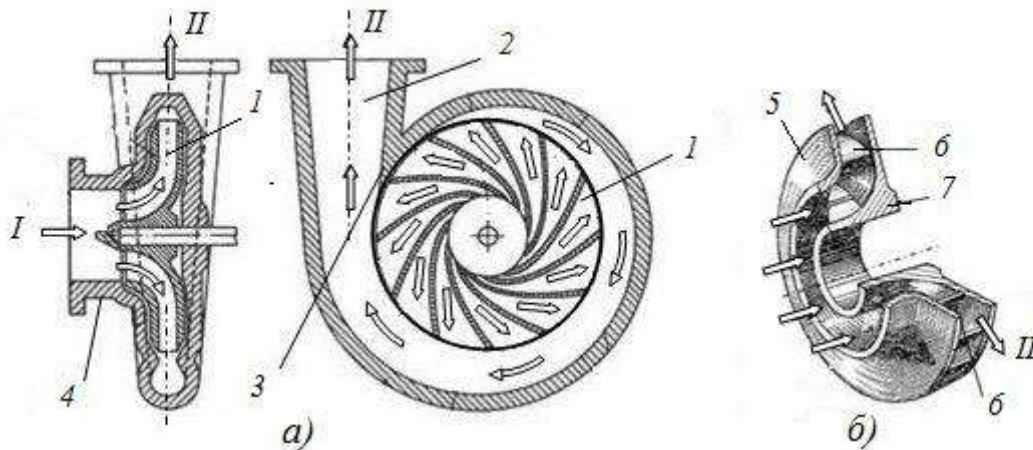


Рис. 2.33. Схема відцентрового насосу та його робоче колесо:
*I – вхід рідини; II – відвід рідини; 1 – робоче колесо; 2 – дифузор;
 3 – язик; 4 – корпус насосу; 5 – фасонний диск; 6 – профільовані
 лопаті; 7 – маточина колеса*

Нагнітальний патрубок приєднують до напірного трубопроводу, по якому рідина спрямовується до споживачів

Основним елементом насоса є робоче колесо. У ньому здійснюється перетворення енергії, яка одержується від приводу, в енергію потоку рідини. Форма робочого колеса насоса залежить від коефіцієнта його швидкохідності. Колеса виготовляються в більшості випадків суцільно відлитими з бронзи, чавуну, сталі, алюмінієвих сплавів, а для невеликих насосів – пластмаси.

При обертанні робочого колеса рідина, що заповнює простір між лопатями, під дією відцентрових сил переміщується від центру насоса до периферії. У результаті такого переміщення у центрі насоса створюється розрідження. За рахунок цього рідина по всмоктувальному патрубку поступає в насос.

Під час руху у між лопатевому просторі відбувається передача енергії від робочого колеса до рідини. Внаслідок збільшується швидкісний напір потоку рідині та тиск. У спіральному збірному каналі швидкісний напір (кінетична енергія) потоку частково перетворюється у потенціальну, додатково підвищується тиск у потоці.

На рис. 2.33,*a* показана конструкція робочого колеса закритого типу. Воно має вигляд диску з радіально розташованими лопатями криволінійного профілю.

Відцентрові насоси утворюють безперервний потік рідини при середніх напорах (тиск до 10бар в одноступеневих насосах) у широкому діапазоні подач (від 1 м³/год до 3000 м³/год), мають високій ККД ($\eta_n = 0,6...0,8$). Для збільшення напору (тиску) на одному валу можна розмістити декілька (до 10-12) робочих коліс. У таких насосах (багатоступневих) рідина послідовно проходить через окремі робочі колеса (ступені).

Насоси можуть переміщувати забруднені потоки (розмір часток до 25 мкм), агресивні рідини. Поряд з цим насоси не мають властивості

самовсмоктування. Для збереження стовпа рідини у всмоктувальному тракті встановлюють зворотний клапан, а для первинного пуску потрібно заповнити всмоктувальний тракт і насос рідиною.

Враховуючи, що у всмоктувальному патрубку насоса наявне розрідження, а також те, що на вході у робоче колесо рідина прискорюється, на лопатях можливо виникнення кавітації. З метою попередження цього явища вхідні перерізи робочого колеса повинні бути збільшені. Відцентрові насоси найбільш широко використовують у системах водопостачання, опалювальних системах, системах рідинного охолодження двигунів, побутовій техніці тощо.

В *осьових насосах* потік рідини рухається вздовж вісі насосу (рис.2.34).

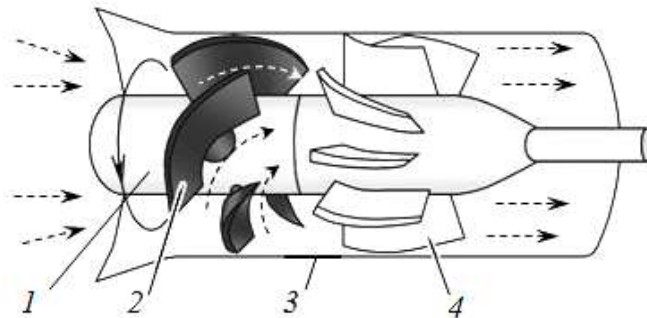


Рис. 2.34. Схема осьового насосу

1 – ротор; 2 – робочі лопаті; 3 – корпус, 4 – направляючі лопаті

Робочі лопатки закріплені на роторі під кутом до площини нормалі відносно вісі насосу. При обертанні лопаті взаємодіють з потоком рідини, передають йому енергію та переміщують її вздовж осі. Внаслідок обертального руху лопатей рідина отримує, крім осьового переміщення, обертальний рух. Тому на виході з насосу встановлюють направляючі лопаті, які вирівнюють рух потоку вздовж осі. Осьові насоси характеризуються значними величинами подачі до $28\text{ м}^3/\text{с}$ ($100000\text{ м}^3/\text{год.}$) при незначних напорах до 10 м (1 бар).

Вихрові насоси (рис. 2.35) складаються з корпусу 1, робочого колеса у вигляді диску з лопатями на периферії 2. У корпусі по периметру колеса передбачений концентричний канал 3, який в місцях входу та виходу потоків переривається роздільником потоків, що виконує також роль ущільнення.

Рідина потрапляє через вхідний патрубок на периферію робочого колеса в концентричний канал (дивись переріз $A-A$), внаслідок взаємодії з лопатями рідина набуває відцентрового руху, утворюється вихор, що рухається у концентричному каналі 4. Одночасно рідина за рахунок обертання робочого колеса переміщується вздовж кола, при цьому в наступний момент за рахунок вихорового переміщення вона знову потрапляє на робочі лопаті, отримує наступну частку енергії. Таким чином, пересуваючись по колу рідина збагачується енергією, що веде до збільшення тиску. Внаслідок інтенсивного руху вихорів в насосі виникають значні втрати напору, що значно погіршує його економічні показники.

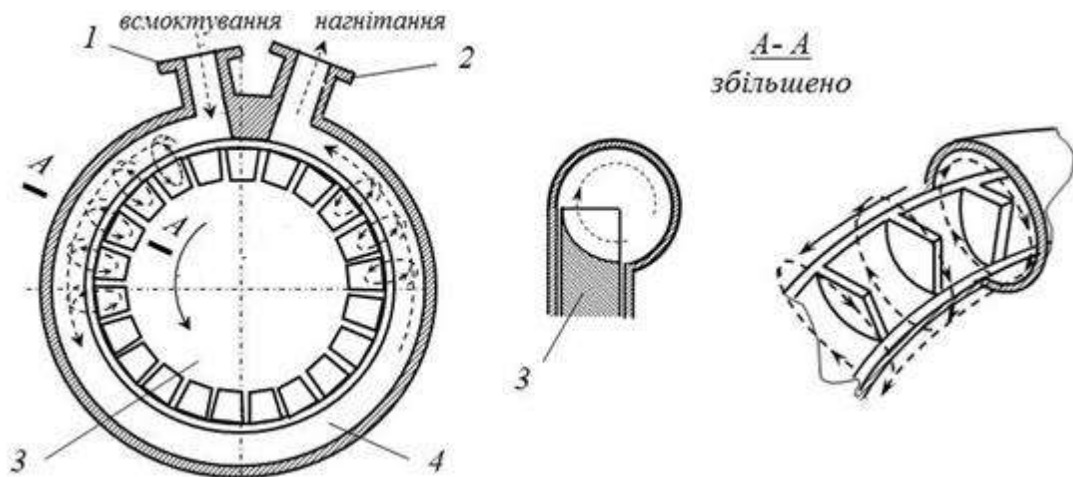


Рис. 2.35. Схема вихрового насосу: 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – нагнітальний патрубок; 3 – робочі лопаті; 4 – концентрричний канал

Вихрові насоси характеризуються значними величинами напору до 250м, але при незначних подачах до 10-15л/с(0,01-0,015м³/с) та невисокому ККД – $\eta=0,45-0,5$. Значною перевагою вихрових насосів поряд із високим напором є властивість самовсмоктування, що дозволяє використовувати їх для перекачування легкокиплячих рідин: бензин, спирт тощо. Поряд з цим, за рахунок утворення у всмоктувальному патрубку значного розрідження, ці насоси схильні до виникнення кавітації. З метою позбутися цього явища перед вихровим насосом встановлюють одну ступень відцентрового насосу (відцентрово-вихрові насоси).

Питання для самоконтролю

1. За якими ознаками відрізняють динамічні та об'ємні машини?
2. Які складові входять до напору насосу.
3. Охарактеризуйте показники об'ємних насосів та галузі їх застосування.
4. Поясніть принцип дії об'ємних насосів: поршневого, шестернчастого, пластнчастого.
5. Поясніть будову та принципи дії відцентрових насосів, їх особливості та галузі застосування.
6. Поясніть роботу вихрового насосу та галузі його застосування.

2.3. Гідротурбіни

Гідравлічні турбіни і водяні колеса відносяться до численного класу гідравлічних машин, які називають гідравлічними двигунами. Гідравлічна турбіна – це машина, в якій робочий орган отримує енергію від потоку рідини і перетворює її в механічну енергію обертання вала. В гідротурбінах відбувається зворотній процес тому, що має місце в гідравлічних насосах.

За принципом перетворення гідроенергії турбіни поділяють на активні та реактивні. До активних турбін відноситься ковшова турбіна Пельтона. Її інколи називають ще вільноструминною, тому що статичний напір переходить в кінетичну енергію раніше, ніж струмінь води матиме контакт з

лопатками робочого колеса. У такій турбіні перетворюється лише кінетична складова енергії потоку в механічну роботу. Робоче колесо гідротурбіни знаходиться над водою. Такі турбіни доцільно використовувати при наявності значних гідростатичних напорів.

У реактивних турбінах (напірноструменевих) потенціальна енергія тиску використовується більше, чим кінетична. У цих турбінах робоче колесо повністю занурене у воду і знаходиться в ній під тиском, а всі його лопаті постійно омиваються потоком. До реактивних турбін відносяться: осьові, діагональні, радіально-осьові. Оптимальні умови застосування турбін різних типів показані на рис. 2.36.

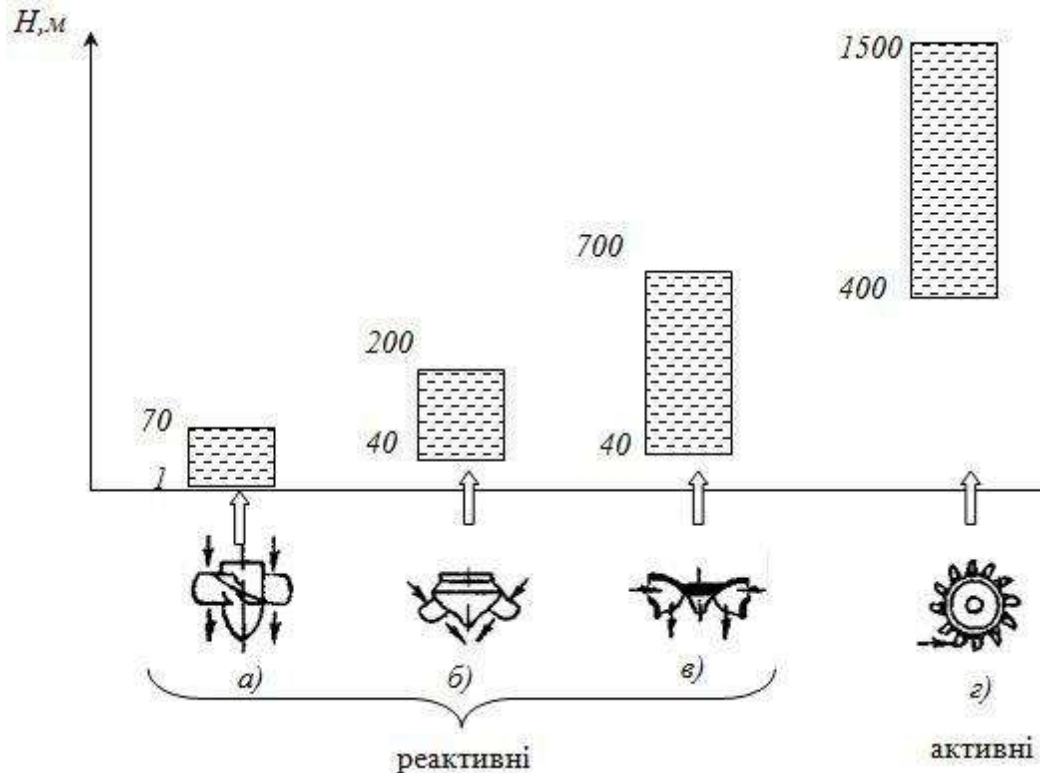


Рис. 2.36. Схеми гідротурбін та рекомендації із використання в залежності від напору: а – осьові; б – діагональні; в – радіально-осьові; г – ковшові

Осьові турбіни (рис. 2.37) або інколи їх називають турбінами Каплана, є низьконапірними і використовуються при напорах від 1..3 м до 60...70 м.

Ротор турбіни складається із робочого колеса з лопатями 1, вала 3 і обтікача 2. До статора 5 приєднана турбінна камера і направляючий апарат 6. Статор складається із двох металевих поясів: верхнього опорного і нижнього. Робоче колесо має від 4 до 8 лопатей. Чим більший напір, тим більша кількість лопатей.

Лопаті можуть бути закріплені нерухомо під певним кутом, тоді турбіну називають пропелерною. У більшості випадків лопаті виготовляють поворотними, тобто на ходу, залежно від умов роботи, кут установки лопатей можна змінювати. Такі турбіни називають повороттно-лопатевиими, вони мають, у порівнянні з попередніми, кращі робочі показники.

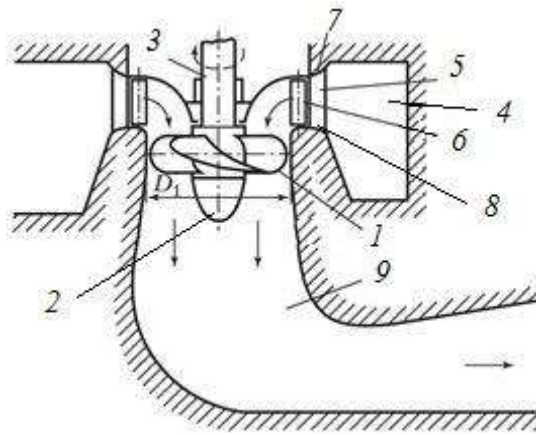


Рис.2.37. Схема осевої гідротурбіни:

1 – лопаті робочого колеса; 2 – втулка з обтічником; 3 – вал; 4 – турбінна камера; 5 – статор; 6 – направляючий апарат з лопатками; 7,8 – ущільнення, 9 – відсмоктувальна труба

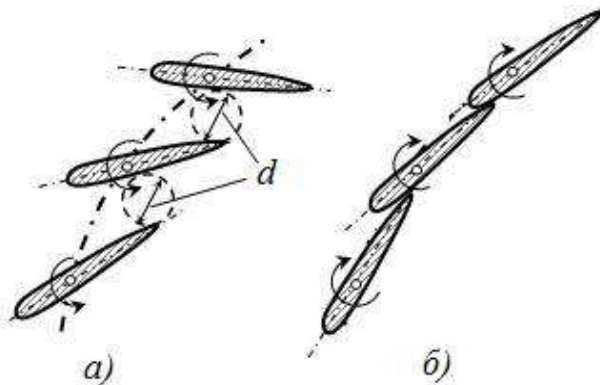


Рис.2.38. Регулювання витрат турбіни направляючим апаратом:
а – положення направляючих лопатей у робочому стані турбіни; б – при зупинці турбіни(d – відстань для проходу води)

Підвід води до робочого колеса здійснюється по турбінній камері 4 через статор 5 і направляючий апарат 6. Турбінна камера виготовляється із бетону (при високих напорах із сталі) і має трапецієподібний поперечний переріз. Направляючий апарат складається із направляючих лопатей (24...32), які утворюють кільцеву решітку. Решітка створює закрутку потоку перед його входом на лопаті робочого колеса і регулює потужність турбіни (рис. 2.38). З цією метою кожна лопатка направляючого апарату може повертатися навколо осі. При синхронному повороті всіх лопаток на деякий кут, змінюється переріз для проходу потоку від максимального значення (рис.2.38,а) до повного перекриття (рис. 2.38,б). Відвід води здійснюється по відсмоктувальній трубі 9, виготовленій у вигляді бетонного водоводу, який плавно розширюється (прототип конічної насадки із розширенням).

Діагональні турбіни відрізняються від осевих тим, що лопаті робочого колеса встановлені під кутом 45...60° до осі обертання (рис. 2.39). У них статор і направляючі такі ж, як і в осевих турбінах, а конструкція робочого колеса дещо відрізняється.

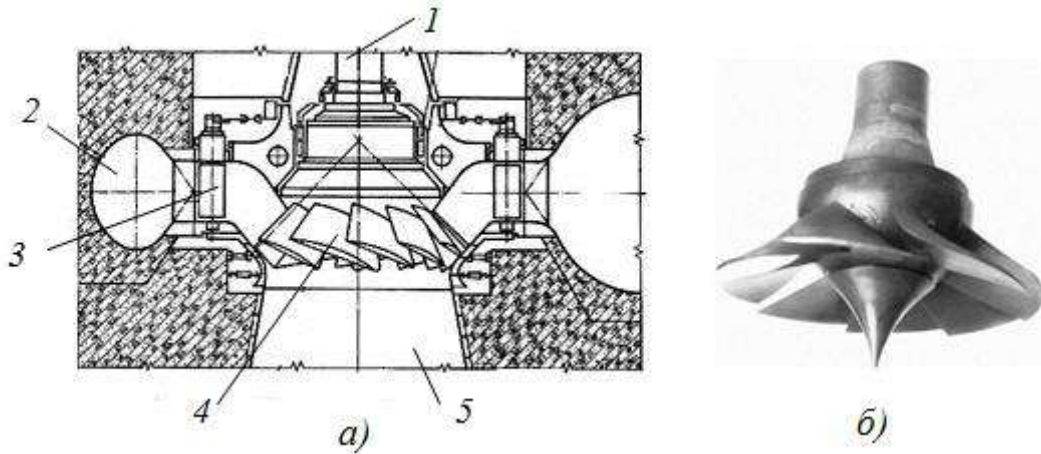


Рис. 2.39. Схема діагональної турбіни(а) та зовнішній вигляд робочого колеса турбіни(б): 1 – вал турбіни; 2 – турбінна камера; 3 – направляючий апарат; 4 – робочі поворотні лопаті; 5 – відсмоктувальна труба

Лопаті робочого колеса 4 з цапфами закріплені під кутом в корпусі сферичної форми. У кожній цапфі є важіль, з'єднаний з тягою і призначений для одночасного повороту всіх лопатей на однаковий кут. Привід цього механізму здійснюється від серводвигуна.

Радіально-осьові турбіни або турбіни Френсіса є середньо-напірними (40...700 м) (рис. 2.40). Робоче колесо в них складається з 12...17 лопатей, які нерухомо закріплені в маточини, а обід утворює колову решітку. Робоче колесо з'єднується фланцем з валом. Для зменшення гідравлічних втрат на виході передбачений обтікач. Турбінна камера 4 має спіралеподібну форму, а статор 3, направляючий апарат 5, верхня і нижня опори, кришка практично не відрізняється за конструкцією від осьових турбін.

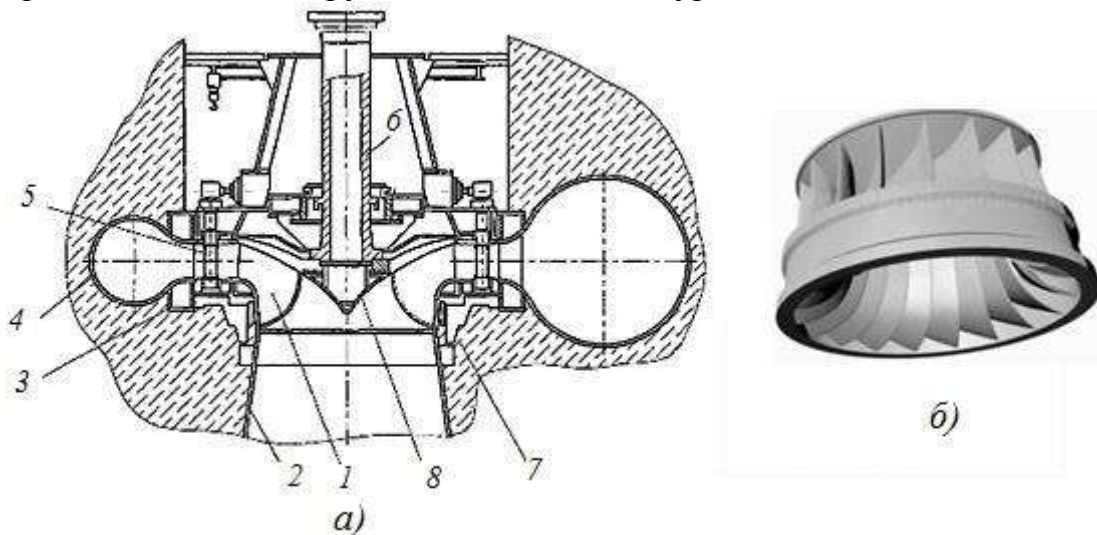


Рис. 2.40. Схема(а) та загальний вигляд робочого колеса(б) радіально-осьової турбіни: 1 – робоче колесо; 2 – відсмоктувальна труба; 3 – статор; 4 – спіральна камера; 5 – лопатки направляючого апарату; 6 – вал; 7 – колектор; 8 – конус робочого колеса

Такі турбіни встановлені на Дніпровській ГЕС(75 МВт), ККД їх досягає 93%.

Ковшові турбіни або турбіни Пельтона – це високонапірні турбіни (напір понад 400 м) (рис.2.41). Основними елементами цієї турбіни є сопло 1, до якого підводиться вода по трубопроводу 2 і робоче колесо 5, закріплене на валу. Сопло і робоче колесо розміщені над рівнем води, тому для захисту від розбризкування води служить кожух. Струмінь води під дією напору H витікає із сопла(конічна насадка із звуженням) зі швидкістю v_0 , яку можна визначити:

$$v_0 = \varphi \sqrt{2gH} , \quad (2.98)$$

де $\varphi = 0,98...0,99$ – коефіцієнт швидкості.

Наприклад, при напорі $H = 6000\text{м}$ швидкість води у струмені досягає $v_0=105\text{м/с}$.

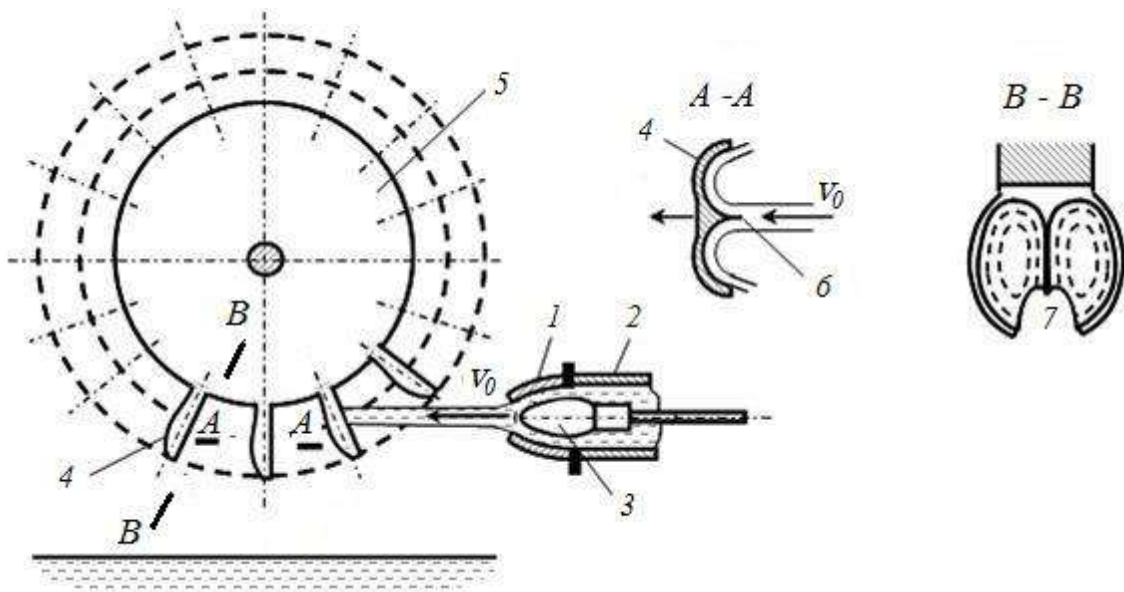


Рис. 2.41. Схема ковшової турбіни: 1 – сопло; 2 – напірний водовод; 3 – регулювальна голка; 4 – лопатка; 5 – робоче колесо; 6 – ніж лопатки; 7 – прорізь

Робоче колесо 5 складається із диска з робочими лопатями 4, схожими за формою на ковші. Їх кількість знаходиться в межах 12...40. Кожна лопать виконана у вигляді двох криволінійних поверхонь, розділених ножем 6 (переріз $A-A$ і $B-B$). При натіканні струмінню на лопать потік поділяється поясом на дві рівні частини, кожна з яких обтікає криволінійну поверхню (переріз $A-A$). За рахунок зміни величини і напрямку швидкості створюється сила, що діє на лопать, і як наслідок – момент на робочому колесі. Щоб усунути при обертанні колеса удар з тильної сторони лопаті об струмінь, в лопатях передбачено спеціальну прорізь 7.

Потужність турбіни регулюють за рахунок зміни витрат, що здійснюється за допомогою голки 3. По мірі висовування голки прохідний отвір сопла зменшується, відповідно зменшуються витрати води. В кінцевому випадку вона повністю перекриває потік.

Питання для самоконтролю

1. Дайте характеристику існуючих гідротурбін за галузями застосування.
2. Перелічіть основні конструктивні елементи, що входять до складу гідротурбіни?
3. Яким чином регулюють гідротурбіни?
4. Поясніть різницю між діагональною та радіально-осьовою турбінами.

2.4. Гідропривод

Об'ємним гідроприводом називається сукупність об'ємних гідромашин, гідроапаратури, гідроліній (трубопроводів) і допоміжних пристроїв, яка призначена для передачі енергії і перетворення руху за допомогою рідини.

До гідромашин належать насоси і гідродвигуни, їх може бути декілька. Гідроапаратура – це пристрої управління гідроприводом, за допомогою яких він регулюється, а також засоби захисту від надмірно високого або низького тиску рідини. До гідроапаратури відносяться дроселі, клапани різного призначення і гідророзподільвачі – пристрої для зміни напрямку потоку рідини. Допоміжними пристроями служать так звані кондиціонери робочої рідини, що забезпечують її якість і стан. Це різні віддільники твердих частинок, зокрема фільтри, теплообмінники (нагрівачі і охолоджувачі рідини), гідробаки, а також гідроакумулятори. Перераховані елементи зв'язані між собою гідролініями, по яких рухається робоча рідина.

Принцип дії об'ємного гідроприводу заснований на малій стисливості краплинних рідин і передачі тиску в них за законом Паскаля. Простий гідропривід (рис.2.42) має два циліндри 1 і 2 заповнені рідиною і сполучені між собою трубопроводом. Поршень циліндра 1 під дією сили F_1 переміщується вниз, витісняючи рідину у циліндр 2. Поршень циліндра 2 при цьому переміщується вгору і долає опір корисного навантаження (сила F_2).

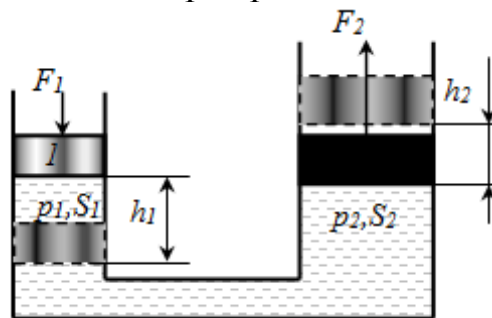


Рис. 2.42. Схема простішого гідроприводу

Якщо нехтувати втратами тиску в системі, то за законом Паскаля тиск в циліндрах 1 і 2 буде однаковим і рівним

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (2.99)$$

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

Вважаємо, що рідина практично не стискується, тоді можна записати:

$$h_1 S_1 = h_2 S_2 \text{ або } v_1 S_1 = v_2 S_2 \text{ і } F_2 = F_1 \cdot S_2 / S_1. \quad (2.100)$$

Потужність, що витрачається на переміщення поршня у циліндрі 2, виражається співвідношенням $N = F_1 v_1 = p \cdot S_1 v_1$. Оскільки величина $S_1 v_1$ є витратою рідини Q , тому умову передачі енергії за відсутності сил тертя можна представити у вигляді:

$$F_1 \cdot v_1 = p \cdot Q = F_2 \cdot v_2, \quad (2.101)$$

де $p \cdot Q$ – потужність потоку рідини;

$F_2 \cdot v_2$ – потужність, що розвивається поршнем циліндра 2, тобто робота вихідної ланки системи, віднесена до одиниці часу.

Кожен об'ємний гідропривід містить джерело енергії – рідини під тиском за типом джерела енергії гідроприводи розділяють на три типи.

1. *Насосний гідропривід* – гідропривід, в якому робоча рідина подається в гідродвигун об'ємним насосом. Він застосовується найширше. За характером циркуляції робочої рідини насосні гідроприводи розділяють на гідроприводи із замкнутою циркуляцією рідини (рідина від гідродвигуна потрапляє у всмоктувальну гідролінію насоса) і гідроприводи з розімкненою циркуляцією рідини (рідина від гідродвигуна поступає в гідробак).

2. *Акумуляторний гідропривід*, в якому робоча рідина подається в гідродвигун від задалегідь зарядженого гідроакумулятора. Такі гідроприводи використовують в системах з короткочасним робочим циклом або з обмеженим числом циклів.

3. *Магістральний гідропривід*, в якому робоча рідина поступає в гідродвигун з гідромагістралі. Тиск робочої рідини в гідромагістралі створюється насосною станцією, що складається з одного або декількох насосів і живить декілька гідроприводів (централізована система живлення).

За характером руху вихідної ланки розрізняють об'ємні гідроприводи: *поступального руху* – із зворотно-поступальним рухом вихідної ланки (з гідродвигунами у вигляді гідроциліндрів); *поворотного руху* – з поворотно-поворотним рухом вихідної ланки на кут менш 360° (з поворотними гідродвигунами); *обертального руху* – з обертальним рухом вихідної ланки (з гідродвигунами у вигляді гідромоторів).

Якщо в об'ємному гідроприводі відсутній пристрій для зміни швидкості вихідної ланки, то такий гідропривід є нерегульованим. Гідропривід, в якому швидкість вихідної ланки можна змінювати за заданим законом, є регульованим.

Застосовуються такі два способи регулювання швидкості вихідної ланки об'ємних гідроприводів:

– дросельне регулювання, тобто регулювання швидкості дроселюванням потоку робочої рідини і відведенням частини потоку через дросель або клапан, повз гідродвигуна;

– об'ємне регулювання, тобто регулювання швидкості зміною подачі насоса або об'єму гідродвигуна, або того та іншого.

Якщо в об'ємному гідроприводі швидкість регулюється одночасно двома розглянутими способами, то таке регулювання називається об'ємно-дросельним.

У деяких випадках в насосному гідроприводі швидкість вихідної ланки регулюється зміною швидкості приводного двигуна (електродвигуна, дизеля і т. п.). Таке регулювання називається регулюванням двигуном привода.

Регулювання гідроприводу може бути ручним, автоматичним і програмним. Якщо в гідроприводі швидкість вихідної ланки підтримується постійною при зміні зовнішніх дій, то такий гідропривід називають стабілізованим.

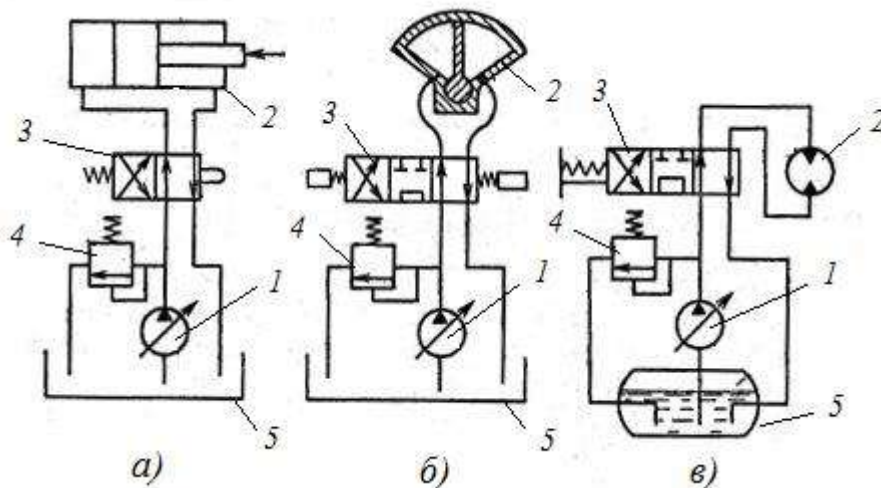


Рис. 2.43. Схема гідроприводів з розімкненою циркуляцією рідини:
а – поступального руху; *б* – поворотного руху; *в* – обертового руху.
1 – регульований насос, *2* – гідродвигун (на схемі «а» це гідроциліндр, на схемі «б» – поворотний гідродвигун, і на схемі «в» – гідромотор), *3* – гідророзподільник (на схемі «а» – двопозиційний з управлінням від кулачка та з пружинним поверненням, на схемі «б» – трипозиційний з управлінням від електромагнітів, на схемі «в» – трипозиційний з ручним управлінням), *4* – запобіжний клапан, *5* – бак

На рис. 2.43 наведено три принципові схеми відповідно трьом класам гідроприводів, які розрізняються характером руху вихідної ланки. Гідроприводи працюють наступним чином. Насос *1* засмоктує рідину з бака *5*. Після насосу рідина під високим тиском потрапляє до розподільника, який спрямовує потік у ту чи іншу порожнину гідродвигуна *2*. У той самий час іншу порожнину гідродвигуна розподільник з'єднує зі зливною магістралю (тиск майже відсутній). Рідина зливається в бак.

Внаслідок різниці тисків у порожнинах гідродвигуна приводиться в рух виконавчий механізм (поршень або інший пристрій). Зміна напрямку руху вихідної ланки гідродвигуна (реверсування) здійснюється зміною позиції розподільника (пересуванням золотника), а регулювання швидкості цього руху – збільшенням або зменшенням подачі насоса.

Запобіжний клапан *4* захищає систему гідроприводу від перевантажень.

Для поліпшення умов всмоктування рідини з бака і запобігання кавітації в насосі, в гідроприводі обертального руху (рис.2.43,в) застосовують бак з наддувом, тобто з тиском газу над поверхнею рідини вище атмосферного.

Слідкуючим гідроприводом називають такий регульований гідропривід, в якому вихідна ланка повторює рухи ланки управління. Слідкуючі гідроприводи широко використовуються як приводи верстатів, прокатних станів, у транспортних і сільськогосподарських машинах тощо. Таке широке застосування пояснюється перевагами в порівнянні з механічними і електричними передачами, до яких відносяться:

- безступінчасте регулювання передаточного числа у широкому діапазоні і можливістю створення великих передаточних відношень;
- мала питома маса, тобто маса гідроприводу віднесена до переданої потужності (0,2–0,3 кг на 1 кВт);
- можливість простого і надійного захисту двигуна від перевантажень;
- мала інерційність частин, які обертаються, що забезпечує швидку зміну режимів роботи (пуск, розгін, реверс, зупинка);
- простота перетворення обертального руху в зворотно-поступальний;
- можливість розташування гідродвигуна на відстані від джерела енергії і вільне компонування.

До недоліків гідроприводу відносять:

- ККД об'ємного гідроприводу дещо нижче, ніж ККД механічних і електричних передач, крім того, він знижується у процесі регулювання;
- умови експлуатації гідроприводу (у першу чергу температура) впливають на його характеристики;
- ККД гідроприводу дещо знижується у міру вироблення його ресурсу із-за збільшення зазорів і зростання витоків рідини (падіння об'ємного ККД);
- чутливість до забруднення робочої рідини і необхідність достатньо високої культури обслуговування.

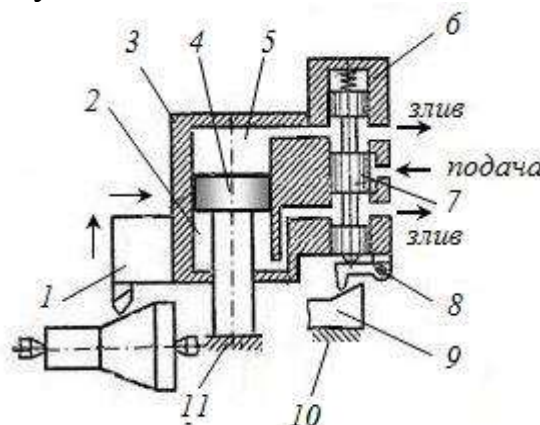


Рис. 2.44. Схема слідкуючого гідроприводу поперечної подачі супорта копіювального токарного верстата: 1 – супорт верстата; 2,5 – порожнини робочого гідроциліндра; 3 – корпус гідроциліндра; 6 – гідророзподільвач; 7 – золотник; 8 – шуп; 9 – копір; 10 – корпус верстата; 11 – корпус супорта

Схема простого слідкуючого гідроприводу поперечної подачі супорта копіювального токарного верстата показана на рис.2.44. Супорт 1 об'єднаний з вихідною ланкою гідроприводу – рухомим корпусом гідроциліндра 3. Усередині гідроциліндра розміщена ланка управління – золотниковий гідророзподільвач 6. Поршень 4 гідроциліндра закріплений на корпусі супорта. При подовжній подачі супорта шуп ковзає по копіру 9 і зміщує гідророзподільвач, який відкриває доступ рідини з гідро лінії високого тиску у порожнину 2 гідроциліндра. Це викликає зсув корпусу 3 із закріпленим на ньому різцем. При цьому різець повторює зсув гідророзподільвача. Внаслідок цього отвір, що сполучав порожнину 2 з подачею рідини перекривається. Таким чином, здійснюється прямий зворотний зв'язок між вихідною і ведучою ланками. Цей зв'язок відновлює рівновагу в системі після виконання керуючого сигналу. Безперервне здійснення процесів розбалансування і відновлення представляє стеження вихідної ланки за командою ведучої ланки.

Гідродинамічні передачі призначені для передачі крутного моменту між валами машин, звичайно від двигуна до трансмісії. Жорсткого з'єднання вхідного та вихідного валів при цьому не має. Це дозволяє захищати двигун від перевантажень, зменшує динамічне навантаження, збільшує моторесурс, дозволяє здійснювати запуск двигунів під навантаженням, повільне підвищення крутного моменту при ввімкненні значного опору руху, підвищує прохідність транспортних машин. Крім цього, гідродинамічні передачі у певних режимах можуть здійснювати гальмування, що особливо потрібне у роботі підйомно-розвантажувальної техніки, ліфтів.

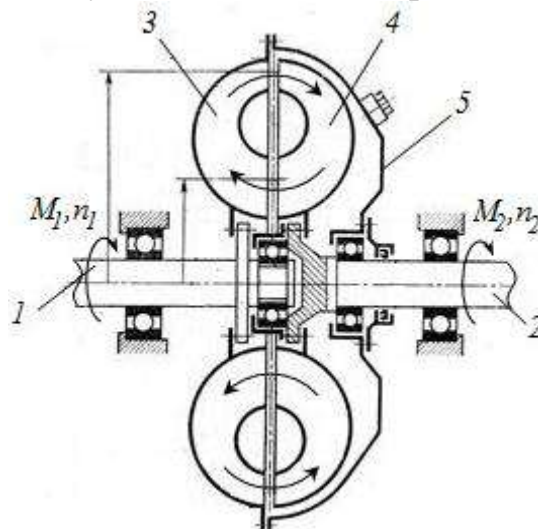


Рис. 2.45. Принципова схема гідромуфти :

1 – ведучий вал; 2 – ведений вал; 3 – насосне колесо; 4 – колесо турбіни;
5 – корпус

Принцип дії передач базується на послідовному перетворенні кінетичної енергії привода насоса в кінетичну енергію потоку рідини, а потім енергії потоку в кінетичну енергію гідравлічної турбіни. В якості насоса і турбіни використовують лопатеві машини середнього напору – відцентрові

насоси та радіально-осьові турбіни.

Гідродинамічна муфта складається з двох коліс розташованих на одній осі (рис. 2.45). Одне колесо під'єднане до ведучого валу – насосне, друге – до веденого валу – турбінне. Колеса мають плоскі радіальні лопаті, відстань між ними складає 3...10 мм. Гідромурфта заповнюється малов'язким маслом.

Гідромурфта працює за принципом дії відцентрових гідромашин. Під час обертання насосного колеса виникає відцентрова сила, під дією якої рідина відкидається вздовж лопатей, виникає закрутка потоку. На виході з насосного колеса рідина, потрапляє у турбінне колесо передає йому імпульс сили закрученого потоку. Внаслідок цього турбінне колесо обертається. Момент, який передається на турбінне колесо, визначається як різниця імпульсів потоку рідини на вході і виході з нього:

$$M = \rho Q(u_{2,n}R_2 - u_{2,m}R_1) \quad (2.102)$$

де $u_{2,n}$, $u_{2,m}$ – колова складова повної швидкості потоку на виході з насосного колеса (тобто на вході у турбіну) та колова складова повної швидкості потоку на виході з турбінного колеса, м/с;

R_1, R_2 – відповідно радіуси розташування лопатей коліс – більший та менший, м;

Q – витрати рідини, яка циркулює між колесами, м³/с.

Рівняння показує, що M збільшується із збільшенням витрат рідини та збільшенням закрутки $u_{2,n}R_2$ в насосному колесі (тобто при збільшенні частоти його обертання). У стаціонарному режимі роботи муфти сума моментів прикладених до муфти повинна дорівнювати нулю, тобто

$$M_1 + M_2 + M_{mp} = 0, \quad (2.103)$$

де M_1, M_2 , – відповідно моменти на ведучому та веденому валах (відзначимо, що якщо вважати M_1 позитивним, то M_2 буде мати від'ємний знак);

M_{mp} – момент тертя муфти об зовнішнє середовище, вважають $M_{mp} \approx 0$, тоді рівняння (2.91) набуває вигляду:

$$M_1 - M_2 = 0, \quad (2.104)$$

якщо знехтувати моментами, які передаються між колесами за рахунок внутрішнього тертя у рідині, то:

$$M_1 \approx M_2 \approx M. \quad (2.105)$$

Аналіз рівняння (2.102) і досвід показує, що момент передається тільки у тому випадку, коли частоти обертання коліс не рівні між собою $n_1 > n_2$. Дійсно якщо $n_1 = n_2$, то тиск рідин на виході з насосного колеса та на в ході у турбінне колесо, будуть рівними, внаслідок того, що відцентрові сили рівні ($n_1 = n_2$). В цьому випадку циркуляції рідини не буде $Q = 0$, а $M_1 = M_2 = 0$. Рідина обертається разом з насосним та турбінним колесами як єдине ціле тіло. Тобто, для передачі моменту між колесами їх кутові швидкості повинні бути різними $n_1 > n_2$. Різниця частот характеризується коефіцієнтом ковзання:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1}. \quad (2.106)$$

Номінальний режим роботи гідромурфти (при максимальному ККД)

забезпечується при $s=0,02...0,03$ при цьому ККД складає $0,96...0,98$.

Якщо між турбінним та насосним колесом розташувати направляючий апарат (реактор), який пов'язаний з нерухомою опорою, то отримуємо інший пристрій – гідротрансформатор (рис. 2.46).

Для підвищення ККД лопаті коліс виготовляють профільованими. Робоча рідина насосним колесом подається на турбіну, потік рідини надає рух турбінному колесу. Після турбінного колеса потік потрапляє на реактор, який змінює напрям його руху. Реактор нерухомий, він з'єднаний з корпусом муфти. Внаслідок при проходженні через нього потоку, виникає реактивний момент M_3 , який в залежності від кутової швидкості турбіни, може бути від'ємний або позитивним відносно M_2 .

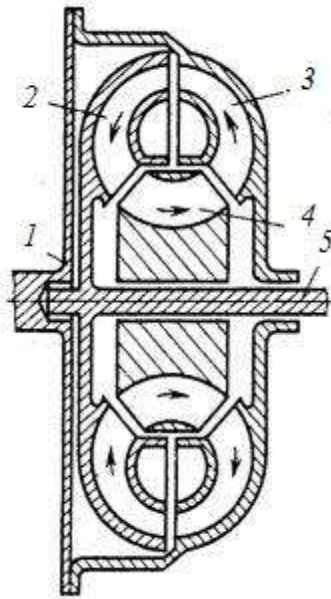


Рис. 2.46. Принципова схема гідротрансформатора:
 1 – насосне колесо; 1,5 ведучий та ведений вали; 2 – турбінне колесо;
 4 – реактор (колесо направляючого апарата)

Баланс моментів буде мати вигляд

$$M_1 = M_2 \pm M_3, \quad (2.107)$$

звідки

$$M_2 = M_1 \pm M_3. \quad (2.108)$$

Тобто, в гідротрансформаторі, при тому ж самому моменті на веденому валу M_1 , можна отримати збільшення або зменшення моменту. При цьому, відповідно зменшується або збільшується частота обертання веденого вала (турбіни) при незмінній частоті ведучого вала.

Таким чином, гідротрансформатор має властивість безступеневого редуктора. Якщо збільшується момент опору M_2 , то гідротрансформатор автоматично зменшує частоту обертання ведучого вала, за рахунок цього відбувається збільшення моменту до потрібного значення. Навпаки, при зменшенні опору частота обертання веденого вала збільшується, а момент зменшується. Важливо, що при цьому режимі робота двигуна не змінюється.

Це дозволяє автоматично пристосувати роботу двигуна до зміни навантажень без використання коробки передач.

З метою збільшення ККД при підвищених кутових швидкостях використовують блокування турбіни з насосом за рахунок надання реактору можливості обертатися в напрямку обертання робочих коліс. Це досягається використанням спеціального механізму холостого ходу. Цей механізм при зміні напрямку дії потоку на реактор в момент переходу в режим гідромуфти розблоковує колесо від корпусу. В наслідок чого, реактор починає обертатися в напрямку обертання насосного колеса, крутний момент M_3 зникає. Такі гідротрансформатори отримали назву комплексні. Найбільший ККД муфти при роботі у режимі гідротрансформатора складає 0,85...0,88, а у режимі гідромуфти – більше 0,9.

Питання для самоконтролю

1. *Які основні складові об'ємного гідроприводу?*
2. *Поясніть роботу слідкуючого гідроприводу на прикладі копіювального верстату.*
3. *Які принципи закладені в конструкцію динамічних гідропередач?*
4. *Поясніть будову гідромуфти.*
5. *У чому принципова та конструктивна відмінність гідротрансформатора та гідромуфти?*
6. *Вкажіть галузі застосування гідромуфт та гідротрансформаторів.*

3. ТЕПЛОВІ МАШИНИ

3.1. Теоретичні основи роботи та будови теплових машин

Теоретичними розділами теплотехніки, в яких досліджуються закони перетворення і властивості теплової енергії, а також процеси поширення теплоти являються технічна термодинаміка і теорія теплообміну.

Технічна термодинаміка – вивчає процеси взаємного перетворення теплоти та роботи, а також властивості тіл, за допомогою яких проходить це перетворення.

Термодинамічна система (англ. *thermodynamic system*) – об'єкт вивчення термодинаміки, сукупність матеріальних тіл, які перебувають у взаємодії з навколишніми тілами і можуть обмінюватися з ними енергією і частинками. Вона має межі, що відокремлюють її від навколишнього середовища, і ці межі можуть бути як реальними (газ у резервуарі, поверхня розділу фаз), так і чисто умовними у вигляді контрольної поверхні.

Термодинамічний стан системи це сукупність властивостей, які відповідають даній системі (тілу). Ці властивості називаються термодинамічними параметрами стану термодинамічної системи.

Розрізняють рівноважний і нерівноважний стани термодинамічної системи. Рівноважним термодинамічним станом називають стан тіла чи системи, що не змінюється у часі без зовнішнього енергетичного впливу. У рівноважному стані термодинамічна система характеризується сталими параметрами і хімічним складом.

Термодинамічна система містить у собі робочі тіла (гази, повітря, пари) і джерела теплоти. Гази, у яких можна нехтувати впливом сил взаємодії між молекулами й об'ємом самих молекул, називають ідеальними газами.

Зміна стану тіла, що відбувається у результаті його взаємодії з іншими тілами (системами), називається термодинамічним процесом. Термодинамічний процес – це сукупність послідовних станів, через які проходить термодинамічна система при взаємодії її з навколишнім середовищем. При цьому всі або частина параметрів зазнають змін таким чином, щоб система прямувала до стану рівноваги.

Процес зміни станів системи може бути рівноважним і нерівноважним, круговим оборотним і круговим необоротним.

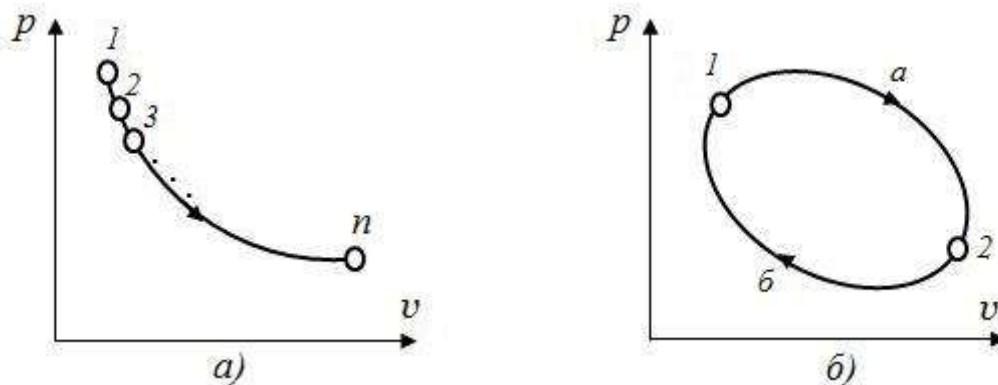


Рис. 3.1. Приклади зображення рівноважних термодинамічних процесів на діаграмі $p - v$: a – термодинамічний процес; b – термодинамічний цикл

Термодинаміка у першу чергу розглядає рівноважні стани і рівноважні процеси зміни стану термодинамічної системи, які можуть бути описані кількісно за допомогою рівнянь стану.

Рівноважні стани $(1,2,3,\dots,n)$ і рівноважний процес $(1-n)$ можна зобразити у вигляді діаграм (рис. 3.1,*а*). У додатках наведені основні співвідношення для класичних термодинамічних процесів (ізотермічного, ізобарного, ізохорного, адіабатного та політропного).

Круговим процесом або циклом називається процес, у результаті здійснення якого тіло повертається у початковий стан (рис. 3.1, *б*)

До термодинамічних параметрів відносять абсолютну температуру T , абсолютний тиск p і питомий об'єм v .

Абсолютна термодинамічна температура T у відповідності з молекулярно-кінетичною теорією газів пропорційна кінетичній енергії поступального руху часток робочого тіла:

$$kT = \frac{2}{3} \frac{m\bar{v}^2}{2}, \quad (3.1)$$

де k – стала Больцмана, що дорівнює $1,380662 \cdot 10^{-23}$ Дж/К;

m – маса молекули;

\bar{v}^2 – середня квадратична швидкість поступального руху молекул.

Рівняння (3.1) вказує на те, що температура є мірою інтенсивності теплового руху або мірою нагріву тіла. Температура, визначена за рівнянням (3.1), називається термодинамічною (абсолютною).

Абсолютна температура вимірюється за шкалою Кельвіна. Для шкали абсолютної температури характерні дві точки відліку. За початок відліку приймають абсолютний нуль. При $T=0K$ припиняється тепловий рух молекул $\bar{v}^2=0$. Інша реперна точка відліку – температура потрійної точки води. Потрійна точка характеризує стан рівноваги між трьома фазами: льодом, водою і паром. Температура потрійної точки дорівнює 273,16 К (+0,01 °С). Одна 273,16 частка інтервалу між цими двома реперними точками відліку – один градус Кельвіна 1 К.

Температуру вимірюють також за шкалою Цельсія, де за нуль приймають температуру танення льоду, а за 100 °С – температуру кипіння води при тиску 101325 Па (760 мм. рт. ст.). Зв'язок між термодинамічною температурою T, K і температурою $t, ^\circ C$, наступний:

$$T = t(^{\circ}C) + 273,15 \approx t(^{\circ}C) + 273. \quad K \quad (3.2)$$

де $t(^{\circ}C)$ – температура за шкалою Цельсія.

Абсолютний тиск – результат ударів об стінку мікрочасток робочого тіла, які хаотично рухаються. Відповідно до молекулярно-кінетичної теорії тиск газу визначається:

$$p = \frac{2}{3} \frac{nm\bar{v}^2}{2}, \quad Pa \quad (3.3)$$

де n – число молекул в одиниці об'єму;

m – маса молекули;

\bar{v}^2 – середня квадратична швидкість поступального руху молекул.

Чисельно абсолютний тиск дорівнює силі, що діє на одиницю площі поверхні тіла в напрямку внутрішньої нормалі до неї. Величина абсолютного тиску відраховується від стану ідеального вакууму ($n=0$).

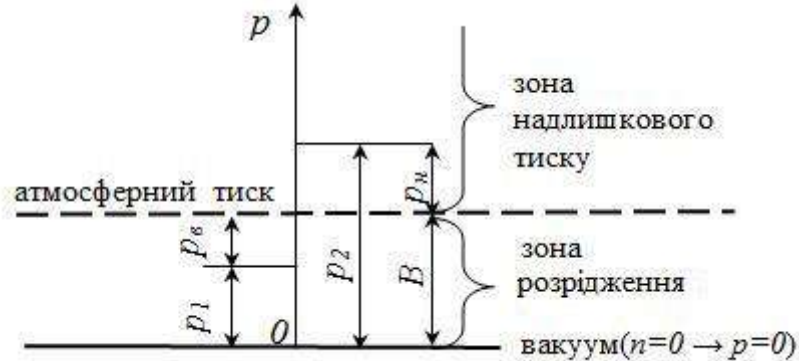


Рис. 3.2. Схема до розрахунку абсолютного тиску(p), його зв'язку із надлишковим(p_n), вакууметричним(p_e) та барометричним тиском(B)

Абсолютний тиск визначається (рис. 3.2):

– через надлишковий тиск (вимірюється манометрами):

$$p_{абс} = B + p_n ; \quad (3.4)$$

– через вакууметричний тиск (вимірюється вакуумметрами):

$$p = B - p_e . \quad (3.5)$$

Питомий об'єм, v – об'єм, що займає одиниця маси речовини:

$$v = \frac{V}{m} , \quad \text{м}^3/\text{кг} \quad (3.6),$$

де m – маса речовини, кг; V – об'єм, який вона займає, м³.

Величина, обернена питомому об'ємові – густина:

$$\rho = \frac{1}{v} \quad \text{кг/м}^3 \quad (3.7)$$

Із визначень параметрів стану зрозуміло, що вони пов'язані одне із одним. Математичні залежності, що поєднують параметри, отримали назву рівнянь стану. Для ідеального газу це рівняння Клапейрона:

$$\frac{pV}{T} = \text{const.} = R, \quad \text{Дж/(кг·К)} \quad (3.8)$$

Для певного ідеального газу відношення добутку абсолютного тиску на питомий об'єм до абсолютної температури стала величина.

Цю величину називають газовою сталою R . Частіше рівняння Клайпейрона записують у вигляді:

для 1 кг газу

$$pV = RT, \quad \text{Дж/кг} \cdot \quad (3.9)$$

для m кг газу, що мають об'єм V

$$pV = mRT \quad \text{Дж} \cdot \quad (3.10)$$

Для 1 кіломоля ідеального газу рівняння стану має вигляд рівняння Клапейрона-Менделєєва:

$$pV_{\mu} = R_{\mu}T, \quad \text{Дж/кмоль} \quad (3.11)$$

де p – абсолютний тиск, Па;

V_{μ} – об’єм 1 кіломоля газу, м³/кмоль;

R_{μ} – універсальна газова стала, Дж/кмоль·К ;

T – абсолютна температура, К.

Значення R_{μ} вираховується для нормальних умов:

$$p_{н.у.} = 101325 \text{ Па}; \quad T_{н.у.} = 273^{\circ}\text{К}; \quad V_{\mu н.у.} = 22,4 \frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}. \quad (3.12)$$

$$R_{\mu} = \frac{pV_{\mu}}{T} = \frac{101325 \cdot 22,4}{273} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}. \quad (3.13)$$

Враховуючи, що питомий об’єм газу може бути визначений як $v = \frac{V_{\mu}}{\mu}$,

(μ – маса 1 кіломоля) ,із рівнянь (3.9 та 3.11) отримуємо розрахункову залежність для газової сталої будь якого ідеального газу:

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{\mu}. \quad \text{Дж/(кг·К)} \quad (3.14)$$

Теоретичною основою вивчення роботи теплових машин є перший та другий закони термодинаміки.

3.1.1. Перший закон термодинаміки

Перший закон термодинаміки – це застосування фундаментального закону збереження енергії до термодинамічних систем. Відповідно до цього закону повна енергія ізольованої термодинамічної системи при будь-яких процесах, що відбуваються у системі, залишається постійною, тобто $\sum E_i = \text{const}$, де E_i – різні види енергії.

Нехай до термодинамічної системи масою m , що займає об’єм V при тиску p і температурі T , підводиться від зовнішнього джерела нескінченно мала кількість теплоти δQ (див. рис. 3.3). Унаслідок підведення теплоти температура системи збільшується на dT .

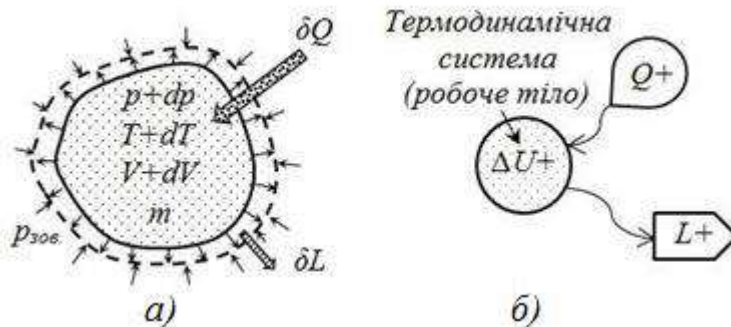


Рис. 3.3.Схеми до пояснення першого закону термодинаміки

Підвищення температури приводить до збільшення енергії молекул системи тобто до збільшення внутрішньої енергії на du . Крім цього, при підведенні теплоти δQ здійснюється робота розширення проти сил зовнішнього тиску δL внаслідок зміни об'єму системи на величину dV . Так як у розглянутій системі немає інших змін, то відповідно до закону збереження енергії маємо:

$$\delta Q = dU + \delta L. \quad \text{Дж} \quad (3.15)$$

Вираз (3.15) є математичним формулюванням першого закону термодинаміки.

Для ізолюваної термодинамічної системи теплота, що передається їй, йде на зміну її внутрішньої енергії і на здійснення зовнішньої роботи.

В інтегральній формі закон має вигляд:

$$Q = \Delta U + L. \quad \text{Дж} \quad (3.16)$$

Для 1 кг речовини:

$$q = u + l, \quad \text{Дж/кг} \quad (3.17)$$

$$\delta q = du + \delta l. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.18)$$

Внутрішня енергія U (Дж) – це енергія, яка дорівнює сумі кінетичної енергії хаотичного руху молекул і потенціальної енергії взаємодії молекул. Вона є функцією стану робочого тіла.

Питома внутрішня енергія u вимірюється в Дж/кг:

$$u = \frac{U}{m}. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.19)$$

Зміна внутрішньої енергії в будь-якому процесі залежить лише від початкового та кінцевого її значень:

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.20)$$

Для замкненого (кругового) процесу зміна внутрішньої енергії:

$$\Delta u = \oint du = 0. \quad (3.21)$$

Робота(L) – це кількість енергії, якою термодинамічна система обмінюється з іншими системами, у вигляді зміни об'єму (робота розширення) або зміни положення, швидкості руху системи. У цьому випадку має місце макрофізична форма обміну енергією, що обумовлена механічним впливом однієї системи на іншу. Робота супроводжується видимим переміщенням деякого тіла (наприклад, поршня у циліндрі двигуна).

Розглянемо процес розширення газу при постійному тиску у циліндрі діаметром D з рухомим поршнем (рис. 3.4).

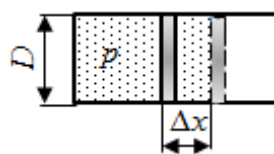


Рис. 3.4. Схема до визначення роботи розширення

Робота розширення в цьому випадку дорівнює роботі по переміщенню поршня:

$$L = p \frac{\pi D^2}{4} \Delta x, \text{ якщо врахуємо, що } \frac{\pi D^2}{4} \Delta x = \Delta V, \text{ то } L = p \Delta V. \quad \text{Дж} \quad (3.22)$$

Для нескінченно малої частки термодинамічного процесу:

$$\delta L = p dV. \quad \text{Дж} \quad (3.23)$$

Елементарна питома робота розширення:

$$\delta l = p dv. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.24)$$

Для кінцевого процесу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.25)$$

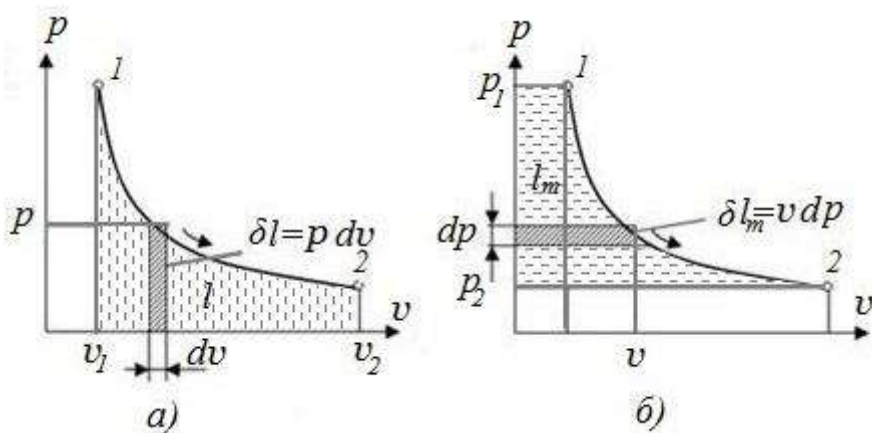


Рис. 3.5. Схема до обчислення роботи в термодинамічному процесі на теплової діаграмі $p-v$

На діаграмі $p-v$ (рис. 3.5,а) кількість роботи еквівалентна площині lv_1v_2 під кривої процесу.

Оскільки кількість роботи розраховується за залежністю $p=f(v)$, то її чисельне значення визначається характером протікання термодинамічного процесу. Отже робота не являється функцією стану системи. Відповідно елементарна робота не є повним диференціалом. З цієї причини її позначають δl , а не dl .

Якщо підставити у рівняння (3.18) вираз елементарної роботи (3.24) отримаємо інший вираз першого закону термодинаміки у диференціальному вигляді:

$$\delta q = du + p dv \quad \text{Дж/кг} \quad (3.26)$$

В технічних пристроях не можна отримати всю роботу розширення в наслідок ряду причин, зокрема неможливо отримати кількість роботи еквівалентну площині lv_1v_2 , оскільки для цього потрібно мати в пристрої тиск рівний нулю. Частина роботи розширення, що може бути використана в машинах, називається технічною роботою l_m :

$$l_m = \int_{p_1}^{p_2} -v dp = \int_{p_2}^{p_1} v dp. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.27)$$

З рівняння (3.27) випливає, що при зменшенні тиску технічна робота позитивна, тобто здійснюється робочим тілом і може бути використана. В іншому випадку, при збільшенні тиску, роботу потрібно затратити – вона від’ємна. Як видно з рис. 3.5,б, заштрихований елементарний майданчик $\delta l_m = v dp$ і уся площа $1p_1p_22$ еквівалентні елементарній та загальній технічній роботі на процесі 1-2.

Теплота (Q) – це кількість енергії, якою обмінюється термодинамічна система з іншими системами, за рахунок обміну енергією між мікрочастинками систем без механічного впливу. У цьому випадку здійснюється мікрофізична (на молекулярному рівні) форма передачі енергії. Кількість теплоти є мірою кількості переданої енергії.

Звернемо увагу на те, що теплота це характеристика процесу обміну енергії, тобто її кількість залежить від шляху протікання процесу. Таким чином, теплота не є функцією стану, так як у рівноважному стані вона відсутня (тому елементарна кількість теплоти – частковий диференціал δq).

Попередньо для визначення кількості теплоти використовували поняття теплоємності. Теплоємність – кількість теплоти, яка потрібна для зміни температури одиниці речовини на один градус:

$$c = \frac{q}{\Delta T} \quad \text{Дж/кг}\cdot\text{K} \quad (3.28)$$

Вираз (3.28) вірний для середнього значення теплоємності на певному термодинамічному процесі. Істинна теплоємність визначається:

$$c = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{q}{\Delta T} = \frac{\delta q}{dT} \quad \text{Дж/кг}\cdot\text{K} \quad (3.29)$$

Розрізняють теплоємності: масову – c , $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, віднесену до 1 кг робочого тіла; об’ємну – c' , $\text{кДж}/(\text{м}^3\cdot\text{K})$, віднесену до 1 м^3 при нормальних умовах; молярну – μc $\text{кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{K})$, віднесену до 1 кмоль речовини. Зв’язок між цими теплоємностями такий:

$$c = \frac{\mu c}{\mu} = c' \nu; \quad c' = \frac{\mu c}{V_\mu} = c \rho. \quad (3.30)$$

З (3.29) елементарна кількість теплоти на процесі визначиться

$$\delta q = c dt, \quad \text{Дж/кг} \quad (3.31)$$

а повна при зміні температури від T_1 до T_2

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c dT. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.32)$$

Якщо вважати, що теплоємність на процесі стала, отримуємо

$$q = c(T_2 - T_1), \quad \text{Дж/кг} \quad (3.33)$$

Оскільки кількість теплоти залежить від шляху здійснення термодинамічного процесу, то і теплоємність для різних процесів для одного

того самого газу буде різною. Так для ізотермічного процесу відсутня зміна температури, таким чином з (3.28) $c=\infty$, для адіабатного процесу (відсутній теплообмін $q=0$) – $c=0$. Прийнято підстрочним індексом у теплоємності вказувати характерну ознаку процесу.

Для розрахунків характеристик процесів у теплових машинах використовують ізобарну теплоємність c_p (процес при постійному тиску) та ізохорну теплоємність c_v (процес при постійному об'ємі). Оскільки при ізохорному процесі теплота використовується лише на підвищення швидкості руху молекул (збільшення температури), а при ізобарному додаткова витрачається також на збільшення об'єму (здійснення роботи), ізохорна теплоємність для даного газу завжди менша за ізобарну $c_v < c_p$.

Для ідеальних газів зв'язок між ізобарною і ізохорною теплоємностями встановлює закон Майєра:

$$c_p - c_v = R. \quad \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}. \quad (3.34)$$

Відношення ізобарної і ізохорної теплоємностей називається показником адіабати:

$$\frac{c_p}{c_v} = k. \quad (3.35)$$

Виявилось, що для реальних газів теплоємність залежить не тільки від складу газу, а й від температури. Для технічних розрахунків використовують середні теплоємності у певних інтервалах температур. Значення середніх теплоємностей газів в інтервалах від 0°C до t наведені в довідниках теплофізичних властивостей. У розрахунках кількість теплоти можливо визначати:

$$Q = mc_m(t_2 - t_1), \quad \text{кДж} \quad (3.35)$$

де c_m – середня теплоємність між $c_m(0, t_1)$ та $c_m(0, t_2)$.

Для визначення кількості теплоти, крім теплоємності, використовують функції стану: ентальпію та ентропію.

Ентальпія газу – це повна енергія газу, що знаходиться у середовищі з тиском p і займає об'єм v . Повна енергія складається з внутрішньої енергії u і потенціальної енергії тиску pv :

$$i = u + pv. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.36)$$

Розглянемо повну енергію газу під поршнем з вантажем G (рис. 3.6).

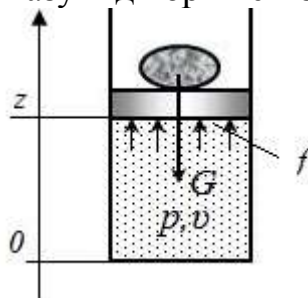


Рис. 3.6. До пояснення фізичного змісту поняття «ентальпія»

Повна енергія складається з внутрішньої енергії газу U та потенційної енергії стиску, яка утворюється у даному випадку вантажем. Потенційна енергія вантажу визначається:

$$G \cdot z = p \cdot f \cdot z = p \cdot V, \text{ Дж/кг} \quad \text{Дж} \quad (3.37)$$

де z – відмітка висоти відносно прийнятої системи координат;

f – площа поршня;

V – об’єм газу.

Таким чином, повна енергія газу визначиться як сума $(U+pV)$, тобто дорівнює ентальпії об’єму газу V . Зміна ентальпії не залежить від характеру процесу, а залежить лише від початкового і кінцевого станів:

$$\Delta i = i_2 - i_1 = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1). \quad \text{Дж/кг} \quad (3.38)$$

Для ізобарного процесу ($p = \text{const}$) кількість теплоти на процесі визначається :

$$q = i_2 - i_1. \quad \text{Дж/кг} \quad (3.39)$$

Ентропія – параметр стану, диференціал якого дорівнює відношенню нескінченно малої кількості тепла на елементарному оборотному процесі до абсолютної температури, яка на малій ділянці процесу вважається постійною:

$$dS = \frac{dQ}{T}, \text{ Дж/К} \quad \text{або} \quad ds = \frac{dq}{T}, \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}. \quad (3.40)$$

Зміна ентропії на будь-якому термодинамічному процесі не залежить від характеру процесу та визначається лише початковими та кінцевими значеннями ентропії:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}. \quad \text{Дж/кг}\cdot\text{К} \quad (3.41)$$

Точного формулювання фізичного змісту ентропії немає, але встановлено що вона характеризує здатність термодинамічної системи до обміну енергією. Чим менше значення ентропії, тим більше система здатна до обміну енергією з іншими системами.

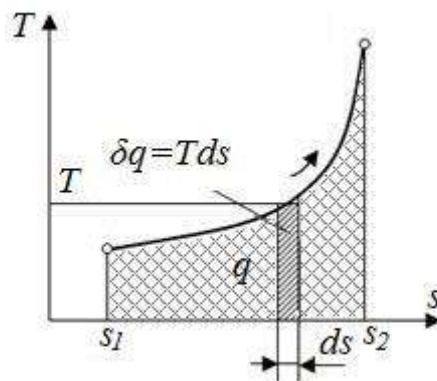


Рис. 3.7. T - s діаграма термодинамічного процесу

Зазначимо, що елементарна питома теплота на будь-якому термодинамічному процесі може бути визначена з (3.40):

$$dq = T ds. \quad \text{кДж/кг} \quad (3.42)$$

Для кінцевого процесу кількість тепла, віднесеного до 1 кг речовини

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds . \quad \text{кДж/кг} \quad (3.44)$$

Площа під кривою процесу на діаграмі $T-s$ буде еквівалентна кількості теплоти на процесі (рис. 3.7).

При збільшенні ентропії теплота підводиться до тіла (q має знак +) (3.41), а при зменшенні ентропії теплота відводиться від тіла (q має знак -).

Як бачимо, визначення кількості теплоти за допомогою зміни ентропії значно простіше та коректніше, але потребує знання залежності $T=f(s)$. Для ізотермічного процесу отримуємо:

$$q = T(s_2 - s_1) . \quad \text{кДж/кг} \quad (3.45)$$

Рівняння першого закону термодинаміки для потоку. Розглянемо загальну схему стаціонарного потоку газу (рис. 3.8). Потік має повну енергію, яка складається з внутрішньої енергії газу (u), потенційної енергій розширення ($p\nu$), енергії положення ($g \cdot z$; де z – координата положення потоку) та кінетичної енергії руху потоку ($W^2/2$), а також отримує кількість теплоти Q , та виконує технічну роботу L_{mex} .

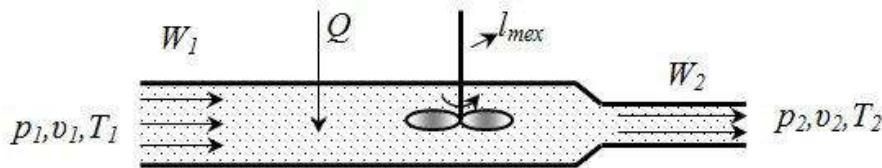


Рис. 3.8. Загальна схема потоку газу

Тоді рівняння балансу енергій для 1 кг газу буде мати вигляд:

$$q = \Delta(u + p\nu) + \Delta(gz) + \Delta\left(\frac{W^2}{2}\right) + l_{mex} . \quad \text{Дж/кг} \quad (3.46)$$

Після перетворень для горизонтального потоку, з урахуванням, що $u+p\nu = i$, отримаємо вираз першого закону термодинаміки для потоку газу:

$$q = \Delta i + \Delta\left(\frac{W^2}{2}\right) + l_{mex} , \quad \text{Дж/кг} \quad (3.47)$$

в диференціальній формі:

$$\delta q = di + d\left(\frac{W^2}{2}\right) + \delta l_{mex} . \quad \text{Дж/кг} \quad (3.48)$$

Витікання газів і пари. Розглянемо витікання газу з балону (рис. 3.9). Пристрої, через які відбувається витікання газів, називають соплами.

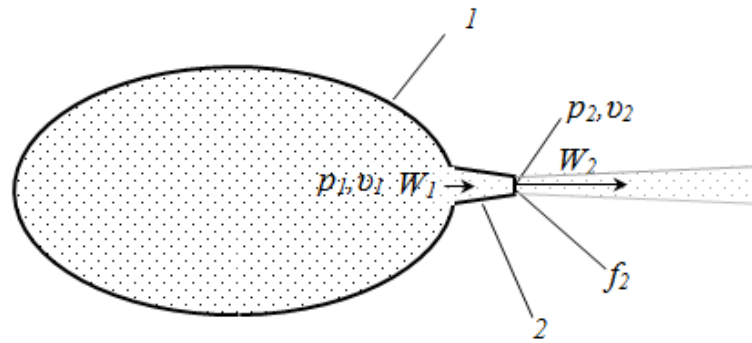


Рис. 3.9. Розрахункова схема витікання газів:
1 – балон, 2 – сопло

Приймаємо, що течія у соплах адиабатна, тобто $q=0$, технічна робота не здійснюється $\delta l_{тех}=0$, втрати енергії на подолання гідравлічних опорів відсутні. Тоді, рівняння першого закону термодинаміки (3.47) набуває вигляд:

$$i_1 - i_2 = \Delta \left(\frac{W^2}{2} \right) = \frac{W_2^2}{2} - \frac{W_1^2}{2}. \quad (3.49)$$

Звідки швидкість адиабатного витікання при $W_1=0$:

$$W_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2)}. \quad \text{м/с} \quad (3.50)$$

Різницю $i_1 - i_2 = h$ називають доступним теплоперепадом. Якщо використати рівняння адиабатного процесу, отримуємо формулу для визначення швидкості витікання через початкові та кінцеві параметри газу:

$$W_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - (\beta)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad \text{м/с} \quad (3.51)$$

$$\text{де } \beta = \left(\frac{p_2}{p_1} \right).$$

Секундні масові витрати газу при площі поперечного перетину сопла f_2 визначаються:

$$m = \frac{f_2 W_2}{v_2}. \quad \text{кг/с} \quad (3.52)$$

Підставивши швидкість витікання W_2 з (3.51) та з урахуванням співвідношення для адиабатного процесу:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad \text{м}^3/\text{кг} \quad (3.53)$$

одержимо формулу для розрахунку масових витрат при витіканні:

$$m = f_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[(\beta)^{\frac{2}{k}} - (\beta)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad \text{кг/с} \quad (3.54)$$

На рис. 3.10,а зображений графік залежності витрат газу від відношення кінцевого та початкового тисків.

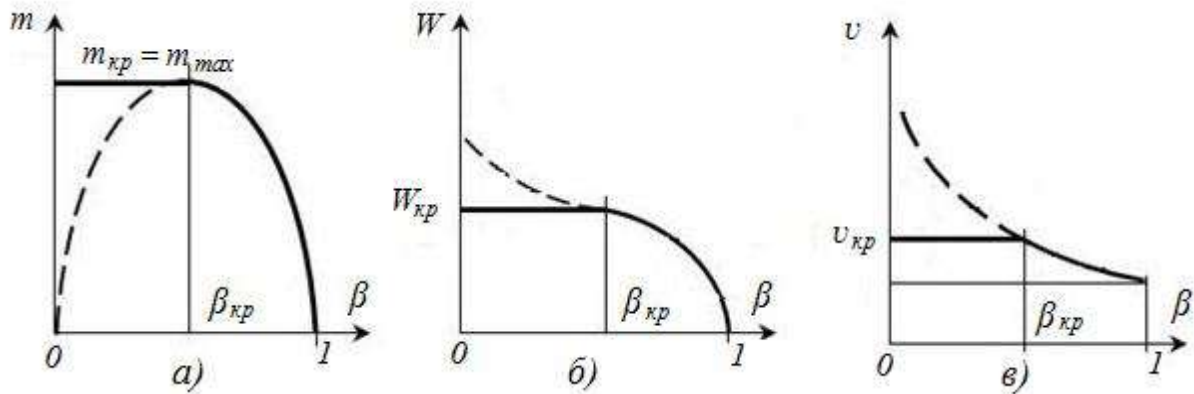


Рис. 3.10. Залежність витрати (а), швидкості (б) і питомого об’єму (в) газу при витіканні від відношення тисків після та до сопла

Суцільна лінія на рисунках – реальна залежність, пунктирна частка – теоретична (формула 3.54) при $\beta < \beta_{кр}$. Тиск, відношення тисків і швидкість, при яких досягається максимальна витрата називаються критичними ($p_{2кр}$, $\beta_{кр}$, $W_{2кр}$). Встановлено, що критична швидкість витікання дорівнює швидкості звуку при параметрах газу у вихідному перерізі.

З рівняння (3.54) знайдемо абсцису, яка відповідає критичній течії:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.55)$$

Для двохатомних газів $k = 1,4$, тоді $\beta_{кр} = 0,529$. Для багатоатомних газів і перегрітої пари $k = 1,3$ – $\beta_{кр} = 0,546$.

Зазначимо, що зменшення відношення тисків β (наприклад за рахунок збільшення тиску перед соплом p_1) менше $\beta_{кр}$, не впливає ні на масові витрати, ні на швидкість витікання, ні на питомий об’єм на зрізі сопла. Цей ефект пояснюється тим, що швидкість розповсюдження імпульсів тиску дорівнює швидкості звуку, тому подальше розширення відбувається у відкритому просторі, де струмінь вільно розширюється, а його швидкість падає.

Шведський інженер Густаф де Лаваль запропонував сопло, в якому струмінь після досягнення критичної швидкості ізолюється від зовнішнього середовища для подальшого розширення в каналі. Для цього потрібно, щоб переріз сопла збільшувався, але таким чином, щоб потік не відривався від стінок. Таке сопло отримало назву сопла Лавалю. Воно складається із двох частин: на початку сопло звужується, а потім розширюється (рис. 3.11).

Якщо газ з початковими параметрами p_1, v_1 витікає через сопло Лавалю у середовище з тиском $p_2 < p_{2кр}$, тоді у вузькому перерізі встановлюються критична швидкість $W_{2кр}$ і критичний тиск $p_{2кр}$. Далі тиск знижується, а швидкість збільшується до значення $W_2 > W_{2кр}$, яке визначається із співвідношенням (3.51). Але масові витрати залишаються незмінними та дорівнюють витратам при $\beta_{кр}$.

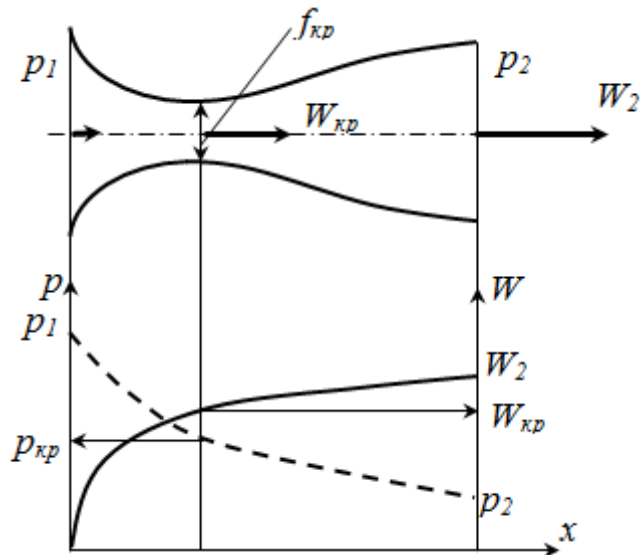


Рис. 3.11. Комбіноване сопло Лавалля

Внаслідок втрат енергії на тертя між робочим тілом і поверхнею сопла, на завихрення та внутрішнє тертя у потоці, дійсна швидкість витікання $W_{2\delta}$ буде менше теоретичної:

$$W_{2\delta} = \varphi W_2, \quad \text{м/с} \quad (3.56)$$

де φ – коефіцієнт швидкості.

Питання для самоконтролю

1. Надайте визначення параметрам термодинамічної системи.
2. Визначте масу азоту, який був витрачений з балону об'ємом 100 літрів. Початкові параметри $p_1=10\text{МПа}$ і $t_1 = 7^\circ\text{C}$, кінцеві параметри $p_1=0,1\text{МПа}$ і $t_1=0^\circ\text{C}$ ($R = 297\text{Дж/кгК}$).
3. Поясніть фізичний зміст першого закону термодинаміки.
4. Що розуміють під поняттями теплота, робота, внутрішня енергія.
5. Поясніть різницю між роботою розширення та технічною роботою?
6. Що розуміють під поняттям «теплоємність»?
7. Від яких факторів залежить теплоємність ідеальних газів та реальних речовин?
8. Визначте кількість теплоти потрібну для нагріву кисню в закритому посуді від 0°C до 500°C .
9. Визначте кількість теплоти потрібну для нагріву води і від 0°C до кипіння у відкритій ємності.
10. Поясніть фізичний зміст першого закону термодинаміки для потоку газу.
11. Від яких параметрів залежить швидкість та витрати газу при витіканні із сопел?
12. Поясніть, чому у соплі, що звужується, не можна отримати швидкість витікання більшу за швидкість звуку?
13. Поясніть будову та принцип дії сопла Лавалля.
14. Визначте тиск в балоні з повітрям, при якому витікання в атмосферу крізь отвір, буде відбуватися зі швидкістю звуку. Барометричний тиск 1бар.

3.1.2. Другий закон термодинаміки

Другий закон термодинаміки встановлює особливості теплоти як форми передачі енергії, визначає принципову структуру будь-якої теплової машини. Фізичний зміст другого закону найбільш зрозуміло розкривається у формулюванні Планка: неможливо побудувати таку періодично діючу теплову машину, яка, отримавши ззовні деяку кількість теплоти при довільній температурі, цілком перетворювала б її в механічну роботу і при цьому поверталась би точно у вихідний стан.

Розглянемо структурну схему теплової машини, яка складається із циліндра заповненого газом і поршня, що відділяє робоче тіло від зовнішнього середовища (рис. 3.12,а). Дно циліндра вступає у тепловий контакт із нагрівачем, тобто з тілом, температура якого вища за температуру газу в циліндрі. Газ буде нагріватися й розширюватися – цей процес зображено кривою $1a2$.

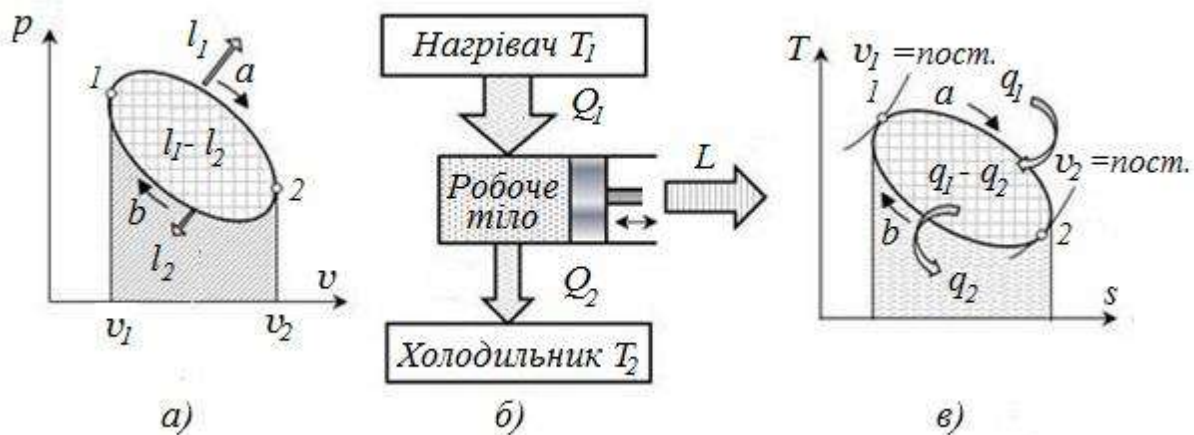


Рис. 3.12. Принципова схема теплового двигуна(б) та діаграми циклів робочих тіл у $p-v$ (а) та $T-s$ (в) діаграмах

Робоче тіло одержить від нагрівача теплоту Q_1 , і виконає позитивну роботу L_1 . Згідно з першим законом термодинаміки:

$$Q_1 = U_2 - U_1 + L_1. \quad (3.57)$$

Тепер потрібно повернути поршень у початкове положення, тобто стиснути газ так, щоб робота L_2 , витрачена на стиснення, була меншою за L_1 . Щоб досягти цього, потрібно ввести дно циліндра у тепловий контакт із холодильником, тобто тілом, температура якого нижча за температуру газу в циліндрі. Стиск відбувається за процесом $2b1$. У результаті газ повертається до початкового стану 1 . При цьому він віддасть холодильнику кількість теплоти Q_2 . За першим законом:

$$-Q_2 = U_1 - U_2 - L_2. \quad (3.58)$$

Звідси, у комбінації з попереднім рівнянням, отримуємо:

$$Q_1 - Q_2 = L_1 - L_2. \quad (3.59)$$

Таким чином, теплова машина здійснила циклічний процес. На цьому процесі нагрівач віддав кількість теплоти Q_1 , холодильник одержав кількість

теплоти Q_2 . Теплота ($Q_1 - Q_2$) пішла на отримання корисної роботи ($L_1 - L_2$). Відношення отриманої корисної роботи до витраченої енергії (підведеної кількості теплоти) – термічний коефіцієнт корисної дії (ККД) теплової машини:

$$\eta_t = \frac{L_1 - L_2}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (3.60)$$

Отже, для постійного отримання роботи в теплової машині потрібно здійснювати циклічний процес, причому потрібні два джерела теплоти: нагрівач та холодильник.

Узагальнюючи попереднє, можна сформулювати наступні три визначення другого закону термодинаміки, які взаємопов'язані.

1. Неможливо здійснити такий періодичний процес, єдиним наслідком якого було б повне перетворення на роботу теплоти, отримуваної від нагрівача (формулювання Кельвіна).

2. Неможливий процес, єдиним результатом якого є передача енергії у формі теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого (формулювання Клаузіуса).

3. Вічний двигун другого роду неможливий, тобто тепловий двигун, ККД якого при перетворенні теплоти на роботу дорівнює 100 % (формулювання Карно).

Другий закон термодинаміки безпосередньо пов'язаний з безповоротністю реальних теплових процесів. Енергія теплового руху молекул якісно відрізняється від усіх інших видів енергії – механічної, електричної, хімічної і т. д. Енергія будь-якого виду, окрім енергії теплового руху молекул, може повністю перетворитися на будь-який інший вид енергії, у тому числі і в енергію теплового руху. Упорядкований рух може переходити в неупорядкований спонтанно (природний процес) – це, наприклад, перетворення механічної енергії на теплову. Зворотний процес спонтанно відбуватися не може, але він можливий за умови витрат роботи від зовнішніх сил. Тому будь-який фізичний процес, в якому відбувається перетворення якого-небудь виду енергії на енергію теплового руху молекул, є безповоротним процесом, тобто він не може бути здійснений повністю у зворотному напрямі.

Зрозуміло, що ефективність теплової машини залежить від організації циклу. У 1824 р. французьким ученим Саді Карно запропонований прямий цикл ідеальної теплової машини, який забезпечує найбільш повне перетворення теплоти в роботу. Цикл Карно складається з обернених процесів (рис. 3.13): (1-2) – адіабатний стиск; (2-3) – ізотермічне підведення теплоти; (3-4) – адіабатне розширення; (4-1) – ізотермічне відведення теплоти. На ділянці розширення (2-3) до робочого тіла підводиться від нагрівача кількість теплоти q_1 при сталій температурі T_1 . Надалі на ділянці (3-4) відбувається адіабатне розширення зі зменшенням температури від T_1 до температури T_2 . На ділянці (4-1) від робочого тіла відводиться до охолоджувача кількість теплоти q_2 при сталій температурі T_2 , при цьому

відбувається ізотермічний стиск у результаті якого робоче тіло повертається у початковий стан.

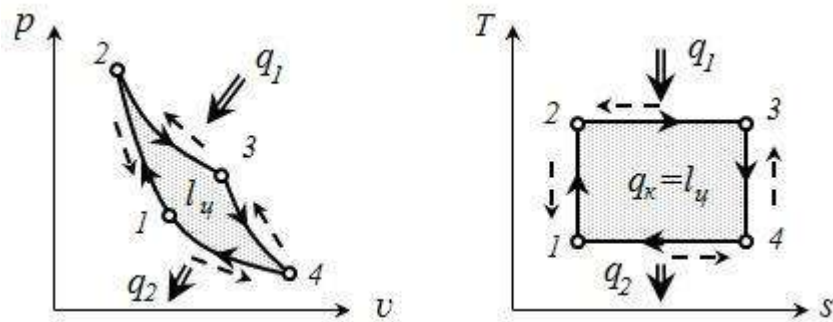


Рис. 3.13. Цикл Карно у $p-v$ та $T-s$ координатах

Зазначимо, що на ділянках (2-3) і (4-1) (ізотерми) зміна внутрішньої енергії дорівнює нулю і підведена (відведена) кількість теплоти дорівнює роботі.

На ділянках (1-2) і (3-4) немає підведення (відведення) теплоти і робота здійснюється за рахунок зміни внутрішньої енергії (3-4), а у процесі стиску (1-2) робота витрачається на збільшення внутрішньої енергії робочого тіла.

Користуючись зображенням циклу в $T-s$ координатах, визначимо термічний ККД циклу Карно. На ізотермічних процесах (2-3) та (4-1) зміна ентропії однакова $\Delta s = s_2 - s_1$. Тоді термічний ККД циклу Карно визначиться:

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2 \Delta s}{T_1 \Delta s} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (3.61)$$

або

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (3.62)$$

Підвищити ККД циклу Карно можна або за рахунок збільшення температури T_1 (джерела теплоти), або за рахунок зменшення температури T_2 (охолоджувача). Одержати ККД, який дорівнював би одиниці, можна лише в тих випадках, коли $T_1 \rightarrow \infty$ або $T_2 \rightarrow 0$, що недосяжно, так як суперечить другому закону термодинаміки.

Якщо здійснити цикл Карно у зворотному напрямку (на рис. 3.13 напрямок протікання процесу показано штриховими лініями зі стрілками), отримуємо цикл ідеальної холодильної машини. У цьому випадку теплота відводиться від холодильника до нагрівача (в реальності до навколишнього середовища) за рахунок здійснення роботи ззовні. Ефективність зворотного оборотного циклу Карно характеризується холодильним коефіцієнтом:

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{l_u} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (3.63)$$

У формулах (3.62) і (3.63) відсутні члени, що характеризують властивості робочого тіла, з чого випливає, що *термічний ККД і холодильний коефіцієнт циклу Карно не залежать від природи робочого тіла (ідеальний чи*

реальний газ), а визначаються тільки абсолютними температурами джерела теплоти й охолоджувача. Це положення зветься теоремою Карно.

Питання для самоконтролю

1. Надайте формулювання другого закону термодинаміки.
2. З яких процесів складається Цикл Карно?
3. Поясніть основні властивості циклу Карно.
4. Поясніть фізичний зміст зворотного циклу Карно?
5. Вкажіть напрямки покращення ККД прямого та зворотного циклів Карно.
6. Порівняйте паротурбінну установку та двигун внутрішнього згоряння за термодинамічною досконалістю. Відомо, що для паротурбінних установок $t_{max}=600^{\circ}\text{C}$, $t_{min}=40^{\circ}\text{C}$, ефективний ККД складає до 48%; для двигунів внутрішнього згоряння $t_{max}=1800^{\circ}\text{C}$, $t_{min}=300^{\circ}\text{C}$, ефективний ККД складає до 42%.

3.1.3 Реальні гази

Водяна пара. У реальних газах, особливо при температурах і парціальних тисках близьких до стану насичення, не можливо знехтувати силами міжмолекулярної взаємодії. Тому рівняння стану реальних газів відрізняється від рівняння Клапейрона. Найбільш поширене рівняння Ван-Дер-Ваальса:

$$\left(p + \frac{a}{v}\right) \cdot (v - b) = R \cdot T \quad (3.64)$$

a, b – коефіцієнти, які враховують відповідно наявність сили міжмолекулярної взаємодії та кінцевий розмір молекул. Коефіцієнти зазвичай визначаються експериментально.

Для практичної роботи часто використовують таблиці та діаграми стану реальних газів, які базуються на обробці експериментальних даних. Для водяної пари такі таблиці і діаграми були розроблені М.І.Вукаловичем.

У залежності від агрегатного стану, при послідовному процесі нагріву, відрізняють такі стани води: лід, вода, кип'яча вода, волога пара, суха насичена пара, перегріта пара. Доведено, що температура кипіння однозначно пов'язана з тиском і збільшується при його підвищенні.

Волога пара містить у собі киплячу воду і характеризується ступенем сухості:

$$x = \frac{m_c}{m}, \quad (3.65)$$

де m_c – маса сухої насиченої пари в загальній масі (m) пари.

Суха насичена пара – насичена пара, в якій відсутні частки кип'ячої води, а температура дорівнює температурі кипіння при даному тиску.

Кількість тепла потрібного для повного перетворення 1 кг кип'ячої води у суху насичену пару – питома теплота пароутворення (r).

Пара, яка має температуру, вищу за температуру кипіння при заданому тиску – перегріта пара. Перегріта пара за своїми властивостями наближається до ідеальних газів.

Параметри пари прийнято позначити: тиск і температуру кипіння p_n, t_n , параметри води у стані кипіння – i', v', ρ', s' , сухої насиченої пари – $i», v», \rho», s»$.

Для аналізу теплових процесів водяної пари частіше використовують $T-s$ та $i-s$ діаграми. Як відомо, у $T-s$ діаграмах площа під кривою процесу – кількість теплоти. У $i-s$ діаграмах різниця ентальпій дорівнює: на ізобарному процесі – кількості теплоти, а на адіабатному – технічній роботі.

Основою діаграм є погранична крива $A-K-B$ (рис. 3.14), яка поділяє її області (параметри води та водяної пари), які відповідають різним станам води та пари. Лінія AK – відповідає рідкому стану води. Оскільки вода практично не стискається ізобари для води майже зливаються в лінію AK і ця лінія відповідає також параметрам стану кип'ячої води ($x=0$).

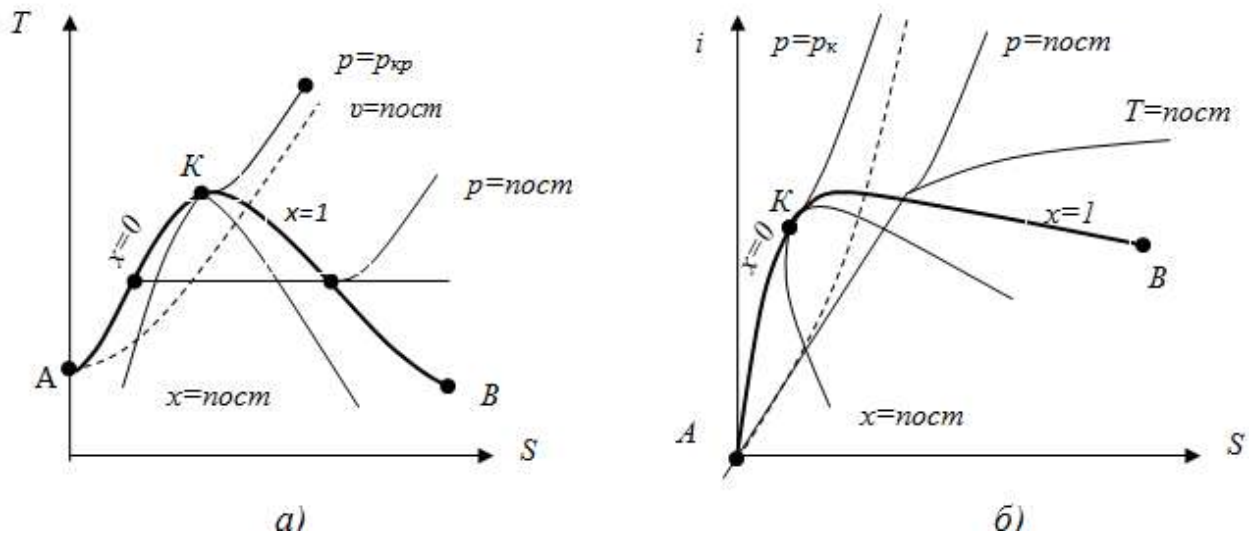


Рис. 3.14. Схеми діаграм водяної пари $T-s(a)$ та $i-s(b)$

Точка K відповідає критичному стану води ($t_{кр}=373,12^{\circ}C, p_{кр}=22,115$ МПа, $i_{кр}=2095,2$ кДж/кг К, $S_{кр}=4,424$ кДж/кг К). Вода з такою і вищою температурою при будь-якому тиску буде знаходитися у паровій фазі (суха насичена або перегріта пара).

Лінія $K-B$ відповідає параметрам сухої насиченої пари ($x=1$). Область діаграми, яка розміщена вище пограничної лінії $K-B$ – параметри перегрітої пари, нижче пограничної лінії AKB – параметри вологої пари.

На діаграмах нанесені графіки ізобар, ізотерм та ізохор, а в області вологої пари додатково лінії постійної сухості пару „ x ”. Приклад такої діаграми показаний на рисунку 3.15.

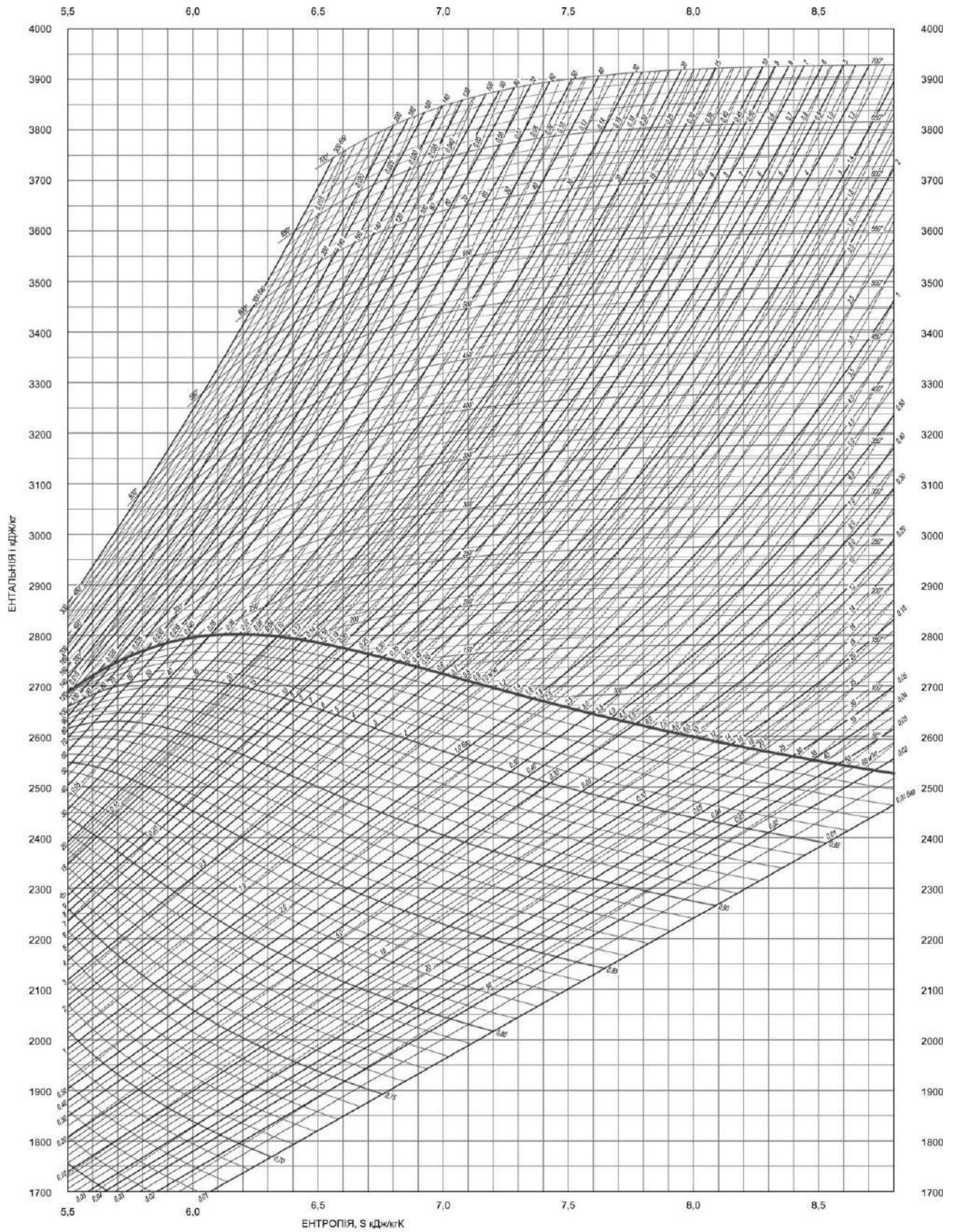


Рис. 3.15. Приклад робочої i - S діаграми

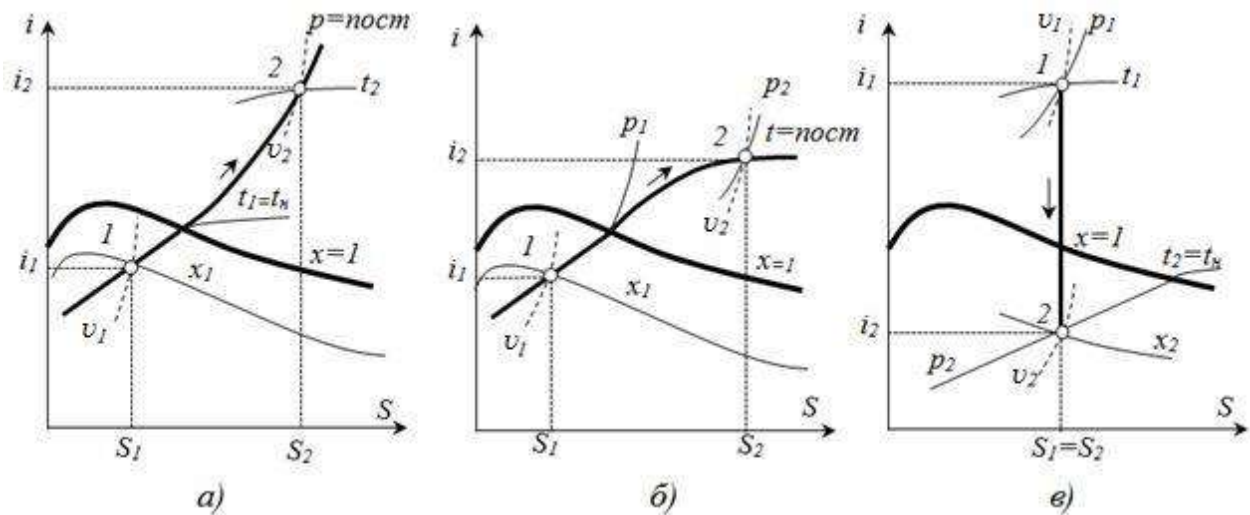


Рис. 3.16. Термодинамічні процеси (1-2) на $i=s$ діаграмі:
 а – ізобарний ; б – ізотермічний; в – адіабатний.

Щоб знайти точку діаграми, що відповідає заданому стану, потрібно визначити точку перетину ліній двох процесів із відомими показниками: p і t або t і v , а для волого пари $p(t)$ і x . Слід зазначити, що у стані вологої пари, ізобари та ізотерми співпадають так, як вода при заданому тиску кипить при сталій температурі t_n . Таким чином, якщо параметри пари відповідають p_n і t_n , то пара може бути вологою або сухою насиченою. Для однозначного визначення стану та параметрів вологої пари потрібно задавати ступінь сухості – x .

Термодинамічні процеси на діаграмах відображаються відповідно до нанесених ліній. У практиці часто зустрічається адіабатний процес, який зображується вертикальною лінією ($s = \text{const.}$) (рис. 3.16,в).

Крім діаграм використовують таблиці стану водяного пару, в яких надані параметри пари на граничній лінії ($A-K-B$), тобто киплячої води та сухого насиченого пару. Таблиці складені в двох варіантах: залежність параметрів та температури насичення від тиску, залежність параметрів та тиску насичення від температури.

Вологе повітря. Суміш сухого повітря і водяної пари називається вологим повітрям. За законом Дальтона загальний тиск вологого повітря дорівнює сумі парціальних тисків сухого повітря і водяної пари:

$$B = p_{cn} + p_n, \quad \text{Па} \quad (3.66)$$

де B – барометричний тиск, Па;

p_{cn} – парціальний тиск сухого повітря, Па;

p_n – парціальний тиск водяної пари, Па.

Особливістю такої суміші є те, що при звичайних температурах зовнішнього середовища та у більшості теплових агрегатів водяна пара може переходити у стан насиченої, після чого пара перетворюється на воду. Тобто існує стан вологого повітря, при якому досягається максимальний вміст водяної пари у повітрі. Максимальне значення p_n при даній температурі вологого повітря t дорівнює тиску насиченої водяної пари – $p_{n,n}$.

Суміш сухого повітря і перегрітої пари називається ненасиченим вологим повітрям. Суміш сухого повітря і насиченої водяної пари називають насиченим вологим повітрям. У цьому випадку у вологому повітрі знаходиться максимально можлива для даної температури кількість водяної пари. При охолодженні цього повітря, буде відбуватися конденсація пари – утворюється туман, випадає роса. Температура, при якій повітря досягає насиченого стану – точка роси.

Склад вологого повітря характеризується показниками: абсолютною та відносною вологістю, вологовмістом. Абсолютною вологістю f називають (масу) парів води у грамах, що міститься в 1 м^3 вологого повітря, тобто це густина пари при даному парціальному тиску і температурі повітря:

$$f = \rho_n = \frac{m_n}{V_{\text{в.п.}}} \quad \text{гр./м}^3 \quad (3.67)$$

Якщо водяну пару вважати за ідеальний газ, то використовуючи рівняння стану $p_n V_n = m_n RT$, та враховуючи, що $V_n = V_{\text{в.п.}}$, отримуємо зв'язок між абсолютною вологістю повітря та парціальним тиском пари:

$$f = \rho_n = 1000 \frac{P_n}{RT}, \quad \text{гр./м}^3 \quad (3.68)$$

де R – газова стала для водяної пари, Дж/кгК;

T – температура повітря, К.

Відносною вологістю повітря φ називається відношення абсолютної вологості ненасиченого повітря при даній температурі до абсолютної вологості насиченого повітря при тій же температурі:

$$\varphi = \frac{f}{f_{\text{max}}} \cdot 100 = \frac{\rho}{\rho_{\text{max}}} \cdot 100, \quad \% \quad (3.69)$$

або, враховує (3.68):

$$\varphi = \frac{P_n}{P_{\text{н.н}}} \cdot 100. \quad \% \quad (3.70)$$

Для сухого повітря $\varphi = 0\%$, для ненасиченого $\varphi > 0$, для насиченого $\varphi = 100\%$.

Вологовмістом називають кількість (масу) водяної пари (у грамах), що приходить на 1 кг сухого повітря:

$$d = \frac{m_n}{m_{\text{с.п.}}} \quad \text{гр./кг с.п.} \quad (3.71)$$

Після перетворень з використанням рівнянь стану, отримуємо:

$$d = 0,622 \frac{P_n}{P_{\text{с.п.}}}. \quad \text{гр./кг с.п.} \quad (3.72)$$

Якщо врахувати (3.70), то вологовміст визначиться за формулою:

$$d = 0,622 \frac{\varphi \cdot P_{\text{н.н}}}{100B - \varphi \cdot P_{\text{н.н}}}. \quad \text{гр./кг с.п.} \quad (3.73)$$

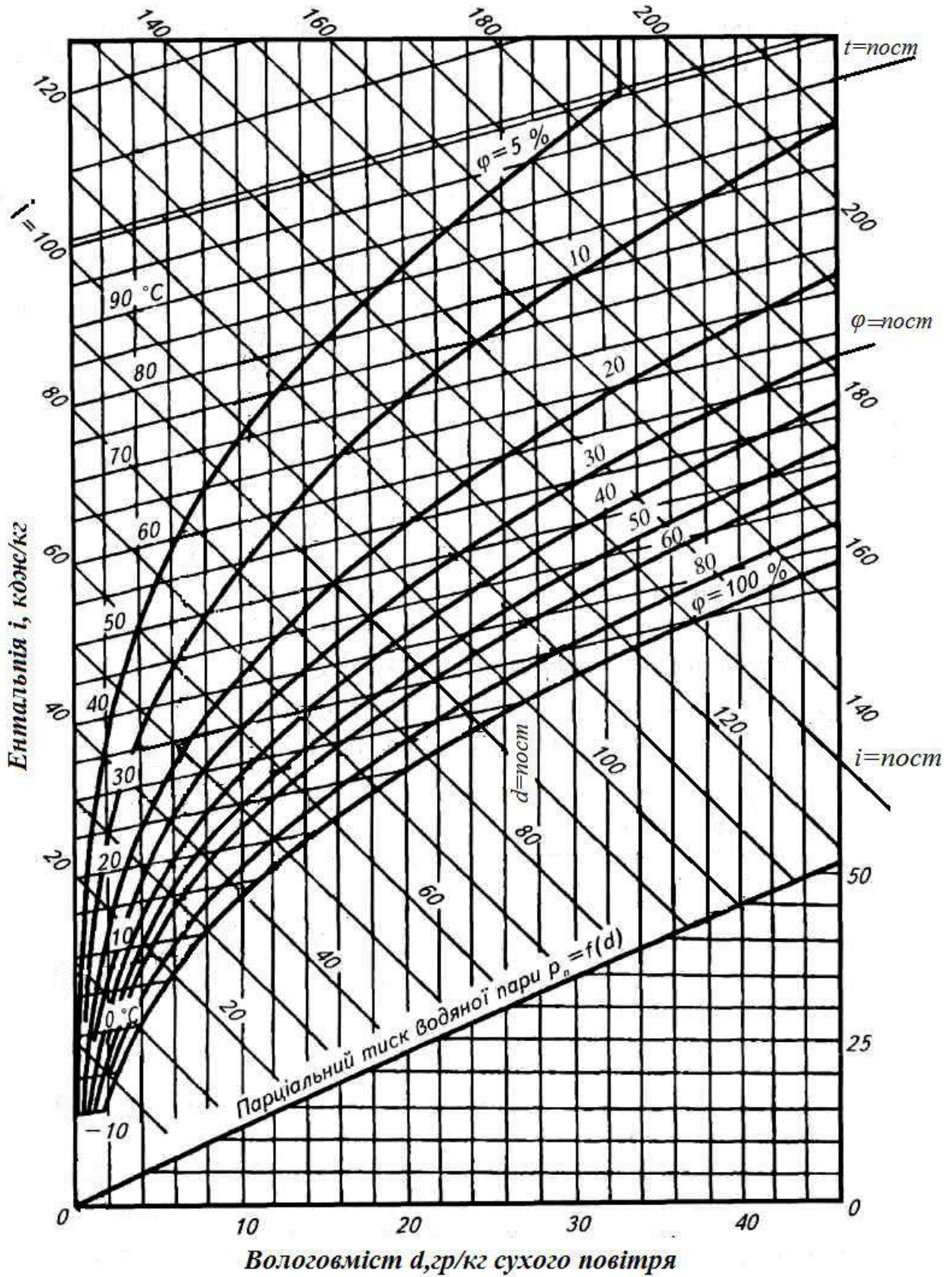


Рис. 3.17. $i - d$ діаграма вологого повітря

Для проведення технічних розрахунків використовують $i - d$ діаграму волого повітря. У системі координат $i - d$ наносять сітку ізотерм.

На кожній ізотермі точки з однаковими значеннями φ з'єднують – отримують криві $\varphi = \text{const.}$ (рис. 3.17). Крива $\varphi = 100\%$ є граничною і розділяє область ненасиченого волого повітря (зверху) і область туману (знизу).

Лінії $\varphi = \text{const.}$ продовжуються до ізотерми $99,4^\circ\text{C}$ (температура насичення при $p = 99$ кПА або 745 мм рт.ст.), після чого вони майже вертикально піднімаються вгору оскільки при $t > t_n$ $p_n = \varphi B$, а величина φ залежить тільки від d :

$$d = 0,622 \frac{\varphi \cdot B}{B - \varphi \cdot B} = 0,622 \frac{\varphi}{100 - \varphi} \text{ або } \varphi = \frac{100d}{d + 0,622}. \quad (3.74)$$

У нижній частині діаграми за рівнянням (3.72) побудована лінія залежності парціального тиску p_n від вологовмісту d . Для заданого стану можна знайти і температуру точки роси. Для цього з точки A слід провести вертикаль ($d = \text{const.}$) до перетину з лінією $\varphi = 100\%$. Тоді ізотерма, яка проходить через точку перетину, буде відповідати точці роси t_p .

Стан волого повітря (точка A , рис. 3.18,а) можна визначити за двома параметрами (φ і t або p_n і t), після чого знайти ентальпійу і вологовміст.

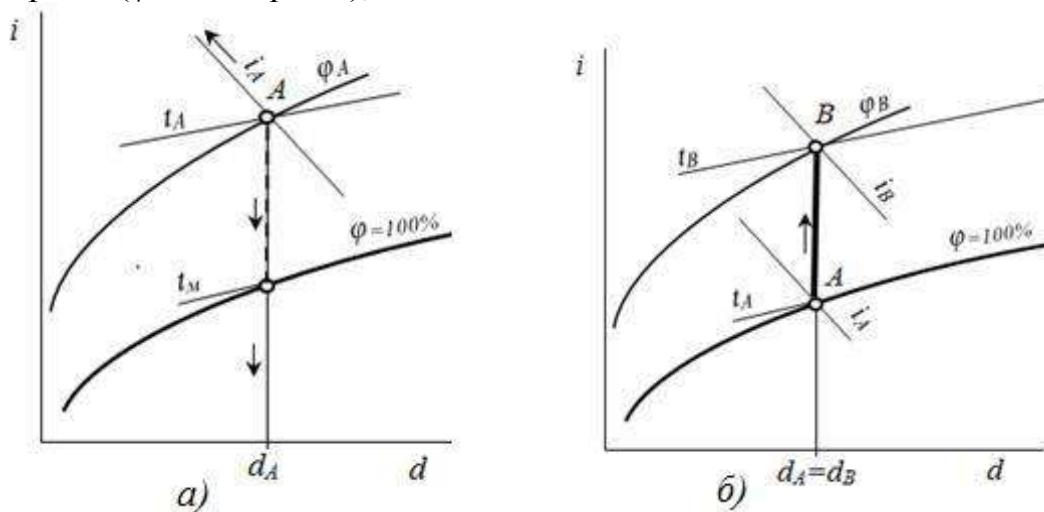


Рис. 3.18. Схеми процесів у $i-d$ діаграмі:

а – визначення параметрів волого повітря; б – нагрів повітря

Процес нагрівання повітря на $i - d$ діаграмі зображується вертикальною лінією ($A-B$, рис. 3.18,б) $d = \text{const.}$, оскільки кількість водяної пари в ньому не змінюється.

Процес охолодження відбувається також без зміни вологовмісту, до тих пір поки повітря не стає насиченим ($A-B$ рис. 3.19,а), т.В $\varphi = 100\%$. Подальше охолодження повітря нижче точки роси (лінія $B-C$) зумовлює конденсацію водяної пари. Тобто відбувається осушення волого повітря. Кількість сконденсованої вологи буде визначатися різницею вологовмісту в точках B і C .

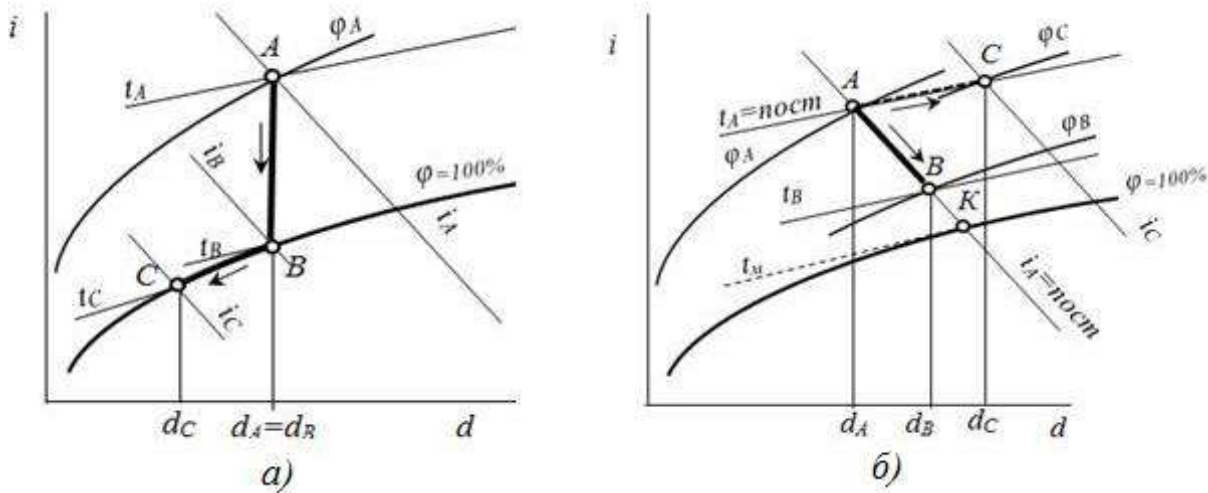


Рис. 3.19. Схеми процесів у i - d діаграмі:
 а – охолодження повітря; б – процеси зволоження повітря

Процес адиабатного зволоження повітря при випаровуванні води (тепло використовується лише на випаровування води без зовнішнього теплообміну) відбувається при постійній ентальпії – лінії $i = const$. (процес А-В, рис. 3.19,б). На цьому процесі температура повітря знижується, границею охолодження повітря буде точка, яка відповідає його повному насиченню $\varphi = 100\%$. (т.К).

Температура, до якої повітря охолоджується при постійній ентальпії і стає насиченим, називається температурою адиабатного насичення або температурою мокрого термометра t_m . Вона відповідає ізотермі, що проходить через точку перетину лінії постійної ентальпії з кривою $\varphi = 100\%$ (точка К).

Якщо зволоження відбувається водяною парою, то процес відповідає ізотермі (А-С). При цьому збільшується ентальпія, відносна вологість та вологовміст повітря.

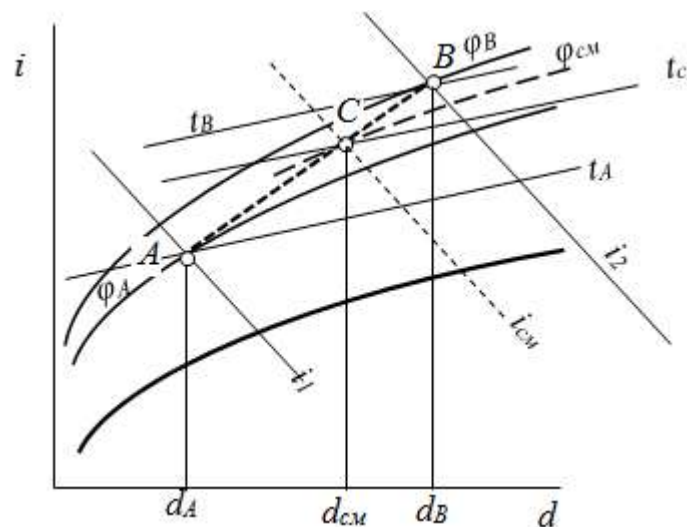


Рис.3.20. Схема визначення параметрів суміші вологого повітря

Розглянемо процес змішування вологого повітря різних станів (рис. 3.20). Якщо у камеру змішування надходять два потоки вологого повітря, стан яких характеризується в точках A і B з параметрами d_1, i_1, t_1 і d_2, i_2, t_2 і масами m_1 і m_2 , то стан вологого повітря після змішування можна визначити з рівняння теплового балансу і рівняння балансу вологи:

$$m_1 i_1 + m_2 i_2 = (m_1 + m_2) i_{cm}, \quad (3.75)$$

$$m_1 d_1 + m_2 d_2 = (m_1 + m_2) d_{cm}. \quad (3.76)$$

Звідки:

$$i_{cm} = \frac{m_1 i_1 + m_2 i_2}{m_1 + m_2}; \quad d_{cm} = \frac{m_1 d_1 + m_2 d_2}{m_1 + m_2}. \quad (3.77)$$

Процес змішування зображується прямою лінією, яка проходить через точки A і B . Якщо відстань між ними розділити обернено пропорційно масам змішаного повітря m_1 і m_2 ($AC=AB \cdot m_2/(m_1+m_2)$), отримаємо точку C , яка характеризує стан суміші вологого повітря з параметрами i_{cm} і d_{cm} .

Питання для самоконтролю

1. Перерахуйте види водяної пари. Вкажіть їх особливості.
2. Поясніть будову теплових діаграм водяної пари.
3. Яка фізична особливість притаманна критичній точці?
4. Яка особливість ізобар і ізотерм на теплових діаграмах водяної пари в області вологої пари?
5. Як на діаграмі $i-S$ визначається технічна робота на адиабатному процесі, кількості теплоти – на ізобарному процесі?
6. Визначити за допомогою $i-S$ діаграми не вказані параметри пари та її стан, якщо $p=40\text{бар}, t=400^\circ\text{C}$.
7. Визначити за допомогою таблиць стану водяної пари температуру кипіння води та інші параметри насиченої пари та киплячої води, якщо $p=10\text{бар}$.
8. Перерахуйте види вологого повітря. Вкажіть їх особливості.
9. Що таке вологовміст повітря?
10. Як зображується процес нагріву та охолодження повітря на діаграмі?
11. Визначити за допомогою $i-d$ діаграми не вказані параметри вологого повітря, температуру точки роси та його стан, якщо $\phi=40\%, t=50^\circ\text{C}$.

3.1.4. Теплообмін

Самовільний необоротний процес переносу теплоти у просторі, що зумовлений різницею температур, називається теплообміном. Закономірності переносу теплоти і кількісні характеристики цього процесу вивчаються теорією теплообміну. Розрізняють три основних види теплообміну: теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання. Сукупність цих видів – складний теплообмін.

З основних законів термодинаміки випливає, що кількість теплоти, яка передається, залежить від різниці температур та збільшується при її

зростанні. Задачами теорії теплообміну є встановлення математичних залежностей для визначення кількості теплоти.

Теплопровідність – процес переносу теплоти, який відбувається за рахунок обміну енергією між мікрочастинками тіла при нерухомості макрочастинок тіла. В якості посередників в обміні енергій мікрочастинок можуть бути електрони, фотони, кванти енергії – фонони. Швидкість процесу досить велика і наближається до місцевої швидкості звука.

Теплопровідність у чистому вигляді характерна для твердих тіл, в газах і рідинах процес переносу теплопровідністю відбувається лише в окремих випадках (при умові відсутності руху макрочастинок: у тонких шарах, при відсутності сили тяжіння та інших).

Основний закон теплопровідності, закон Фур'є встановлює зв'язок між температурним полем (просторовий розподіл температур в тілі) та тепловим потоком q (кількість теплоти, яка передається за одиницю часу через одиницю поверхні, $Вт/м^2$):

$$q = -\lambda \cdot grad t, \text{ або } q = -\lambda \frac{dt}{dn}, \quad (3.78)$$

λ – коефіцієнт теплопровідності, що характеризує здатність тіл проводити тепло, $Вт/м \cdot К$.

Знак мінус у рівнянні (3.78) обумовлений різноспрямованістю векторів теплового потоку та градієнту температур (рис. 3.21). З рівняння (3.78) випливає, що коефіцієнт теплопровідності λ дорівнює кількості теплоти, що проходить за одиницю часу через одиницю ізотермічної поверхні при градієнті температури, що дорівнює одиниці.

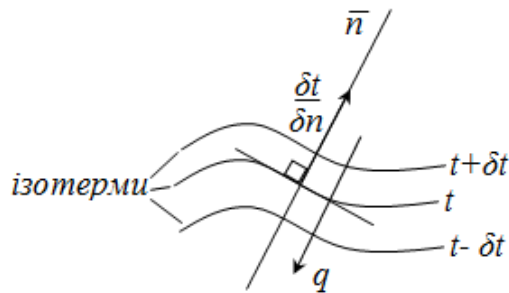


Рис. 3.21. Схема до пояснення основного закону теплопровідності

Коефіцієнт теплопровідності залежить від складу речовини, тобто, в першу чергу, від роду матеріалу, його структури, а також від температури, а для газів ще і від тиску.

Найбільшу теплопровідність мають метали $\lambda=60 - 400Вт/(м \cdot К)$, меншу – діелектрики $\lambda=1 - 10Вт/(м \cdot К)$, ще меншу рідини $\lambda=0,1 - 0,7Вт/(м \cdot К)$, найнижчу – гази $\lambda=0,005 - 0,5Вт/(м \cdot К)$ (табл.2.5, додатку). Речовини, які мають відносно малий коефіцієнт теплопровідності (зазвичай $\lambda < 0,2 Вт/(м \cdot К)$) у теплотехніці отримали назву теплоізолюючих матеріалів. У структурі цих матеріалів містяться пори малого розміру, які заповненні повітрям, що має

низьку теплопровідність. До таких матеріалів належать вовна, пінополістирол, мінеральна вата тощо.

Розглянемо розв'язок деяких задач теплопровідності для стаціонарного режиму теплообміну, які найбільш часто зустрічаються на практиці.

Плоска стінка. Вважаємо, що матеріал стінки однорідний, ізотропний та має постійний коефіцієнт теплопровідності λ . На зовнішніх поверхнях стінки підтримуються постійні температури відповідно t_{c1} і t_{c2} , $t_{c1} > t_{c2}$. При заданих умовах температура змінюється тільки в одному напрямку – за товщиною стінки (рис. 3.22).

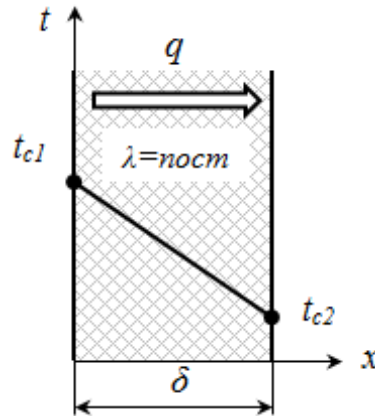


Рис. 3.22. Стаціонарний розподіл температури у плоскій стінки

При постійному коефіцієнті теплопровідності градієнт температур по товщині стінки буде сталим:

$$\frac{dt}{dx} = \frac{t_{c2} - t_{c1}}{\delta}. \quad ^\circ\text{C}/\text{м} \quad (3.79)$$

Тоді тепловий потік відповідно до закону Фур'є:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = -\lambda \frac{t_{c2} - t_{c1}}{\delta} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}). \quad \text{Вт}/\text{м}^2 \quad (3.80)$$

З рівняння (3.80) видно, що тепловий потік, прямо пропорційний різниці температур на зовнішніх поверхнях стінки, коефіцієнту теплопровідності λ і обернено пропорційний товщині стінки δ :

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}). \quad (3.81)$$

Користуючись поняттям термічного опору ($R = \frac{\delta}{\lambda}$), формулу розрахунку щільності теплового потоку можна подати у вигляді:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}, \quad \text{Вт}/\text{м}^2 \quad (3.82)$$

де R – термічний опір, м·К/Вт.

Загальна кількість теплоти Q , що передається через стінку площею F за одиницю часу, дорівнює:

$$Q = qF = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R} F. \quad \text{Вт} \quad (3.83)$$

Багатошарова стінка (рис. 3.23). При заданій товщині і коефіцієнтах теплопровідності кожного шару, а також значенні температур зовнішніх поверхонь кожного шару можна записати систему рівнянь для потоку через кожний шар.

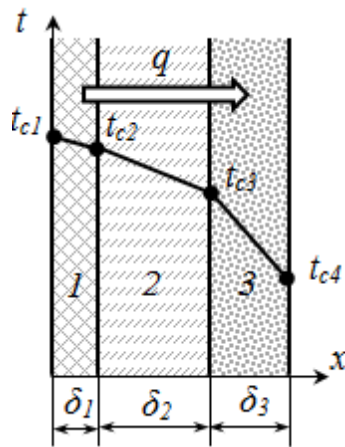


Рис. 3.23. Розподіл температури за товщиною багатошарової стінки ($\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3$)

Після розв'язку системи отримуємо:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots}, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3.84)$$

або

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_1 + R_2 + \dots}. \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3.85)$$

Сума опорів $R_1 + R_2 + \dots = R_{cm}$ – сумарний термічний опір стінки.

У межах кожного шару спостерігається лінійний розподіл температури. Температура на межах між шарами визначиться

$$t_1 = t_{c1} - q \cdot R_1; \quad t_2 = t_{c1} - q \cdot R_2. \quad ^\circ\text{C} \quad (3.86)$$

Циліндрична стінка. Дуже часто теплоносії рухаються по трубах циліндричної форми.

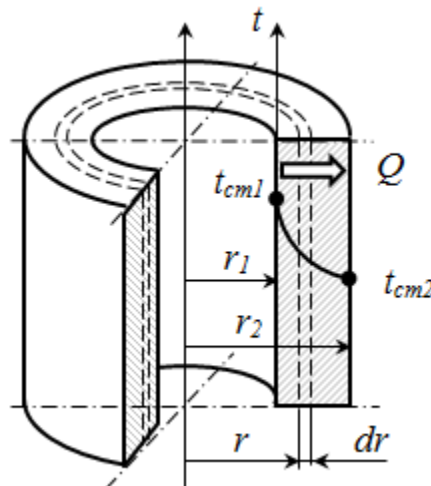


Рис. 3.24. Температурне поле у одношарової циліндричної стінки

Розглянемо задачу про поширення теплоти через одношарову однорідну ізотропну стінку при відомих постійних температурах на внутрішній і зовнішній поверхнях. Будемо вважати, що температура на внутрішній поверхні t_{c1} більша температури на зовнішній поверхні t_{c2} . Температура змінюється тільки уздовж радіуса (по координаті r) і тому в циліндричних координатах це задача одномірна (рис. 3.24).

Для труби довжиною l і радіуса r закон теплопровідності записується у такій формі:

$$Q = qF = -\lambda \frac{dt}{dr} (2\pi r l) = \text{const.}, \quad (3.87)$$

звідси

$$dt = \frac{Q}{2\pi l} \cdot \frac{dr}{r}. \quad (3.88)$$

При $\lambda = \text{const.}$ після інтегрування в межах від t_{c1} до t_{c2} , та від r_1 до r_2 одержимо:

$$t_{c1} - t_{c2} = \frac{Q}{2\pi l} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}, \quad ^\circ\text{C} \quad (3.89)$$

або

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{c1} - t_{c2}) \quad \text{Вт} \quad (3.90)$$

де d_2 , і d_1 – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри труби.

З формули (3.89) випливає, що у товщі циліндричної стінки розподіл температури відповідає логарифмічному закону, а не лінійному, як у плоскій стінці.

На практиці частіше використовують поняття питомої кількості теплоти q_l , яка припадає на один метр довжини циліндричної стінки:

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{c1} - t_{c2}) \quad \text{або} \quad q_l = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_l}, \quad \text{Вт/м} \quad (3.91)$$

де $R_l = \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}$ – термічний опір циліндричної стінки, $\text{м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$.

Для визначення теплового потоку теплопровідністю через багатошарову циліндричну стінку, як і для багатошарової плоскої стінки, потрібно додати термічні опори окремих шарів, тобто:

$$q_l = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R_{l1} + R_{l2} + \dots} \quad \text{Вт/м} \quad (3.92)$$

де $R_{l1} = \frac{1}{2\pi\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}$; $R_{l2} = \frac{1}{2\pi\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}$; ...

d_1 – внутрішній діаметр циліндричної стінки,

d_2 – зовнішній діаметр першого шару,

d_3 – зовнішній діаметр другого шару і так далі.

Конвекційний теплообмін – це процес переносу тепла макрочастинами речовини. Такий процес теплообміну характерний для передачі теплоти між поверхнею твердого тіла і рідиною або газом, що рухається, називається тепловіддачею. Поверхня тіла, через яку переноситься теплота, називається поверхнею теплообміну.

На інтенсивність тепловіддачі великий вплив чинить швидкість руху теплоносія відносно поверхні теплообміну. У зв'язку з цим розрізняють вимушену і вільну конвекцію. Вимушена конвекція відбувається під дією зовнішніх сил (насос, вентилятор, вітер тощо) прикладених на границях систем. Вільна конвекція відбувається під дією неоднорідного поля зовнішніх сил (сил гравітаційного, електричного або інерційного поля), прикладених до рідини всередині системи.

На практиці використовують запропоноване Ньютоном та Ріхманом співвідношення, за яким тепловий потік конвекцією вважається прямо пропорційним різниці температур рідини та поверхні:

$$q = \alpha(t_s - t_f), \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3.93)$$

де, α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні (стінки) до повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

t_s, t_f – відповідно температури поверхні та рідини або газу, $^{\circ}\text{C}$.

Величина коефіцієнту тепловіддачі дуже різниця для різних видів теплообміну та роду речовини у якій виникає конвекція (газ або рідина). Так при вільній конвекції у газах коефіцієнт тепловіддачі складає $\alpha \approx 5-30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а у рідинах (воді) – $\alpha \approx 100 - 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При вимушеному русі $\alpha \approx 10 - 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ для газів, а для рідин – $\alpha \approx 500 - 11000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Найбільші значення коефіцієнту тепловіддачі спостерігаються при фазових перетвореннях. Так при кипінні води величина α досягає $40000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при крапельній конденсації водяних парів до $120000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Внаслідок значних складностей із визначення коефіцієнта аналітичними методами його визначають експериментально. З метою узагальнення результатів дослідів використовується теорія подібності, відповідно до якої у подібних явищах рівні критерії подібності – безрозмірні комплекси. Критерії подібності поєднують певні величини, які характеризують явище, яке розглядається. Математичний вираз критеріїв визначається приведенням диференціальних рівнянь, які описують процес, до безрозмірного виду.

Найбільш використовуваними критеріями у теплотехніці є:

а) Критерій Рейнольдса – це критерій гідродинамічної подібності, він характеризує співвідношення між силами інерції та тертя(силами в'язкості) в потоці:

$$Re = \frac{Wd}{\nu}, \quad (3.94)$$

де W – середня швидкість потоку, $\text{м}/\text{с}$;

ν – кінематична в'язкість рідини (газу), $\text{м}^2/\text{с}$

d – визначальний розмір, м .

б) Критерій Нусельта – безрозмірний коефіцієнт теплообміну конвенцією:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad (3.95)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності рідини (газу) у пристінному шарі, $Вт/м К$.

в) Критерій Грасгофа – характеризує ефективність підйомної сили при вільній конвекції:

$$Gr = \frac{\beta g \Delta t d^3}{\nu^2}, \quad (3.96)$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення (для газів $\beta=1/T$), $1/К$;

Δt – різниця температур між поверхнею та рідиною (газом), $К$

г) Критерій Прандтля – характеризує теплофізичні властивості рідини:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (3.97)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності

$$a = \lambda / (c_p \cdot \rho), \quad м^2 / с \quad (3.98)$$

У теорії теплообміну також використовується критерії Паскаля (Pa), Біо (Bi), Фур'є (Fo) та інші.

У відповідності до теорії подібності, у подібних процесах теплообміну повинні бути рівними критерії Нусельта (Nu). Якщо відомий критерій Nu , то коефіцієнт тепловіддачі визначиться:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d} \quad Вт/(м^2 К) \quad (3.99)$$

Nu розраховується через критерії, які є визначальними для даного типу теплообміну. Так для вимушеного руху рідини та газів це критерії Рейнольдса (Re) і Прандтля (Pr), тобто:

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (3.100)$$

Для напірного руху при турбулентній течії у трубах ($Re > 10^4$) така залежність набуває вигляду (рис. 3.25, б):

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr_f / Pr_s)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (3.101)$$

де Pr_f , Pr_s – відповідно критерії Прандтля при температурах газу та поверхні;

ε_l – коефіцієнт, що враховує збільшення коефіцієнту тепловіддачі на початковій ділянці труби (при $\varepsilon_l=1,9$, а при $l/d > 50$ $\varepsilon_l=1,0$).

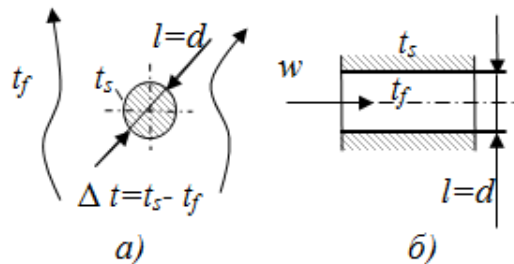


Рис. 3.25. Розрахункові схеми тепловіддачі при вільному (а) та вимушеному (б) русі теплоносія

В умовах вільній конвекції (рис. 3.25,*a*) для горизонтальної труби діаметром d критеріальна залежність має вигляд:

$$Nu = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} (Pr_c / Pr_{cm})^{0,25}, \quad (3.102)$$

при $(Gr \cdot Pr)$ від 10^3 до 10^8 .

Слід пам'ятати, що критеріальні залежності мають певні межі використання, особливості розрахунку та визначення певних величин. Теплофізичні властивості визначаються зазвичай при середній температурі пристінного шару, тобто при:

$$t_{cp} = (t_s + t_f) / 2. \quad ^\circ C \quad (3.103)$$

Променивим теплообміном називають процес передачі теплоти від одного тіла до іншого у формі променевої енергії – електромагнітного випромінювання. Теплове випромінювання – складний процес, пов'язаний з подвійним, при наймі, перетворенням енергії: спочатку перехід теплової енергії у випромінювання електромагнітних хвиль (емісія), потім рух хвиль (фотонів) і, нарешті, поглинання електромагнітних коливань поглинаючим середовищем або тілом – ще одне перетворення енергії. У теплотехніці в умовах високих температур теплообмін випромінюванням має першорядне значення.

Інтегральна щільність потоку випромінюванням визначається за законом Стефана-Больцмана:

$$q = \sigma_0 \cdot \varepsilon \cdot (T / 100)^4, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3.104)$$

де, σ_0 – постійна Стефана – Больцмана ($\sigma_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$);

ε – ступінь чорноти поверхні ($\varepsilon = 0 \dots 1$);

T – абсолютна температура тіла, К .

Ступень чорноти ε це відношення густини випромінювання реального тіла до випромінювання абсолютно чорного тіла (це тіло, що випромінює енергії більше за всі тіла при даній температурі). У більшості випадків технічних розрахунків ступінь чорноти дорівнює коефіцієнту поглинання.

Інтегральна ступінь чорноти окремих тіл

Таблиця 3.1

Матеріал	Температура, °C	Ступень чорноти, ε
Алюміній шорсткий	20-50	0,06- 0,07
Вода	0-100	0,95-0,96
Цегла червона	20	0,88- 0,98
Цегла шамотна	1200	0,59
Олійна фарба	100	0,95
Сталь окислена	200-600	0,74-0,80
Вугілля	100-600	0,81 -0,79
Штукатурка	10-90	0,91

Кількість тепла, яке одне тіло передає іншому випромінюванням – результуючий тепловий потік. Для двох необмежених паралельних пластин

(рис. 3.26,а) результуючий тепловий потік визначається:

$$q_{1-2} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_{np} \cdot [(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4], \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3.105)$$

де, ε_{np} – приведена ступінь чорноти. Для нашого випадку:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}, \quad (3.106)$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – ступені чорноти першого та другого тіл.

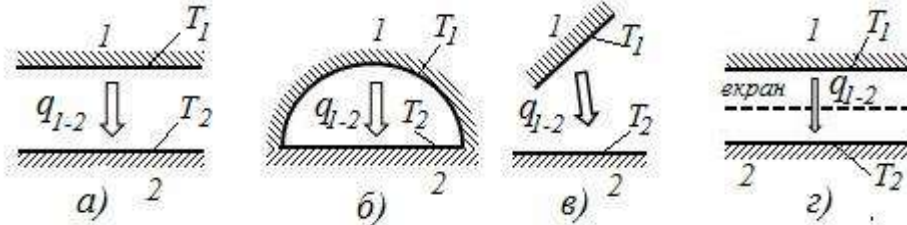


Рис. 3.26. Розрахункові схеми теплообміну випромінюванням між тілами у прозорому середовищі: а – дві необмежені паралельні пластини; б – замкнута система; в – загальний випадок теплообміну між тілами розташованими довільно; г – теплообмін при наявності екранів

Для замкнутої системи (рис. 3.26,б) приведена ступінь чорноти:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varphi_{1-2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\varphi_{2-1} + 1}, \quad (3.107)$$

де, $\varphi_{1-2}, \varphi_{2-1}$ – кутові коефіцієнти випромінювання відповідно першого тіла на друге та навпаки.

Кутові коефіцієнти визначають, яка частка випромінювання тіла потрапляє на інше тіло. Значення кутових коефіцієнтів залежать від геометричних параметрів: форми поверхонь та їх взаємного розташування. Так для випадку замкнутої системи (рис. 3.26,б):

$$\varphi_{1-2} = \frac{F_2}{F_1}; \quad \varphi_{1-1} = \frac{F_1 - F_2}{F_1}; \quad \varphi_{2-1} = 1; \quad \varphi_{2-2} = 0, \quad (3.108)$$

де, F_1, F_2 – площі поверхонь першого та другого тіла, м².

У загальному випадку (рис. 3.26,в) кількість тепла, яке передається випромінюванням від тіла 1 до 2 визначається:

$$Q_{1-2} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_{np} \cdot [(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4] \cdot F_1 \cdot \varphi_{1-2} \quad \text{Вт/м}^2 \quad (3.109)$$

Якщо теплообмін здійснюється між тілами з високими ступенями чорноти, то можна вважати:

$$\varepsilon_{np} \approx \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2. \quad (3.110)$$

У техніці для захисту від теплового випромінювання, а також для теплової ізоляції використовують екрани у вигляді ширм (листів) з різноманітних матеріалів, які розміщують між тілами, що обмінюються теплом (рис. 3.26,г). Якщо розглядати цю систему, як множину паралельних необмежених пластин, то приведена ступінь чорноти при наявності екранів буде складати:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon'_{e1}} + \frac{1}{\varepsilon''_{e1}} - 1\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon'_{e2}} + \frac{1}{\varepsilon''_{e2}} - 1\right) + \dots + \left(\frac{1}{\varepsilon'_{en}} + \frac{1}{\varepsilon''_{en}} - 1\right)} \quad (3.111)$$

де $\varepsilon'_{en}, \varepsilon''_{en}$ – відповідно ступені чорноти внутрішньої та зовнішньої поверхонь “ n ” – ого екрану.

Частіше на практиці екрани мають однакову ступінь чорноти з обох боків. Будемо вважати, що $\varepsilon_2 = 1$ (це зручне припущення, якщо розглядати в якості тіла 2 навколишнє середовище), тоді (3.111) спрощується:

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_1}{1 + n \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_e} (2 - \varepsilon_e)} \quad (3.112)$$

де, n – кількість екранів зі ступенями чорноти ε_e .

Порівнюючи формули (3.106) і (3.112), можна зробити висновок, що використання екранів зменшує тепловий потік зі збільшенням кількості екранів та зменшенням їх ступеня чорноти. Коефіцієнт зменшення визначається:

$$K_{зм} = 1 + n \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_e} (2 - \varepsilon_e). \quad (3.113)$$

Якщо прийняти, що $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_e = \varepsilon$, то:

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon}{(n+1)(2-\varepsilon)}, \quad (3.114)$$

а коефіцієнт зменшення теплового потоку:

$$K_{зм} = n + 1. \quad (3.115)$$

Тобто, використання лише одного екрану зменшує тепловий потік в два рази.

Складний вид передачі теплоти – теплопередача через стінку. На практиці окремі види теплообміну зустрічаються не ізольовано, а у сукупності.

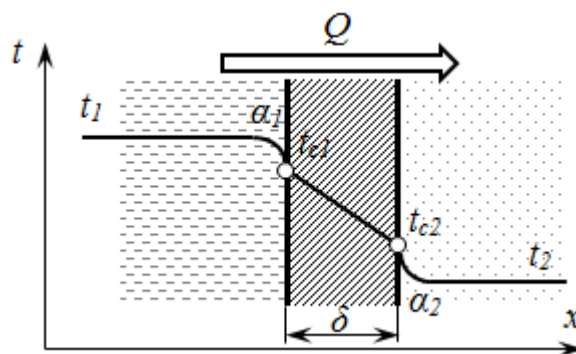


Рис. 3.27. Температурне поле при теплопередачі через стінку

Наприклад, у радіаторі опалення передача теплоти від гарячої води конвекцією передається до внутрішньої поверхні стінки радіатора. Далі теплота передається теплопровідністю через стінку труби. Нарешті,

тепловіддача від зовнішньої поверхні стінки до повітря відбувається головним чином конвекцією.

Розглянемо процес теплопередачі від одного теплоносія до іншого через плоску стінку. Теплообмін у цьому випадку здійснюється (рис. 3.27):

1. Конвекцією на межі рідина – поверхня перегородки;
2. Теплопровідністю, при поширенні теплоти крізь стінку;
3. Конвекцією на межі поверхні стінки і рідини.

Для стаціонарного потоку теплоти можна записати:

$$Q = \alpha_1 F(t_1 - t_{c1}); \quad Q = \lambda F \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta}; \quad Q = \alpha_2 F(t_{c2} - t_2), \quad \text{Вт} \quad (3.116)$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі на межі теплоносій – тверде тіло;
 F – поверхні стінки;

λ ; і δ – відповідно коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки та її товщина;

t_1, t_{c1}, t_{c2}, t_2 – відповідно температури гарячого теплоносія, поверхні стінки гарячого та холодного з боків стінки й температура холодного теплоносія.

Після перетворень отримаємо:

$$t_1 - t_{c1} = Q \frac{1}{\alpha_1 F}; \quad t_{c1} - t_{c2} = Q \frac{\delta}{\lambda F}; \quad t_{c2} - t_2 = Q \frac{1}{\alpha_2 F}. \quad (3.117)$$

Для багат шарової стінки рівняння передачі тепла через неї має вигляд:

$$t_{c1} - t_{c2} = Q \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i F} \quad (3.118)$$

Після додавання лівих і правих частин рівнянь (3.117, 3.118) одержимо:

$$t_1 - t_2 = Q \left(\frac{1}{\alpha_1 F} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i F} + \frac{1}{\alpha_2 F} \right). \quad (3.119)$$

Звідки:

$$Q = kF(t_1 - t_2), \quad \text{Вт} \quad (3.120)$$

де F – площа теплообміну, м^2 ;

k – коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}) \quad (3.121)$$

Питання для самоконтролю

1. Охарактеризуйте види теплообміну.
2. Поясніть основний закон теплопровідності.
3. Що розуміють під коефіцієнтом теплопровідності, від яких факторів він залежить?
4. Поясніть механізм передачі тепла при конвекційному теплообміні.
5. Вкажіть як визначається тепловий потік при конвекційному теплообміні.
6. Охарактеризуйте за інтенсивністю теплообміну різні види тепловіддачі.
7. Поясніть методику розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі.

8. Прокоментуйте закон випромінювання Стефана-Больцмана.

9. Як визначається результуючий тепловий потік теплообміну випромінюванням між двома тілами?

10. Як впливають екрани на інтенсивність теплообміну випромінювання між тілами?

11. Поясніть механізм теплопередачі через стінку.

12. Порівняйте по величині теплових потоків втрати тепла з кімнати через стіну та вікна (випромінюванням). Прийняти: температура у кімнаті $t_1=23^{\circ}\text{C}$, температура повітря назовні $t_2= - 13^{\circ}\text{C}$; коефіцієнти тепловіддачі: від повітря до внутрішньої поверхні стіни – $\alpha_1=10\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, від стіни до навколишнього середовища $\alpha_2=12\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Стіна складається з цегляної кладки товщиною $\delta_1=250\text{мм}$ та шару теплоізоляції зі скловати товщиною $\delta_2=100\text{мм}$.). При розрахунку теплового потоку випромінюванням через вікна прийняти таку схему теплообміну: навколишнє середовище та простір кімнати вважати двома паралельними необмеженими пластинами, які розділені екранами(віконне скло). Ступені чорноти: внутрішнього простору кімнати – $\varepsilon_1 = 0,9$; навколишнього середовища – $\varepsilon_2 = 1$; віконного скла – $\varepsilon_3=0,92$ (для інфрачервоного випромінювання).

3.2. Теплообмінні апарати

Теплообмінником називають апарат, у якому теплота передається між двома або декількома теплоносіями, або між теплоносіями і твердими тілами (стінкою, насадкою).

Теплообмінники класифікують за принципом дії, призначенням, способом організації руху теплоносіїв та іншими ознаками.

За принципом дії теплообмінники поділяють на змішувальні, рекуперативні, із внутрішніми джерелами теплоти, регенеративні.

У змішувальних теплообмінниках теплопередача відбувається при безпосередньому змішуванні теплоносіїв. Ці апарати прості, компактні і використовуються у тому випадку, якщо не потрібний подальший поділ теплоносіїв (наприклад, нагрів води водяною парою або гарячою водою) або теплоносії не змінюють агрегатний стан у процесі теплопередачі. Прикладом є градирні (призначені для охолодження води). У них нагріта вода розпирскується форсунками і падає вниз на зустріч потоку холодного повітря (рис. 3.29,а). Охолоджена вода накопичується у піддоні. Для ефективної роботи такого апарату важливе значення має площа контакту робочої поверхні, для збільшення якої часто використовуються різні насадки у вигляді кілець або іншої форми. Рідина стікає вниз по поверхні насадки, а газ у протилежному напрямку рухається вгору. Відмінною особливістю змішувальних апаратів є те, що в них часто здійснюються спільні процеси тепло - і масообміну. Наприклад, у скрубєрі шкідливі домішки, що містяться в газі, дифундують у рідину.

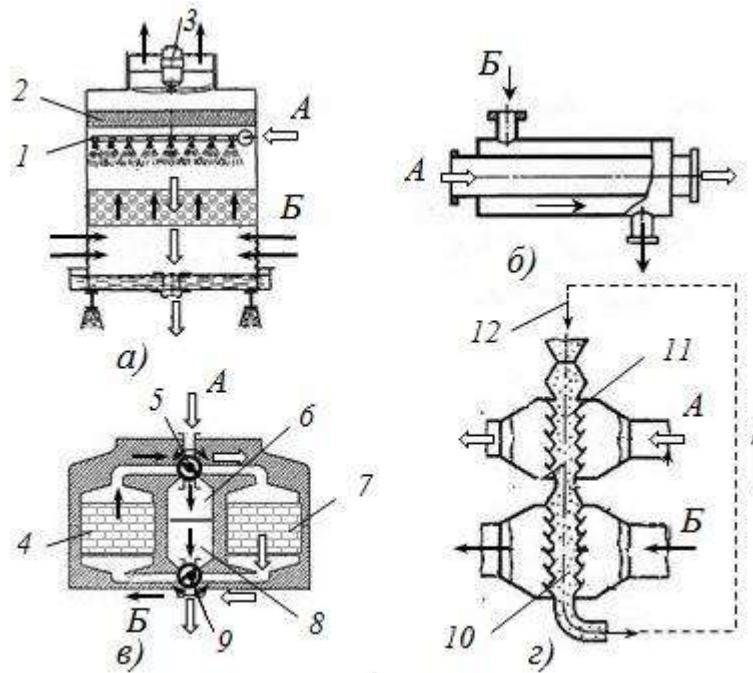


Рис. 3.29. Види теплообмінників:

а – змішувальний (колонка); *б* – рекуперативний; *в, г* – регенеративні;
А – гарячий теплоносій; *Б* – холодний теплоносій; *1* – колектор з форсунками; *2* – осушувач повітря; *3* – вентилятор; *4, 7* – насадки з вогнетривкої цегли; *5, 9* – шибери; *6* – колектор нагрітого повітря;
8 – колектор холодного повітря; *10* – камера нагріву холодного теплоносія; *11* – камера нагріву проміжного теплоносія; *12* – проміжний теплоносій (наприклад, дріб)

У рекуперативних теплообмінниках (рис. 3.29,б) передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного здійснюється через поділяючу стінку. Цей вид теплообмінних апаратів найбільш розповсюджений, так як дозволяє здійснювати передачу теплоти між теплоносіями будь-якого складу та агрегатного стану, зі збереженням кількості кожного теплоносія. Використання в якості перегородок теплопровідних матеріалів (металів) дозволяє досягати високої ефективності теплопередачі, але, в той же час, обмежує температуру нагріву термостійкістю матеріалу стінки та використання для хімічно агресивних середовищ.

Теплообмінники із внутрішніми джерелами теплоти мають один теплоносій (рідину або газ), який отримує теплоту від нагрівального елемента – розігрітої стінки. В більшості випадків джерелами теплоти є електричний струм або теплота ядерних реакцій. Такі апарати компактні, мають високу теплову потужність, але як і у випадку рекуперативних теплообмінників, температура нагріву обмежується термомеханічною стійкістю матеріалу нагрівача, а теплоносій не повинен бути хімічно агресивним до матеріалу нагрівача.

У регенеративних теплообмінниках гарячий і холодний теплоносії по черзі омивають ту саму теплообмінну поверхню (насадку) (рис. 3.29,в). У

період контакту з гарячим теплоносієм відбувається розігрів теплоакумулюючої насадки, яка потім у період контакту з холодним теплоносієм віддає акумульовану теплоту. Управління потоками теплоносіїв здійснюється шиберами. Теплова ефективність таких апаратів невисока, але обмеження за температурою нагріву та агресивністю теплоносіїв майже знімається. Такого типу теплообмінники широко використовують в металургії для високотемпературного підігріву повітря в мартенівських та доменних печах, а також у хімічній промисловості та криогенній техніці,

Різновидом регенеративних теплообмінників є теплообмінники з проміжним теплоносієм. У цього виду теплообмінників гарячий теплоносій віддає теплоту проміжному теплоносієві (твердому зернистому матеріалові або рідині), а той, у свою чергу, – холодному теплоносієві (рис. 3.29,з).

Найпростішим рекуперативним теплообмінником є теплообмінник типу «труба у трубі» (рис. 3.30). Поверхнею теплообміну в ньому є бічна поверхня внутрішньої труби. Перевага апарата – простота конструкції, недолік – громіздкість при великих поверхнях теплообміну, тому апарат застосовують при невеликій тепловій потужності.

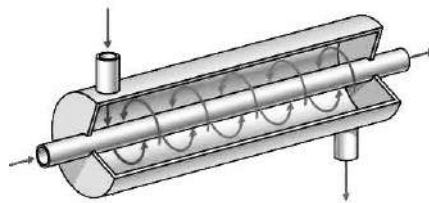


Рис. 3.30.Схема теплообмінника «труба у трубі»

Подальшим розвитком теплообмінника «труба у трубі» є кожухотрубний теплообмінник (рис. 3.31.) У зовнішню трубу (кожух) поміщена вже не одна труба, а пучок труб малого діаметра, кінці яких герметично (за допомогою зварювання або вальцювання) закріплені у трубних ґратах (дошках).

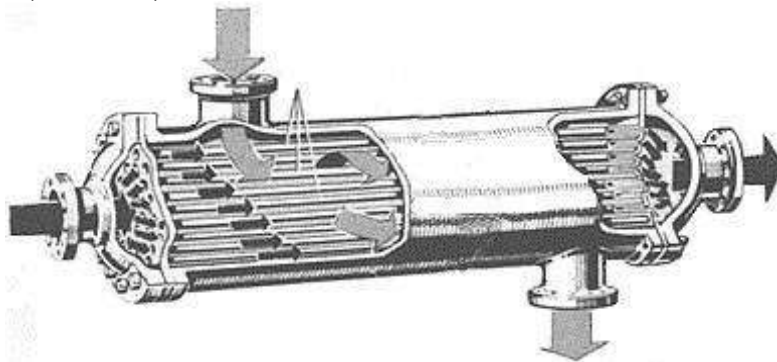


Рис. 3.31. Схема кожухотрубного теплообмінника (конденсатор)

Трубні грати приварені до корпусу апарата (кожуха), і до них через ущільнювальні прокладки за допомогою болтового з'єднання приєднані кришки. Теплообмінник має штуцера для входу і виходу теплоносіїв. Один теплоносій рухається по міжтрубному простору, а інший – по трубах. Перевага апарата: компактність, можливість отримувати великі поверхні теплообміну в одному апараті, зручність в експлуатації, технологічність у виготовленні. Недолік: ускладнене очищення міжтрубного простору. Кожухотрубний теплообмінник є найбільш розповсюдженим типом промислових теплообмінних апаратів.

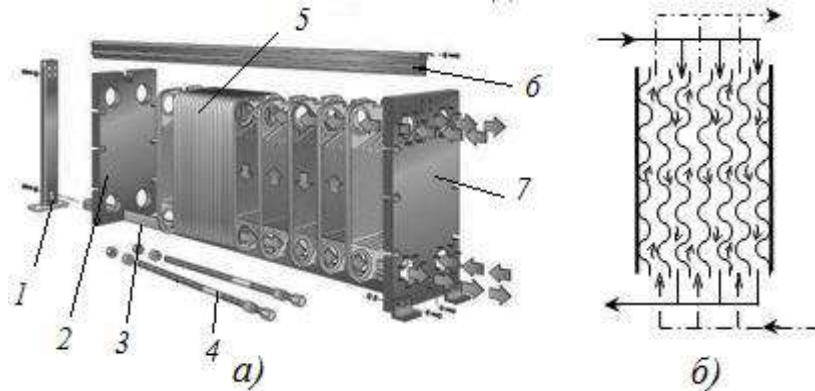


Рис. 3.32. Пластинчастий теплообмінник (а) та схема руху теплоносіїв(б):
 1 – задня стійка; 2 – натискна плита; 3 – нижня направляюча; 4 – болтове чи шпилькове з'єднання; 5 – пакет пластин; 6 – верхня направляюча;
 7 – нерухома плита

У останні роки широке застосування для підігріву води отримали пластинчасті теплообмінники. Пластинчастий теплообмінник – це пристрій, в якому здійснюється передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного через металеві гофровані пластини, які встановлені в раму і об'єднані в пакет (рис. 3.32). Усі пластини у пакеті однакові, тільки розгорнуті одна за одною на 180°. При стягуванні пакету пластини, які розташовані паралельно одна до іншої, утворюють систему хвилястих каналів шириною 3...6 мм, по яких по обидва боки кожної пластини рухаються теплоносії. Прийняте розміщення пластин забезпечує чергування гарячих і холодних каналів. Гофрування пластин створює інтенсивну турбулізацію потоків, що забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі (до 3800 Вт/(м²К)). Такі теплообмінники відрізняються компактністю, низьким гідравлічним опором та зручністю очищення поверхонь теплообміну. Питома поверхня теплообміну пластинчастих теплообмінників досягає 1500 м²/м³.

Розглянемо основні розрахункові залежності для розрахунку теплообмінника у стаціонарному режимі.

Рівняння теплового балансу. Кількість тепла, яке отримує холодний теплоносій – теплова потужність теплообмінника:

$$Q = Q_2 = m_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad \text{Вт} \quad (3.122)$$

де m_2 – масові витрати холодного теплоносія, кг/с;

c_2 – масова теплоємність холодного теплоносія, кДж/кг К;

t_2', t_2'' – температури холодного теплоносія на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}C$.

Кількості тепла, яке віддає гарячий теплоносій:

$$Q_1 = m_1 c_1 (t_1' - t_1''), \quad \text{Вт} \quad (3.123)$$

де m_1 – масові витрати гарячого теплоносія, $кг/с$;

t_1', t_1'' – температури гарячого теплоносія на вході й виході з теплообмінника, $^{\circ}C$.

Зазначимо, що кількість тепла, яке віддає гарячий теплоносій Q_1 , внаслідок втрат тепла в навколишнє середовище, більша за Q_2 .

Відношення Q_2 до Q_1 називають ККД теплообмінника:

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (3.124)$$

Звичайно $\eta \approx 0,9 \dots 0,98$.

У розрахунках теплообмінника прийнято добуток $m \cdot c$ називати водяним еквівалентом W :

$$W = m \cdot c \text{ або } W_1 = m_1 \cdot c_1; \quad W_2 = m_2 \cdot c_2. \quad \text{Вт}^{\circ}C \quad (3.125)$$

З урахуванням прийнятих позначень рівняння теплового балансу набуває вигляду:

$$W_1 (t_1' - t_1'') \cdot \eta = W_2 (t_2'' - t_2'). \quad \text{Вт} \quad (3.126)$$

Рівняння теплопередачі. Відомо, що тепловий потік, який передається від одного тіла до іншого через стінку, визначається за рівнянням теплопередачі:

$$Q = k (t_1 - t_2) \cdot F. \quad \text{Вт} \quad (3.127)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, який для плоскої стінки визначається;

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad \text{Вт}/(m^2 \cdot ^{\circ}C) \quad (3.128)$$

де α_1, α_2 – відповідно коефіцієнти тепловіддачі до стінки від гарячого й холодного теплоносіїв, $Вт/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$

δ – товщина стінки, $м$;

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, $Вт/м \cdot K$.

Зауважимо, що у теплообмінниках товщина стінок відносно незначна, тоді можна без суттєвої похибки розрахувати k для трубчатих теплообмінників за формулою для плоскої стінки (3.128).

Різницю температур між теплоносіями $t_1 - t_2$ називають температурним напором Δt :

$$\Delta t = t_1 - t_2. \quad ^{\circ}C \quad (3.129)$$

Рівняння теплопередачі для теплообмінника з урахуванням прийнятих позначень має вигляд:

$$Q = k_{cp} \cdot \Delta t_{cp} \cdot F \quad \text{Вт} \quad (3.130)$$

де k_{cp} – середній коефіцієнт теплопередачі по поверхні теплообмінника, $Вт/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$;

Δt_{cp} – середній температурний напір у теплообміннику, $^{\circ}C$;

F – площа, скрізь яку передається тепло (поверхня нагріву

теплообмінника), m^2 .

Коефіцієнт теплопередачі визначається за середніми температурами теплоносіїв у теплообміннику. Середній температурний напір розраховують як середнє логарифмічне:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\min})}, \quad (3.131)$$

де Δt_{δ} і Δt_{\min} – відповідно найбільший та найменший температурний напір між теплоносіями (визначається за різницею температур теплоносіїв на вході та на виході).

На ефективність теплової роботи значно впливає напрямок руху теплоносіїв. Якщо теплоносії рухаються в одному напрямку, такий теплообмінник називають прототечійним (рис. 3.33,а), а якщо у зворотному – протитечійним (рис. 3.33,б).

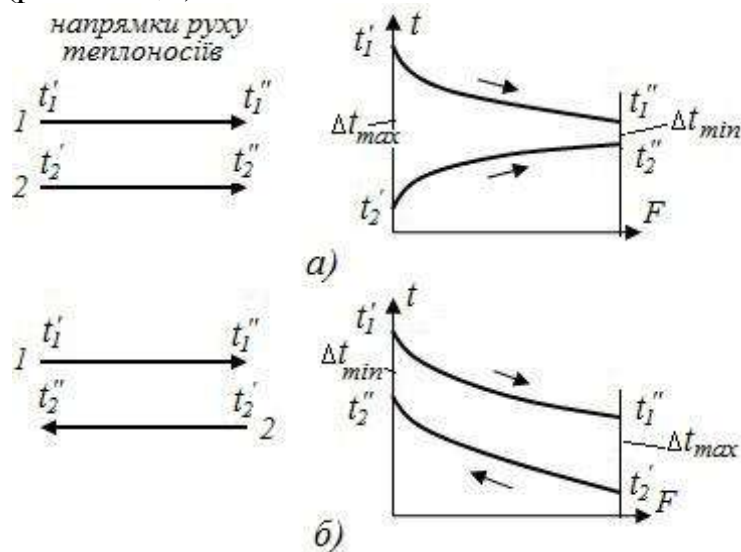


Рис.3.33. Характер зміни температур у теплообміннику:
 а – при протитечії; б – при протитечії; 1 – гарячий теплоносіій;
 2 – холодний теплоносіій

Кількісний аналіз прототечійної і протитечійної схем показує, що при однакових початкових умовах протитечійна схема дозволяє нагріти холодний теплоносіій до більш високої температури, ніж прототечійна (при прототечійній, як видно з рис. 3.33, кінцева температура холодного теплоносія не може бути вище ніж кінцева температура гарячого). Крім цього, середній температурний напір при протитечії вище, ніж при прототечії, що обумовлює меншу необхідну поверхню теплообміну. Прототечійна схема, однак, забезпечує більш м'який режим нагрівання, що важливо для термолабільних продуктів. На практиці частіше використовується протитечійна схема руху теплоносіїв. Зауважимо, що також зустрічаються перехресна та змішана схеми руху.

Питання для самоконтролю

1. Що таке теплообмінник?
2. Наведіть класифікацію теплообмінних апаратів.

3. Поясніть рівняння теплового балансу теплообмінника.
4. Складіть рівняння теплопередачі для рекуперативного теплообмінника.
5. Поясніть вплив на теплову ефективність теплообмінника напрямків руху теплоносіїв.
6. Визначити яка температура буде після змішування води, якщо температура гарячої води $t_1 = 50^\circ\text{C}$, холодної – $t_2 = 10^\circ\text{C}$, витрати гарячої води $G_1 = 0,5 \text{ л/с}$, холодної – $G_2 = 2 \text{ л/с}$. Теплоємність води прийняти $4,19 \text{ кДж/(кгК)}$.
7. Визначити, до якої температури може бути нагріте повітря в тепловентиляторі потужністю 3 кВт , якщо витрати повітря складають $300 \text{ м}^3/\text{год.}$, початкова температура повітря 10°C . Теплоємність повітря прийняти $1,3 \text{ кДж/м}^3\text{К}$, ККД тепловентилятора – $0,9$.

3.3. Компресори

Одним з елементів теплових машин та двигунів є компресори. Компресором називається пристрій, призначений для стиску газів або пари. Як стало відомо характеристики компресорів значно впливають на роботу енергетичних установок. Різні за конструкцією компресори характеризуються еквівалентними термодинамічними процесами, що відбуваються в них. Проаналізуємо процеси у поршневому компресорі.

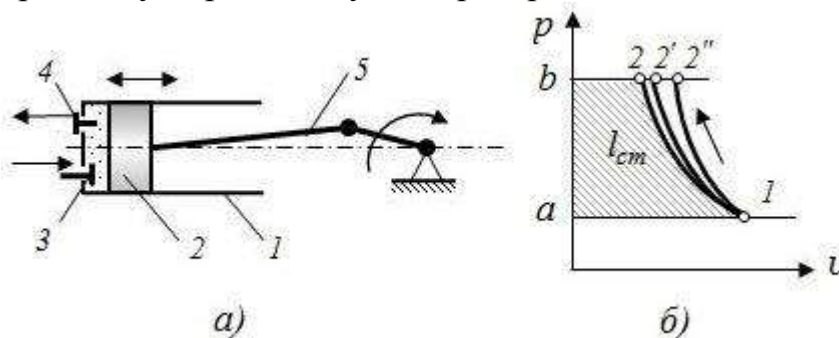


Рис. 3.34. Принципова схема поршневого компресора (а) та діаграма стиску в ідеальному компресорі (б):

1 – циліндр; 2 – поршень; 3, 4 – відповідно впускний та випускний клапани; 5 – кривошипний механізм

Розглянемо процеси, що відбуваються в ідеальному поршневому компресорі (газ – ідеальний, відсутній мертвий об'єм циліндра, клапани не утворюють опору руху газів, не має механічних втрат, ущільнення в клапанах та поршні ідеальні). При роботі компресора (рис. 3.34,а) під час руху поршня 2 зліва направо відбувається заповнення циліндра 1 через клапан 3 (процес $a-1$ на рис. 3.34,б). При зворотному ході поршня здійснюється стискання газу до необхідного тиску (процес $1-2$) і виштовхування його через клапан 4 (процес $2-b$).

Залежно від процесу, за яким відбувається стискання, компресором витрачається різна кількість роботи (рис. 3.34,б). При ізотермічному стиску

(1-2) технічна робота (площа $12ba$) менше ніж при адіабатному процесі (1-2''). Політропний процес (1-2'), який ближче до реальних процесів, займає проміжне положення.

Робота стискання в компресорі визначається для:

– ізотермічного процесу:

$$l = RT \ln\left(\frac{1}{\beta}\right) = T(S_2 - S_1), \quad \text{Дж/кг} \quad (3.132)$$

– адіабатного процесу:

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right) = i_1 - i_2, \quad \text{Дж/кг} \quad (3.133)$$

– політропного процесу:

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(1 - \beta^{\frac{n-1}{n}}\right) = i_1 - i_2, \quad \text{Дж/кг} \quad (3.134)$$

де $\beta = p_2/p_1$ – ступінь підвищення тиску.

Показник політропи для компресорів $1 < n < k$.

Ефективна потужність, яка споживається приводом компресора, при витратах газу $G, \text{кг/с}$:

$$N_e = \frac{G \cdot l}{\eta_k}, \quad \text{Вт}, \quad (3.135)$$

де η_k – ККД компресора.

У реальному компресорі завжди повинен бути зазор між поршнем в крайньому верхньому положенні і кришкою циліндра, якому відповідає об'єм мертвого простору V_0 . Оскільки при всмоктуванні газ цієї частини об'єму циліндра розширюється корисний об'єм циліндра зменшується до дійсного об'єму всмоктування.

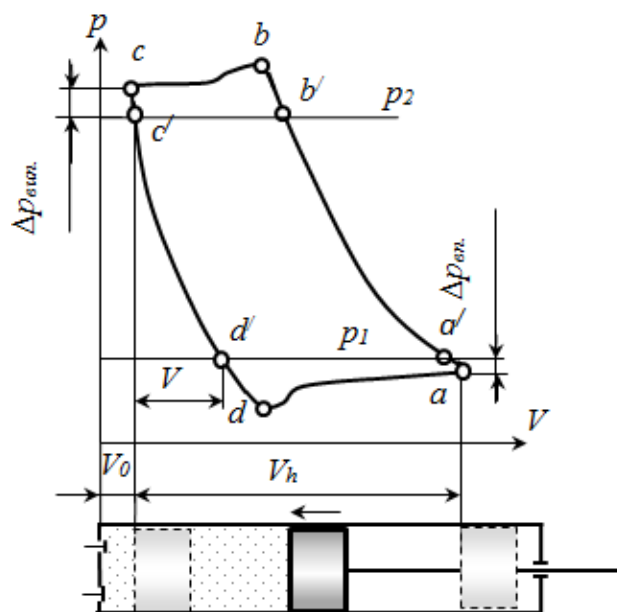


Рис. 3.35. Індикаторна діаграма поршневого компресора

Залежність між тиском газу p і об'ємом V , який він займає в циліндрі поршневого компресора, називають індикаторною діаграмою. Типова діаграма поршневого компресора подана на рис. 3.35.

Процес стискування газу починається у точці a і закінчується у точці b , коли починає відкриватися нагнітальний клапан. Тиск газу у точці b більший за тиск нагнітання у патрубку компресора p_2 . Різниця відповідає величині гідравлічних втрат при перетіканні газу через нагнітальний клапан. Процес випуску стиснутого газу $b-c$ відбувається при змінному тиску, але більшому ніж p_2 .

При русі поршня вліво з початку відбувається розширення газу, що залишився в мертвому просторі, процес $c-d$, до тиску нижче атмосферного p_1 на величину гідравлічних втрат у впускному клапані. У точці d відкривається впускний клапан та починається наповнення циліндру ($d-a$).

Зміна тиску газу у робочій порожнині циліндра під час впуску та випуску зумовлена змінним гідравлічним опором у клапанах і нерівномірністю швидкості руху поршня у циліндрі. Гідравлічний опір всмоктувального і нагнітального клапанів залежить, в основному, від зміни площі прохідного перерізу впускного і випускного клапанів при їх відкриванні та закриванні. Наявність мертвого об'єму у поршневому компресорі зменшує кількість газу, що всмоктується, відносно його робочого об'єму V_h :

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}, \quad m^3 \quad (3.136)$$

де D, S – відповідно діаметр та хід поршня.

Крім цього, внаслідок нагріву свіжої порції газів від стінок циліндра при впуску та змішування їх із залишковими газами, дійсна температура газів перед початком стиску буде більшою за зовнішню температуру. Внаслідок зменшується густина газів, а відповідно ї масова подача.

Таким чином, наявність мертвого простору, розігрів газів під час всмоктування, а також втрати газу через ущільнення, зменшують реальну продуктивність компресору. Дійсний об'єм всмоктувального газу V_d буде менший від робочого V_h . Їх відношення називають об'ємним ККД:

$$\eta_v = \frac{V_d}{V_h}. \quad (3.137)$$

Для сучасних компресорів $\eta_v=0,75-0,9$ і визначається за результатами випробування компресора. Слід відмітити, що зі збільшенням ступеня стиску $\beta=p_2/p_1$, об'ємний ККД суттєво зменшується. При цьому також підвищується температура повітря і масла. Температура при одноступеневому стисканні може перевищити допустиму межу (200^0C), вище якої масло коксується, або спалахує масляно-повітряна суміш. Тому ступінь стиску обмежують $\beta=4-6$. Для отримання більш високих тисків використовують багатоступеневе стиснення із проміжним охолодженням газів.

У технічних характеристиках компресорів, як правило, вказують об'ємну подачу (m^3/c , $m^3/хв.$, $m^3/год.$), приведену до умов на всмоктуванні,

тобто до тиску і температури у всмоктувальному патрубку, або до нормальних атмосферних умов ($T_o=273,15\text{ K}$, $p_o=0,1013\text{ МПа}$).

Потужність (індикаторну потужність), яка витрачається на стискання газу, можна визначити за допомогою індикаторної діаграми. Для кожного циліндра компресора індикаторна потужність визначають за формулою:

$$N_i = \frac{p_i \pi D^2 S n}{4}, \quad \text{Вт, (3.138)}$$

де p_i – середній індикаторний тиск, Па;

n – частота обертання кривошипа приводу компресора, 1/с.

Середній індикаторний тиск розраховують за площею індикаторної діаграми за формулою:

$$p_i = \frac{m_p f}{l} \quad \text{Па, (3.139)}$$

де m_p – масштаб індикаторної діаграми за тиском, Па/м;

f – площа індикаторної діаграми, м²;

l – довжина діаграми, м.

Потужність підведена до валу компресора – ефективна потужність N_e , більша за індикаторну N_i оскільки вона включає механічні втрати (тертя поршень-циліндр, витрати на механізм приводу клапанів, втрати у ущільненнях, вальницях та інші). Ці втрати енергії оцінюються механічним ККД:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} \quad (3.140)$$

Механічний коефіцієнт корисної дії поршневих компресорів $\eta_m=0,82\dots0,95$.

Ефективна потужність на привод компресора визначиться:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} \quad \text{Вт (3.141)}$$

Конструкції компресорів. За принципом дії компресори поділяються на об'ємні та динамічні (лопатеві). Об'ємні компресори працюють за принципом виштовхування. Повітря стискається внаслідок примусового зменшення об'єму, який він займає. До об'ємних компресорів відносяться: поршневі (рис. 3.36), роторні (рис. 3.37), гвинтові, мембранні, зубчасті.

Поршневий компресор (рис. 3.36) приводиться у дію електродвигуном. Кривошипно-шатунний механізм перетворює обертовий рух валу у зворотно-поступальний поршня у циліндрі. У кришки циліндру встановлені впускний та випускний клапани. Повітря засмоктується через повітряний фільтр, який розміщений у повітрязабірнику. Змащування деталей здійснюється масляним туманом, що утворюється при роботі компресора у його картері.

На поршні встановлені компресійні та маслознімні кільця, які забезпечують необхідне ущільнення робочої камери та видалення масла зі стінок циліндру.

Для вирівнювання коливань тиску, що спричиняється циклічністю подачі, компресорні установки комплектують ресивером – балоном великого об'єму у порівнянні з робочим об'ємом компресора.

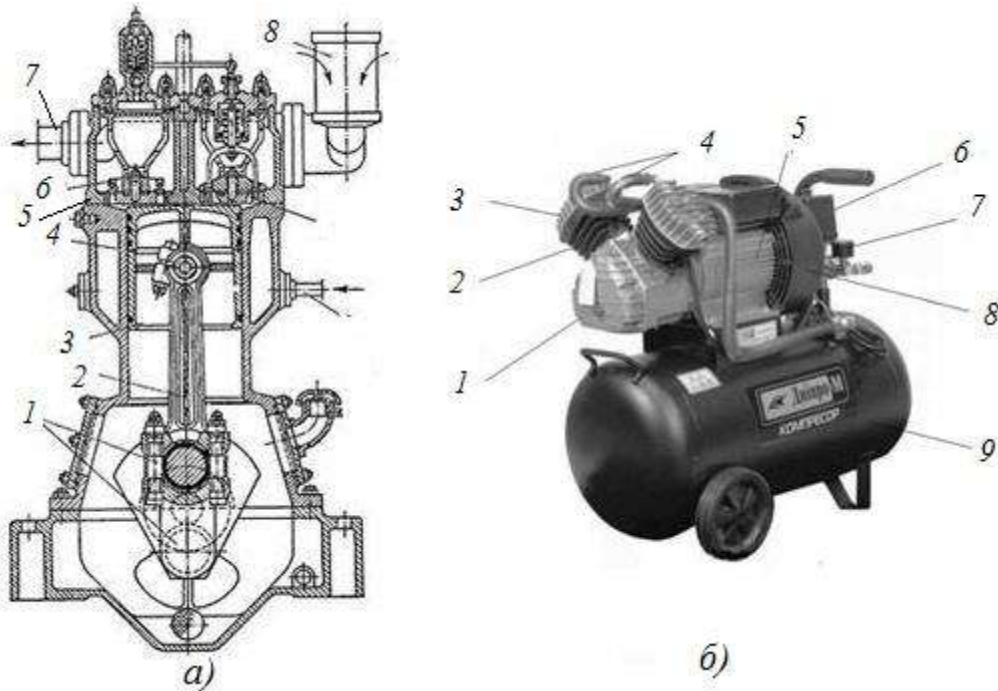


Рис. 3.36. Схема поршневого компресора (а) та компресорна установка з повітряним охолодженням(б):

(а): 1 – колінчастий вал; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – робочий циліндр; 5 – кришка циліндра; 6 – нагнітальний трубопровід; 7 – нагнітальний клапан; 8 – повітрязабірник; 9 – всмоктувальний клапан; 10 – труба для підведення води охолодження);

(б): 1 – масляний картер; 2 – циліндр компресора; 3 – клапанна головка; 4 – трубопроводи стиснутого повітря; 5 – електродвигун; 6 – блок керування; 7 – манометр; 8 – вентилятор; 9 – ресивер

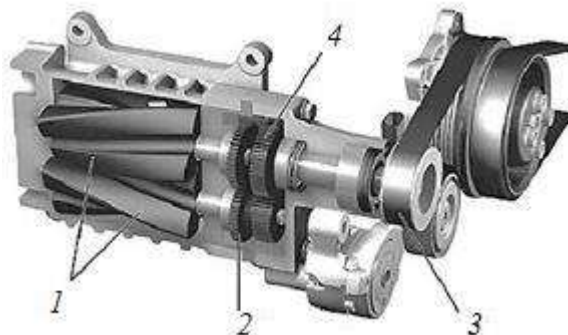


Рис. 3.37. Роторний компресор:

1 – ротори компресора; 2 – шестерні синхронізації; 3 – мультиплікатор; 4 – шків привода

У роторних компресорах стискання газу відбувається у просторах, які утворюються між профільованими виступами роторів (або ротора) та корпусом. На рис. 3.37 показана будова гвинтового компресора. Ротори компресора обертаються з однаковою кутовою швидкістю назустріч один одному. Для збільшення подачі призначений мультиплікатор, що збільшує частоту обертання роторів.

У роторних компресорах відсутній кривошипно-шатунний механізм та клапани, зазвичай не потрібний і ресивер. Це значно спрощує конструкцію, розміри, металоємність, підвищує механічний ККД, а відповідно – загальний ККД компресорної установки. Поряд з цим такі компресори поступаються поршневим у об'ємної подачі та максимальних тисках. Такі компресори широко застосовуються при обмеженнях у габаритах та середник тисках і подачах: у пересувних компресорних станціях, суднових холодильних установках, у системах наддуву ДВЗ тощо.

Динамічні компресори працюють за рахунок передачі енергії від робочого органу (лопатей) до газового потоку. Стиск газу у таких компресорах здійснюється в два етапи. На першому етапі газу надається деяка швидкість, а на другому – кінетична енергія потоку перетворюється в енергію тиску. До динамічних відносяться відцентровий та осьовий компресори.

Осьовий компресор (рис. 3.38 та 3.39) складається з таких основних частин: статора, ротора та пристроїв підводу та відводу газу. Ротор компресора це вал з насадженими на нього робочими колесами – дисками, елементами ущільнення та іншими елементами.

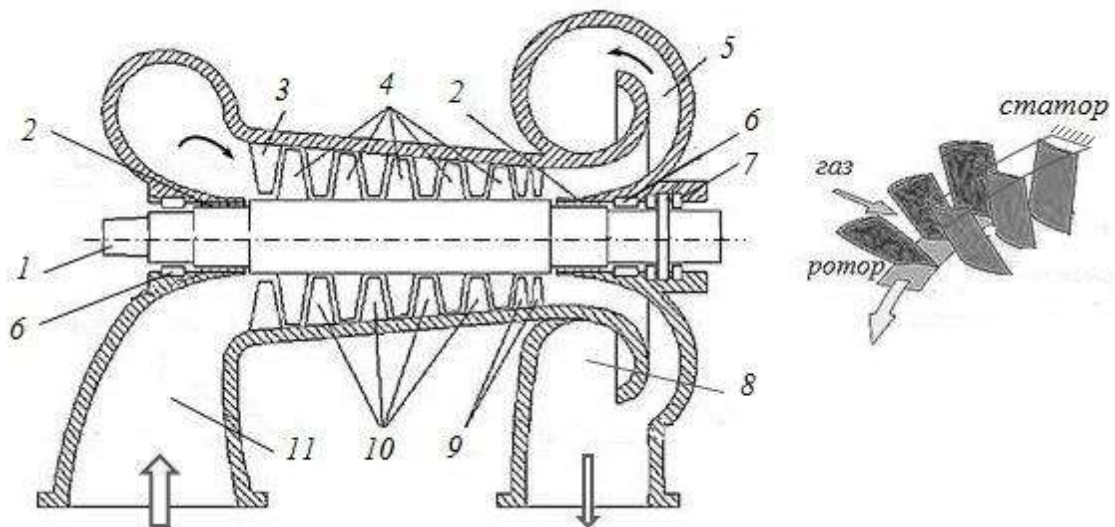


Рис. 3.38. Схема осьового компресора :

- 1 – робоче колесо (ротор); 2 – ущільнення; 3 – вхідний направляючий апарат;
 4 – лопаті ротора; 5 – дифузор; 6 – радіальна вальниця; 7 – упорна вальниця;
 8 – вихідний пристрій; 9 – випрямляючий апарат; 10 – проміжний
 направляючий апарат (лопаті статора); 11 – всмоктувальна камера

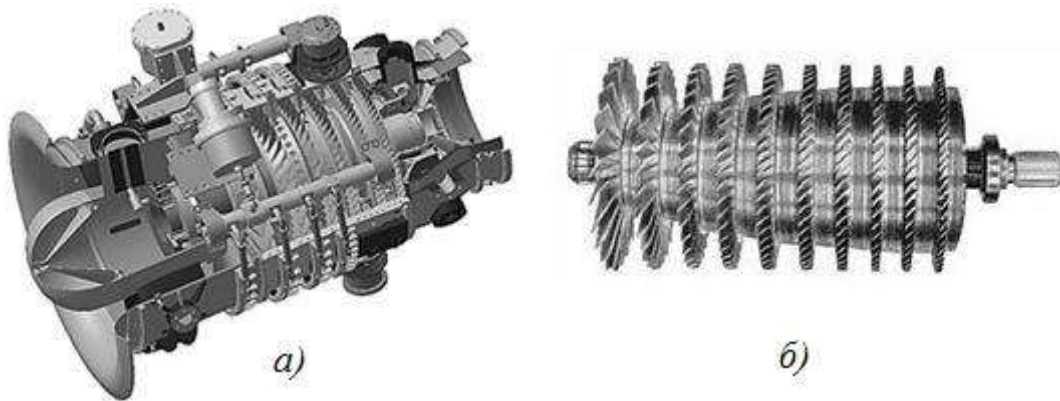


Рис. 3.39. Загальний вигляд осьового компресора(*a*) та його ротора (*б*)

Статор компресора складається з корпусу із закріпленими в ньому нерухомими направляючими лопатками, елементами ущільнення, вальницями. Осьовий компресор це багатоступеневий агрегат.

Ступінь турбокомпресора – це сукупність одного робочого колеса (лопатей, що обертаються) і нерухомих елементів проточної частини, що забезпечують підвід і відведення газу.

Газ, що стискається, потрапляє на робоче колесо першого ступеня, через вхідний направляючий апарат, в якому відбувається зміна напрямку газового потоку від осьового у бік обертання ротора. На робочому колесі до газу в результаті взаємодії з лопатками підводиться механічна енергія, яка йде на збільшення тиску(потенційній енергії) і швидкості(кінетичній енергії) газу.

Далі у нерухомому проміжному направляючому апараті кінетична енергія частково перетворюється у потенційну за рахунок гальмування газового потоку при розширенні потоку. Крім того, іншим призначенням направляючого апарату є надання потоку необхідного напрямку перед наступним робочим колесом (зазвичай такого ж напрямку, як і перед першим). Потім процес повторюється у подальших ступенях. Особливістю кінцевого ступеня є те, що після останнього робочого колеса потрібно розгорнути потік до осьового напрямку. У зв'язку з тим, що потік потрібно розгортати на великий кут, спрямовуючий апарат є комбінацією двох послідовно розташованих апаратів. Подальше гальмування потоку відбувається в дифузорі і часткове у вихідному пристрої, який збирає потік, що виходить з дифузора і направляє його в нагнітальний патрубок.

Осьові компресори – швидкохідні машини великої продуктивності. Частота обертання валу досягає 12000об./хв. Осьові компресори широко використовують у конструкціях реактивних двигунів літаків, силових електроустановках, доменному виробництві, хімічній, нафтопереробній, нафтохімічній промисловості, на магістральних газопроводах. Ступень підвищення тиску в одній ступені складає від 1,2 до 1,4 (2,2). Звичайно число ступінь складає до 14, при цьому загальний ККД складає 0,85 до 0,89, подача газу(повітря) від 1,5 до 350 м³/с.

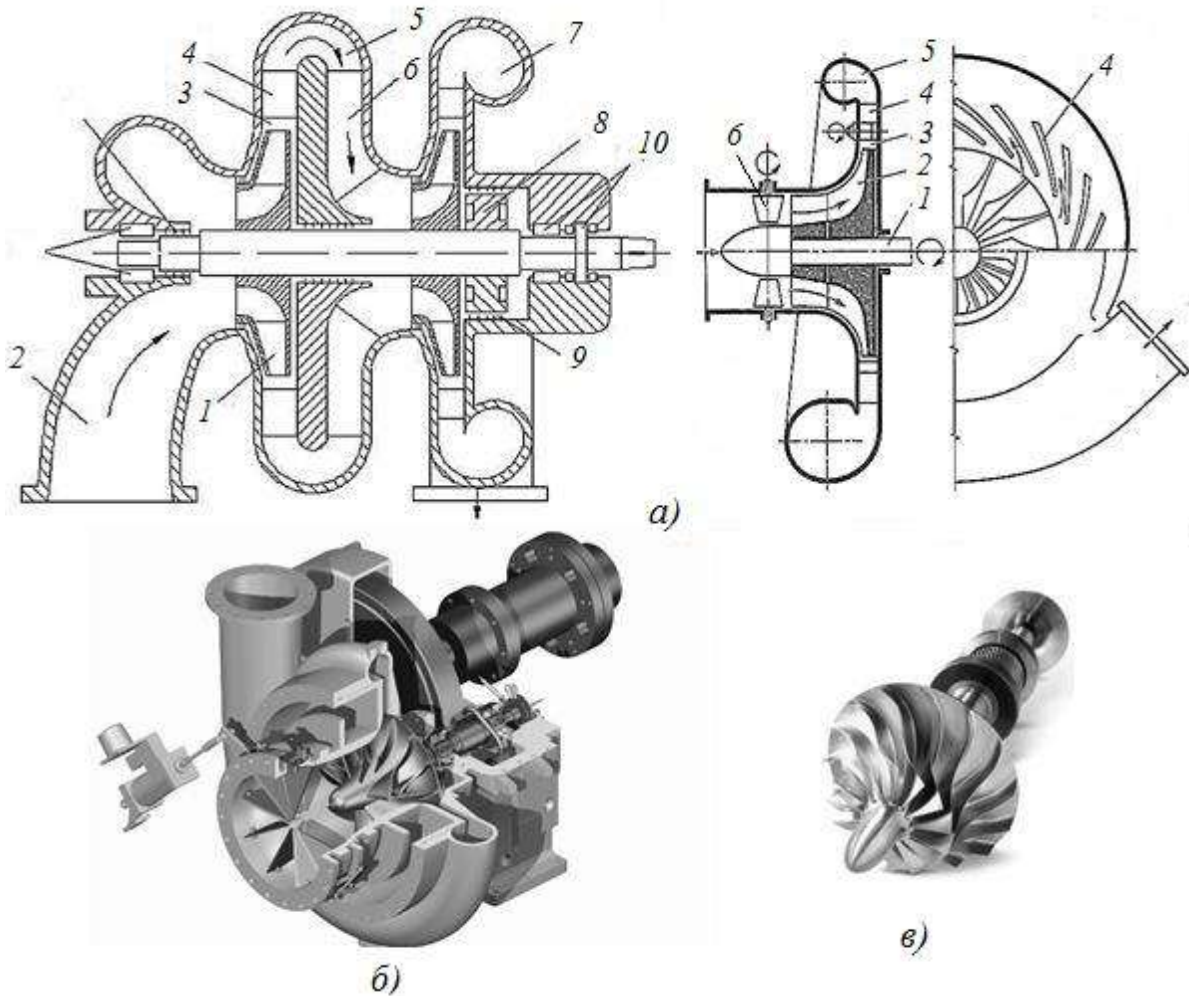


Рис. 3.40. Схема (а), загальний вигляд та ротор(в) відцентрового компресора:

1 – робоче колесо; 2 – всмоктуюча камера; 3 – безлопатевий дифузор; 4 – дифузор лопатевий; 5 – поворотне коліно; 6 – направляючий апарат; 7 – вихідний пристрій; 8 – думіс; 9 – ущільнення; 10 – радіально-упорна вальниця; 11 – радіальна вальниця

Принцип дії відцентрового компресора загалом подібний з принципом дії осьового компресора, але з однією істотною відмінністю: у відцентровому компресорі потік повітря входить у робоче колесо уздовж осі, а у робочому колесі відбувається поворот потоку у радіальному напрямку (рис. 3.40). Таким чином, у робочому колесі за рахунок відцентрової сили створюється додаткове зростання повного тиску. Тобто робоче тіло отримує додаткову кінетичну енергію. Внаслідок цього, одна ступінь відцентрового компресора забезпечує більшу ступінь стиску до 5 – 6(10) проти ступені осьового компресора (1,4).

Але внаслідок більш складного профілю каналу виникають додаткові гідравлічні втрати енергії, тому ККД одній ступені відцентрового компресора менший (до 0,85), ніж для осьового компресора (до 0,9 – 0,92).

Після виходу з робочого колеса газ потрапляє в дифузор, де відбувається його подальше гальмування з перетворенням кінетичної енергії у потенційну.

Для того, щоб підвести газовий потік до всмоктуючого отвору наступного ступеня, необхідно розгорнути потік на 180° , а потім надати йому осьовий напрям. Для цих цілей призначені поворотне коліно, що є, як правило, безлопатковим каналом і назад направляючий апарат – лопаті. Вимогою до цих елементів є збереження, за можливістю, постійної швидкості газу з найменшими втратами енергії.

Кінцева ступень закінчується вихідним пристроєм, в якості якого можуть застосовуватися спіралеподібні канали або збірні камери, у яких переріз постійний за кутом розвороту. Вихідний пристрій збирає потік, що виходить у радіальному напрямку і направляє його в нагнітальний патрубок. Крім цього, у спіралеподібних каналах потік газу додатково гальмується. Наявність складного переходу між ступенями компресора обмежує кількість ступенів до 2 – 3. При цьому загальний ККД складає 0,65 – 0,75.

Робоче колесо відцентрового компресора є диском, на якому встановлені лопаті, що розходяться від центру до країв диска. Міжлопатеви́й канал у відцентровому робочому колесі, так само, як і в осьовому – дифузор. За типом лопатей робочі колеса поділяються на радіальні (профіль лопаті рівний) і реактивні (профіль лопаті зігнутий). Реактивні робочі колеса мають більш високі ККД і ступінь стискування, але складніші у виготовленні, як наслідок – вартісні.

Практика показує, що відцентрові компресори доцільно використовувати при відносно невеликих подачах до $10\text{ м}^3/\text{с}$, при цьому тиск після компресора може бути до 12 бар . У цих умовах дані компресори мають перевагу над осьовими за габаритами та у стійкості характеристик роботи в перехідних режимах. Відцентрові компресори знайшли використання у системах газотурбінного наддуву двигунів внутрішнього згоряння, у турбореактивних двигунах середньої потужності, а також у металургії та хімічній промисловості.

Питання для самоконтролю

1. *Який термодинамічний процес менш затратний для стиснення газів в компресорі?*
2. *Зобразіть індикаторну діаграму роботи поршневого компресора, дайте пояснення.*
3. *Вкажіть основні напрямки покращення роботи компресорів.*
4. *Поясніть будову осьових компресорів, вкажіть галузі їх застосування.*
5. *Порівняйте за характеристиками поршневі, роторні, осьові та відцентрові компресори.*

3.4. Двигун внутрішнього згоряння

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) це тепла машина, в який спалювання палива і розширення газів відбуваються в одному робочому просторі (циліндрі тощо). Отримана енергія частково перетворюється в механічну при розширенні газів.

Двигуни внутрішнього згоряння поділяють на два види :

– *поршневі*, в них механічна робота отримується при розширенні газів у вигляді прямолінійного руху поршня, який у подальшому перетворюється в обертовий рух за допомогою кривошипно-шатунного механізму;

– *безпоршневі*, в них робота розширення газів перетворюється в обертовий рух без використання кривошипно-шатунного механізму (роторні двигуни та інші).

У переважній більшості сучасних транспортних засобів використовують поршневі двигуни внутрішнього згоряння. У циліндрі двигуна безперервно здійснюється робочий цикл. Робочим циклом називається сукупність процесів, що періодично повторюються у циліндрі двигуна й зумовлюють його неперервну роботу.

Цикл роботи такого двигуна складається із наступних процесів:

- 1) стиск газу;
- 2) підвід теплоти (згоряння палива);
- 3) розширення газів(отримання механічної роботи);
- 4) відвід теплоти (вихлоп газів в атмосферу).

У поршневих ДВЗ додаються процеси газообміну, які безпосередньо на принцип перетворення енергії не впливають, але потребують додаткових витрат енергії, що зменшує ефективність роботи двигуна.

Поршневі ДВЗ класифікують таким чином:

– за способом займання робочого тіла – двигуни з іскровим (примусовим) запаленням та із займанням від стискування (дизелі);

– за видом використовуваного палива – двигуни, в яких використовують рідке паливо (бензин, дизельне паливо), і газові;

– за способом сумішоутворення – двигуни із зовнішнім (поза циліндром) і з внутрішнім (усередині циліндра) сумішоутворенням;

– за видом регулювання потужності – двигуни з кількісним і двигуни з якісним регулюванням потужності. При кількісному регулюванні потужність регулюється зміною кількості паливо-повітряної суміші, що поступає у циліндр, а при якісному – варіюванням кількості палива, що упорскує, при незмінній кількості повітря;

– за принципом організації робочих процесів – двотактні і чотиритактні ДВЗ.

Такт – один хід поршня, або сукупність процесів, що протікають в циліндрі двигуна при переміщенні поршня між верхньою і нижньою мертвими точками. Необхідно пам'ятати, що поняття «такт» і «процес» не завжди співпадають.

Двигунам з іскровим запаленням властиве кількісне регулювання

потужності і зовнішнє сумішоутворення. У них можливе використання бензину і газу. Бензинові та газові двигуни поділяють на дві модифікації: двигуни з впорскуванням палива через форсунку у впускну систему (інжекторні двигуни) і карбюраторні (паливо-повітряна суміш, що поступає в циліндри, готується карбюратором). Карбюраторні двигуни нині активно витісняються інжекторними.

Двигунам із займанням від стискування (дизелям) властиве якісне регулювання потужності і внутрішнє сумішоутворення. Паливо безпосередньо впорскується у циліндр двигуна у момент закінчення стиску повітря. Займання палива відбувається за рахунок високої температури стиснутого повітря.

Поршневий двигун (рис. 3.41) складається з циліндра 1 і картера 8, який знизу закрито піддоном 11. У середині циліндра переміщується поршень 2 з компресійними (ущільнювальними) кільцями. Поршень має форму стакана з днищем у верхній частині.

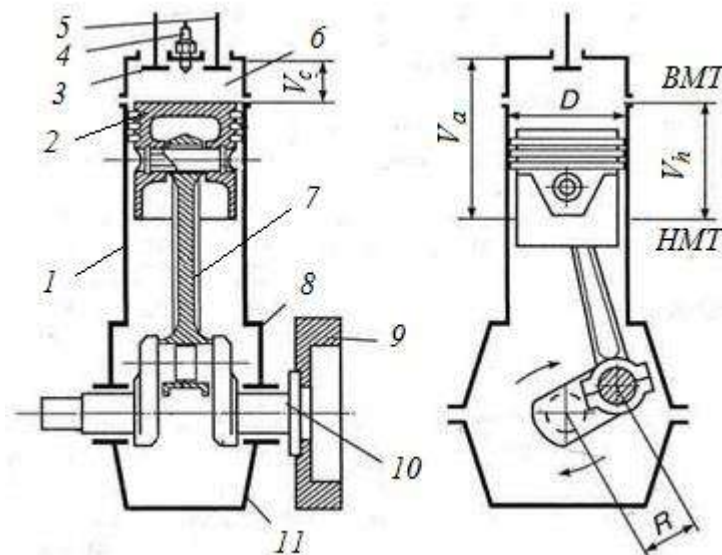


Рис. 3.41. Схема будови поршневого двигуна внутрішнього згоряння:
 1 – циліндр; 2 – поршень; 3,5 – відповідно впускний і випускний клапани;
 4 – форсунка або свічка запалювання; 6 – головка циліндра; 7 – шатун;
 8 – картер; 9 – маховик; 10 – колінчастий вал; 11 – піддон

Поршень через поршневий палець та шатун 7 зв'язаний із колінчастим валом 10, що обертається на корінних підшипниках, розташованих у картері. Циліндр, поршень, шатун і колінчастий вал утворюють кривошипно-шатунний механізм, який перетворює зворотно-поступальний рух поршня на обертальний рух колінчастого вала.

Верхнє крайнє положення поршня у циліндрі, в якому його швидкість дорівнює нулю, називається верхньою мертвою точкою (ВМТ), нижнє крайнє положення – нижньою мертвою точкою (НМТ). Відстань, що проходить поршень від однієї мертвої точки до іншої, називається ходом поршня S , а відстань між осями корінних і шатунних шийок – радіусом кривошипа R .

Переміщення поршня від однієї мертвої точки до іншої відповідає повертанню колінчастого вала на половину оберту.

Об'єм над поршнем у положенні його у ВМТ (див. рис. 3.41) називають об'ємом камери згоряння(стискання) V_c , а об'єм над поршнем, коли він перебуває у НМТ, – повним об'ємом циліндра V_a . Об'єм, що вивільняється поршнем, коли той переміщується від ВМТ до НМТ, становить робочий об'єм циліндра V_h :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (3.142)$$

де D – діаметр циліндра;

S – хід поршня.

Неважко переконатися, що:

$$V_c + V_h = V_a. \quad (3.144)$$

Робочий об'єм усіх циліндрів багаточиліндрового двигуна називають літражем. Його визначають множенням робочого об'єму одного циліндра V_h на кількість циліндрів двигуна.

Відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери згоряння називають ступенем стиску:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}. \quad (3.145)$$

Ступінь стиску показує, у скільки разів зменшується об'єм суміші (або повітря), що міститься у циліндрі, коли поршень переміщується від НМТ до ВМТ.

Аналіз циклів роботи ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням (бензинові та газові) показує, що при прийнятих конструктивних параметрах двигуна (при однаковому робочому об'ємі та початкових параметрах робочого тіла), робота циклу збільшується зі збільшенням ступеня стиску та ступеня підвищення тиску при процесі згоряння:

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}, \quad (3.146)$$

де p_2, p_3 – відповідно тиск наприкінці процесу стиску та наприкінці процесу згоряння.

Термічний ККД залежить лише від ступеня стиску та збільшується з його ростом. Таким чином, збільшення термічного ККД та потужності можливо досягти підвищенням ступеня стиску. Але ступінь стиску для бензинових двигунів обмежується явищем детонації (неконтрольованого вибухового горіння стиснутої горючої суміші). Для сучасних видів палив та способів організації згоряння максимальна ступінь стиску складає $\varepsilon = 10 \dots 11$.

Збільшення потужності ДВЗ за рахунок підвищення ступені підвищення тиску при згорянні обмежується міцністю конструкції кривошипно-шатунного механізму (обмеження по максимальному тиску та температурі) звичайно $\lambda = 1,4 - 2,2$.

Прагнення до збільшення ступеню стиску викликало появу дизельних двигунів. Німецький інженер Дизель запропонував стискати повітря, а не горючу суміш, а паливо з відносно низкою температурою займання впорскувати у стиснуте повітря. Ним був побудований перший компресійний дизельний двигун. Особливістю процесу згоряння виявилось, що воно відбувається практично при постійному тиску, інші робочі процеси залишились не змінними.

Практика показала, що збільшення ступеня стиску більш ніж 25 не доцільно, так як приріст ККД незначний і буде нівелюватися збільшенням втрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі. Тому у дизелях обмежуються ступенями стиску від 14 до 21.

Робочий цикл чотиритактного двигуна складається з тактів впускання, стискування, робочого ходу і випуску (рис. 3.42). Впускання робочої суміші і випуск газів, що відпрацювали, здійснюється за допомогою впускного і випускного клапанів, роботою яких керує спеціальний механізм пов'язаний з колінчастим валом.

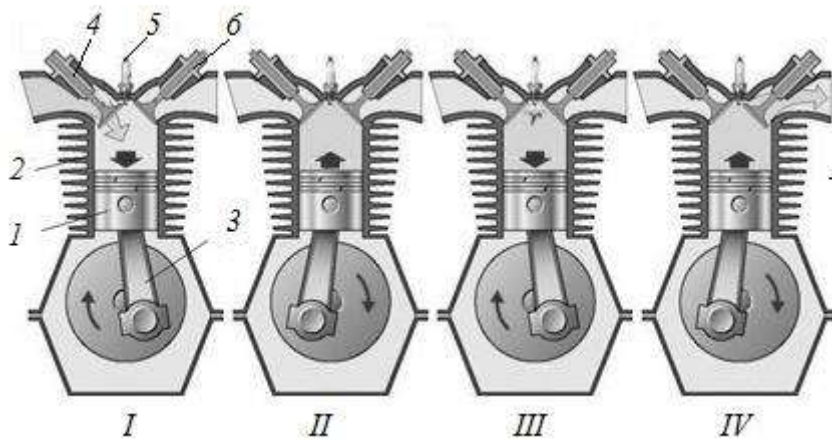


Рис. 3.42. Принцип роботи чотиритактного двигуна:

I – впускання; II – стискування; III – робочий хід; IV – випуск;

1 – поршень; 2 – циліндр; 3 – кривошипно-шатунний механізм; 4 – впускний клапан; 5 – свічка запалювання (форсунка); 6 – випускний клапан

На такті впускання горючої суміші поршень рухається від ВМТ до НМТ. Впускний клапан відкритий, випускний – закритий. Під дією розрідження, яке утворюється над поршнем, у циліндр поступає горюча суміш.

На такті стискування горючої суміші поршень рухається від НМТ до ВМТ. Обидва клапани закриті. Робоча суміш стискається, в циліндрі збільшується тиск і температура. Наприкінці цього такту тиск досягає до 1,0...1,2 МПа – в карбюраторних двигунах і 1,5...2,0 МПа – дизельних. Температура досягає 350...450°C у перших і 600...700°C у других.

Поблизу закінчення процесу стиску відбувається запалювання робочої суміші (для дизельних двигунів впорскування палива та його займання). При

цьому різко підвищується тиск і температура. У бензинових двигунах тиск газів досягає 3,5...4,0 МПа, а температура – 2000°С і більш. У дизелях тиск у циліндрі підвищується до 7,0...9,8 МПа, а температура досягає 1800...2000°С.

При такті робочого ходу, поршень під дією тиску газів рухається до НМТ. Обидва клапани як і раніше закриті.

При такті випуску, газу, що відпрацювали, виштовхуються через відкритий випускний клапан, поршнем, який рухається від НМТ до ВМТ.

У робочому циклі чотиритактного двигуна процес газообміну займає два окремі такти: впускання і випуску. Під час цих тактів поршень у циліндрі працює як повітряний насос. У цілому робочий цикл здійснюється за чотири такти, два оберти колінчастого валу.

Робочий цикл двотактного двигуна здійснюється за два такти: I такт – продувка, стиск; II такт – згоряння, робочий хід, випуск (рис. 3.43).

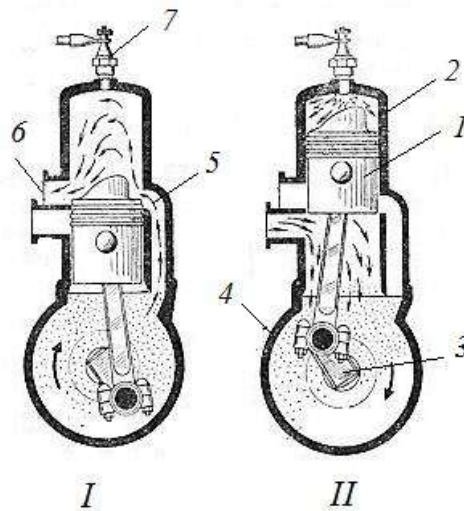


Рис. 3.43. Робочий цикл двотактного двигуна із золотниковим впусканням: 1 – поршень; 2 – циліндр; 3 – кривошипно-шатунний механізм 4 – картер двигуна; 5 – впускне вікно; 6 – випускне вікно; 7 – свічка або форсунка

Переміщаючись від НМТ до ВМТ, поршень закриває впускне, а потім і випускне вікно. Починається стискування робочої суміші. Поблизу кінця стиску відбувається запалювання (для дизельних двигунів впорскування палива) робочої суміші. Після займання суміші газу, що розширюються, переміщують поршень у зворотний бік. Рухаючись до НМТ, поршень відкриває випускне вікно і газу, що відпрацювали, виходять в атмосферу. Продовжуючи рух до НМТ, поршень відкриває впускне вікно, через яке горюча суміш поступає у циліндр і витісняє залишки газів, що відпрацювали, у випускне вікно.

Робочий цикл удвічі коротший (два такти, один оберт колінчастого валу) за рахунок поєднання процесу газообміну з процесами стискування і робочого ходу. У двигуні немає впускних і випускних клапанів. На відміну від чотиритактного двигуна газу, що відпрацювали, витісняються не поршнем, а зарядом свіжої горючої суміші. Цей процес називають

продуванням, роль «продувального» повітряного насоса виконує поршень при переміщенні в картері.

Реальні робочі процеси, що відбуваються у циліндрі двигуна описують за допомогою індикаторних діаграм. Індикаторна діаграма ДВЗ – це залежність тиску в циліндрі від положення поршня. На рисунку 3.44 показані індикаторні діаграми, які характерні для чотиритактних бензинового(газового) та дизельного двигунів. На вісі абсциси діаграма обмежується об’ємами камери згоряння V_c та повним об’ємом циліндра V_a , які відповідають верхній та нижній мертвим точка положення поршня.

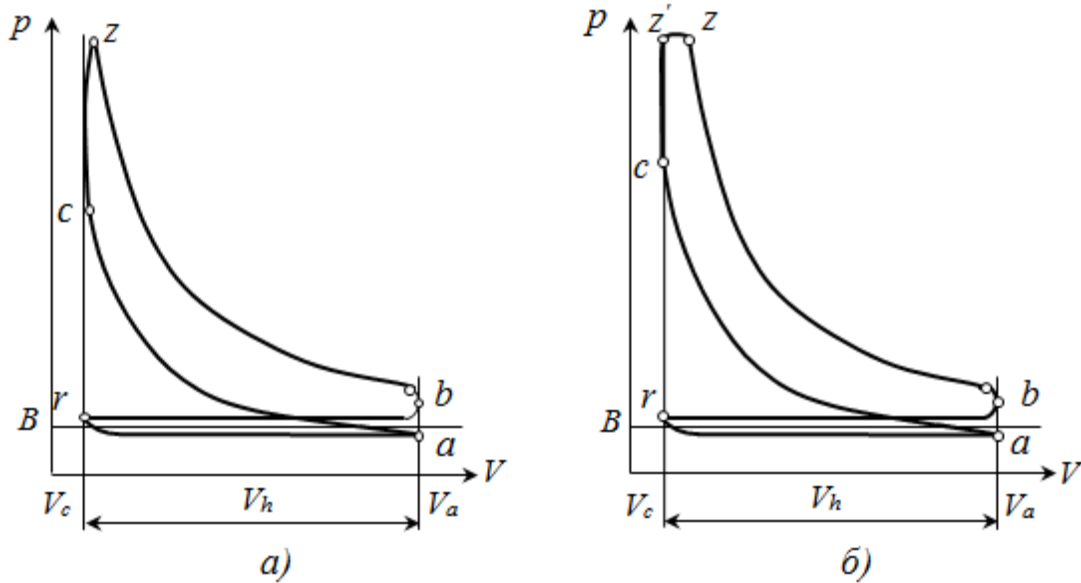


Рис. 3.44. Індикаторні діаграми чотиритактного бензинового (газового) (а) та дизельного(б) двигунів

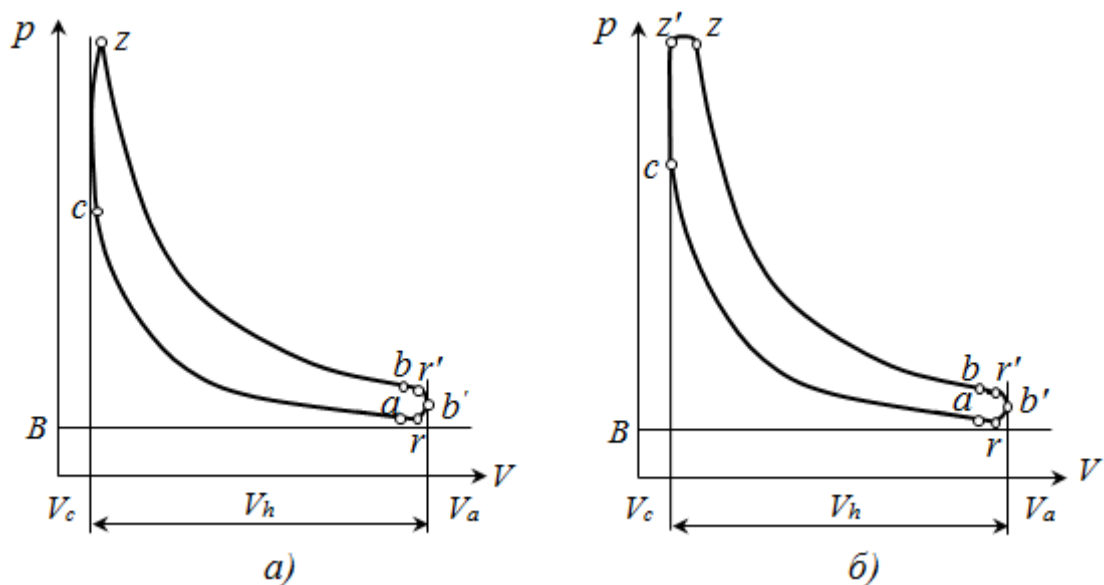


Рис. 3.45. Індикаторна діаграма двотактних двигунів бензинового (газового) (а) та дизельного(б)

Лінії $b - r - a$ відповідають процесу газообміну($b - r$ – випуск, $r - a$ – впуск). Крива $a - c$ – відповідає процесу стиску; $c - z$ – процесу згоряння, $z - b$

– процесу розширення (робочий хід). Принципова різниця між індикаторними діаграмами бензинового та дизельного двигунів полягає у процесі згоряння. Для дизельних двигунів індикаторна діаграма має ділянку $z'-z$, яка наближається до горизонтальної лінії. Це ділянка відповідає згорянню при постійному тиску.

Індикаторні діаграми характерні для двотактних двигунів наведені на рис. 3.45. Вони відрізняються від діаграм чотиритактних двигунів процесом газообміну. У точці b відкриваються випускні вікна, починається випуск відпрацьованих газів. У точці r' відкриваються впускні вікна, починається продувка циліндра. У точці r зачиняються впускні вікна. Випуск газів продовжується до точки a , у якій закриваються випускні вікна та починається процес стиску. Зазвичай, двохтактні ДВЗ виготовляються дизельними, оскільки втрата горючої суміші при продуванні значно знижує економічність двигуна.

За допомогою індикаторної діаграми визначають середній індикаторний тиск. Середнім індикаторним тиском p_i вважають такий умовний постійний тиск, під дією якого поршень протягом одного ходу здійснює роботу, яка дорівнює роботі газу за цикл. Графічно цей тиск можна зобразити висотою прямокутника, площа якого дорівнює площі індикаторної діаграми.

Сучасні двигуни при номінальному навантаженні мають такі значення p_i (Мпа):

- карбюраторні чотиритактні двигуни – 0,9...1,2;
- газові чотиритактні – 0,60...0,98;
- чотиритактні дизелі без наддування – 0,7...0,9;
- двотактні двигуни без наддування – 0,5...0,7;
- двигуни з наддуванням – 2,0...2,5 і вище.

За відомим індикаторним тиском можна визначити потужність, яка розвивається газами всередині циліндрів двигуна. Ця потужність називається індикаторною. Індикаторна потужність двигуна визначається за формулою:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot z \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad \text{кВт}, \quad (3.147)$$

де z – число циліндрів двигуна;

n – частота обертання колінчастого валу, об/хв.;

τ – тактність двигуна, для чотиритактних двигунів – $\tau = 4$, для двотактних $\tau = 2$.

Індикаторний крутний момент:

$$M_i = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_i}{\pi \cdot n}, \quad \text{Н·м} \quad (3.148)$$

Індикаторний ККД двигуна розраховується за залежностями:

– для двигунів, які працюють на рідкому моторному паливі:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{p_i \cdot T_o \cdot M_1}{p_o \cdot Q_n^p \cdot \eta_v}, \quad (3.149)$$

– для газових двигунів:

$$\eta_i = 317,15 \cdot \frac{p_i \cdot T_0 \cdot M_1}{p_0 \cdot Q_n^p \cdot \eta_v}, \quad (3.150)$$

де p_0, T_0 – початкові параметри заряду перед входом у циліндр (МПа, К);

M_1 – кількість свіжого заряду на 1 кг палива, кмоль/кг;

Q_n^p – нижча теплота згоряння палива (у формулі 3.149 – кДж/кг; у 3.150 – МДж/кг);

η_v – коефіцієнт наповнення циліндра, враховує зменшення дійсної маси заряду відносно теоретичної внаслідок наявності залишкових газів, нагрівання свіжого заряду, тощо (для бензинових і газових двигунів $\eta_v=0,75\dots0,85$, для дизелів – $\eta_v=0,8\dots0,9$).

Для бензинових двигунів, що працюють на номінальній потужності, індикаторний ККД $\eta_i = 0,25\dots0,37$; для газових двигунів – $0,28\dots0,35$; для дизелів – $0,38\dots0,55$.

Для характеристики економічності використовують також показник «питома індикаторна витрата палива» g_e (кг/(кВт·год)) – це кількість палива в грамах, що витрачається двигуном, на створення у циліндрі протягом однієї години ефективної потужності в 1 кВт:

$$g_i = 3600 / (\eta_i Q_n^p), \quad (3.151)$$

Питома витрати палива при роботі на номінальній потужності:
 $g_i=0,240\dots0,340$ кг/кВт·год – для бензинових двигунів;
 $g_i=0,150\dots0,218$ кг/кВт·год – для дизелів.

З валу двигуна знімається *ефективна потужність* N_e . Вона менша за індикаторну потужність на величину механічних втрат у вузлах тертя двигуна, а також витрат на привід допоміжних механізмів та агрегатів.– це потужність на валу двигуна. Механічні втрати і витрати потужності оцінюють механічним ККД:

$$\eta_m = N_e / N_i, \quad (3.152)$$

звідки

$$N_e = N_i \cdot \eta_m. \quad \text{Вт} \quad (3.153)$$

Залежно від типу та конструкції двигуна значення η_m коливається в межах $0,7\dots0,9$.

Повний ККД двигуна (*ефективний ККД*) враховує як теплові, так і механічні втрати у двигуні і визначається:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (3.154)$$

При роботі на номінальній потужності ефективний ККД має приблизно такі значення: для бензинових двигунів $\eta_e = 0,22\dots0,32$; для газових двигунів – $0,23\dots0,28$; для дизелів – $0,32\dots0,50$.

Ефективний крутний момент M_e на валу двигуна розраховується:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \text{ або } M_e = M_i \cdot \eta_m, \quad \text{Н·м} \quad (3.155)$$

де N_e – ефективна потужність, Вт;

ω – частота обертання колінчастого валу рад^{-1} .

Якщо частота обертання подана у обертах за хвилину n , а потужність у кВт, формула (3.155) набуває вигляду:

$$M_e = 9570 \frac{N_e}{n} \quad \text{Н·м} \quad (3.156)$$

Питома ефективна витрата палива g_e ($\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$) – це кількість палива в грамах, що витрачається двигуном, на підтримання протягом однієї години ефективної потужності в 1 кВт:

$$g_e = 3600 / (\eta_e Q_n^p), \quad (3.157)$$

причому

$$g_e = g_i / \eta_m. \quad (3.158)$$

Питомі витрати палива при роботі на номінальній потужності для бензинових двигунів складають $g_e=270...355\text{кг}/\text{кВт}\cdot\text{год.}$, а для дизельних – $g_e=0,160...0,285\text{кг}/\text{кВт}\cdot\text{год.}$

Зазначимо, що показники двигуна залежать від режиму роботи – навантаження, яке пропорційно кутовій швидкості колінчастого валу. Причому залежність має оптимум. При збільшенні або зменшенні потужності від оптимальної (номінальної) питомі витрати палива збільшуються.

З метою збільшення потужності та покращення інших показників роботи дизельних ДВЗ широко використовується наддув – подачу повітря в двигун під тиском. Це дозволяє збільшити масовий заряд та коефіцієнт наповнення циліндра.

Відомі дві основні схеми наддуву (рис. 3.46): механічний (привід компресора від колінчастого валу) та газотурбінний (привод компресора від газової турбіни, яка працює за рахунок енергії вихлопних газів).

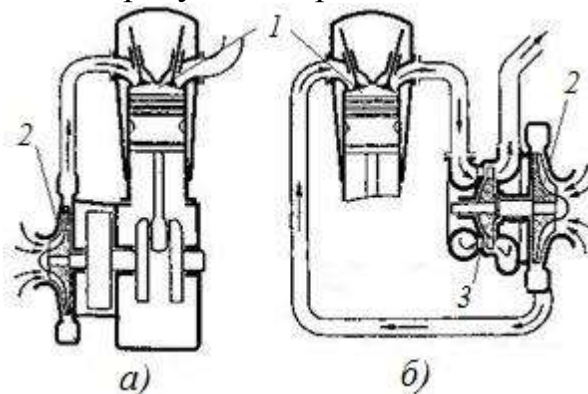


Рис. 3.46. Схеми механічного наддуву(а) та турбонаддування(б) ДВЗ:

1 – циліндр; 2 – компресор; 3 – газова турбіна

Газотурбінне наддування дає змогу збільшити літрову потужність дизеля на 20...40 %, зменшити питому масу двигуна на 20-25%, покращує економічність двигуна. Але газотурбінний наддув ускладнює умови запуску двигуна. До прогріву двигуна газова турбіна працює неефективно. На сучасних двигунах використовують комбіновану схему: під час пуску використовується механічна схема, а потім газотурбінна.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть принципову схему поршневого ДВЗ.
2. Поясніть індикаторну діаграму 4-х тактного ДВЗ.
3. У чому полягає відмінність циклів дизельного та карбюраторного ДВЗ?
4. Збільшення якого показника ДВЗ веде до збільшення ККД та потужності двигуна?
5. Визначити індикаторну потужність 4-х тактного ДВЗ, якщо $p_i=1\text{МПа}$, об'єм циліндра 0,6л, кількість циліндрів – 4, кутова швидкість колінчастого валу 2000 об/хв..

3.5. Парова турбіна

Турбіни за родом газу, що приводить їх у рух поділяють на газові та парові. Парова турбіна – це тепловий двигун, у якому потенційна енергія пари перетворюється у кінетичну, а остання – в механічну енергію обертання ротора. Одноступенева турбіна складається з соплового апарату, в якому парі надається потрібна швидкість та напрямок, і диску, на якому закріплені робочі лопаті (рис. 3.47,а).

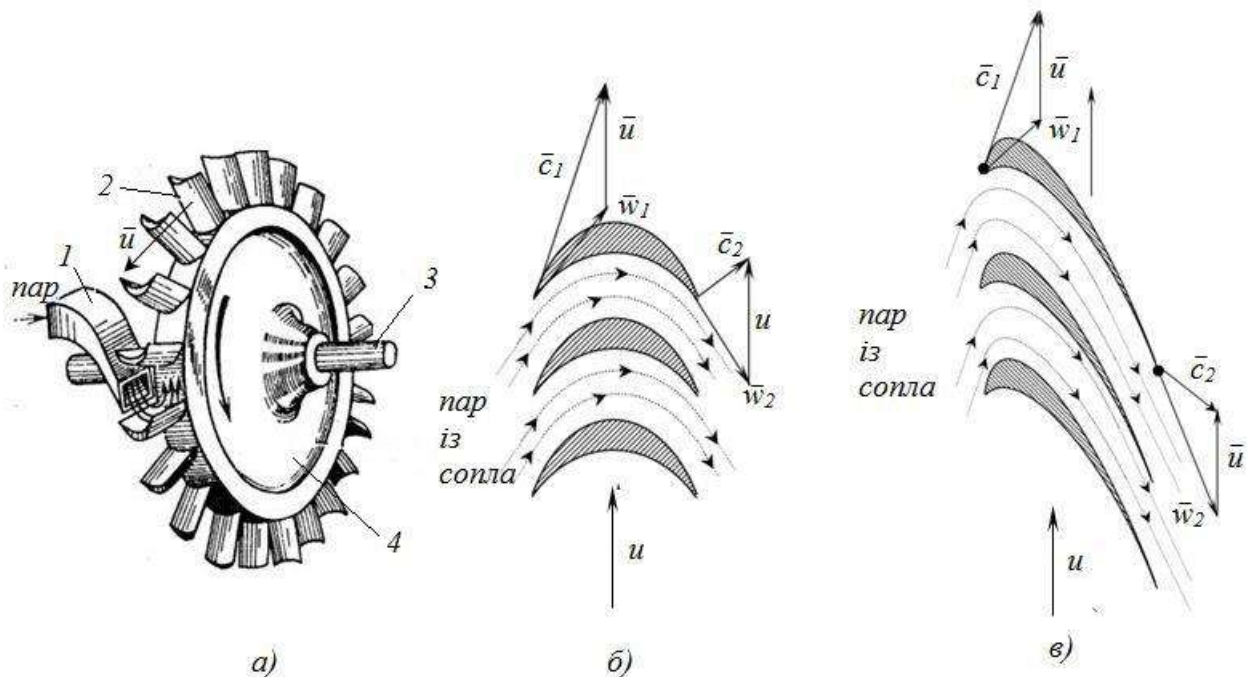


Рис. 3.47. Схема будови одноступеневої турбіни(а) та схеми руху пари у активних (б) та реактивних робочих лопатях:

1 – сопло; 2 – робочі лопаті; 3 – диск турбіни; 4 – вал (u – колова швидкість лопаті; c – абсолютна швидкість пари; w – відносна швидкість пари)

За принципом дії турбіни поділяють на активні і реактивні. Різниця полягає у силах, що викликають обертання вала.

Турбіни, що працюють за активним принципом, мають симетричну форму лопатей. Канал, який утворюється для потоку пари між лопатями, має майже постійний переріз (рис. 3.47,б). Падіння тиску і збільшення швидкості

пари в них відбуваються тільки у соплах, на робочих лопатях використовується лише кінетична енергія пари, а відносні швидкості пари на вході та виході із робочих лопатей однакові.

Особливістю реактивних турбін (рис.3.47,в) є несиметрична форма лопатей. Вони утворюють криволінійні канали, що звужуються.

При русі по таких каналах пар продовжує розширюватися, підвищує свою відносну швидкість. У цьому випадку на додаток до колової з'являється додаткова реактивна сила, що діє на лопатки.

Загальний перепад між початковими та кінцевими параметрами пари турбіни може складати від 220бар і $t = 600^\circ\text{C}$ до $0,1\text{бар}$ і $t = 46^\circ\text{C}$. Швидкість витікання пари із сопла при таких параметрах складає 1760м/с . Це надзвукова швидкість. Для її отримання потрібно використовувати сопла складної конфігурації (сопла Лаваля). Крім цього, з аналізу взаємодії струменя і лопаті, колова швидкість лопатей буде біля 865м/с . Сучасні матеріали за умовами міцності можуть витримувати колову швидкість до 400м/с , адже і при такій колій швидкості ротор турбіни обертається з занадто великою кутовою швидкістю. Для більшості парових турбін потрібно забезпечувати кутову швидкість 3000об/хв. або меншу.

З метою зменшення колової швидкості, тобто частоти обертання ротора, а також спрощення конструкції сопел, використовують ступінчасте розширення пари. У кожній ступені перепад параметрів підбирають так, щоб він не перебільшував критичного значення. За рахунок цього швидкості перетікання пари становляться дозвуковими, що значно спрощує конструкцію соплових решіток, зменшує гідравлічні втрати.

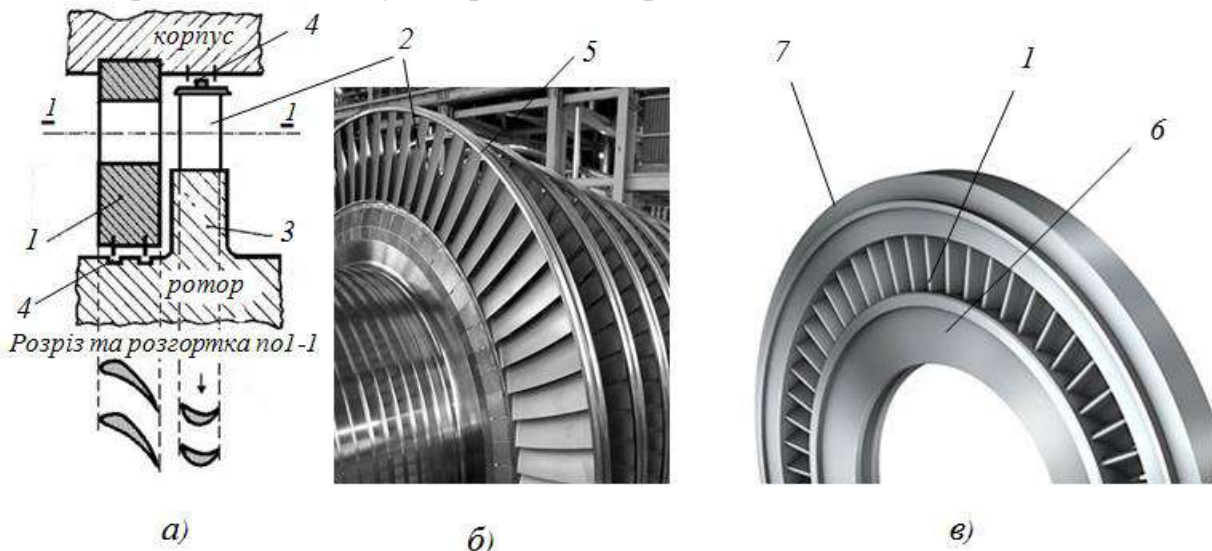


Рис. 3.48. Схема ступені парової турбіни(а) та загальні вигляди диску турбіни із робочими лопатями (б) і діафрагми (в): 1 – соплова лопать; 2 – робоча лопать; 3 – диск; 4 – ущільнення; 5 – бандаж робочих лопатей; 6 – основа діафрагми; 7 – бандаж соплових лопатей

Кожна ступінь парової турбіни складається із нерухокої соплової решітки (діафрагми) та диску з робочими лопатями (рис. 3.48). У діафрагмі

пара розширюється, збільшується її швидкість, а тиск і температура падає. Крім цього потік пари розгортається для найбільш ефективного кута входу на робочі лопаті. Потік пари із високою швидкістю діє на робочі лопаті викликає їх переміщення – обертання диску та загалом ротора турбіни. Для запобігання перетіканню пари між ступенями та окремими вузлами ступеня використовують ущільнення (звичайно лабіринти).

Ефективний ККД парових турбін знаходиться в межах $0,68 - 0,87$.

Потужність парової турбіни визначається:

$$N_e = D \cdot h_0 \cdot \eta_{0e} , \quad \text{кВт} \quad (3.159)$$

де D – витрати пари через турбіну, кг/с ;

h_0 – теоретичний теплоперепад у турбіні, кДж/кг .

До основних характеристик парових турбін відносять:

- тиск і температура свіжої пари (p_0, t_0);
- номінальна потужність турбіни – найбільша потужність, яку турбіна повинна тривало розвивати при нормальних величинах основних параметрів, МВт;
- частота обертання $n, \text{с}^{-1}$;
- номінальна температура регенеративного підігрівання живильної води – температура живильної води за останнім по ходу води підігрівачем;
- номінальна температура охолоджувальної води – температура охолоджувальної води при вході в конденсатор;
- тиск та температура в конденсаторі p_{κ}, t_{κ} .

Залежно від характеру теплового процесу парові турбіни підрозділяються на 3 основних групи:

- конденсаційні – без регульованих відборів пари;
- теплофікації – з регульованими відборами;
- турбіни спеціального призначення.

За напрямком руху потоку пари розрізняють аксіальні парові турбіни, у яких потік пари рухається уздовж осі турбіни, і радіальні, напрям потоку пари в яких перпендикулярний до осі турбіни.

За числом циліндрів турбіни підрозділяють на одноциліндрові і двох – трьох-, багатоциліндрові. Багатоциліндрова турбіна дозволяє використати більші теплові перепади, розмістивши велике число ступенів тиску, застосувати високоякісні матеріали у частинах високого тиску і роздвоєння потоку пари у частинах середнього і низького тиску. Така турбіна виходить дорожчою, важчою і складнішою. Тому багатокорпусні турбіни використовуються у потужних паротурбінних установках.

За числом валів розрізняють одновальні, двовальні, рідше трьовальні, пов'язані спільністю теплового процесу або загальною зубчастою передачею (редуктором). Розташування валів може бути як співісним, так і паралельним – з незалежним розташуванням осей валів.

За параметрами свіжої пари турбіни поділяють на: турбіни середнього тиску (p до $3,43 \text{ МПа}$, t до 435°C), турбіни підвищеного тиску ($8,8 \text{ МПа}$, 535°C),

турбіни високого тиску (12,75 МПа, 565°C) та турбіни надкритичних параметрів (23,55 МПа, 560°C).

Нерухому частину – корпус (статор) – виконують роз’ємною в горизонтальній площині для можливості монтажу ротора. У корпусі є виточки для установки діафрагм. По периферії діафрагм розміщені соплові канали (грати), утворені криволінійними лопатями, залитими у тіло діафрагм або привареними до нього.

У місцях проходження валу крізь стінки корпусу встановлюють кінцеві ущільнення для попередження витоків пари назовні і засмокування повітря у корпус.

На передньому кінці валу встановлюється граничний регулятор (регулятор безпеки), що автоматично зупиняє турбіну при збільшенні частоти обертання на 10–12 % понад номінальну.

Схема типової парової турбіни показана на рис.3.49.

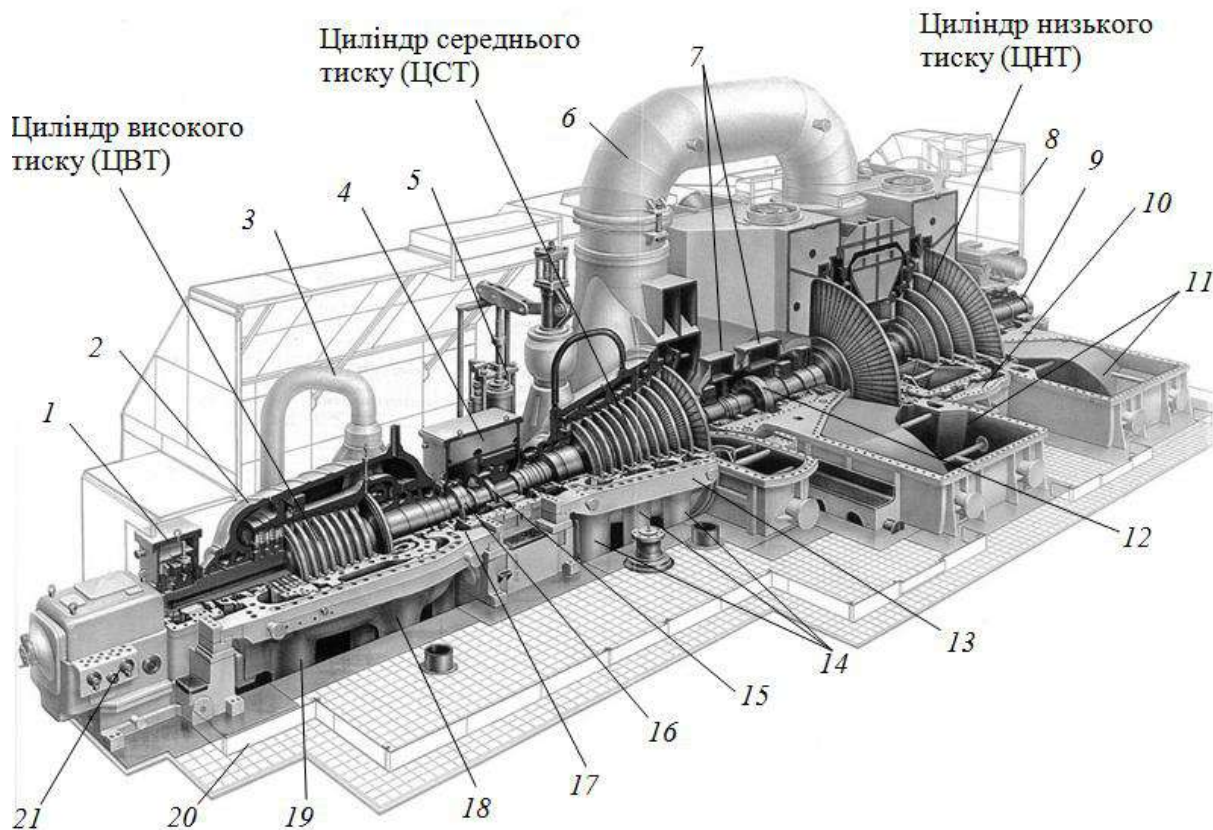


Рис. 3.49. Розріз трьохциліндрової парової турбіни:

1,4,7 – опори валопроводу; 2 – зовнішній корпус ЦВТ; 3 – підвід пари до ЦВТ; 5 – регулюючі клапани ЦСТ; 6 – перепускні (ресіверні) труби; 8 – кожух турбіни; 9 – напівмуфта; 10 – корпус ЦНТ; 11 – вихідні патрубки ЦНТ; 12,16 – муфти; 13 – корпус ЦСТ; 14,18 – патрубки регенеративних відборів; 15 – упорна вальниця; 17 – горизонтальний роз’єм корпусів турбіни; 19 – патрубків виходу пари з ЦВТ; 20 – фундамент; 21 – блок регулювання із механізмом управління турбіною

Турбіна складається з трьох циліндрів: циліндру високого тиску (ЦВТ), циліндру середнього тиску (ЦСТ) і циліндру низького тиску (ЦНТ). Кожен з циліндрів складається із статора, головним елементом якого є нерухомий корпус, і ротор. Окремі ротори циліндрів жорстко з'єднуються муфтами 12 і 16. До напівмуфти 9 приєднується напівмуфта ротора електрогенератора. Ланцюжок із зібраних окремих роторів циліндрів, генератора називається валопроводом. Його довжина при великому числі циліндрів (а найбільше їх число у сучасних турбінах – 5) може досягати 80м.

Валопровід обертається в опорних вальницях ковзання на тонкій масляній плівці і не торкається металевої частини вкладишів. Як правило, кожен ротор розміщується на двох опорних вальницях. Іноді між роторами ЦВД і ЦСД встановлюють тільки одну загальну опорну вальницю (див. позицію 4 на рис. 3.49). Внаслідок різниці тисків вздовж турбіни на кожному з роторів виникає осьове зусилля. Результируюча осьова сила сприймається упорною вальницею. Гребінь валу передає осьове зусилля на упорні сегменти вальниці.

При великих тисках (а в сучасних турбінах воно може досягати 300бар) корпус циліндра (зазвичай циліндра високого тиску) виконують двохстінним (з внутрішнього і зовнішнього корпусів). У просторі між корпусами встановлюється тиск рівний тиску на виході з циліндра. Це зменшує різницю тисків для кожного з корпусів, дозволяє зробити його стінки тоншими, полегшує з'єднання фланцевих з'єднань і дозволяє швидко змінювати потужність турбіни.

Усі корпуси в обов'язковому порядку мають горизонтальні роз'єми 17, які необхідні для установки роторів у середину циліндрів при монтажі, а також для полегшення доступу у середину циліндрів при ревізіях і ремонтах.

Температура масла у вальницях ковзання не повинна перевищувати 100°C. Тому для зменшення теплового навантаження на вальницях їх виносять з корпусів циліндрів і розміщують у спеціальних пристроях – опорах (1,4,7). Кінці кожного з роторів відповідного циліндра виводяться зі статора. Для попередження витoku пари з циліндрів ротори забезпечують кінцевими ущільненнями спеціальної конструкції.

При роботі турбіни пар з котла по одному або декількох паропроводах поступає спочатку до головної парової засувки, потім до стопорного клапана і, нарешті, до регулюючих клапанів (найчастіше – чотирьох). Від регулюючих клапанів пар по трубі 3 подається у паровпускну камеру внутрішнього корпусу ЦВТ. З цієї порожнини пара потрапляє в проточну частину турбіни і, розширюючись, рухається до вихідної камери ЦВД. У цій камері в нижній половині корпусу ЦВД є вихідні патрубки 19, з яких пара направляється в котел для проміжного перегрівання.

Повторно перегріта пара по трубопроводах поступає через стопорний клапан до регулюючих клапанів ЦСТ 5, а з них – у сам циліндр. Далі пара розширюється у проточній частині ЦСТ і поступає в його вихідний патрубок, а з нього – в дві перепускні труби 6, що подають пару в ЦНТ. На відміну від

однопотоківих ЦВТ і ЦСТ, циліндр низького тиску майже завжди виконують двоштоківим. З впускної камери, пара розходить на два однакові потоки і поступає у вихідні патрубки ЦНТ 11. На виході з ЦНТ пара спрямовується вниз у конденсатор.

Перед передньою опорою 1 розташовується блок регулювання і управління турбіною 21. Механізм управління дозволяє запускати, навантажувати, розвантажувати і зупиняти турбіну.

Система регулювання турбін складається з чотирьох регулюючих клапанів, розподільчого кулачкового валу, з'єднаного зубчатою рейкою з сервомотором (соплове паророзподілення). Сервомотор отримує імпульс від регулятора швидкості та регулює положення клапанів. Профілі кулачків виконані так, щоб регулюючі клапани відкривалися по черзі. Послідовне відкриття або закриття клапанів змінює витрати пари через турбіну, здійснюється регулювання її потужності. При такому способі виключається дроселювання пари, а відповідно не продуктивна втрата її енергії.

Система регулювання виконує синхронізацію турбоагрегату, встановлює задане навантаження при роботі в загальну мережу, забезпечує перехід турбіни на холостий хід при скиданні електричного навантаження.

Будова газових турбін принципово не відрізняється від парових, але внаслідок високої теплової напруженості (температура газів біля 1000⁰С) ці турбіни звичайно одноступеневі, рідше двоступеневі.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть принцип дії парової турбіни.
2. Чому в паровій турбіні використовують багатоступеневе розширення пари?
3. Опишіть будову однієї ступені парової турбіни, вкажіть призначення елементів.
4. Чим відрізняються активні та реактивні турбіни?
5. Поясніть будову багатоциліндрової турбіни.

3.6. Реактивні двигуни

Реактивні двигуни в якості рушійної сили використовують реактивну силу, яка виникає при витіканні струменю, звичайно газів, з двигуну. Реактивна сила прикладена до корпусу двигуна та напрямлена вздовж осі сопла, протилежно до напрямку струменя. Вона забезпечує рух реактивного двигуна і зв'язаного з ним об'єкта. Такі двигуни використовуються переважно в авіації та космонавтиці. Відповідно до закону збереження імпульсу реактивна сила тяги визначається:

$$T_p = mW_c + F_c(p_c - p_0), \quad H \quad (3.160)$$

де m – масова витрата робочого тіла, кг/с;

W_c – швидкість робочого тіла у перерізі сопла, м/с;

F_c – площа вихідного перерізу сопла, м²;

p_c – тиск газів у перерізі сопла, Па;

p_0 – тиск довкілля, Па.

Бачимо, що сила реактивної тяги пропорційна швидкості витікання газів, а також масовим витратам газів (палива). Швидкість витікання газів складає до 2500–3000 м/с для повітряних реактивних двигунів, для рідинних двигунів – до 3500 м/с. На величину реактивної сили також впливає різниця тисків на зрізі сопла та в навколишньому середовищі тому при збільшенні висоти сила тяги збільшується. Також швидкість руху самого двигуну впливає на величину реактивної сили. Наведені міркування покладені в основу конструювання, регулювання реактивних двигунів та повинні враховуватися під час їх експлуатації.

За принципами дії реактивні двигуни поділяють на три класи:

- повітряні;
- рідинні;
- твердопаливні.

Для будь яких реактивних двигунів цикл роботи включає відомі теплові процеси: стиск, підвід теплоти (згорання), розширення, відвід теплоти (з газами, що витікають). Виключення складають рідинні та твердопаливні двигуни, які працюють по розімкненому циклу.

В авіації найбільш поширені повітряні реактивні двигуни. Вони використовують для згорання повітря атмосфери. За конструктивними особливостями відрізняють прямоточні та турбореактивні повітряні двигуни. Останні поділяють на:

- одноконтурні,
- двоконтурні,
- турбовентиляторні,
- турбогвинтові.

Прямоточні повітряні двигуни мають найбільш просту конструкцію. Вони складаються з дифузора, камери згорання і реактивного сопла (рис. 3.50). В якості палива використовують гас. Розрізняють дозвукові і надзвукові прямоточні двигуни.

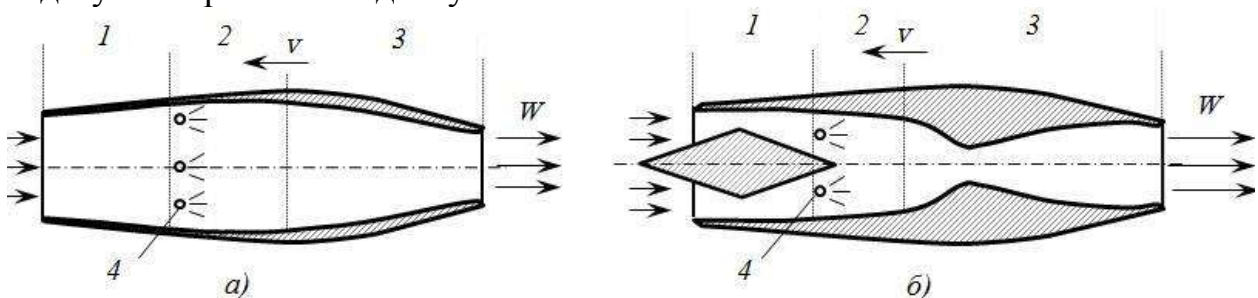


Рис. 3.50. Принципові схеми дозвукового(а) та надзвукового(б) прямоточних реактивних двигунів: 1– дифузор; 2 – камера згорання; 3 – сопло; 4 – форсунки

При дозвукових швидкостях польоту процес стискування повітря в дифузорі ненабагато відхиляється від ідеальної адіабати. При надзвукових швидкостях дифузор має складний профіль. Переріз дифузора в області надзвукової течії зменшується, а після досягнення швидкості звуку

збільшується. Крім цього, в дифузорі виникають стрибки ущільнення, що призводять до значних гідравлічних втрат і зменшення ступеня стискування. Процес стискування відповідає ударній адіабаті. При числах Маха $M > 2,0 - 2,5$, для зменшення втрат тиску необхідно застосовувати складні системи, які містять не менше трьох косих стрибків. Під числом Маха розуміють відношення швидкості руху об'єкта або газу до місцевої швидкості звуку.

На показники прямооточних повітряних двигунів значно впливає швидкість руху двигуна (рис. 3.51). Із збільшенням швидкості руху апарату росте кількість повітря, що потрапляє в двигун, а відповідно збільшуються масові витрати палива, внаслідок величина тяги значно росте. Збільшення швидкості також підвищує ступень стиску в у дифузорі це позитивно впливає на ККД двигуна.

Якщо вважати, що тиск на зрізі сопла дорівнює атмосферному, то сила тяги та ККД повітряного реактивного двигуна визначаються:

$$T_p = mW, \quad H \quad (3.162)$$

ККД двигуна :

$$\eta_{про} = \frac{2}{1 + \frac{v}{W}} \quad (3.163)$$

де v – швидкість руху двигуна, м/с;

W – швидкість витікання газів з сопла, м/с.

Аналіз (рис. 3.51) показує, що при дозвукових швидкостях прямооточні двигуни неефективні, як по величині тяги так по ККД. Але уже при $M=1,5$ ККД прямооточних двигунів стають приблизно рівними до ККД ДВЗ, а при $M=3,0$, у разі стискування з косим стрибком ущільнення, перебільшують показники ДВЗ. Саме тому прямооточні повітряні двигуни перспективні для надзвукових літальних апаратів, а при $M=3-3,5$ виявляться найбільш економічними та найпотужнішими.

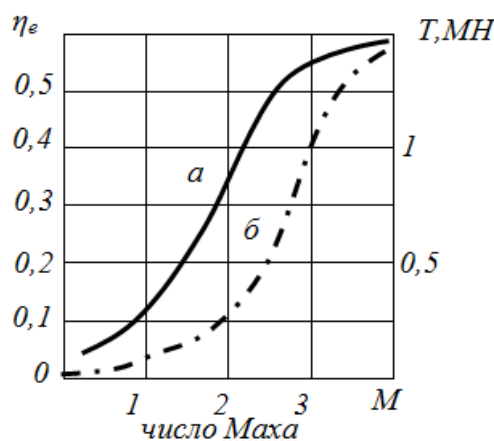


Рис. 3.51. Залежність показників прямооточних повітряних двигунів від швидкості руху (площа критичного перерізу сопла 1 м^2 , температура газів в камері згоряння 2100 K):

а – зміна ефективного ККД, *б* – зміна сили тяги для косоого стрибка ущільнення.

Іншою проблемою використання прямоточних двигунів є те, що вони не можуть працювати при низьких та нульових швидкостях польоту. Для досягнення початкової швидкості, при якій він стає ефективним, апарат з цим двигуном потребує допоміжний рушій, яким може бути літак–носій або ж твердопаливний прискорювач.

Прямоточні двигуни використовують в основному для безпілотних, бойових крилатих ракет одноразового використання, які рухаються в діапазоні швидкостей 2–5 Махів. Завдяки своїй простоті, дешевизні і надійності, в цьому випадку, вони переважні.

Турбокомпресорні повітряні реактивні двигуни (ТКПРД) принципово відрізняються від прямоточних наявністю компресора, який здійснює стиск повітря перед камерою згоряння. Він складається з таких основних вузлів (рис. 3.52): вхідного пристрою, компресора (осьового, рідше відцентрового), камери згоряння, вихідного сопла. Компресор приводиться в дію від газової турбіни.

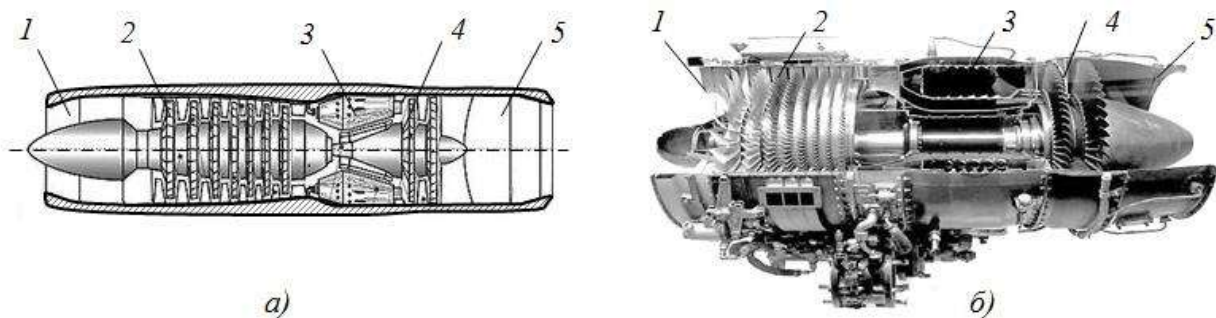


Рис. 3.52. Принципова схема(а) та загальний вигляд(б) турбокомпресорного повітряного реактивного двигуна:

1 – вхідний пристрій компресора, 2 – компресор, 3 – камери згоряння, 4 – турбіна, 5 – вихідне сопло.

Ступінь стиску повітря у них лише частково залежить від швидкості набігаючого потоку, тому вони працюють з високою ефективністю і на середніх швидкостях літальних апаратів (0,5–1,0М), Зазвичай ТКПРД працюють при $\beta_k = 8 - 10$ і температурі газів після камер згоряння $T_3 = 1100 - 1300K$, це дає, наприклад, при $\beta_k = 10$, $M = 1$, $T_3 = 1200K$ і висоті польоту $H=11000m$, $ККД=0,43$, тобто кращу економічність ніж у ДВЗ.

У разі потреби короткочасного збільшення тяги – форсування ТКПРД, застосовують охолодження повітря, що стискається в компресорі, за рахунок впорскування в нього рідини (води, спирту, їх суміші і т. п.). Також можна спалювати додаткову кількість пального в спеціальній камері форсажу, яка поміщається між турбіною і реактивним соплом. Перший метод вимагає великої витрати води, другий погіршує економічність ТКПРД. Проте обое вони (особливо другий) застосовуються, оскільки дозволяють значно збільшити тягу (до 30–40%).

Діапазон швидкостей, в якому ТКПРД ефективний припадає на менші значення швидкостей в порівнянні з ППРД. Пояснюється це тим, що агрегат

«турбіна–компресор», який забезпечую високе стискування робочого тіла в області низьких і середніх швидкостей польоту, є перешкодою на шляху підвищення ефективності двигуна в зоні високих швидкостей. Із-за обмеження температури на виході з камер згоряння можливостями матеріалів лопатей газової турбіни. Крім цього, газова турбіна поглинає частину енергії робочого тіла перед входом його у сопло. В результаті максимальна швидкість витікання реактивного струменя у ТКПРД менша, ніж у ППРД. Це обмежує діапазон швидкостей, на яких ТКПРД може бути ефективний, значеннями M до 2,5 – 3.

ТКПРД найактивніше використовувалися в якості двигунів для військових і комерційних літаків до 70–80-х років ХХ століття. Відтепер ТКПРД втратили значну частину своєї ніші в авіабудуванні, будучи витісненими більш економічними двоконтурними ТКПРД.

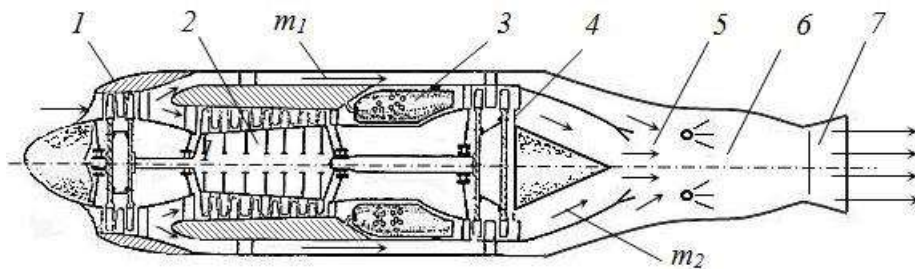


Рис. 3.53. Схема двоконтурного повітряного реактивного двигуна:

1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – газова турбіна; 5 – змішувач; 6 – форсажна камера; 7 – вихідне сопло

Турбореактивний двоконтурний двигун (ТКПРД, рис.3.53) відрізняється від одноконтурного організацією руху потоків повітря у двигуні.

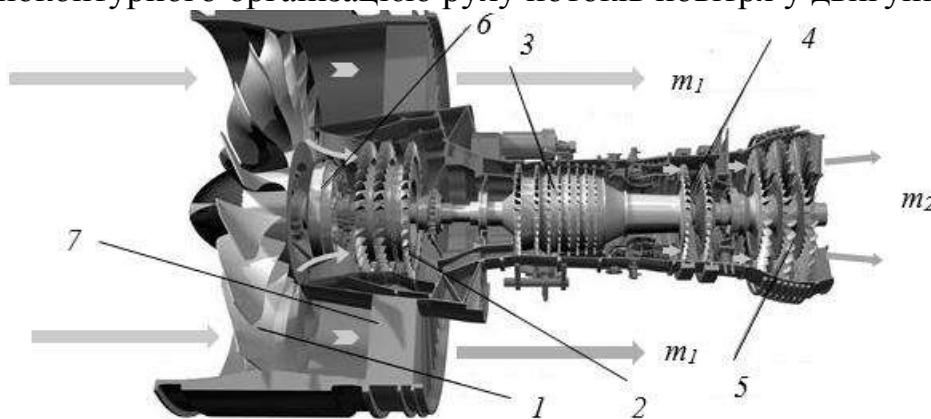


Рис. 3.54. Схема турбовентиляторного двигуна: 1 – вентилятор; 2 – частина низького тиску компресора; 3 – частина високого тиску компресора; 4 – частина високого тиску газової турбіни; 5 – частина низького тиску газової турбіни; 6 – редуктор; 7 – спрямовуючі лопаті.

Повітряний потік потрапляє спочатку у компресор низького тиску(вентилятор), після чого частина потоку проходить за звичайною схемою через турбокомпресор, інша частина (холодна) проходить через

зовнішній контур і викидається без згоряння, створюючи додаткову тягу. Відношення кількості повітря, що пройшло через зовнішній контур, до кількості повітря яке пройшло через внутрішній контур називається ступенем двоконтурності ($d=m_1/m_2$). При ступені двоконтурності $d < 4$ потоки контурів на виході, як правило, змішуються і викидаються через загальне сопло, якщо $d > 4$ – потоки викидаються окремо. Двигуни з малим ступенем двоконтурності ($d < 2$) застосовуються для військових надзвукових літаків.

Двигуни з $d=4-10$ отримали назву турбовентиляторних (рис. 3.54), в них складова тяги, що забезпечується потоком холодного повітря (першого контуру), може складати до 60% від загальної. Такі двигуни при підвищеній економічності створюють менший шум і широко використовуються на сучасних дозвукових пасажирських і транспортних літаках.

У турбогвинтовому двигуні (ТГД) основне тягове зусилля забезпечує повітряний гвинт, з'єднаний через редуктор з валом турбокомпресора (рис.3.55). Редуктор потрібний для зменшення частоти обертання гвинта до оптимальних значень 1000–1500об/хв., проти частоти обертання турбіни (біля 10000об/хв.). В двигуні використовується газова турбіна зі збільшеним числом ступенів. Це забезпечує майже повне розширення газу в турбіні. Відпрацьовані гази можуть просто викидатися в атмосферу без використання сопла, так як остаточна енергія газів незначна і не утворює відчутного імпульсу тяги.

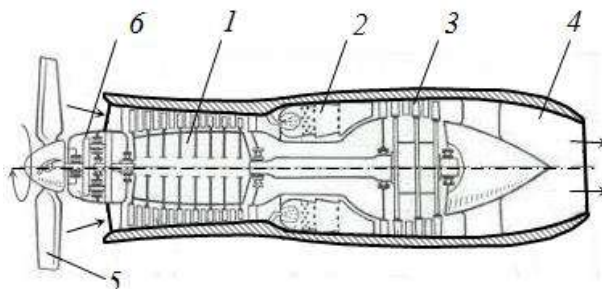


Рис. 3.55. Схема турбогвинтового двигуна: 1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – газова турбіна; 4 – сопло; 5 – гвинт; 6 – редуктор

На відносно малих швидкостях польоту (500–700 км/год) турбогвинтові двигуни набагато більш економічні і широко використовуються для літаків, що мають велику вантажопідйомність і дальність польоту.

Рідинні реактивні двигуни (РРД) поділяються:

– за кількістю енергокомпонентів – однокомпонентні, двоконпонентні та трьохкомпонентні;

– за способом подачі енергокомпонентів – з насосною подачею і шляхом витіснення стиснутим газом.

Розглянемо будову і принцип дії класичного двоконпонентного насосного реактивного рідинного двигуна (рис. 3.56).

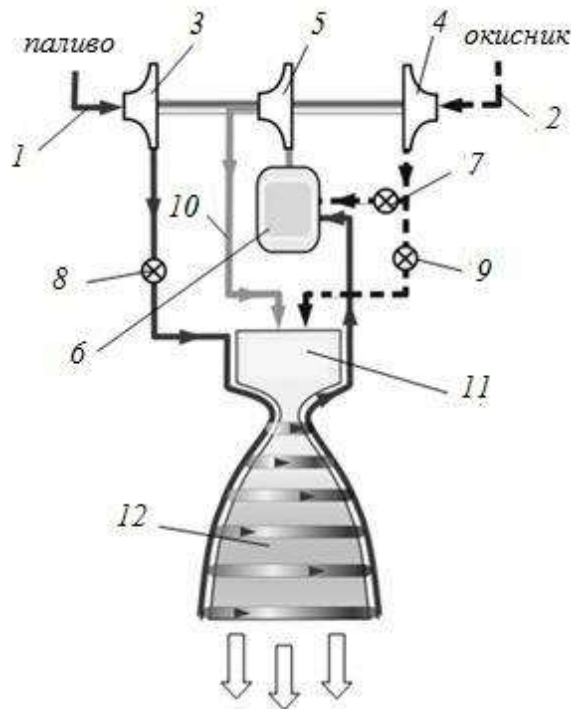


Рис. 3.56. Принципова схема будови двохкомпонентного рідинного реактивного двигуна(РРД): 1 – магістраль пального; 2 – магістраль окисника; 3 – насос пального; 4 – насос окисник; 5 – турбіна; 6 – газогенератор; 7 – клапан газогенератора (окисник); 8 – головний клапан пального; 9 – головний клапан окисника; 10 – вихлоп турбіни; 11 – камера згоряння; 12 – сопло.

Компоненти палива – пальне 1 і окисник 2 подаються з баків відцентровими насосами 3 і 4, які приводяться в рух газовою турбіною 5. Газова турбіна працює від енергії газів, що утворюються при частковому спалюванні в газогенераторі 6 палива з основної магістралі. Під високим тиском компоненти палива надходять у форсунки, через які компоненти розбризкується в камері згоряння 11, відбувається їх перемішування та згоряння. Продукти горіння розширюються у соплі, утворюють струмінь газів з високою надзвуковою швидкістю. Насосна подача палива дозволяє створити в камері двигуна високий тиск до 250бар, що забезпечує отримання великого імпульсу, а відповідно і сили реактивної тяги.

У випадках коли густина палива та окисника близькі для приводу насосів палива та окисника використовується один турбонагнітач. В інших випадках (наприклад в водне – кисневих РРД) на кожен насос потрібні різні за характеристиками турбонагнітачі.

В камері згоряння виділяється значна кількість теплоти, утворюється висока температура (іноді – понад 3000K). Для захисту двигуна від термічного руйнування передбачається охолодження стінок камери згоряння та найбільш термічно навантажених ділянок сопла двигуна. Зазвичай використовують регенераційне охолодження. Воно полягає в тому, що через канали у корпусі камери згоряння і верхньої частини сопла пропускається

один з компонентів ракетного палива (частіш пальне) перед подачею в змішувальну головку. Тепло, поглинене охолоджуючим компонентом, повертається в камеру згоряння.

У якості окиснювача зазвичай використовують кисень або азотний тетроксид. Вибір пального визначається в першу чергу питомим імпульсом, що може бути отриманий (табл. 3.2).

Характеристики деяких видів палив РРД

Таблиця 3.2

Окиснювач	Пальне	Середня густина палива, кг/м ³	Температура в камері згоряння, °К	Питомий імпульс у вакуумі, с
Кисень	Водень	315,5	3250	428
	Гас	1036	3755	335
	Несиметричний диметилгідрозин	991,5	3670	344
	Гідрозин	1071,5	3446	346
Азотний тетраоксид	Гас	1269	3516	309
	Несиметричний диметилгідрозин	1185	3469	318
	Гідрозин	1228	3287	322

Як впливає з таблиці, водень є паливом з найбільшим питомим імпульсом, однак він має вкрай низьку густину, що потребує збільшених розмірів паливного баку та ускладнює конструкцію двигуна. Тому найбільші ступені ракет-носіїв використовують інші (менш ефективні, але з більшою густиною) види пального, наприклад, гас.

Альтернативою насосній паливній системі служить витіснювальна, при якій надходження палива в камеру згоряння забезпечує надлишковий тиск в паливних баках, створений стисненим негорючим газом (найчастіше азотом). Такі системи використовують для РРД невеликої тяги.

Твердопаливні реактивні двигуни (ТПРД) (рис. 3.57) у порівнянні з іншими типами ракетних двигунів найбільш прості за конструкцією.

Твердопаливний двигун складається з корпусу (камери згорання), в якому розміщений весь запас палива, і реактивного сопла. Корпус двигуна виготовляють зі сталі, але інколи використовується склопластик. Навколокритична (найбільш теплонапружена) частина сопла виготовляється з графіту, тугоплавких металів і їх сплавів, закритична – із сталі, пластичних мас, графіту.

Для розпалювання палива служить запальник, який може входити безпосередньо в конструкцію двигуна або бути автономним (наприклад, спеціальний пусковий пристрій). Запальник підпалюється за допомогою електрики або піросвічки з піропатроном.

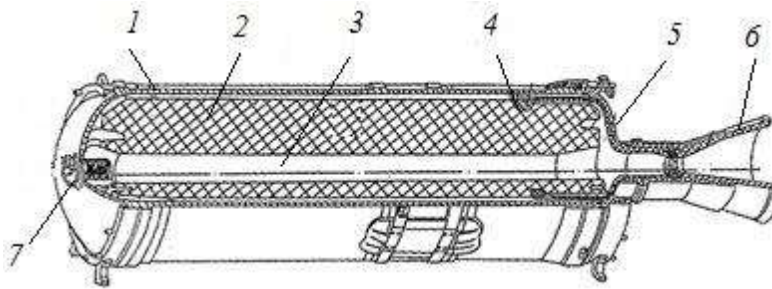


Рис. 3.57. Схема твердопаливного реактивного двигуна:

1 – корпус двигуна; 2 – заряд твердого палива; 3 – внутрішній канал заряду;
4 – пружина, що компенсує розширення заряду при нагріві; 5 – соплова кришка; 6 – сопло; 7 – запальник

В якості палива використовують: двоосновні палива і сумішеві палива. Двоосновні палива – це тверді розчини в нелетучому розчиннику (найчастіше нітроцелюлоза в нітрогліцерині). Преваги – хороші механічні, температурні і інші конструкційні характеристики, зберігають свої властивості при тривалому зберіганні, прості і дешеві у виготовленні, екологічні (при згоранні немає шкідливих речовин). Недолік – порівняно невисока потужність і підвищена чутливість до ударів.

Сучасні суміші складаються з перхлорату амонію (в якості окисника), алюмінію у формі порошку і органічного полімеру – для зв'язування суміші. Алюміній і полімер грають роль пального, причому метал є основним джерелом енергії, а полімер – основним джерелом газоподібних продуктів. Такі палива характеризуються нечутливістю до ударів, високою інтенсивністю горіння при низьких тисках і дуже важко гасяться, але викиди – токсичні гази.

Щільність твердих палив складає $1600\text{--}1800 \text{ кг/м}^3$, що значно перевищує (у 1,5 разу) щільність рідких палив. Тому габарити ТПРД, як правило, менше, ніж у РРД.

Велике значення має швидкість поверхневого горіння, вона складає $5\text{--}15 \text{ мм/с}$ при тиску в камері $50\text{--}100$ бар. Швидкість залежить від тиску та температури в камері згорання. Ця обставина призводить до залежності показників ТПРД від зовнішніх умов, наприклад сезону (зима – літо), що створює незручності і є недоліком ТПРД.

ТПРД характеризуються високою надійністю ($99,96\text{--}99,99\%$); можливістю тривалого зберігання, тобто постійною готовністю до запуску; значною тягою за рахунок дуже короткого часу горіння; безпекою в обігу через відсутність токсичних матеріалів; великою щільністю палива, але поряд з цим вони мають велику масу корпусу через високій тиск в камері згорання; підвищену чутливість до удару і змін температури; малий час роботи; труднощі, пов'язані з регулюванням вектора тяги; малий питомий імпульс в порівнянні з рідинними ракетними двигунами. Тому, будучи досить надійними, вони використовуються, в основному, для створення тяги при «допоміжних» операціях і в двигунах міжконтинентальних балістичних ракет.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть конструкцію та принцип дії ППРД.
2. Вкажіть умови при яких ППРД доцільно використовувати?
3. Наведіть схему ТКПРД, поясніть від якого параметра в основному залежить ККД двигуна.
4. Поясніть вплив швидкості руху двигунів ППРД та ТКПРД на їх показники.
5. В чому переваги РРД проти інших реактивних двигунів.
6. Поясніть будову ТПРД.
7. Вкажіть галузі використання реактивних двигунів різних типів відповідно до їх характерних властивостей.

3.7. Газотурбінні установки

Газотурбінна установка (ГТУ) – конструктивно об'єднана сукупність компресора, камери згоряння, газової турбіни, газоповітряного тракту, системи управління і допоміжних пристроїв.

На відміну від поршневих ДВЗ у газотурбінній установці рознесені процеси стиску, підводу тепла (згоряння палива) та розширення по різних пристроях. Це забезпечує безперервність протікання робочого процесу, зменшення механічних втрат, так як механічна енергія в ГТУ отримується у вигляді обертового руху газової турбіни. ГТУ надає можливість вироблення значної потужності при менших габаритах, ніж ДВЗ. Потужність ГТУ може досягати 200 – 250МВт (для найбільш потужних судових поршневих ДВЗ – 80МВт). Унаслідок того, що температура робочого тіла ГТУ досягає високих значень, то її термічний ККД високий. З іншого боку висока температура робочого тіла ГТУ зумовлює наступні їх недоліки: необхідність використання жаростійких матеріалів, охолодження соплових лопатей.

ГТУ працює, зазвичай, за відкритим циклом, тобто відпрацьовані гази викидаються в атмосферу. Замкнутий цикл використовують в атомних ГТУ.

За призначенням ГТУ ділять на:

- стаціонарні;
- транспортні;
- авіаційні.

Стаціонарні енергетичні ГТУ служать для вироблення електричної і теплової енергії на електростанціях, приводу компресорів і насосів газу – та нафтопроводів та ін. Транспортні ГТУ є енергетичною установкою для приводу гребних гвинтів судів, локомотивів або автомобілів. Авіаційні ГТУ служать для приводу повітряних гвинтів або створення реактивної тяги літаків.

У залежності від умов горіння палива ГТУ поділяють на: зі згорянням при постійному тиску і зі згорянням при постійному об'ємі. Останні майже не використовують із-за конструктивних складностей.

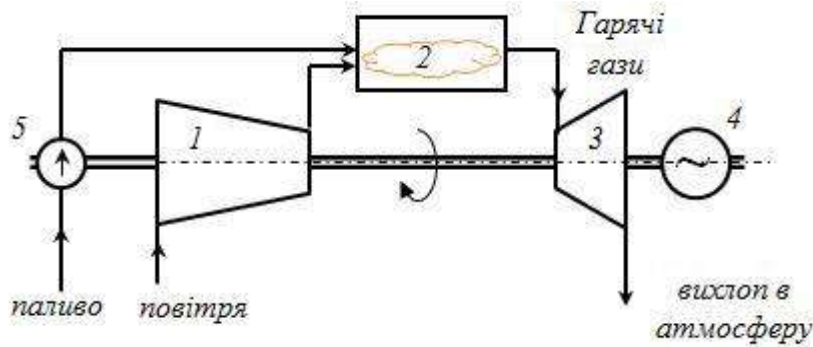


Рис. 3.58. Схема газотурбінної установки зі згорянням при постійному тиску:
 1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – газова турбіна;
 4 – електрогенератор; 5 – паливний насос

Принципова схема відкритої ГТУ показана на рис. 3.58. Компресором повітря подається в камеру згоряння, куди також подається паливо. Гарячі гази з камери згоряння надходять у газову турбіну, де відбувається процес розширення, перетворення теплової енергії у механічну. Відпрацьовані гази викидаються в атмосферу.

Термічний ККД ГТУ визначається:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (3.164)$$

де $\beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$ – ступінь підвищення тиску в адіабатному процесі стискування повітря в компресорі (теоретичний цикл наведений на рисунку 3.59,б). Робота на циклі розраховується:

$$l_t = c_p T_1 (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1) (\rho - 1), \quad (3.165)$$

де ρ – ступінь попереднього розширення на процесі підведення тепла (згоряння) при постійному тиску $\rho = v_3 / v_2$.

З виразів (3.164) та (3.165) видно, що збільшення ступеня підвищення тиску покращує технічні характеристики ГТУ. Збільшення ступеня попереднього розширення (фактично це збільшення кількості підведеного тепла) на економічність не впливає, але збільшує потужність установки.

Слід врахувати, що при збільшенні ступеня підвищення тиску значно підвищуються витрати енергії на привід компресора, а також його розміри. Це негативно впливає на матеріалоемність установки.

Збільшення корисної потужності за рахунок збільшення ступеня попереднього розширення веде до підвищення максимальної температури (T_3) на циклі, яка обмежується термостійкістю матеріалів. Максимальна температура на циклі однозначно характеризує досконалість ГТУ. У сучасних установках вона досягає 1400°C .

Техніко-економічна оцінка вказує на недоцільність збільшення ступеня підвищення тиску більш 30, звичайно використовують не більше 20. При

цьому термічний ККД установки складає від 57 до 62% (ефективний ККД – від 31 до 38%).

Температура газів на виході з турбіни вища температури стисненого повітря, її значення досягає близько 500°C . Для зменшення втрат теплоти використовується регенерація тепла вихлопних газів. Відпрацьовані гази після турбіни спрямовують у теплообмінник (рис. 3.59,а). У ньому вони віддають частину теплоти повітрю, яке виходить з компресора. Оскільки корисна робота у циклах з регенерацією і без неї однакова, а кількість теплоти, що витрачається на нагрівання в камері згоряння, зменшується, то термічний ККД циклу з регенерацією збільшується.

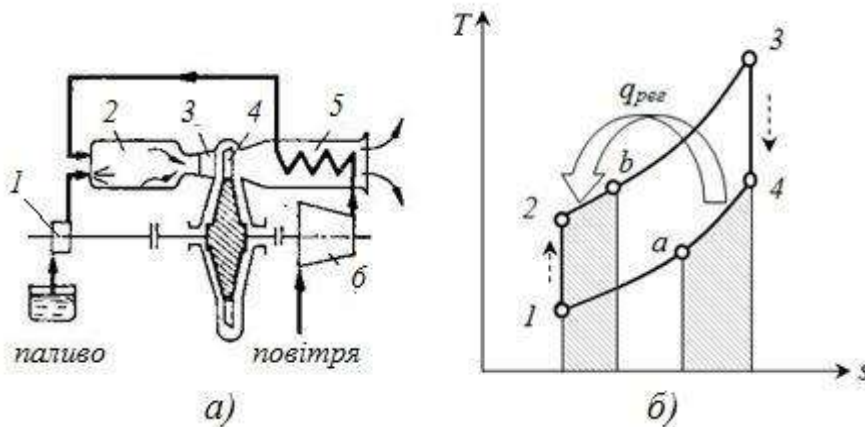


Рис. 3.59. Схема газотурбінної установки з регенерацією теплоти(а) та цикл на діаграмі $T-s$ (б): 1 – паливний насос; 2 – камера згоряння; 3 – спрямовуючий апарат; 4 – газова турбіна; 5 – теплообмінник; 6 – компресор

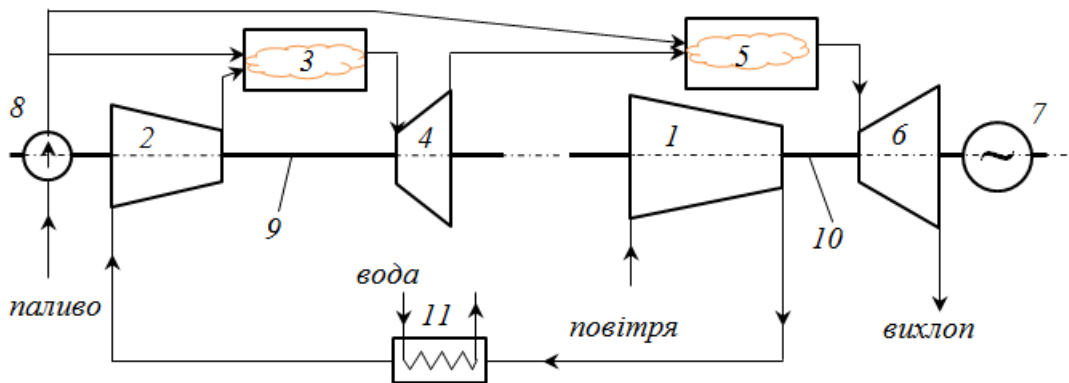


Рис. 3.60. Принципова схема двовальної ГТУ: 1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння високого тиску; 4 – газова турбіна високого тиску; 5 – камера згоряння низького тиску; 6 – газова турбіна низького тиску; 7 – електрогенератор; 8 – паливний насос; 9 – вал частини високого тиску; 10 – вал частини низького тиску; 11 – охолоджувач повітря

Слід зазначити, що витрати на привід компресора складають в ГТУ біля 50% від потужності газової турбіни. Тому збільшення або зменшення ККД компресора на 1% веде до підвищення або зменшення ККД установки на 2%.

Таким чином, термічний ККД газотурбінної установки можна суттєво підвищити за рахунок удосконалення процесу стиску. Для цього використовують ступінчастий стиск із проміжним охолодженням. Позитивний ефект також дає ступінчасте розширення із проміжним підігрівом робочого тіла. Дані методи дозволяють не тільки покращити економічні показники, але спрощують регулювання установки за рахунок використання багатовальної компоновки (рис. 3.60). Слід зазначити, що використання вказаних методів призводить до збільшення вартості установки. Тому вибір числа ступенів охолодження і підігріву визначається з урахуванням економічних і конструктивних факторів.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть принципіальну схему ГТУ та галузь їх застосування.
2. Від якого показника в основному залежить ККД циклу ГТУ?
3. Чому ступінь підвищення тиску в компресорах ГТУ обмежують?
4. Чому ГТУ із згорянням при постійному об'ємі майже не використовують?
5. Вкажіть методи покращення ефективності ГТУ.
6. Визначіть термічний ККД ГТУ із згорянням при постійному тиску, якщо початковий тиск складає 0,1 МПа, тиск після компресору – 2,2 МПа. Робоче тіло має показник адіабати 1,4.

3.8. Паротурбінні установки

За кількістю енергії, що виробляється, беззаперечними лідерами є паротурбінні електростанції. Паротурбінні установки – це основа сучасної енергетики. За допомогою цих установок виробляється більш 85% електроенергії у світі. Паротурбінні установки при високому ККД, найбільшому серед інших енергетичних установок (44% і більше), забезпечують значну потужність. Сучасний блок паротурбінної установки має потужність до 1000 МВт.

Паротурбінні установки поділяються на конденсаційні електростанції (КЕС або частини ТЕС) та теплоелектроцентралі (електростанції теплофікації – ТЕЦ), які на відміну від ТЕС виробляють не тільки електроенергію, але і теплову у вигляді пари та гарячої води для промислових та комунально-побутових потреб. За технологічною структурою ТЕС та ТЕЦ майже ідентичні, відрізняються наявністю у ТЕЦ теплообмінних апаратів для підігріву гарячої води, а також конструкцією парової турбіни.

Принципова схема паротурбінної установки (рис. 3.61) складається з парового котла 1, парової турбіни 3, конденсатора 5 та живильного насоса 6. У паровому котлі вода перетворюється у суху насичену пару, а у пароперегрівнику пара перегрівається до високої температури. У паровій турбіні пара розширюється, діє на робоче колесо парової турбіни, обертаючи її. У конденсаторі пара, що відпрацювала у турбіні, конденсується й перетворюється у воду.

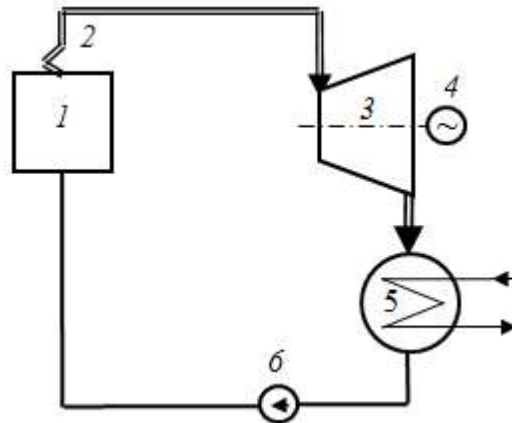


Рис. 3.61. Схема паросилової установки:

1 – паровий котел; 2 – пароперегрівник; 3 – парова турбіна;
4 – електрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – живильний насос

Для охолодження та конденсації пари циркуляційні насоси прокачують через конденсатор холодну воду з водойми або градирні. Живильні насос призначений для подачі конденсату у паровий котел

Для оцінки ефективності роботи паросилових установок з термодинамічної точки зору розглянемо їх ідеальні цикли. Ідеальним циклом паросилової установки є цикл Ренкіна, у якому передбачається, що всі елементи установки працюють ідеально, теплові процеси обернені, відсутні втрати енергії.

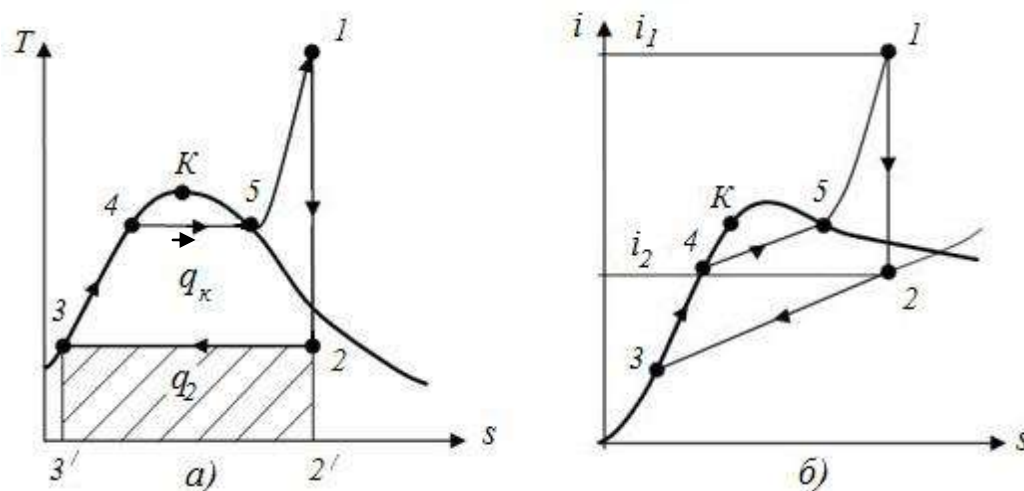


Рис. 3.63. Цикл Ренкіна: а) – цикл у $T-s$ діаграмі; б) – цикл у $i-s$ діаграмі: (1–2) – адіабатне розширення у паровій турбіні; (2–3) – конденсація пари; (3–4–5–6) – нагрів, випаровування та перегрів пари в котлі

На рис. 3.63 у координатах $T-s$ та $i-s$ показаний ідеальний цикл паросилової установки. Точка 3 відповідає стану конденсату при виході з конденсатора. Так як конденсат має температуру насичення t_n , що відповідає тиску пари в конденсаторі, то точка 3 лежить на нижній граничній кривій. Процес стиску води в живильному насосі через нестисливість рідини та

сталість температури цього процесу, можна вважати ізохорним та ізотермічним. У координатах $T-s$ цей процес можна вважати таким, що збігається з точкою 3, тому що температура й ентропія води у результаті стиску в насосі залишаються майже незмінними.

Ізобарний підігрів води до кипіння (3–4), процес пароутворення (4–5) і перегрів отриманої пари до температури T_1 здійснюються в котлі. Перегріта пара, стан якої характеризується точкою 1, надходить у турбіну, де адіабатне розширюється (адіабата 1–2) до тиску p_2 у конденсаторі. Так, як пара у результаті розширення стає вологою, то точка 2 знаходиться лівіше верхньої граничної кривої. Конденсація пари, що відбувається при незмінному тиску в конденсаторі, зображується лінією (2–3).

На діаграмі $T-s$ кількість теплоти q_1 , яка необхідна для одержання 1 кг пари з температурою перегріву T_1 , зображується площею фігури $S_{3'34512'}$. Кількість теплоти q_2 , відведено від 1 кг робочого тіла в конденсаторі, зображується площею $S_{2'233'}$. Корисно використувувана теплота $q_1 - q_2$ визначається площею, обмеженої контурами циклу на діаграмі S_{123451} .

З іншого боку м q_1 можна представити різницею $i_1 - i_3$, а площа q_2 – різницею $i_2 - i_3$. Таким чином, корисна кількість теплоти визначиться:

$$q_k = q_1 - q_2 = (i_1 - i_3) - (i_2 - i_3) = i_1 - i_2, \quad \text{кДж/кг} \quad (3.166)$$

де i_1 – ентальпія перегрітої пари перед турбіною;

i_2 – ентальпія відпрацьованої пари наприкінці адіабатного розширення, тобто перед входом у конденсатор;

i_3 – ентальпія конденсату при виході з конденсатора.

Теоретична робота на циклі дорівнює корисній кількості теплоти:

$$\ell_T = i_1 - i_2 = q_1 - q_2 = q_k. \quad \text{кДж/кг} \quad (3.167)$$

Термічний КПД циклу визначається:

$$\eta_T = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3}. \quad (3.168)$$

Економічність та продуктивність циклу паросилової установки характеризують показником «питома витрата пари». Це витрата пари в кілограмах, що потрібна для виробництва 1 кВт·год. енергії. Так як, кожний кілограм пари здійснює в ідеальному двигуні ($i_1 - i_2$) кДж/кг роботи, то питомі витрати пари визначаються:

$$d = \frac{3600}{i_1 - i_2}. \quad \text{кг/(кВт·год.)} \quad (3.169)$$

Відповідно до другого закону термодинаміки для збільшення ефективності теплової машини потрібно збільшувати температуру нагрівача (температуру перед паровою турбіною) та зменшувати температуру холодильника (у конденсаторі). Таким чином, першим методом підвищення техніко-економічних показників ПТУ є збільшення початкових параметрів пари перед турбіною p_1, t_1 та зменшення температури (відповідно кінцевого тиску) після турбіни p_2 .

Збільшення початкових параметрів обмежуються міцністю металу, з

якого виготовлені паросилові установки. Сучасні матеріали дозволяють досягти $p_1=30$ МПа, при температурі до $T_1=873$ К.

Зменшення кінцевого тиску p_2 обмежене температурою навколишнього середовища. Крім цього, слід враховувати, що парова турбіна працює неефективно в області вологої пари. Краплі води, які виникають у вологій парі, гальмують та руйнують лопаті останніх ступенів турбіни, збільшують гідравлічні втрати у потоці. Це значно зменшує ККД турбіни. Тому кінцева вологість пари у турбіні не повинна перевищувати 13..14%, а відповідно температура пари, яка відпрацювала, не повинна бути меншою 300 ... 301 К при тиску насичення $p_2 = 3,9$ кПа. Це менше атмосферного тиску, тобто у конденсаторі потрібно підтримувати розрядження. Останнє створює додаткові конструктивні проблеми. Слід враховувати також, що при таких малих тисках різко збільшується питомий об'єм пари і для її пропуску доводиться значно збільшувати розміри установки (частини низького тиску турбіни, конденсатор та ін.).

Іншими методами підвищення ККД паротурбінної установки є регенеративний підігрів води і вторинний підігрів пари. Регенеративне підігрівання конденсату – це основний і дуже вигідний спосіб підвищення ККД. Для цього частка загального потоку пари, яка розширилася у турбіні від входу до певного тиску, спрямовується (відбирається) по трубопроводу відбору у регенеративний підігрівач. У підігрівачі пара конденсується і підігріває живильну воду. Тим самим відбувається заощадження теплоти на нагрів води у котлі. Відповідно зменшується частка теплоти, яка раніше втрачалась у конденсаторі.

Збільшення ККД при застосуванні регенерації складає 14–16 %. При цьому економія теплоти у циклі зростає з підвищенням початкового тиску p_1 пари та кількістю відборів. Це пов'язано з тим, що з підвищенням p_1 збільшується температура кипіння води, а, отже, підвищується кількість теплоти пароутворення, яку використовують у регенераційному теплообміннику. Нині регенеративний підігрів застосовується на всіх великих електростанціях його кількість складає 8 – 9 ступенів.

Зі збільшенням початкового тиску при незмінному кінцевому тиску збільшується вологість відпрацьованої пари. Підвищена вологість пари негативно впливає на роботу парової турбіни. Тому при використанні пари високих тисків застосовують установки із проміжним повторним перегрівом пари – вторинним перегрівом пари. У цьому випадку пара з котла надходить спочатку у частину високого тиску турбіни, розширюється у ньому до деякого проміжного стану, близького до стану насичення. Потім пара направляється у проміжний пароперегрівник котла, де піддається повторному перегріву. Цикл з вторинним перегрівом пари дозволяє зменшити вологість пари у ступенях турбіни і внаслідок підвищити ККД циклу.

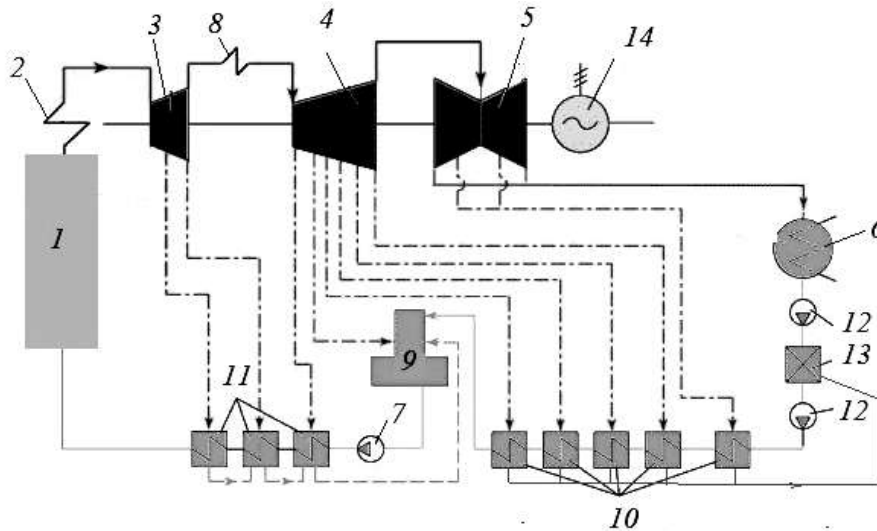


Рис. 3.64.Теплова схема паротурбінної установки ТЕС:

1 – паровий котел; 2 – пароперегрівач; 3,4,5 – циліндри парової турбіни, відповідно: високого, середнього та низького тиску; 6 – конденсатор; 7 – живильний насос; 8 – вторинний пароперегрівач; 9 – деаератор; 10,11 – регенеративні підігрівачі низького та високого тиску; 12 – конденсатні насоси; 13 – блочна установка зменшення солевмісту; 14 – електрогенератор

На сучасних теплових електростанціях використовують одночасно всі методи покращення техніко-економічних показників паротурбінної установки. Теплова схема характерної установки конденсаційної ТЕС подана на рис. 3.64. Схема передбачає вторинний перегрів пари та регенеративний підігрів живильної води у 8 підігрівачах. З метою покращення роботи парової турбіни вона поділена на три частини(циліндри):

- циліндр високого тиску, після якого здійснюється вторинний перегрів пари;
- циліндр середнього тиску, в якому пара розширюється майже та стану насичення;
- циліндр низького тиску (зазвичай двопотоковий), в якому відбувається остаточне розширення пари.

З кожного циліндра здійснюються регенеративні відбори пари. Регенеративні підігрівачі поділяють, в залежності від тиску у відборі, на підігрівачі високого та низького тиску.

Вода, що утворюється в конденсаторі подається конденсатним насосом у блочну установку зменшення солевмісту, в неї також потрапляє конденсат після регенеративних підігрівачів низького тиску. Блочна установка видаляє забруднення та зменшує вміст солей в конденсаті. Потім конденсат спрямовується у деаератор, де з нього видаляють гази (повітря). Деаератор виконує також функцію накопичувального баку, з якого підготовлена вода подається живильним насосом до котла. На шляху до котла живильна вода проходить через регенеративні підігрівачі високого тиску, де додатково

нагрівається.

Найбільш складну технологічну структуру мають ТЕС, що працюють на вугіллі або іншому твердому паливі. Основними елементами такої станції (рис. 3.65) є:

- паливне господарство і система підготовки палива;
- котельна установка: сукупність самого котла і допоміжного устаткування;
- турбінна установка: парова турбіна та її допоміжне устаткування;
- установка водопідготовки і конденсатоочистки;
- система технічного водопостачання;
- система золо – та шлаковидалення;
- електротехнічне устаткування і система управління ним.

Крім цього, на станції передбачаються ремонтно-механічні цеха, адміністративні та побутові приміщення.

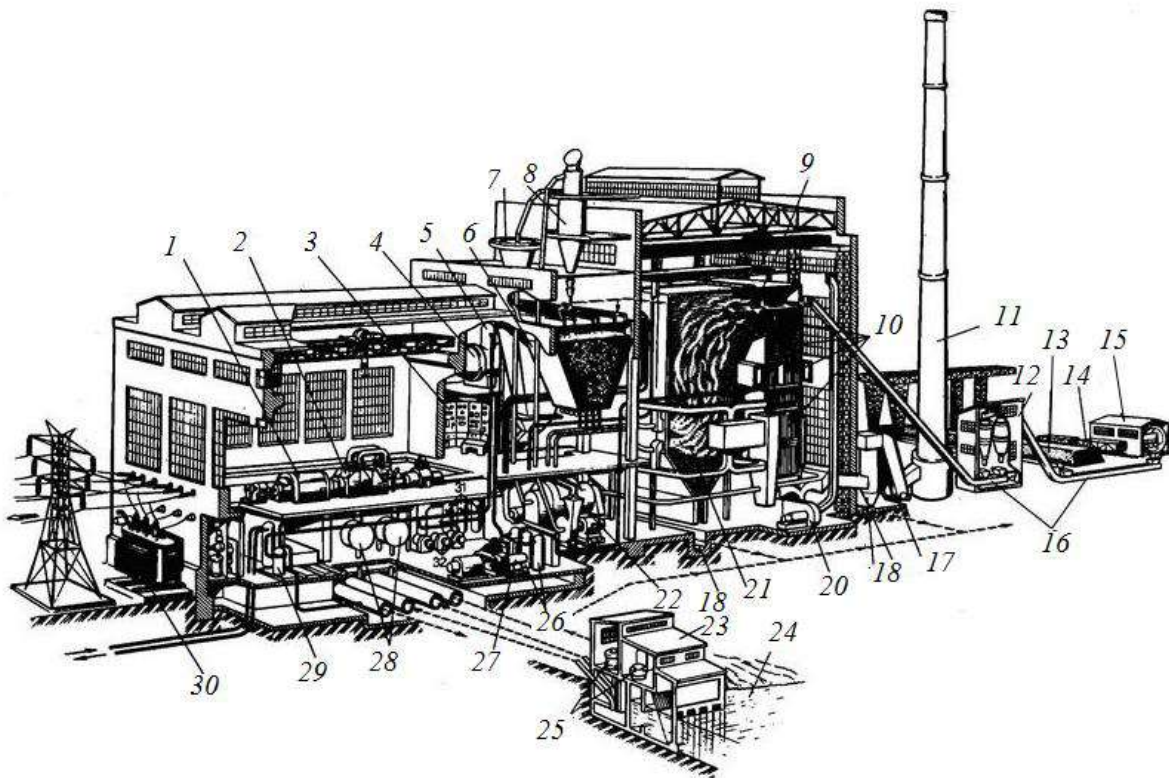


Рис. 3.65. Схема теплової електростанції :

- 1 – електричний генератор; 2 – парова турбіна; 3 – пульт управління ТЕС;
 4 – деаератор; 5 і 6 – бункери палива; 7 – сепаратор; 8 – циклон; 9 – котел;
 10 – поверхня нагріву (теплообмінник); 11 – димар; 12 – подрібнювальне приміщення;
 13 – склад резервного палива; 14 – вагон; 15 – пристрій, що розвантажує;
 16 – конвеєр; 17 – димосос; 18 – канал; 19 – золоуловлювач;
 20 – вентилятор; 21 – топка; 22 – млин; 23 – насосна станція; 24 – джерело води;
 25 – циркуляційний насос; 26 – регенеративний підігрівач високого тиску;
 27 – поживний насос; 28 – конденсатор; 29 – установка хімічного очищення води;
 30 – трансформатор; 31 – регенеративний підігрівач низького тиску; 32 – конденсатний насос

Паливне господарство включає приймально–розвантажувальний пристрій, транспортні механізми, паливні склади твердого і рідкого палива, пристрої для попередньої підготовки палива. Підготовка твердого палива до спалювання складається з помелу і сушки його у пилепідготовчій установці.

Паливо у вигляді пилу подається до пальника котла. У зоні горіння палива негорючі (мінеральні) домішки, що входять до його складу, зазнають фізико–хімічних перетворень і видаляються з котла частково у вигляді шлаку, а значна їх частина виноситься димовими газами у вигляді дрібних часток золи. Для захисту атмосферного повітря від викидів золи перед димососами встановлюють золоуловлювачі. Шлак і уловлена зола видаляються гідравлічним способом на золовідвали. При спалюванні мазуту і газу золоуловлювачі не потрібні.

На ТЕС існують внутрішні втрати пари і конденсату, обумовлені неповною герметичністю пароводяного тракту, а також неповоротною витратою пари і конденсату на технічні потреби станції. Вони складають приблизно 1 – 1,5% від загальної витрати пари на турбіни. Внутрішні втрати пари і конденсату компенсують додатковою водою, яка заздалегідь оброблюється в установці водопідготовки

Установа водопідготовки призначена для видалення з води солей, що утворюють накипи. Ці процеси відбуваються у спеціальних іонообмінних апаратах. Для запобігання корозії устаткування в деаераторі, за рахунок підігрівання води до температури близько 80⁰С, з води також видаляються повітря та вуглекислий газ.

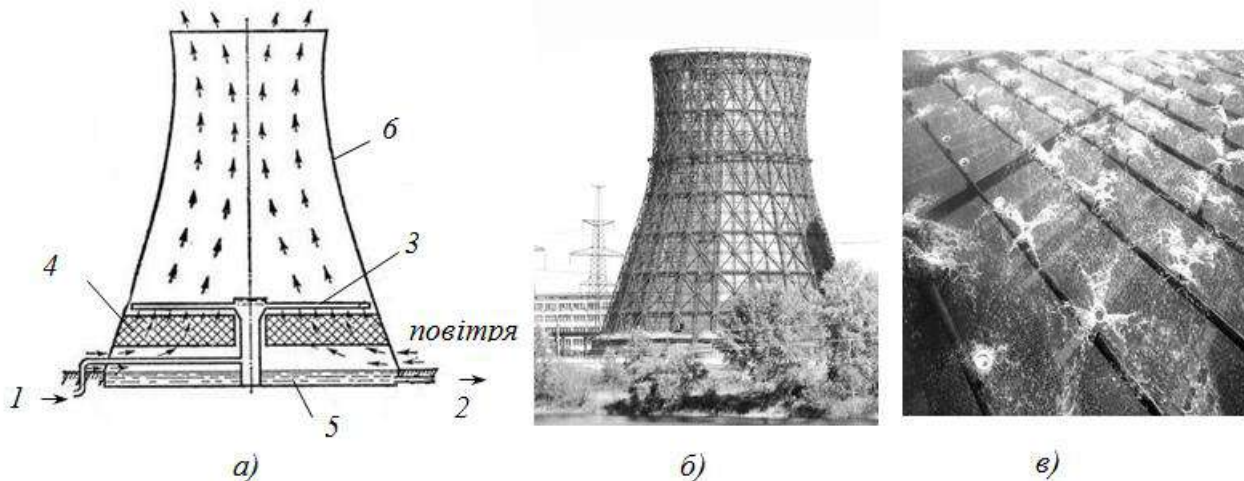


Рис. 3.66. Схема градирні з природною циркуляцією повітря(а), її загальний вигляд(б) та вид на зрошувальний пристрій(в):

1 – підвід теплої води; 2 – відвід охолодженої води; 3 – зрошувальний пристрій; 4 – зрошувач; 5 – басейн; 6 – вежа

Сукупність елементів, що забезпечують конденсатори охолоджувальною водою, називається системою технічного водопостачання. До неї відносяться: джерело водопостачання (річка, водосховище, охолоджувальні вежі – градирні), циркуляційний насос, водоводи. Використання градирень значно зменшує тепловий вплив на навколишнє

середовище за рахунок забезпечення зворотного водопостачання.

Градирня – це пустотіла вежа параболічної форми (рис. 3.66). У ній знаходиться насадка, на яку розбризкується вода. За рахунок самотяги, що утворюється у вежі, в нижню частині градирні засмоктується холодне повітря. Повітря рухається назустріч розбризканий воді. Вода частково випаровується, внаслідок чого вона охолоджується, а повітря зволожується, підігрівається та піднімається у гору. Охолоджена вода падає в збірну ємність, з якої циркуляційним насосом подається в конденсатор.

Електротехнічне господарство станції включає електричний генератор, трансформатор, головний розподільний пристрій, систему електропостачання власних механізмів електростанції.

Система управління здійснює збір і обробку інформації про хід технологічного процесу і стан устаткування, автоматичне і дистанційне управління механізмами і регулювання основних процесів, автоматичний захист устаткування.

На станціях, що працюють на рідкому паливі(мазуті) або газу, значно спрощується система підготування палива. Підготовка мазуту полягає в його підігріванні, очищенні від механічних домішок, іноді в обробці спеціальними присадками. До складу мазутного господарства входять насоси для перекачування мазуту, підігрівачі, фільтри. Підготовка газового палива зводиться до регулювання тиску газу перед пальниками котла.

Котельні установки. У залежності від виду носія теплової енергії, яка виробляється, котельні установки поділяють на парові та водогрійні.

Паровий котел – це пристрій, який призначений для одержання пари тиском вище атмосферного.

Водогрійний котел – такий же пристрій, але призначений для нагрівання води під тиском, яка використовується як теплоносій для систем опалення, технологічних потреб.

За призначенням котельні установки поділяють на: енергетичні (електростанції), виробничі (промислові підприємства), опалювальні, виробничо–опалювальні.

За принципом дії розрізняють котли з природною і вимушеною циркуляцією. Котли з вимушеною циркуляцією називаються прямоточними.

За конструкцією розрізняють водотрубні і вогнетрубні котли. У водотрубних котлах вода і пара рухаються всередині труб, а димові гази зовні, у вогнетрубних навпаки – всередині труб – гази, а вода і пара зовні. Сучасні котли водотрубні.

Основні показники роботи котла: продуктивність(пари, гарячої води) – $D, \text{кг/с}$, тиск – $p, \text{бар}$ і температура пари(гарячої води) – $t, ^\circ\text{C}$.

У залежності від паропроодуктивності котли поділяють на великої, середньої і малої потужності. Котли великої потужності мають паропроодуктивність біля 300 кг/с, а малої – 5 кг/с

За параметрами пари парові котли поділяються на такі, що працюють на низькому (8,8 бар), середньому (13,6 до 39 бар), високому (98 й 138 бар),

критичному (160 бар), надкритичному (240 бар) тиску. Досягнення сучасної науки й техніки в галузі отримання нових конструкційних матеріалів та сталей дозволили створити нові типи парових котлів, що працюють на супернадкритичному тиску (до 300бар і більш).

За видом спалюваного палива котли поділяються на твердопаливні, газо-мазутні та газові.

Переважає більшість конструкцій парових котлів, як прямоточних, так і барабанних, має П-подібний профіль, який утворюється двома вертикальними шахтами прямокутного перерізу, що з'єднується у верхній частині горизонтальною шахтою такого ж перерізу.

Класична схема барабанного парового котла, який працює на пилу твердого палива подана на рисунку 3.67.

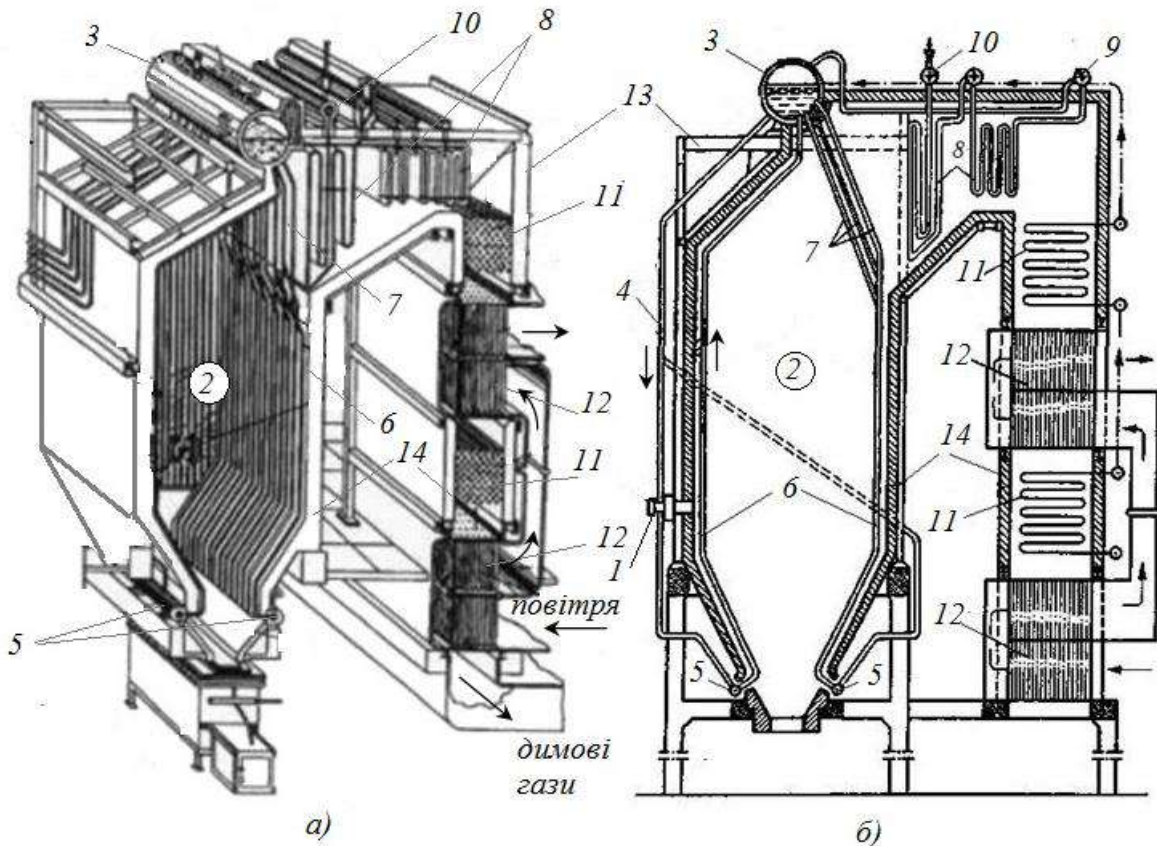


Рис. 3.67. Принципова схема барабанного парового котельного агрегату з природною циркуляцією води:

1 – пальник; 2 – топка; 3 – барабан; 4 – опускні труби; 5 – нижні колектори екранів; 6 – екрани; 7 – фестон; 8 – пароперегрівач; 9,10 – колектори вхідний та вихідний пароперегрівача; 11 – економайзер; 12 – повітряний підігрівник; 13 – каркас; 14 – огорожа котла

У топці 2 спалюють тверде паливо у вигляді факелу з пилу палива. Суміш палива й повітря надходить у топкову камеру з пальників 1. У камері вона займається і горить, утворюючи факел. Низ топки виконаний у вигляді воронки для збору та відводу шлаку, що утворюється під час згоряння твердого палива. Температура газів у топці досягає 1600–1800°C.

З барабана 3 по опускних трубах 4 до нижніх колекторів екранних труб 5 підводиться вода. Топкові екрани сприймають теплоту випромінюванням від факелу та розжарених продуктів згорання палива, що заповнюють топку. В екранних трубах частина води перетворюється на пару. Внаслідок різниці питомої ваги пароводяної суміші в екранних трубах і води в опускних трубах, утворюється безперервний рух води за замкненим контуром. Такий рух називають природною циркуляцією.

Пароводяна суміш рухається знизу вгору і потрапляє в барабан 3 котла. У барабані котла встановлено сепараційне обладнання, що відділяє пару від води. Це забезпечує отримання практично сухої насиченої пари, а вода з водяного простору знову надходить в опускні труби. В екранах утворюється основна кількість пари, яку виробляє котел. Вони також захищають стінки топки від дії топкових газів, які мають дуже високу температуру, і запобігають шлакуванню топки.

Фестонні труби 7 є продовженням екранних труб, розміщених біля задньої стінки топки. Вони утворюються розведенням труб заднього однорядного екрана у вигляді декількох рядів труб, що утворюють пучок. Через фестон газу потрапляють у горизонтальну шахту. Фестон, крім основного призначення (нагрів, та випаровування води), також захищає пароперегрівач від випромінювання продуктів згорання із топки.

Продукти згорання палива, віддавши частину своєї теплоти топковим екранам, мають температуру 900–1200°C, поступають в горизонтальну шахту, яка називається горизонтальним газоходом. У ньому розміщений пароперегрівач 8. Він призначений для перегрівання насиченої пари до заданої температури. Пароперегрівач складається з групи паралельно розміщених зігнутих труб – змійовиків, приєднаних до колекторів. Насичена пара з барабана котла трубами підводиться до вхідного колектора 9 пароперегрівача, потім до змійовиків, де перегрівається до потрібної температури, а звідти – до вихідного колектора 10. Далі перегріта пара спрямовується до споживачів. Температура продуктів згорання за конвекційним пароперегрівачем складає 550–650°C.

Після пароперегрівача димові газу потрапляють у наступну шахту – вертикальний газохід. У цьому газоході теплота передається поверхням нагріву конвекцією, тому вони дістали назву конвекційних. Спочатку газу передають тепло водяному економайзеру 11. Він призначений для попереднього підігрівання живильної води. У сталевих економайзерах енергетичних котлоагрегатів вода нерідко нагрівається до температури кипіння і частина її перетворюється на пару. Такі економайзери називають киплячими. Будова сталевих економайзерів подібна до будови пароперегрівача. Вода в них подається живильним насосом у вхідний колектор економайзера, проходить через змійовики, надходить до вихідного колектора і звідти – у барабан котла. У великих агрегатах, як правило, застосовують двоступеневі економайзери.

Температура продуктів згорання за економайзером становить 300–400°C.

Подальше її зниження відбувається в повітропідігрівнику 12. В ньому повітря підігрівається за рахунок теплоти димових газів. На рис.3.67 показано трубчастий двоступеневий повітропідігрівник рекуперативного типу. Газу рухаються зверху вниз всередині труб, які зовні обмиваються поперечним потоком повітря. Температура повітря підвищується від 30 до 250–420°C. Гаряче повітря розділяється на два потоки, один з яких (первинний) використовують для підсушування палива при помелі і транспортування отриманого пилу, а інший (вторинний) направляють безпосередньо у топкову камеру через пальник 1 для забезпечення горіння палива. Димові газу після повітропідігрівника (температура 140–120°C) спрямовуються у систему газоочистки та викидаються в атмосферу

Огорожа 14 – це стіни й перекриття котельного агрегату, виконані з цегли або із спеціальних плит і щитів. Вона відокремлює від зовнішнього простору топку і газоходи (канали), в яких рухаються димові газу. Щоб забезпечити невисоку температуру зовнішньої поверхні обмурівки і запобігти втратам теплоти в навколишнє середовище, вона повинна мати високі теплоізоляційні властивості. Внутрішню частину огорожі – футерівку, виконують з вогнетривких матеріалів. Огорожа також має бути щільною, щоб забезпечити мінімальне підсмоктування зовнішнього повітря у газоходи, які знаходяться під розрідженням.

Каркас 13 підтримує всі частини котельного агрегату і його огорожу. Він має вигляд металевої конструкції, яка складається з колон і балок і спирається на фундамент.

До складу котельного агрегату входять різні пристрої, обладнання, арматура і гарнітура. До арматури належать: манометри, водомірні прилади, запобіжні клапани, живильні, автоматичні, зворотні, парові, спускні та продувні клапани. Гарнітура агрегату – це переважно чавунні деталі: дверцята, кришки люків, вічка в обмурівці, заслінки для регулювання тяги та ін., а також обладнання обдування для очищення поверхонь нагріву від легкої золи, яка осідає на них.

З'єднувальні комунікації агрегату складаються з труб, що підводять воду до екранів і відводять з них пароводяну суміш, з'єднувальних труб між економайзером і барабаном котла і між котлом і пароперегрівником, та з повітропроводів – каналів для підведення повітря, інших дрібних внутрішніх комунікацій.

ККД сучасних енергетичних котлів сягає 85...95%. Звичайно із збільшенням типорозміру котла ККД збільшується. Крім того, ККД залежить від виду палива та умов експлуатації котлоагрегату. Більший ККД спостерігається для газових та газо-мазутних котлів.

Водогрійні котли застосовують для нагрівання води, що використовується у системах опалення, а також на виробничі та побутові потреби. Температура живильної води у водогрійних котлах різної конструкції коливається в межах від 70 до 104°C, а підігрітої – від 95 до 170°C.

Водогрійні котли виготовляють чавунними і сталевими. Перевага останніх порівняно з першими полягає в тому, що вони більш економічні, мають меншу металоємність, кращу динамічність, надійніші у роботі при перегрівках, а недолік полягає у схильності до корозії. В конструкції водогрійних котлів на відміну від парових відсутні: пароперегрівач, барабан та підігрівник повітря.

Сталеві прямоочні котли КВ–ГМ (рис. 3.68) не мають несучого каркаса. Огорожа у них полегшена тришарова (шамотобетон, мінераловатні плити і магнезійна обмазка). Вона кріпиться до труб топки і конвекційної частини.

Топкова камера повністю екранована трубами. Бічні екрани, верх і під топки утворені однаковими трубами. На фронтальній стіні котла встановлені газо-мазутний ротаційний пальник 1 і вибуховий запобіжний клапан 5. Неекрановані поверхні фронтальної стіни закриті вогнетривкою кладкою, що примикає до повітряного короба пальника. На лівій бічній стіні котла є лаз 6 у топку. Всі труби екранів виведені у верхні і нижні колектори $\text{Ø}159 \times 7$ мм, усередині яких є глухі перегородки, що направляють воду.

Топка відокремлена від конвекційної частини перегородкою з вогнетривкої цегляної кладки. Продукти горіння через верхню частину топки і далі через фєстон потрапляють у конвекційну частину, проходять її зверху вниз і через бічний отвір покидають котельний агрегат.

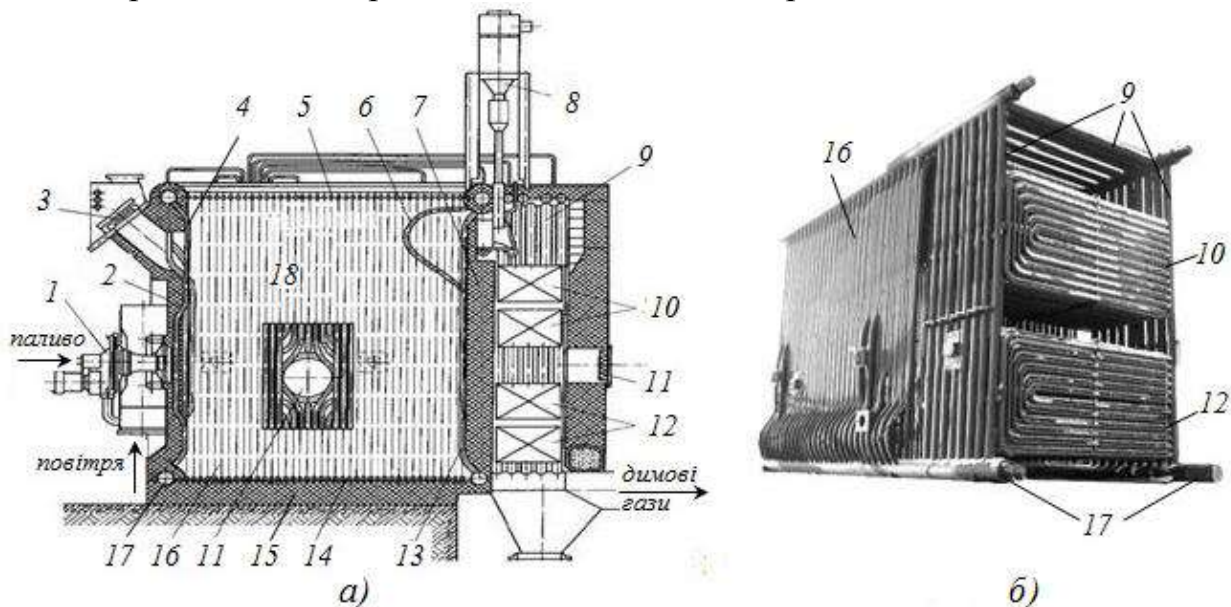


Рис. 3.68. Водогрійні котли КВ–ГМ–4 і –6,5: а – повздовжній розріз; б – поверхні нагріву котла; 1 – пальник; 2 – огорожа; 3 – запобіжний вибуховий клапан; 4,5,13,14,16 – відповідно фронтальний, стельовий, задній, подовий та бічний екрани; 6 – фєстон; 7 – перегородка; 8 – установка дробочистки; 9 – екрани конвекційної шахти; 10,12 – конвекційні поверхні котла; 11 – лази; 15 – під; 17 – водяні колектори; 18 – топка

Конвекційна поверхня 8 котла складається з двох пакетів, кожен з яких набирається з U-подібних ширм. Ширми розташовані паралельно

фронтальній стіні котла, утворюючи шаховий пучок труб. Бічні стіни та стеля конвекційної частини котла також екранована трубами, які виконують роль колекторів конвекційних ширм. Задня стіна не екранована і має лази вгорі і внизу. Вага котла передається на нижні колектори, що мають опори. При роботі на газі ККД котла КВ–ГМ–4 – 90,5%, при роботі на мазуті – 86,4%; ККД котла КВ–ГМ–6,5 при роботі на газі – 91,1 % і при роботі на мазуті – 87%.

Побутові водогрійні котли за принципом дії не відрізняються від промислових, але внаслідок менших розмірів теплообмін випромінювань у топкової камері не має вирішального значення, тому у побутових котлах відсутні екрани.

Основним теплоприймаючим елементом є конвекційний трубчастий теплообмінник, який виготовляють з мідних сплавів (можливо зі сталей). На рисунку 3.69 поданий газовий двоконтурний настінний водяний котел із відкритою камерою згоряння.

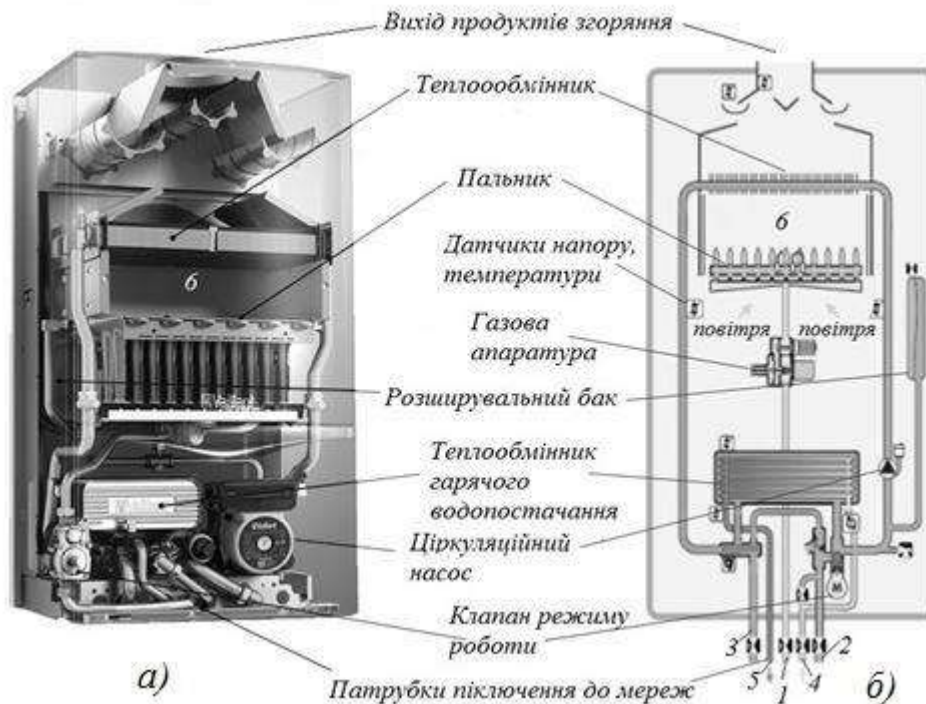


Рис. 3.69. Газовий двоконтурний настінний водяний котел із відкритою камерою згоряння(а) та його принципова схема(б): 1 – вхід газу; 2 – вхід води із системи опалення; 3 – вихід гарячої води у систему опалення; 4 – вхід холодної води; 5 – вихід гарячої води у систему гарячого водопостачання; б – камера згоряння (топка)

На схемі рис. 3.69,б показана робота котла у режимі нагрівання гарячої води на побутові потреби. У цьому режимі клапан режиму роботи перекриває контур опалення. Холодна вода потрапляє у теплообмінник гарячого водопостачання, в якому підігрівається за рахунок води нагрітої в основному теплообміннику. Рух води через нього забезпечується циркуляційним насосом.

Газ у пальник подається через газову апаратуру, повітря засмоктується із приміщення, де встановлений котел. Розжарені продукти згорання проходять через основний теплообмінник, в якому вони віддають тепло воді. Після теплообмінника охолоджені продукти згорання відводяться у витяжну трубу.

Після закінчення розбору гарячої води клапан режиму роботи відкриває циркуляцію по контуру опалення. Керування роботою котла здійснює електронний блок (на рисунку не показаний).

Атомні електростанції. У сучасній енергетиці значну роль відіграють атомні електростанції. Головна відмінність АЕС від ТЕС полягає у використанні ядерного пального замість органічного палива.

Природний уран – це суміш ізотопів: урану: ^{238}U (більше 99 %), який не поділяється, та ізоотопу ^{235}U (0,71 %), що поділяється. Останній є джерелом енергії ядерного пального для більшості сучасних АЕС. Для роботи реакторів потрібно здійснювати збагачення урану до вмісту ^{235}U в 2,0 – 4,4%.

Джерелом тепловий енергії на АЕС є ядерний реактор – це аналог топки парового котла ТЕС.

Основні типи атомних реакторів для АЕС такі:

- графіто-водяні на теплових нейтронах із графітовим сповільнювачем і водяним теплоносієм;
- водо-водяні на теплових нейтронах, сповільнювачем та теплоносієм є вода;
- швидкі натрієві реактори з натрієвим теплоносієм;
- газоохолоджувані реактори з газовим охолодженням на теплових і швидких нейтронах з теплоносієм гелієм.

Найбільшого розповсюдження в енергетиці отримали реактори на теплових(повільних) нейтронах. Розщеплювання ядра ^{235}U відбувається внаслідок попадання в нього нейтрона. При цьому виникають уламки поділу (ядра інших елементів), що рухаються з великою швидкістю, і 2–3 нові нейтрони. Останні здатні викликати ділення нових ядер, характер подальшого процесу залежатиме від характеру балансу нейтронів.

Відношення кількості утворених нейтронів до поглинутих отримало назву коефіцієнта розмноження нейтронів k . Якщо після кожного акту розщеплення ядра, хоч би 1 нейтрон поглинається наступним ядром, реакція буде постійно підтримуватися та носитиме стаціонарний характер, коефіцієнт розмноження $k = 1$. Це може статися лише за умови, що розміри реактора і відповідно маса урану перевищують деякі критичні значення. Критичною масою називають найменшу масу речовини, що ділиться, при якій ще може протікати ланцюгова ядерна реакція.

Система матиме критичні розміри, якщо число нейтронів, втрачених внаслідок захоплення і витоку, дорівнює числу нейтронів, отриманих в процесі ділення. Критичні розміри і відповідно критична маса визначаються типом ядерного пального, уповільнювачем і конструктивними особливостями реактора. Для чистого (без уповільнювача) урану у формі кулі критична маса

дорівнює приблизно 50кг (радіус кулі ≈ 9 см). При використанні сповільнювачів нейтронів і відбиваючої оболонки з берилію, вдається понизити критичну масу до 250гр.

Якщо число нейтронів збільшуватиметься (коефіцієнт розмноження $k > 1$ – надкритичний стан реактора), то потужність збільшується і ,якщо не забезпечити досягнення балансу (критичного стану) на новому рівні, станеться тепловий вибух. З іншого боку, якщо число нейтронів буде зменшуватися ($k < 1$ – підкритичний стан), то реакція зупиняється. ,Перейде на менший рівень тепловиділення або зовсім зупиниться. Чим вище стаціонарний рівень числа існуючих нейтронів, тим більша потужність реактора.

Нейтрони, що утворюються у результаті поділу ядра, можуть бути швидкими (тобто мати велику швидкість) і повільними (теповими). Вірогідність захоплення повільного нейтрона ядром і його подальшого розщеплювання більша, ніж швидкого нейтрона. Тому ядерне паливо оточують сповільнювачем (звичайно це вода, графітова кладка та інші матеріали).

Принципова схема ядерного реактора на теплових (повільних) нейтронах показана на рис. 3.70.

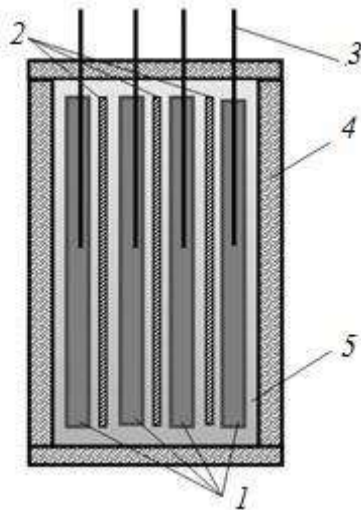


Рис. 3.70. Принципова схема будови ядерного реактора на повільних нейтронах:

1 – тепловидільні збірки(ТВЗ); 2 – сповільнювачі; 3 – стержні системи регулювання і захисту ; 4– відбивач; 5 – теплоносії

Для зменшення витоку нейтронів з реактора його обладнують відбивачем. Зазвичай він виготовляється з таких же матеріалів як і сповільнювач.

Змінюють потужність реактора за допомогою стержнів системи регулювання і захисту. Вони виготовляються з матеріалів які добре поглинають нейтрони. При опусканні стержнів (див. рис. 3.70) поглинання нейтронів збільшується, загальне число нейтронів зменшується, і потужність реактора також зменшується аж до повної зупинки.

Реактор оточується біологічним захистом – кладкою з важкого бетону,

що оберігає персонал від дії нейтронів і іонізуючого випромінювання.

Кількість стаціонарно існуючих нейтронів визначає число уламків поділу ядер, які розлітаються у різні боки з величезною швидкістю. Гальмування осколків призводить до розігрівання палива і стінок Твелів. Для поглинання цього тепла у реактор подається теплоносіє, нагрів якого є метою роботи ядерного реактора. У найбільш поширених типах ядерних реакторів в якості теплоносія використовують звичайну воду високої якості.

Практично вся світова атомна енергетика базується на корпусних реакторах. Їх головною особливістю є розміщення активної зони у товстостінному циліндричному корпусі.

У свою чергу корпусні реактори поділяють на:

- ВВЕР – водо–водяний енергетичний реактор (у англійській транскрипції – PWR *pressed water reactor*));
- киплячі (BWR – *boiling water reactor*).

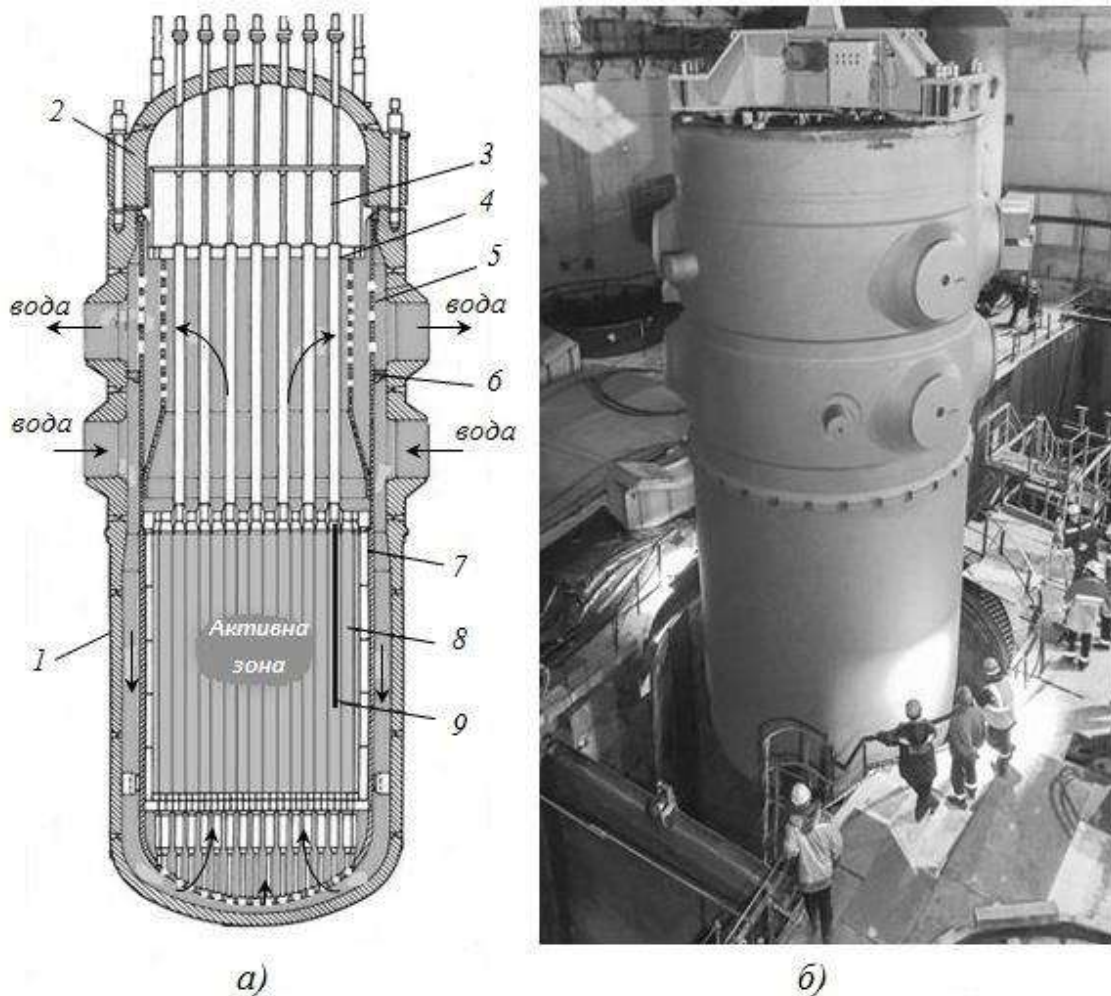


Рис. 3.71. Схема реактора ВВЕР – 1000(а) та його зовнішній вигляд(б):
 1 – корпус реактора; 2 – кришка реактора; 3 – привід системи управління і захисту; 4 – блок захисних труб; 5 – шахта; 6 – ущільнення; 7 – огорожа активної зони; 8 – тепловидільні збірки (ТВЗ), 9 – регулювальний стержень (показаний умовно)

У водо-водяному реакторі циркулює тільки вода під високим тиском. У киплячому реакторі в його корпусі над поверхнею рідини утворюється насичена водяна пара, яка спрямовується у парову турбіну. В корпусних реакторах теплоносієм і уповільнювачем є вода.

На рис. 3.71, *а* показаний подовжній розріз реактора ВВЭР–1000, а на рисунку 3.71, *б* – його зовнішній вигляд. Корпус реактора складається з циліндричного сосуда і кришки 2, які скріплюються численними шпильками. У корпусі підвішується шахта 5, це тонкостінна посудина з ущільненням 6 і системою отворів для забезпечення спрямованого руху теплоносія.

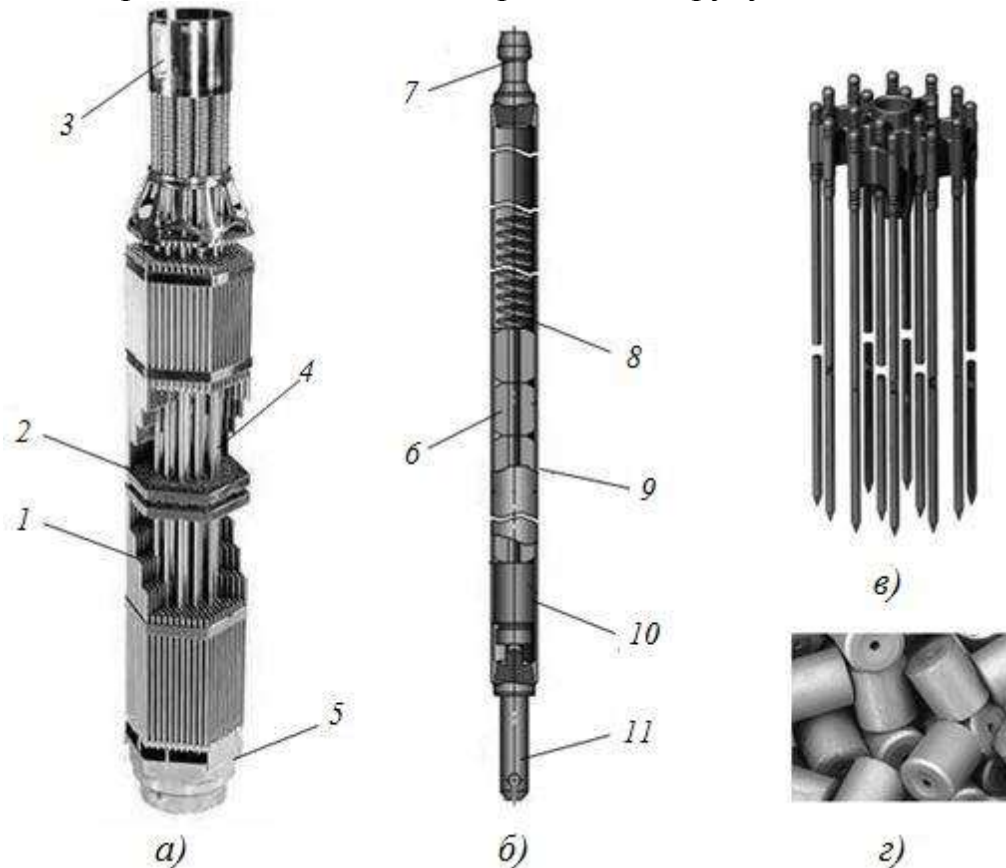


Рис. 3.72. Тепловидільна збірка (*а*), тепловіділяючий елемент(ТВел)(*б*) реактора ВВЕР, регулювальні стержні(*в*), паливні пігулки(*г*):
 1 – тепловіділяючі елементи(Твели); 2 – дистанційна решітка; 3 – головка паливної зборки; 4 – напрямляючі трубки; 5 – хвостовик; 6 – пігулка ядерного палива; 7 – верхня заглушка; 8 – фіксатор; 9 – оболонка; 10 – проставка; 11 – нижня заглушка

Теплоносій (вода) з тиском 15,7МПа і температурою 289°С поступає чотирма штуцерами у кільцевий простір між корпусом і шахтою та рухається вниз між ними. На цій стадії вода виконує функцію відбивача нейтронів. Дно шахти 5 має численні отвори, через які вода потрапляє всередину шахти, де розташовується активна зона. Вона складається з окремих шестигранних тепловидільних зборок (ТВЗ), кожна з яких містить 312 Твели (рис. 3.72, *а*).

Усередині цирконієвої оболонки тепловіділяючих елементів

знаходиться збагачений уран (точніше – двооксид урану) у вигляді циліндричних пігулок діаметром близько 9 мм і заввишки 15 – 30мм (рис. 3.72,з).

Усі процеси «горіння» – розщеплювання ядер ^{235}U з утворенням уламків поділу, радіоактивних газів, розпушування пігулок та інші відбуваються всередині трубки Твела. Тому герметичність Твелу має бути гарантована. Регулювальні стержні, у вигляді пучка з 12 поглинальних елементів, можуть переміщуватися у напрямляючих каналах (рис. 2.117,в). Поглинальний елемент є трубкою з нержавіючої сталі 8,2×0,6мм, заглушену з обох кінців. Усередині трубки знаходиться сердечник регулюючого стержня діаметром 7мм, виготовлений з матеріалу з великим перерізом поглинання теплових нейтронів — сплав алюмінієвий + Eu_2O_3 . Висота стовпа поглинаючого матеріалу 3740мм.

Голівка, хвостовик, опорні і дистанційні решітки ТВЗ виготовляють з нержавіючої сталі, а шестигранні чохла і направляючі канали – з цирконієвого сплаву. Загальна кількість ТВЗ в активній зоні ВВЭР–1000 складає 151 шт., з них з регулювальними стержнями – 109 шт.

Теплоносій, що поступив через перфороване дно шахти, рухається вгору, омиває Твели, нагрівається до температурою 322,5°C. Далі через перфорації у верхній частині шахти і чотири вихідні отвори теплоносій спрямовується у парогенератори.

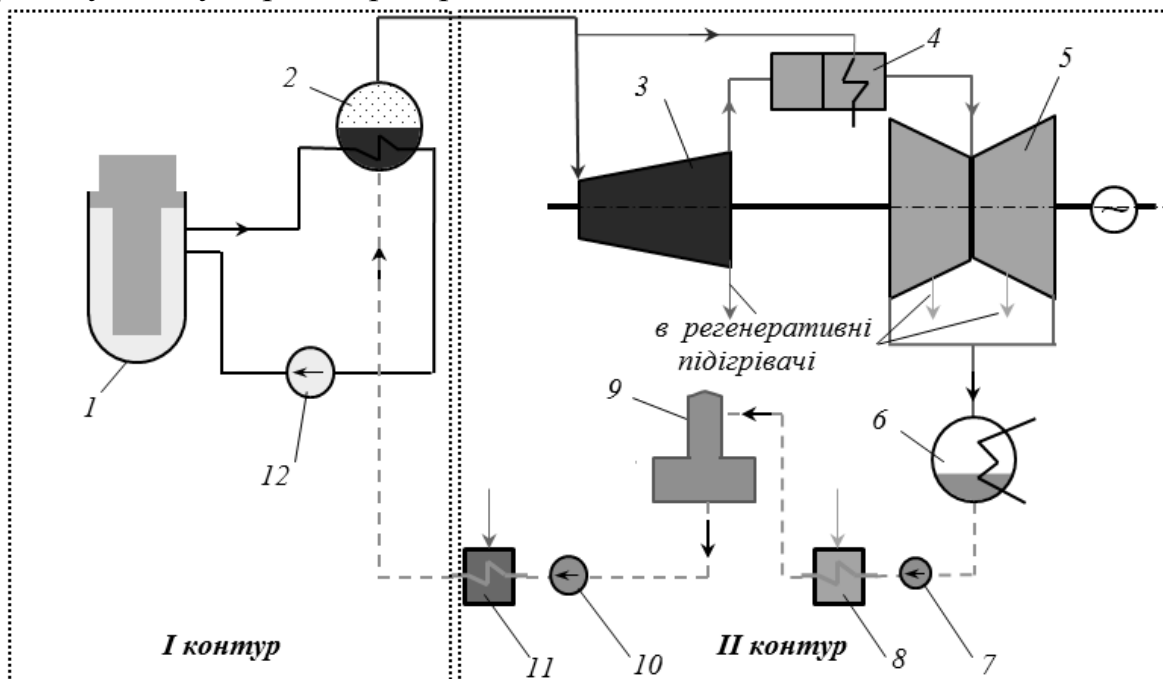


Рис. 3.73. Принципова теплова схема двоконтурної АЕС з реакторами ВВЭР: 1 – реактор; 2 – парогенератор; 3 – циліндр високого тиску парової турбіни; 4 – сепаратор-перегрівач; 5 – циліндр низького тиску; 6 – конденсатор; 7 – конденсатний насос; 8 – регенеративний підігрівач низького тиску; 9 – деаератор; 10 – живильний насос; 11 – регенеративний підігрівач високого тиску; 12 – головний циркуляційний насос

Сама паротурбінна установка АЕС принципово не відрізняється від ТЭС: вона також містить парову турбіну, конденсатор, систему регенерації, живильний насос, конденсатоочистку.

Реактори типу ВВЭР використовують для будівництва двоконтурних АЕС. Як випливає з назви, така АЕС (рис. 3.73) складається з двох контурів. Перший контур розташований у реакторному відділенні. Він включає реактор типу ВВЭР, через який за допомогою головного циркуляційного насоса прокачується вода під тиском 157бар. На вході у реактор вода має температуру 289°C, на виході – 322°C. При тиску в 157бар вода може закипіти тільки при температурі 346°C, таким чином, у першому контурі двоконтурної АЕС завжди циркулює тільки вода без утворення пари.

З ядерного реактора вода з температурою 322°C поступає у парогенератор. Парогенератор – це горизонтальна циліндрична посудина (барабан), частково заповнений живильною водою другого контуру, над поверхнею води є паровий простір. У воді знаходяться труби, в які поступає вода з ядерного реактора.

Фактично, парогенератор – це кип'ятильник, що випаровує воду при підвищеному тиску. За допомогою живильного насоса в парогенераторі створюється тиск істотно менший, ніж у першому контурі. Тому вже при нагріві до 275°C вода у парогенераторі закипає. Таким чином, генерується суха насичена пара з тиском $p_0=60\text{бар}$ і температурою $t_0=275^\circ\text{C}$.

Ця пара спрямовується у циліндр високого тиску парової турбіни. Тут вона розширюється до тиску приблизно 10бар. Вибір цього тиску обумовлений тим, що вже при такому тиску вологість пари досягає 10–12 %, і краплі вологи, що рухається з великою швидкістю, призводять до інтенсивної ерозії і пошкодження деталей проточної частини парової турбіни.

З циліндра високого тиску пара спрямовується у сепаратор–пароперегрівач. У сепараторі від пари відділяється волога. Осушена пара поступає у пароперегрівач, де її температура піднімається до 250°C, така пара є перегрітою.

Перегріта пара поступає у циліндри низького тиску (у енергоблоці 1000 МВт три однакові циліндри низького тиску, на рис.3.73 показаний тільки один). Після розширення у циліндрі низького тиску, пара потрапляє в конденсатор, а з нього в конденсатно-живильний тракт, аналогічний тракту звичайної ТЕС. Важливо відмітити, що в другому контурі циркулює нерадіоактивне середовище, що істотно спрощує експлуатацію і підвищує безпеку АЕС.

Після зменшення концентрації ^{235}U до 1,26% потужність реактора істотно зменшується. Паливні зборки витягають з реактора, деякий час зберігають у басейні витримки, а потім направляють на радіохімічний завод для переробки. На відміну від ТЭС, де паливо спалюється майже повністю, на АЕС здійснити 100% розщеплювання ядерного пального неможливо. Звідси виникає неможливість оцінювати ККД АЕС за допомогою питомої витрати умовного палива або коефіцієнту використання тепла палива. Корисним

продуктом роботи АЕС служить електроенергія E . Для оцінки ефективності АЕС служить його ККД нетто:

$$\eta_n = \frac{E}{Q_{\text{реак}}} 100 \quad (3.170)$$

де E – вироблена за певний період електроенергія, *Дж*;

$Q_{\text{реак}}$ – тепло, що виділилося у реакторі за цей період, *Дж*.

Підрахований таким чином ККД АЕС складає 30–32 %.

Альтернативною корпусним реакторам є каналні реактори РВПК – реактор великої потужності каналний. Такий реактор є графітовою кладкою з численними каналами, в кожного з яких вставляється невеликий киплячий реактор малого діаметру. Уповільнювачем у такому реакторі служить графіт, а теплоносієм – вода.

У підсумку розглянемо переваги і недоліки АЕС у порівнянні з ТЕС. Головною перевагою АЕС перед будь-якими іншими електростанціями є їх практична незалежність від джерел палива, тобто віддаленості від родовищ урану і радіохімічних заводів. Енергетичний еквівалент ядерного палива в мільйони разів більший, ніж органічного палива, і тому, на відміну, від вугілля, витрати на його перевезення невеликі.

На АЕС виробляється не тільки електроенергія та теплота, але й отримується нове ядерне паливо, так як Твели, що відпрацювали, містять незгорілий уран, плутоній та інші продукти розщеплення.

Для більшості країн виробництво електроенергії на АЕС не дорожче, ніж на газо-мазутних і тим більше вугільних ТЕС. Тарифи на закупівлю електроенергії АЕС електричними мережами на 40–50% нижче, ніж для ТЕС різного типу.

Витрати на будівництво АЕС знаходяться приблизно на такому ж рівні, як і на будівництво вугільних ТЕС або дещо більші

Величезною перевагою АЕС є її відносна екологічна чистота. АЕС не використовує повітря для окислення палива, відсутні які-небудь викиди золи, оксидів сірки, азоту, вуглецю і так далі, характерних для ТЕС. Мало того, навіть радіоактивний фон поблизу АЕС менший, ніж у ТЕС (цей фон на ТЕС створюється елементами, що містяться в золі).

Головний недолік АЕС – тяжкі наслідки аварій у реакторному відділенні при його розгерметизації з викидом радіоактивних речовин в атмосферу, зараженням величезних просторів. Для виключення таких аварій АЕС обладнують складними системами безпеки з багатократними запасами і резервуванням.

Для забезпечення радіаційної безпеки АЕС обладнують спеціальною припливно-витяжною системою вентиляції, складність якої не йде ні в яке порівняння з вентиляційною системою ТЕС.

Серйозною проблемою для АЕС є їх утилізація після виробітку ресурсу, яка за оцінками може складати до 20 % вартості їх будівництва.

АЕС, у силу ряду технічних причин, не можуть працювати в маневрених режимах, тобто брати участь в покритті змінної частини графіку

електричного навантаження.

Іншою особливістю сучасних паротурбінних АЕС є їх робота на насиченій та слабоперегрітій парі з порівняно невисокими тисками перед турбіною. Параметри енергоблоків АЕС істотно нижчі, ніж ТЕС: температура пари перед турбіною майже в 2 рази, а тиск більше, ніж в 3 рази менший. Це означає, що працездатність 1кг пари, що протікає через турбіну АЕС, виявляється приблизно удвічі менше, ніж через турбіну ТЕС. Звідси – величезні витрати пари через турбоагрегати АЕС у порівнянні з турбоагрегатами ТЕС і відповідно величезні витрати охолоджувальної води.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть принципову схему паротурбінної установки.
2. Вкажіть методи, що використовують для покращення економічності паротурбінних установок.
3. Поясніть теплову схему паротурбінної установки теплової електростанції.
4. Вкажіть основні складові парового водотрубного котла та їх призначення.
5. Поясніть принципову схему ядерного реактора на повільних нейтронах.
6. Поясніть принципову схему двоконтурної АЕС.
7. Вкажіть переваги та недоліки АЕС.

3.9. Холодильні установки

За принципом дії відрізняють газові, компресійні, абсорбційні, пароежекторні, термоелектричні холодильні установки. Найбільше розповсюджені перші три види установок.

Газові холодильні установки. У цих машинах холодильний агент перебуває в газоподібному стані і не змінює свій агрегатний стан під час здійснення циклу.

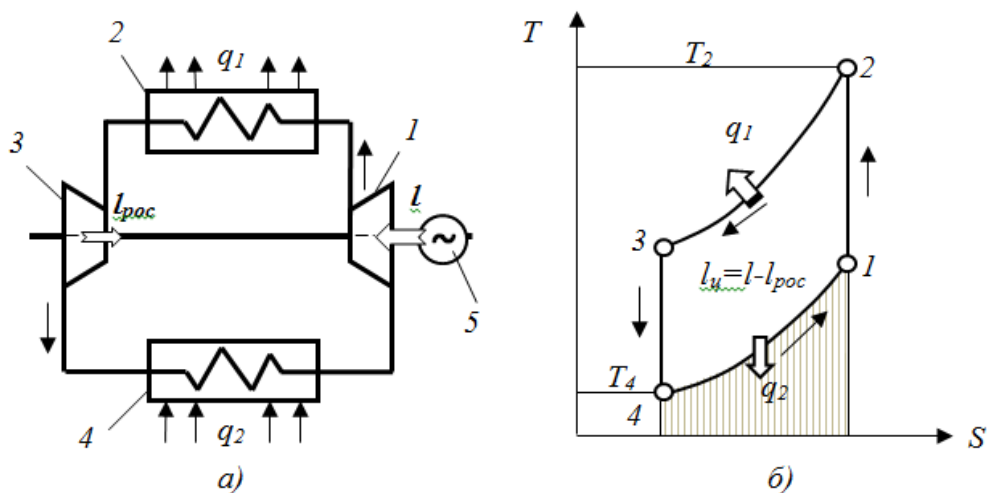


Рис. 3.74. Схема(а) та теоретичний цикл(б) повітряної холодильної машини: 1 – компресор; 2 – проміжний охолоджувач; 3 – детандер; 4 – рефрижератор; 5 – електродвигун

Холодильним агентом частіше є повітря, тому такі холодильні машини називають повітряними. Ці машини використовують для отримання низьких температур (від -80 до -120°C). Схему повітряної холодильної машини показано на рис. 3.74.

Газова холодильна машина складається з компресора, проміжного охолоджувача, детандера і рефрижератора. Робоче тіло адіабатне стискається ($1-2$) в компресорі і потрапляє у проміжний охолоджувач, де від нього відводиться теплота в навколишнє середовище на ізобарному процесі $2-3$. Далі повітря поступає в детандер, де відбувається його адіабатичне розширення $3-4$ до початкового тиску з одночасним здійсненням корисної роботи розширення. Холодний газ поступає у рефрижератор, де охолоджує, наприклад, харчові продукти. Температура повітря при цьому підвищуватиметься за ізобарою $4-1$. Потім повітря відводиться з рефрижератора в компресор і цикл повторюється.

В якості детандерів використовують поршневі або лопатеві розширювальні машини. В газових холодильних установках найбільше розповсюджені доцентрові реактивні турбодетандери (рис. 3.75).

Потік газу всмоктується у спіральний канал, рівномірно розподіляється за периметром направляючих каналів (сопел). При проходженні через сопла, частина потенційної енергії газу перетворюється в кінетичну. Далі потік газів спрямовуються на лопаті ротору, де енергія потоку перетворюється у механічну роботу, одночасно відбувається охолодження газу.

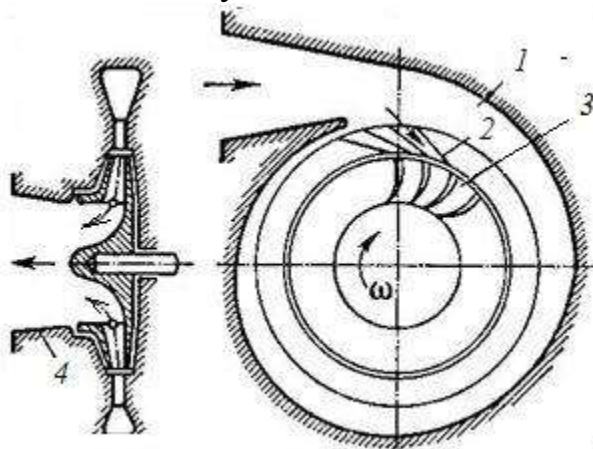


Рис. 3.75. Схема доцентрового реактивного турбодетандера:
 1 – спіральний канал підведення газу; 2 – сопловий направляючий апарат;
 3 – ротор; 4 – відвідний дифузор

Відмітимо, що в детандері отримується робота розширення, тому у реальних повітряних холодильних машинах турбокомпресор поміщають на одному валу з турбодетандером. Таким чином, корисна робота останнього витрачається на привід турбокомпресора і частково компенсує енерговитрати.

Теплова ефективність газових холодильних машин невелика. При отриманні охолодження до -30°C (найбільш поширено у харчовій промисловості) холодильний коефіцієнт $\varepsilon_x < 0,1$. Іншою особливістю повітряних холодильних машин є те, що передача тепла від охолоджуваного

тіла до повітря відбувається при змінних температурах (процес 4–1). Крім того, оскільки теплоємність повітря невелика, для отримання значної холодопродуктивності повітряної холодильної машини, потрібно стискати великі кількості повітря. Це спричиняє те, що розміри компресорів і інших апаратів повітряних холодильних машин стають дуже великими, а це значно збільшує металоємність установки.

На практиці газові холодильні установки знайшли найбільше використання для отримання глибокого холоду. У цьому випадку вони за ефективністю переважають інші холодильні установки.

Компресійні холодильні машини. Це найбільш використовувані у промисловості та побуті холодильні машини.

Принципова схема таких машин складається (рис. 3.76,а) з компресора, випарника, конденсатора та дроселя. Установка працює таким чином. З випарника насичена пара (т.1, рис. 3.76,б) з низькою температурою та тиском всмоктується компресором, адиабатне стискується (1–2) до тиску p_2 .

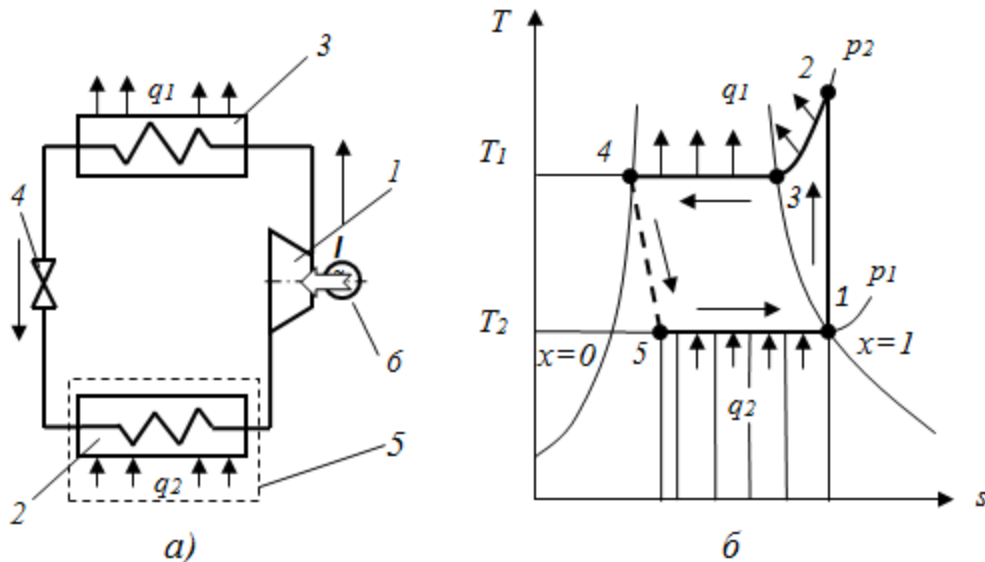


Рис. 3.76. Схема (а) та цикл (б) парокомпресійної холодильної установки:
1 – компресор; 2 – випарник; 3 – конденсатор; 4 – дросель; 5 – холодильна камера б – електродвигун

При цьому температура робочого тіла збільшується вище температури навколишнього середовища. Гаряча пара з компресора потрапляє в конденсатор де, охолоджуючись віддає тепло назовні. Внаслідок пара холодоагенту при сталому тиску перетворюється спочатку на суху насичену, а потім конденсується до стану рідини (процес 2–3–4). Потім рідке робоче тіло проходить через дросель (капілярну трубку).

При дроселюванні (4–5) зменшується тиск до p_1 і температура до T_1 (звичайно менше 0°C), рідина перетворюється у вологу пару. Холодна пара надходить у випарник де, за рахунок відбору тепла, відбувається випаровування крапель рідини, і пара перетворюється на суху насичену (процес 5–1). Потім процес повторюється.

В якості робочих тіл (холодильних агентів) застосовують рідини, здатні

кипіти при низьких температурах(менше 0°C) при тиску наближеному до атмосферного та які мають значну теплоємність і теплоту пароутворення (табл.3.3).

Характеристики деяких холодильних агентів

Таблиця 3.3

№ з/п	Назва	Умовне позначення	Хімічна формула	Температура кипіння, ts, °C	Критична температура, t, °C	Критичний тиск, P, МПа	Теплота пароутворення, кДж/кг	Показник адіабаты, k
1	Аміак	R717	NH3	-33,35	132,4	11,5	1310	1,31
2	Діоксид вуглецю	R744	CO2	-78,3 (субл.)	31,2	7,5	571,4 –	1,32
3	Фреон-12	R12	CF2Cl2	-29,8	112,04	4,2	159,3	1,14
4	Фреон-22	R22	CHF2Cl	-40,8	96,0	5,0	215,8	1,16
5	Фреон-134a	R134a	C2H2F4	-26,5	101,5	4,056	208,4	1,135
6	Суміш	R404a	–	-46	86,5	4,65	215,8	–
7	Ізобутан	R600a	C4H10	-11,1	135	3,65	366,5	1,095

Крім того вони повинні відповідати таким вимогам:

- нешкідливість для здоров'я людини та навколишнього середовища;
- невисокий тиск конденсації при звичайних температурах(температурі охолоджувального агенту у конденсаторі);
- мала різниця тисків конденсації і кипіння;
- низька температура замерзання;
- висока критична температура(вона має бути вища за температуру охолоджувального середовища в конденсаторі);
- мінімальній показник адіабаты і питомий об'єм пари холодоагенту.

Звичайно, що речовини, яка б відповідала усім вимогам немає. У наш час найбільш розповсюджені однокомпонентні холодоагенти: аміак (R717), хладони R12,R22(фреони). Перший з них є отруйною речовиною, а фреони містять хлор, який руйнує озоновий шар атмосфери. Відповідно до міжнародних конвенцій фреони повинні замінюватися на більш безпечні для навколишнього середовища холодоагенти: R12 на R134a, R22 на R240a ; доцільно також використання ізобутану(R600a) для систем кондиціонування повітря.

Компресорні холодильні установки для отримання холоду звичайних параметрів найбільш економічні, компактні, зручні у експлуатації, тому є

найбільш поширеними холодильними машинами. Холодильний коефіцієнт складає від 1,8 до 3 (для сучасних побутових холодильників 2,5 – 3,2).

Абсорбційні холодильні установки. Робочим тілом в абсорбційній холодильній машині є бінарний розчин рідин. Низько кипляча речовина є холодильним агентом (аміак або бромистий літій), а висококипляча рідина – абсорбентом (вода). Схему абсорбційної холодильної машини наведено на рис. 3.77.

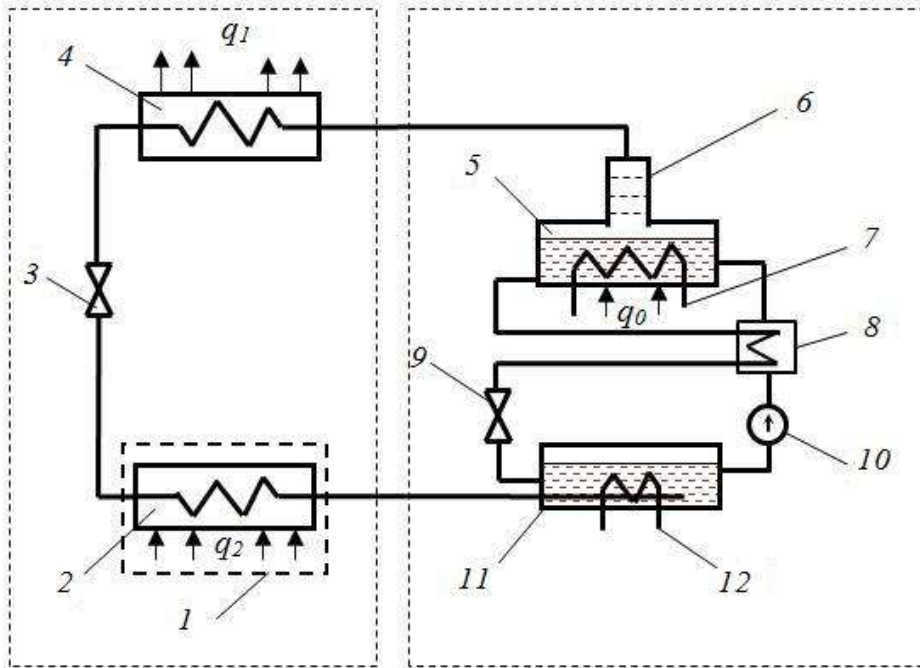


Рис. 3.77. Функціональна схема абсорбційної холодильної машини:
 1 – холодильна камера; 2 – випарник; 3 – дросельний вентиль; 4 – конденсатор; 5 – генератор; 6 – ректифікатор; 7 – нагрівач; 8 – теплообмінник; 9 – дросель; 10 – насос; 11 – абсорбер; 12 – змійовик охолоджувача

В генераторі 5, який знаходиться під надлишковим тиском (біля 15бар), підігрівається концентрований розчин холодильного агента (аміаку), внаслідок з розчину виділяється пари аміаку. Проходячи ректифікатор 6, пара аміаку очищується від парів води. Далі насичена пара надходить у конденсатор 4, у якому охолоджується зовнішнім теплоносієм (навколишнє повітря, охолоджувальна вода) і перетворюється на рідину. Далі рідкий холодильний агент потрапляє у дросельний регулювальний вентиль 3, в якому внаслідок дроселювання тиск і температура зменшуються до потрібної величини (p біля 1 – 3бар, $t = -15^{\circ}\text{C}$ та менша).

Після дроселю холодний аміак надходить у випарник 2, випаровується за рахунок теплоти, що відводиться з холодильної камери установки. Утворена пара надходить в абсорбер 11 і поглинається абсорбентом – слабким розчином аміаку. Процес абсорбції супроводжується виділенням теплоти, яку відводять у навколишнє середовище. Далі насичений розчин подається насосом 10 через теплообмінник 11 у генератор. У теплообміннику

насичений розчин підогрівається абсорбентом із генератора (розчин, з якого випарувався аміак). Цій абсорбент (слабкий розчин аміаку) у подальшому через дросель 9 перетікає в абсорбер. Ліва частина схеми повністю повторяє схему компресійної холодильної машини. Тобто система генератора та абсорбера еквівалентна компресору парокомпресійної установки.

Ефективність абсорбційної установки характеризується коефіцієнтом використання теплоти μ_x , який дорівнює відношенню кількості теплоти, відібраної від охолоджуваного об'єкта, тобто холодопродуктивності q_2 , до витраченої у генераторі теплоти q_0 :

$$\mu_x = \frac{q_2}{q_0}. \quad (3.171)$$

Для одноступеневих абсорбційних холодильних машин коефіцієнт використання теплоти складає $\mu_x=0,65-0,8$, для двохступеневих μ_x збільшується до 1,42. За тепловою ефективністю абсорбційні установки поступаються компресійним, але їх використання доцільно у випадках необхідності утилізації залишкового тепла або сонячної енергії. В останньому випадку в якості холодильного агента, замість аміаку, використовують бромід літію.

Поняття про тепловий насос. Холодильні машини, призначені для відбору теплоти від низькотемпературного джерела і передачі її об'єктові з більш високою температурою, називаються тепловими насосами.

Джерелом теплоти низької температури для теплового насоса можуть служити зовнішня атмосфера, вода природних водойм або теплота Землі (геотермальні водні джерела), а також охолоджувальна вода конденсаторів турбін або компресорів та ін. Теплоприймачем може бути, наприклад, система опалення приміщень. Використання теплових насосів для опалення будинків уперше було запропоновано В. Томсоном, а детальна технічна розробка цієї ідеї здійснена В.А. Міхельсоном.

Тепловий насос – це холодильна установка, що працює в інших межах температур. Так, якщо для холодильних установок теплоприймач – навколишнє середовище, то для теплового насоса він служить джерелом теплоти. Цикл теплового насоса у принципі не відрізняється від циклу холодильних машин.

Принципова схема теплового насосу та холодильної компресійної машини ідентичні (рис. 3.78). У випарнику 7 холодильний агент випаровується за рахунок теплоти навколишнього середовища q_2 , наприклад, з водойми 1, а потім надходить у компресор 5. Після стиску в компресорі холодоагент подається в змійовик конденсатора 4. Змійовик омивається водою, яка нагрівається, наприклад, для системи опалення приміщень. Воді, віддається крім теплоти q_2 , також теплота еквівалентна витраченій роботі компресора 1. Потім конденсат через дросельний клапан 2 надходить у змійовик випарника 7 і цикл повторюється.

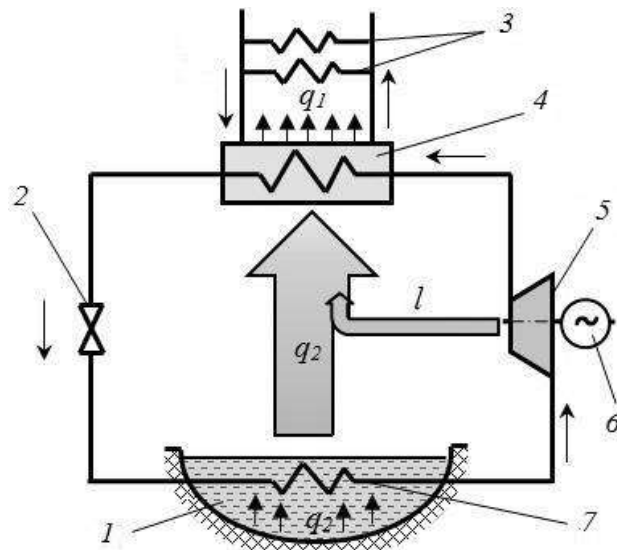


Рис. 3.78. Схема теплового насоса:

1 – джерело тепла (навколишнє середовище); 2 – дросель; 3 – система опалення; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – електродвигун; 7 – випарник

Ефективність теплового насоса оцінюють коефіцієнтом перетворення теплоти (COP) – відношення кількості теплоти переданої споживачу q_1 до витраченої роботи на циклі l :

$$COP = \frac{q_1}{l} = \frac{q_2 + l}{l} = \varepsilon_x + 1, \quad (3.172)$$

де ε_x – холодильний коефіцієнт.

З формули (3.172) виходить, що теоретичний коефіцієнт перетворення COP завжди більший одиниці. Це підтверджує доцільність застосування теплових насосів для використання відновлювальних і вторинних енергетичних ресурсів, а також у системах кондиціонування повітря.

Чим більше коефіцієнт перетворення, тим ефективніше тепловий насос. Зазвичай опалювальні теплові насоси працюють з коефіцієнтом перетворення 3,5 – 5. Теплові насоси, які працюють з коефіцієнтом перетворення 3 і нижче, вважаються неефективними, незважаючи на те, що при цьому отримується в три рази більше тепла, ніж витрачено електричної енергії. Насправді, порівнювати витрати теплової і електричної енергії тільки за їх кількістю некоректно, тому що їх якісні характеристики неадекватні. Слід пам'ятати, що для вироблення одного джоуля електроенергії на тепловій електростанції потрібно втричі більше палива, ніж на виробництво такої ж кількості тепла в котельній.

З урахуванням цих особливостей перетворення енергії у теплових насосах, Європейським парламентом прийнята Директива із використання відновлюваних джерел енергії (Directive on the Use of Renewable Energy Sources), яка не рекомендує використання теплових насосів з коефіцієнтом перетворення, рівному 2,875 і нижче.

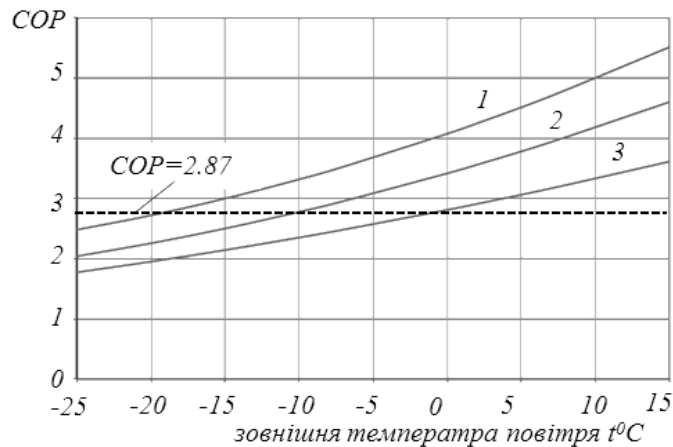


Рис. 3.79. Залежність коефіцієнта перетворення теплоти (COP) для теплового насосу типу «повітря – вода» від зовнішньої температури:
 1 – температура в конденсаторі $t_1=35^0\text{C}$; 2 – $t_1=45^0\text{C}$; 3 – $t_1=55^0\text{C}$

Крім цього, ефективність теплового насосу в значній мірі залежить від різниці температур джерела низького потенціалу та температури джерела споживача (рис. 3.79). Як бачимо, при нагріванні гарячої води до $t_1=35^0\text{C}$ ефективним буде використання теплового насосу при зовнішній температурі більше мінус 20^0C . При більших t_1 значення межі ефективності зміщається в бік більших температур. Цю особливість слід враховувати при виборі теплових насосів, а також при експлуатації сучасних кондиціонерів.

Питання для самоконтролю

1. Вкажіть види холодильних установок та порівняйте їх за показниками.
2. Поясніть принцип дії газової холодильної машини.
3. У яких галузях доцільно використання газових холодильних машин?
4. Поясніть будову та принцип дії компресійної холодильної машини.
5. Поясніть будову та принцип дії теплового насоса .

3.10. Установки альтернативної енергетики

Відновлювальні джерела енергії (ВДЕ) мають низку переваг: невичерпність, безкоштовність, мінімальний вплив на навколишнє середовище, тобто екологічна чистота.

Однак їм властиві і недоліки: низький питомий потенціал енергії; мінливість, як правило, у часі; відносно висока вартість устаткування. Ці недоліки можуть бути компенсовані застосуванням концентраторів і акумуляторів енергії, а також при комплексному використанні декількох видів ВДЕ. Відтепер активно використовують гідроенергію (в основному річок), сонячну, енергію вітру, біоенергію та обмежено термальну енергію.

Геліоенергетика. Методи використання сонячної енергії розділяють на:

- геліотермальне;
- отримання електричної енергії або холоду з використанням теплових машин;

– пряме перетворення в електричну енергію.

Геліотермальні системи перетворюють сонячне випромінювання у теплову енергію. Вони широко використовуються для обігріву приміщень, у системах місцевого тепlopостачання, для сушіння тощо. Частіше використовують активні геліотермальні системи, основними елементами яких є сонячний тепловий колектор і акумулятор.

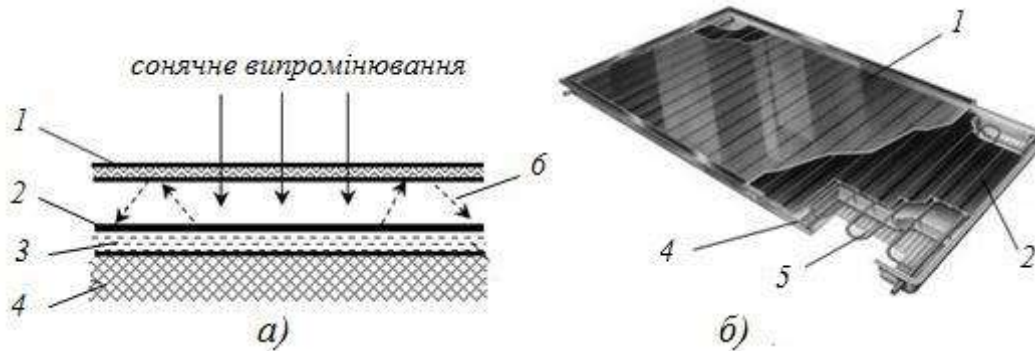


Рис. 3.80. Принципова схема(а) та схема плоского(б) сонячного теплового колектора:

1 – прозоре тіло(скло); 2 – пластина теплоприймача; 3 – теплоносій;
4 – теплоізоляція; 5 – мідний змійовик; 6 – інфрачервоне випромінювання

Сонячний тепловий колектор перетворює сонячне випромінювання у теплову енергію (рис. 3.80). Принцип його дії полягає у використанні «парникового ефекту». Колектор складається з двох основних елементів, що мають різні селективні радіаційні характеристики: прозорого тіла та поглинача.

Сонячне випромінювання, основна інтенсивність якого в наземних умовах знаходиться у спектральному інтервалі 0,4мкм – 1,8мкм, потрапляє на поверхню сонячного колектора. Оскільки верхній шар (наприклад звичайне скло) має коефіцієнт пропускання у цьому спектральному діапазоні 80–95%, то випромінюване практично без втрат проникає всередину, де воно поглинається теплоприймачем з високим коефіцієнтом поглинання (82–92%)..

Нагрітий теплоприймач випромінює теплову енергію в інфрачервоному діапазоні, але у цьому спектральному діапазоні прозоре тіло має низький коефіцієнт пропускання і майже повністю поглинає це випромінювання. Останнє призводить до накопичення енергії під прозорим шаром і підвищення температури теплоприймача. При адіабатній ізоляції температура теплоприймача досягає 160°C для плоского геліоколектора, а для вакуумного геліоколектора до 250°C. У робочому режимі поглинута сонячна енергія витрачається на нагрівання води або іншої рідини, яка циркулює через сонячний колектор.

Теплові колектори використовують для опалення і гарячого водопостачання житлових і громадських будівель, для сушіння і збереження (у системах сонячного холодопостачання) продуктів, а також у різних технологічних процесах, що вимагають невисоких (до 100°C) температур.

Ефективність сонячного колектора можна збільшити, якщо використовувати селективні покриття, що забезпечують високу поглинаючу здатність стосовно сонячного випромінювання і низьку здатність випромінювання для теплоприймача. Для прозорого матеріалу потрібно мати високу прозорість у основному діапазоні сонячного спектру і майже цілком відбиття довгохвильових променів. ККД плоских колекторів досягає 65%.

Для зменшення теплових втрат через шар повітря між прозорим покриттям і теплоприймачем використовують вакуумні трубки, з яких складають панелі. За конструкцією теплоприймача відрізняють: вакуумні трубки з тепловим прямоточним каналом та тепловим каналом «Heat pipe» (тепловою трубкою). Частіш використовують трубки остатнього типу, вони дешевші та простіше в експлуатації.



Рис. 3.81. Схема вакуумної трубки «Heat pipe»(а) та її загальний вигляд(б)

У вакуумних трубках «Heat pipe»(рис. 3.81) до пластин теплоприймача з селективним покриттям під'єднана тепла трубка, звичайно з міді. У трубки знаходиться невелика кількість легкокиплячої рідини, яка під дією тепла, отриманого від пластини, випаровується та рухається в бік верхнього кінця трубки, який охолоджується робочим теплоносієм. Там пара конденсується (віддає тепло), конденсат стікає в нижню частину трубки і процес повторюється. ККД таких трубок складає до 77%.

Вакуумні трубки з прямоточним каналом більш досконалі з токи зору теплопередачі, так як тепло безпосередньо передається робочому теплоносію при циркуляції по тепловому каналу усередині вакуумної трубки (рис. 3.82). ККД таких трубок досягає 80%, але вони вартісні і потребують більш складної конструкції при складанні у панель.

Для збільшення ефективності теплових колекторів можливо використати методи концентрації сонячного випромінювання. Для цього використовують рефлекторні відбивачі. У сучасних конструкціях вакуумних сонячних колекторів вдається досягти ККД до 92%.

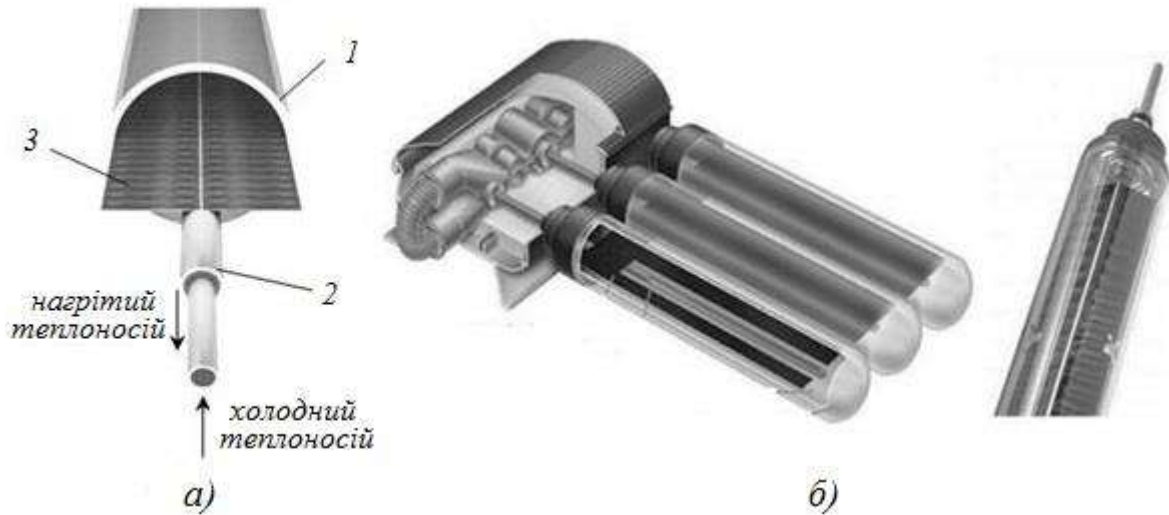


Рис. 3.82. Вакуумні трубки з прямоточним каналом: схема будови (а), загальний вигляд (б):

1 – скляна колба; 2 – трубка теплового каналу;
3 – перовий адсорбер сонячного випромінювання

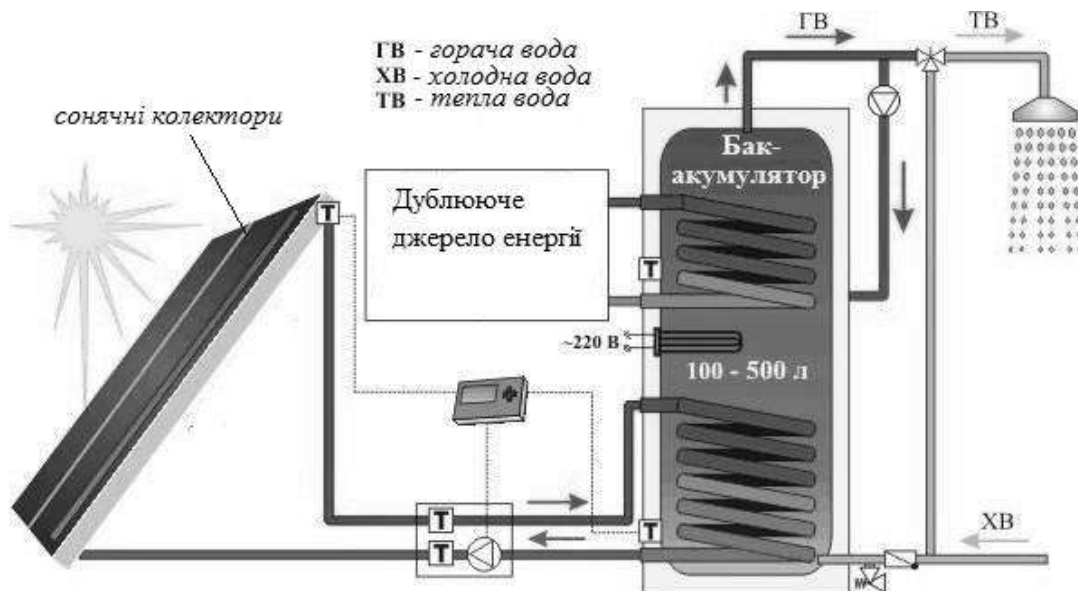


Рис. 3.83. Принципова схема сонячного теплопостачання

Система теплопостачання на основі сонячних теплових колекторів складається (рис. 3.83) з одного або кількох колекторів, бака акумулятора, циркуляційного насоса та систем опалення і гарячого водопостачання будинку. У випадку використання в якості теплоносія для теплового колектора антифризів бак-акумулятор виконує функцію теплообмінника (бойлера).

Сонячні колектори необхідно орієнтувати на південь з незначним відхиленням від осі північ – південь. Кут нахилу сонячних колекторів до горизонту приймають у залежності від періоду роботи установки: при цілорічній експлуатації він дорівнює широті місцевості (при роботі влітку – широті місцевості плюс 15°).

У середній полосі Європи в літній період продуктивність плоских сонячних колекторів може досягати 50 – 60 літрів води, а вакуумних – до 70 – 90л. води, нагрітої до 60–70°C, з кожного квадратного метра в день. Використання системи сонячної геліотермальної системи в комплексі з звичайними системами опалювання(газової, електричної) дозволяє отримати економію енергоресурсів до 50%.

Принцип дії сонячних електростанцій заснований на концентрації сонячної енергії на теплоприймачі, який нагрівається до 200–1000°C. Від нього нагрівається теплоносій паротурбінної або газотурбінної установки. Останні перетворюють отримане тепло в електричну енергію. За способом концентрації випромінювання відрізняють параболічні, баштові та тарілчасті сонячні електростанції.

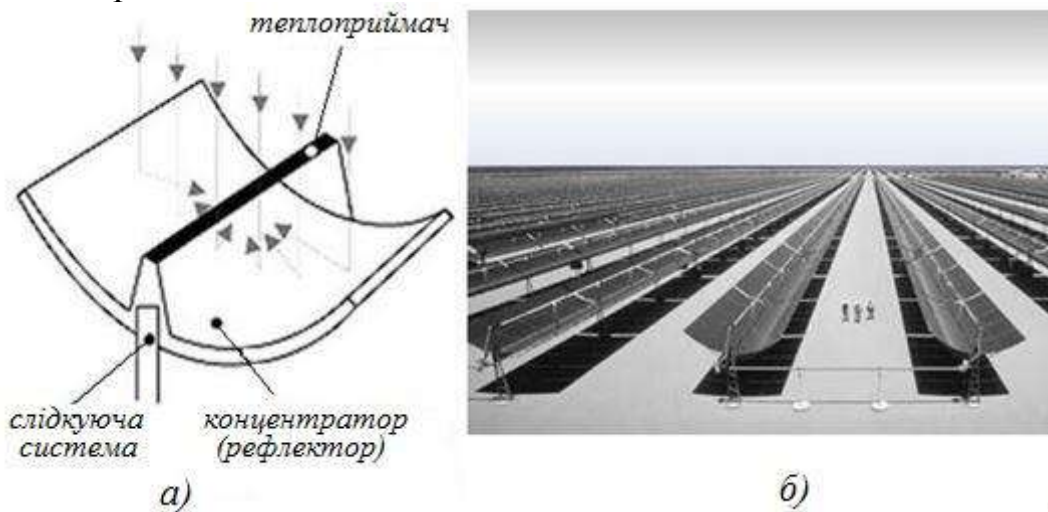


Рис. 3.84. Схема теплоприймача параболічної сонячної електростанції (а) та загальний вигляд установки(б)

Найбільше побудовано параболічних сонячних електростанцій (рис. 3.84). У них в якості концентратора використовують параболічні рефлектори, у фокусі яких розміщується трубка теплоприймача. У трубці рухається теплоносій. Для забезпечення потрібного нагріву та потужності установки мають великі лінійні розміри, тому їх називають також лінійними.

Зазвичай теплова схема установки двоконтурна, тобто у сонячному колекторі нагрівається до температури 200–300°C первинний теплоносій (масло), який подається у парогенератор. Пара отримана в парогенераторі використовується як в звичайній паротурбінній установці.

У баштових сонячних електростанціях (рис. 3.85 та 3.86), сонячне випромінювання концентрується на центральний теплоприймач за допомогою величезної кількості плоских відбивачів – геліостатів (площа зайнятої геліостатами може бути до 1,5км²).

Геліостати впродовж світлового дня автоматично повертаються. Це дозволяє досягти значно більшої концентрації сонячного випромінювання порівняно до систем з лінійними концентраторами. Внаслідок температура

теплоприймача досягає до 1000°C , що значно покращує ефективність роботи станції. Теплова схема баштових сонячних електростанцій двоконтурна.

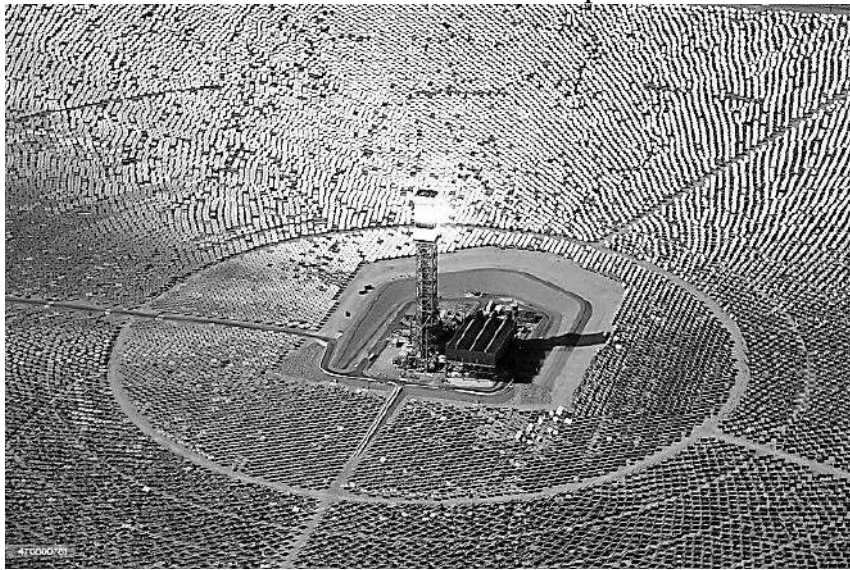


Рис. 3.85. Загальний вигляд баштової сонячної електростанції

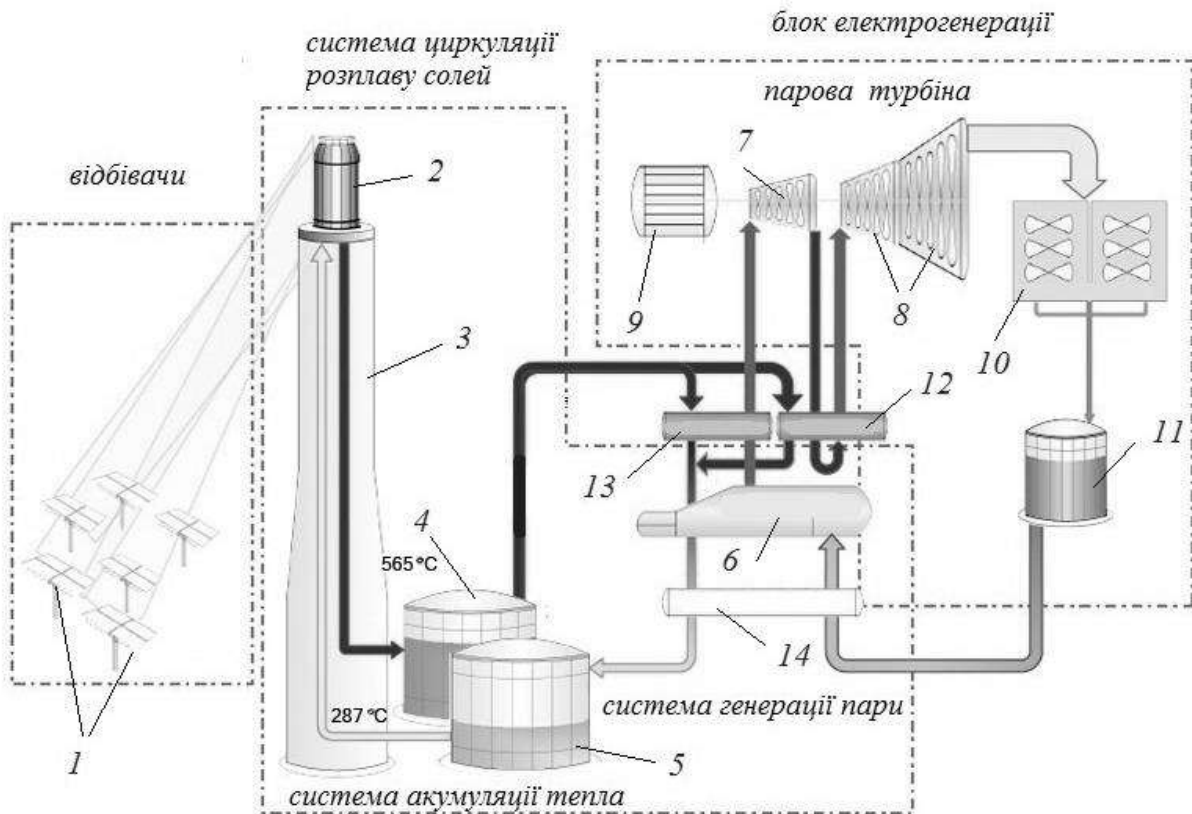


Рис. 3.86. Теплова схема баштових сонячних електростанцій:
 1 – геліостати; 2 – теплоприймач; 3 – башта; 4 – бак-акумулятор гарячого розплаву; 5 – бак-акумулятор охолодженого розплаву; 6 – парогенератор; 7 – частина високого тиску парової турбіни; 8 – частина низького тиску парової турбіни; 9 – електрогенератор; 10 – конденсатор; 11 – ємність накопичення конденсату; 12 – проміжний підігрівач пари; 13 – пароперегрівач; 14 – підігрівач живильної води

Підвищений температурний рівень дозволяє використовувати у першому контурі рідини із високою теплоємністю – розплави солей. Вони виконують роль теплоаккумулятора, що сприяє вирівнюванню графіка виробництва електричної енергії протягом доби.

До складу установки входять баки акумулятори, зазвичай два. З бака, в якому знаходиться охолоджений розплав (температура біля 290°C), теплоносій подається у теплоприймач, де він нагрівається до температури біля 565°C . Потім гарячий розплав спрямовується у бак з розжареним розплавом, який утримує у собі накопичену теплову енергію. Розжарені розплавлені солі з цього баку спрямовуються у систему парогенератора, де вони передають тепло воді і охолоджуються. Вода випаровується і поступає у паротурбіну установку, яка працює за відомою схемою.

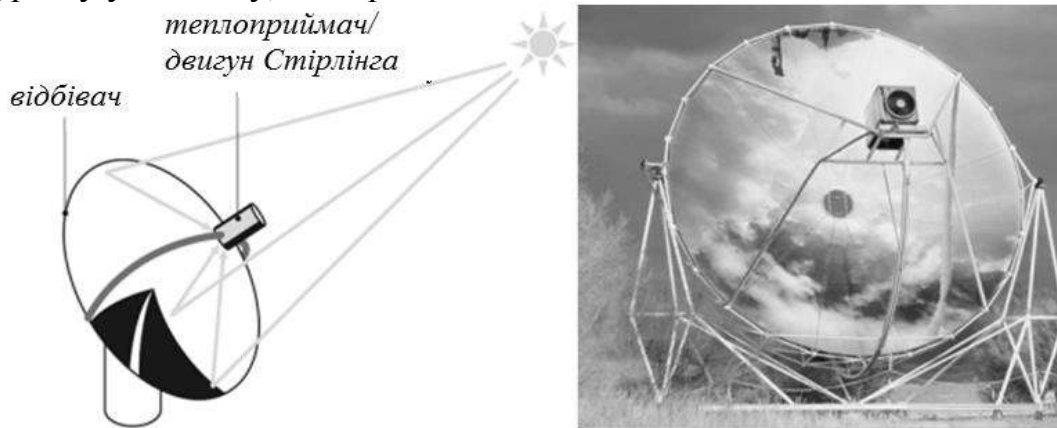


Рис. 3.87. Схема та загальний вигляд тарілчастої сонячної електростанції

Тарілчасті сонячні електростанції (рис. 3.87) використовують рефлектори у вигляді тарілки, діаметр якої досягає 2 м. Приймач розташований приблизно в області концентрації відбитого сонячного світла. Тепло отримане приймачем може використовуватися для отримання пари або для приводу двигуна Стірлінга. Станція у такому випадку складається з окремих модулів.

Найбільш прості за конструкцією геліоустановки – це фотоелектричні перетворювачі або сонячні батареї. Вони забезпечують пряме перетворення сонячного випромінювання в електричну енергію. Принцип дії сонячних батарей заснований на використанні фотоелектричному ефекту – утворення фотоелектричної електрорушійної сили при опромінюванні деяких напівпровідників (фотоелементів).

Фотоелектрична генерація енергії обумовлена просторовим розділом позитивних і негативних носіїв електричного заряду при поглинанні у напівпровіднику електромагнітного випромінювання. За хімічним складом їх розрізняють на прості (германій, кремній та ін.) і складні (CdGeP_2 , ZnGeP_2 , CdSiP_2 , ZnSiP_2). Найбільш поширеними сонячними елементами, що випускаються промисловістю, є плоскі пластинкові кремнієві елементи. Крім того, використовуються CaAs і CdS .

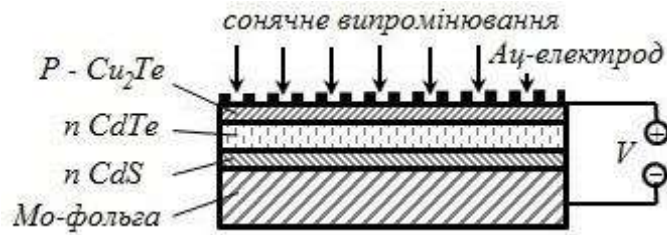


Рис. 3.88. Будова тонкоплівкового елемента на основі телуриду кадмію ($CdTe$)

Досить перспективні тонкоплівкові сонячні елементи. Тонка плівка (10 мкм) напівпровідникового матеріалу (наприклад, $CdTe$ або CdS) може бути нанесена різними методами: випаровуванням його у вакуумі, хімічним шляхом або шляхом катодної пульверизації. Схема тонкоплівкового сонячного елемента на основі телуриду кадмію ($CdTe$) показана на рис. 3.88.

Фотоелектрична ЕРС звичайно знаходиться біля $0,5V$. З метою отримання напруги та потужності достатньої для споживання (12 або $24V$) фотоелементи з'єднують у батареї, які утворюють окремі модулі. Зібрана батарея поміщається на підкладку, закривається склом і герметизується – утворює сонячну панель. ККД таких сонячних панелей складає 10–15%.

Більш досконалі каскадні фотоелементи (поглинають більш широкий спектр випромінювання на відміну від звичайних) з кремнієвими напівпровідниками високої очистки. Вони забезпечують ККД до 20–25%, це наближає ефективність отримання електричної енергії до показників сонячних теплових електростанцій. Перспективними є фотоелементи на арсеніді галію на них отримують ККД до 30%.

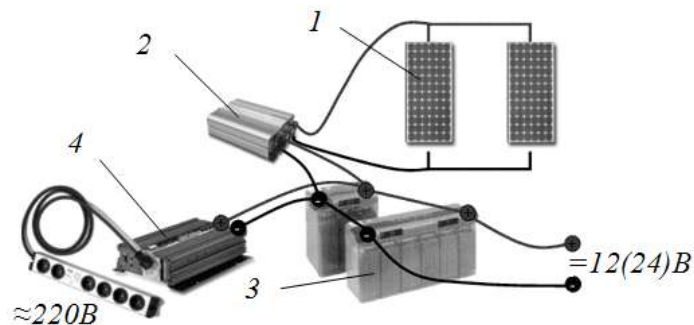


Рис. 3.89. Схема сонячної фотоелектричної установки:

1 – сонячні панелі; 2 – контролер; 3 – акумуляторні батареї; 4 – інвертор

До складу сонячної фотоелектричної установки, крім самих сонячних панелей, входять також контролер, акумуляторні батареї і інвертор (рис. 3.89). Акумуляторна батарея накопичує електричну енергію і забезпечує стабільність напруги в мережі споживача. Інвертор призначений для перетворення постійного струму в змінний промислової частоти. Контролер забезпечує оптимальні параметри електричної мережі системи сонячна панель – акумулятор. Зокрема не допускає розряду акумулятора на сонячні панелі при відсутності або зменшенні світлового потоку.

Вітроенергетика. Використання енергії вітру є одним з розвинутих методів альтернативної енергетики. Головним вузлом вітроустановок є вітрогенератор, який приводиться в обертання вітровим колесом (турбіною). Потужність вітроустановки визначається у першу чергу енергією повітряного потоку, що проходить через вітрове колесо:

$$N = \alpha \frac{\pi \cdot W^3 D^2}{8} \rho \eta_{\text{вг}}, \quad \text{Вт} \quad (3.173)$$

де W – швидкість вітру, м/с;

D – діаметр вітряного колеса, м;

α – коефіцієнт вітровикористання (враховує частку енергії потоку, що можна використати лопатями колеса), $\alpha=0,2-0,4$ (теоретично до 0,6) в залежності від конструкції лопатей;

ρ – густина повітря, кг/м³;

$\eta_{\text{вг}}$ – ККД вітрогенератора (трансмисії і електрогенератора), $\eta_{\text{вг}}=0,8-0,9$.

Відзначимо вирішальний вплив на ефективність роботи вітроустановки швидкості вітру. Сучасні оцінки вказують, що економічно доцільно використовувати вітроенергетичні установки при середньодобовій швидкості вітру не менше 5м/с, а найбільша ефективність спостерігається при швидкостях 9–12м/с.

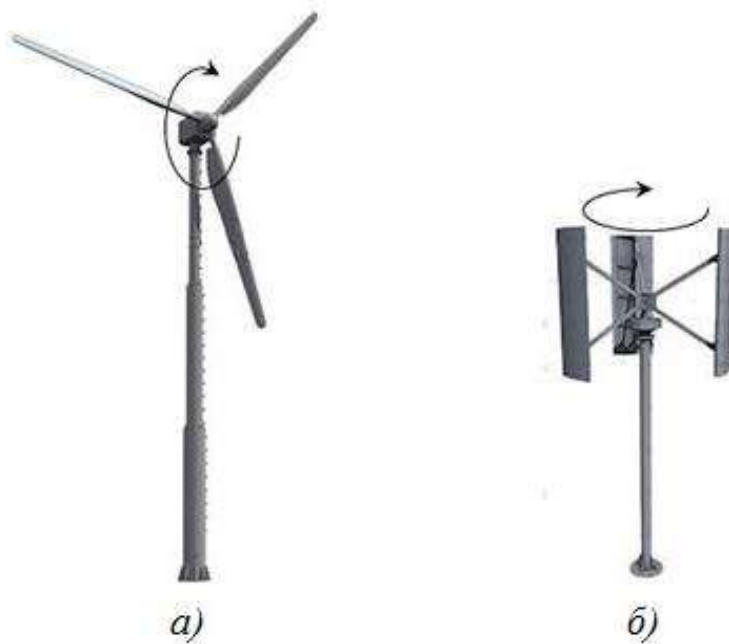


Рис. 3.90. Типи вітроустановок: з горизонтальною віссю обертання (а), з вертикальною віссю обертання (б)

Другий фактор, який визначає потужність установки, це діаметр вітрового колеса. Сучасні побутові установки мають діаметр колеса від 1,2 до 10м при потужності до 100кВт, енергетичні потужністю до 9МВт – від 25 до 160м і більше.

У залежності від розміщення осі обертання вітрового колеса відрізняють два типи вітроустановок:

- з горизонтальною віссю обертання – пропелерні (рис. 3.90,а);
- з вертикальною віссю обертання – карусельні (рис. 3.90,б).

Вітрові електростанції з вертикальною віссю обертання менш популярні, незважаючи на ряд переваг: вони не потребують орієнтування за напрямком вітру, високих веж, але вони мають менші коефіцієнти використання енергії повітря та меншу потужність, а деякі потребують попереднього запуску від зовнішнього джерела енергії. Такі вітрогенератори більш доцільні для побутового використання

Конструктивна схема вітроустановки з горизонтальною віссю приведена на рисунку 3.91. Основними елементами установки є вітроколесо з лопатями, мультиплікатор, електрогенератор, вежа і система орієнтації. Вітроколесо разом з мультиплікатором утворюють вітродвигун. Завдяки спеціальній конфігурації лопатей у повітряному потоці виникають сили, які створюють крутний момент.

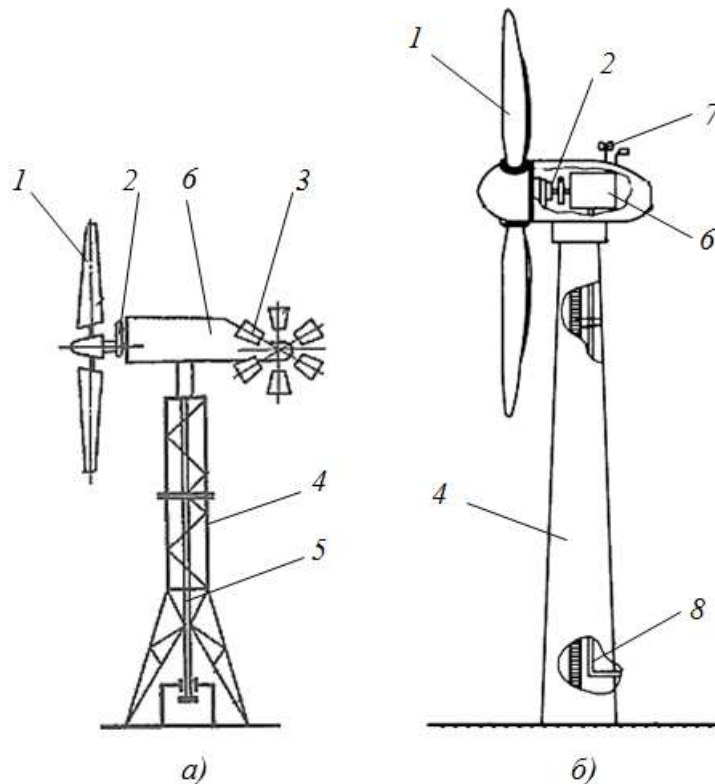


Рис. 3.91. Конструктивна схема вітроенергетичної установки з горизонтальною віссю обертання: а – з віндрозою; б – промислова енергетична установка з цільною вежею; 1 – робоча лопать; 2 – трансмісія; 3 – віндроза; 4 – вежа; 5 – вал відбору потужності; 6 – електрогенератор; 7 – анемоскоп (прилад для вимірювання швидкості та напрямку вітру), 8 – силовий електричний кабель

Оскільки вітер може змінювати свою силу і напрям, вітрові установки обладнують спеціальними приладами контролю і безпеки. Ці пристрої складаються з механізмів розвороту осі обертання за вітром, нахилу лопатей

при критичній швидкості вітру, системи автоматичного контролю потужності і аварійного гальмування та відключення.

Для орієнтації за вітром на невеликих установках використовують хвостовики, як у звичайного флюгера, або віндрозу – пропелер, який встановлений перпендикулярно до площини вітрового колеса. Якщо напрям вітру та вісь установки співпадають віндроза не обертається, а при відхиленні починає обертатися та приводить в дію механізм повороту вітрогенератора.

Сучасні вітрогенератори (рис. 3.92) мають три лопаті.

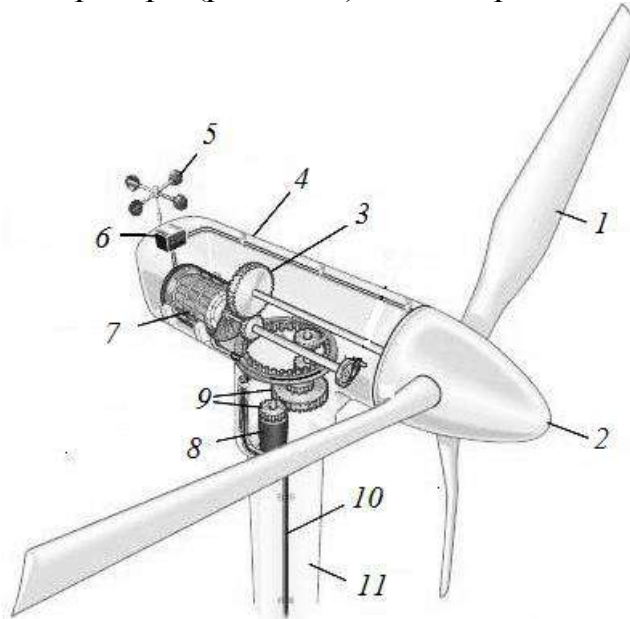


Рис. 3.92. Схема будови промислового енергетичного вітрогенератора:
 1 – лопаті; 2 – ковпак ротора; 3 – мультиплікатор; 4 – гондола;
 5 – анемоскоп; 6 – електронний блок керування; 7 – електрогенератор;
 8 – електродвигун механізму повороту вітрогенератора; 9 – механізм повороту вітрогенератора; 10 – силового кабель; 11 – вежа

Усі вітротурбіни комплектуються лопатями складного профілю, які виконані на основі високоякісного скловолокна і епоксидної смоли. Передня кромка лопатей покривається еластичним поліуретаном для захисту проти ерозії. Конструкцією вітрогенератора також передбачається поворот лопатей навколо їх осей для забезпечення оптимального кута атаки при зміні швидкості вітру. Для захисту від блискавок в лопатях передбачені металеві блискавковідводи.

Швидкість обертання вітроколів потужних промислових енергетичних установок знаходиться в межах 12–24 об/хв. Для збільшення швидкості обертання перед електрогенератором встановлюються мультиплікатори. Потужність сучасних вітрогенераторів може досягати 7 МВт та більше.

Більшість енергетичних установок починають працювати при швидкості вітру більш 4 м/с, а при швидкості вітру 25 м/с та більше вітрові електростанції автоматично вимикаються. Безконтрольне обертання лопатей при сильному вітрі є однією з причин аварій і руйнування вітряка.

Вежа є важливим елементом конструкції вітряної електростанції. Від її висоти залежить продуктивність генератора. Висота вежі сучасних вітряків коливається в межах 70–120 метрів. Деякі конструкції передбачають наявність вертолітних майданчиків.

До складу вітроелектростанції, крім вітрогенератора, входять також контролер, батарея акумуляторів і інвертор (рис. 3.93). Зазначені пристрої виконують ті самі функції, що і у сонячних електроустановках.

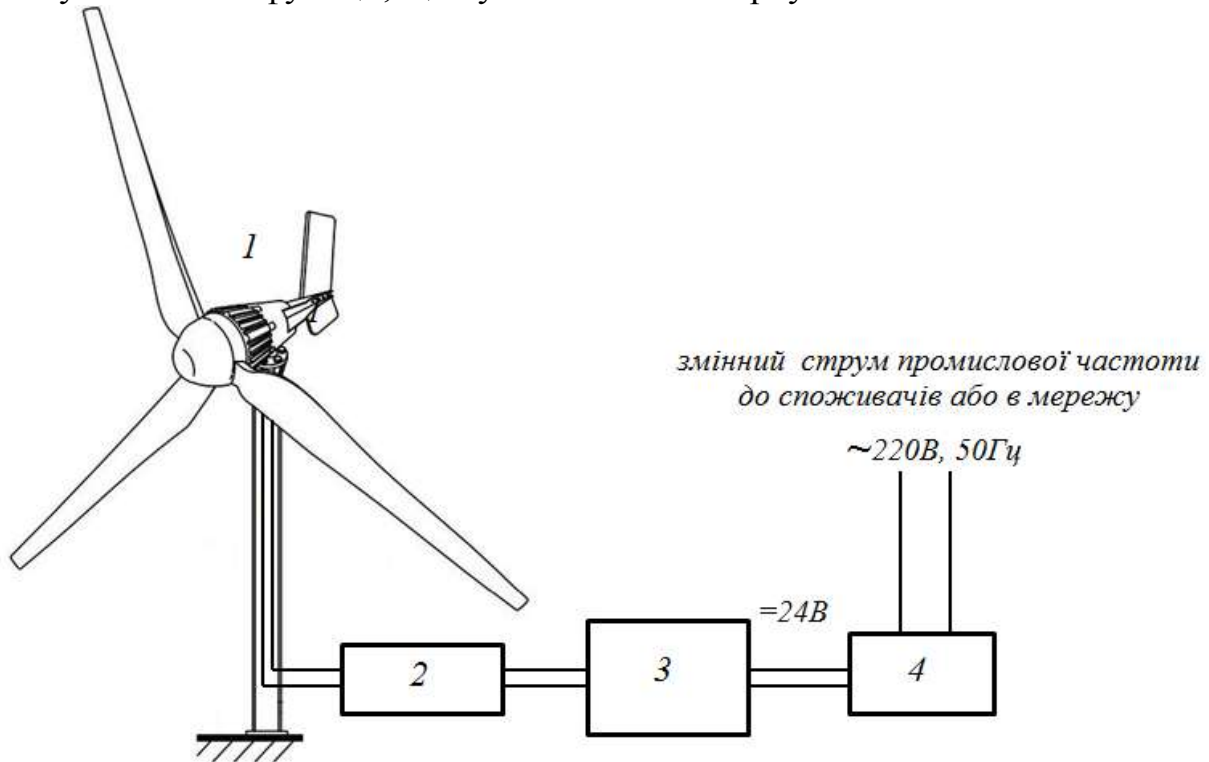


Рис. 3.93. Структурна схема вітряної електростанції:
 1 – вітрогенератор; 2 – контролер; 3 батарея акумуляторів;
 4 – інвертор

Необхідно відзначити, що до основного обладнання додається обладнання системи пожежогасіння, телекомунікаційної системи, яка призначена для передачі даних про роботу вітрогенератора, системи блискавкозахисту тощо.

Біоенергетика. Перспективним напрямком отримання енергії відновлювальних джерел енергії є використання енергії біомаси – біоенергетика. За оцінками спеціалістів потенціал біоенергетики в Україні складає 14,0 млн. тонн нафтового еквіваленту, що більше, ніж будь – якого іншого ВДЕ. Під терміном біомаса розуміють органічні речовини рослинного і тваринного походження (деревина, солома, гній тощо). Часто до поняття біомаса зараховують також і органічну частину міських відходів.

За типом енергетичних процесів, пов'язаних з переробкою біомаси, розрізняють такі способи її використання в енергетиці: пряме спалювання для одержання тепла, піроліз, спиртова ферментація, анаеробне зброджування.

Пряме спалювання доцільне, якщо біомаса має високу теплоту згоряння, низьку вологість і зольність. Для отримання таких характеристик здійснюють переробку відходів (соломи, лузги, тирси, гілок тощо) в паливні брикети (пілети).

Піроліз – це нагрівання біомаси до значних температур (500...800°C) без доступу кисню або з частковою його наявністю. Технологія піролізу дає можливість перетворювати тверду біомасу в газоподібне, рідке і тверде паливо. Отриманий при цьому горючий газ (в основному суміш H_2 і CO з незначною кількістю CH_4) має теплоту згоряння біля $4\text{МДж}/\text{м}^3$ (для порівняння природний газ – біля $34\text{МДж}/\text{м}^3$).

Спиртова ферментація – перероблення біомаси на етиловий спирт, або етанол – рідке паливо, яке можна використовувати замість бензину. Його можна одержати як за допомогою хімічного синтезу, так і при спиртовому зброджуванні. Сировиною для виробництва етанолу може бути будь-яка сільськогосподарська культура з високим вмістом крохмалю або цукру (кукурудза, картопля, цукровий буряк, зерно, тощо) або целюлозні матеріали (деревина, солома, папір, відходи деревообробної промисловості тощо), а також відходи виробництва харчових продуктів.

Найбільшого поширення набуло анаеробне (метанове) зброджування – це процес розкладання органічної речовини у результаті дії комплексу мікроорганізмів в анаеробних умовах з метою одержання біогазу. До складу біогазу входить, приблизно: 50... 75% CH_4 ; 45...20 % CO_2 ; 1 % H_2S , незначні кількості азоту, кисню, водню й оксиду вуглецю. Теплота згоряння біогазу складає $21...29\text{ МДж}/\text{м}^3$. На цьому газі можуть працювати побутові газові прилади, включаючи газові водонагрівачі, обігрівачі повітря і газогенератори.

Метанове зброджування біомаси відбувається при відсутності кисню, підвищеній вологості, наявності теплоти, а також відсутності світла.

Принципова схема біогазової установки (рис. 3.94) складається з камери зброджування (метантенка), яка має пристрої для підігріву та перемішування біомаси, та газгольдера. Підготовлений субстрат подається у метантенк, де витримується при постійній температурі. Для цього бак метантенка поміщають у водяну баню, яка обігривається теплообмінником. Субстрат постійно перемішується мішалкою. Зброджений твердий шлам осідає на дні, звідки його вивантажують у резервуар і у подальшому використовують як добриво.

Біогаз з метантенка потрапляє в газгольдер, який призначений для збору і накопичення біогазу. На схемі показаний сифонний газгольдер з водяним затвором. При накопиченні газу у внутрішньому дзвоні, з нього витісняється вода і він піднімається. Іноді метантенк об'єднують з газгольдером, наприклад, накривають його еластичною мембраною (прогумованою тканиною). У подальшому біогаз з газгольдера спрямовується на очистку і подальше використання.

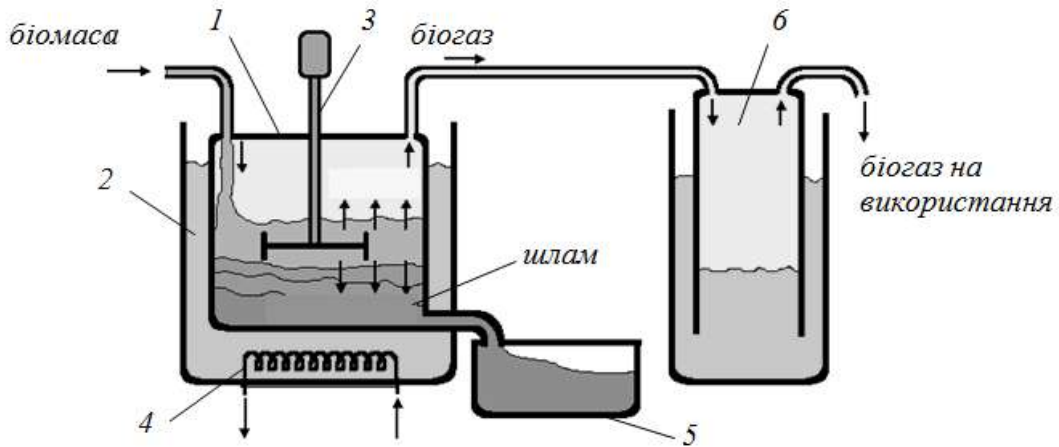


Рис. 3.94. Принципова схема отримання біогазу:

1 – метантенк; 2 – водяна баня; 3 – мішалка; 4 – нагрівач; 5 – накопичувач шламу; 6 – газгольдер з водяним затвором

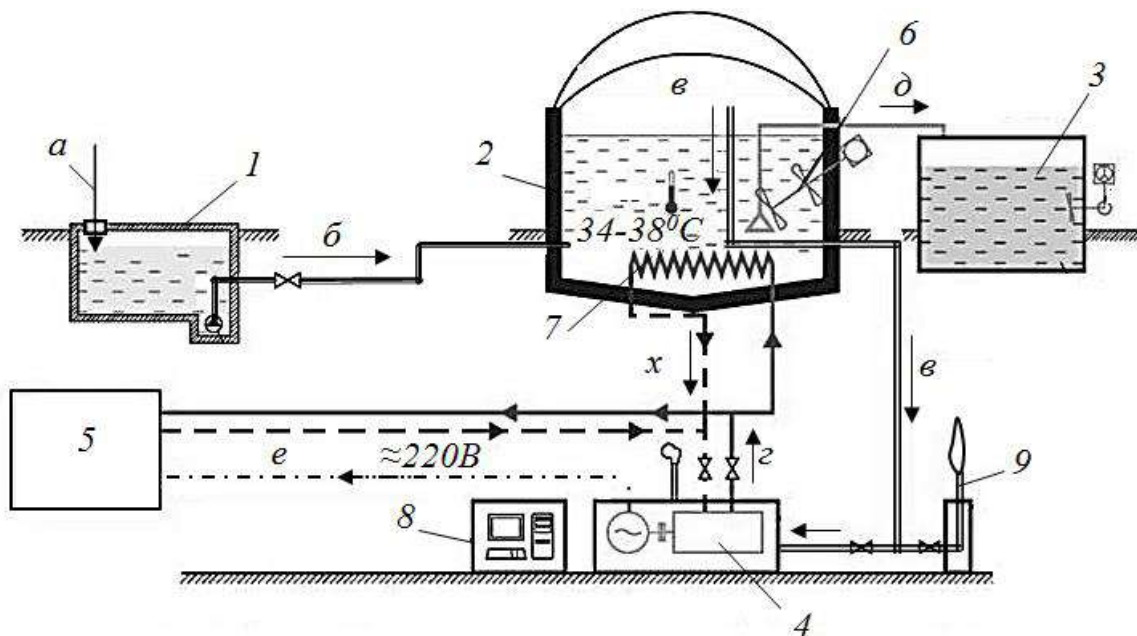


Рис. 3.95. Промислова біогазова установка:

a – органічні відходи(біомаса); б – гомогенізована біомаса; в – біогаз; г – гаряча вода; д – заброджена маса; е – електромережа; х – охолоджена вода; 1 – резервуар накопичення біомаси; 2 – метантенк; 3 – резервуар зберігання органічного добрива; 4 – когенераційна установка; 5 – споживачі; 6 – мішалка; 7 – підігрівач; 8 – пульт керування; 9 – свіча

Промислова біогазова установка (рис. 3.95), крім метантенка та газгольдера, містить систему очищення та утилізації отриманого біогазу. Біомаса, частіше гній, подається в накопичувальний резервуар, де відбувається гомогенізація біомаси та очищення від піску та частинок ґрунту. Далі біомаса подається в метантенк, в якому відбувається ферментація і отримується біогаз. Збриджена маса відбирається та перероблюється на органічні добрива.

Біогаз з метантенка спрямовується в когенераційну установку: газовий ДВЗ з'єднаний з електрогенератором. Таким чином, отримують електричну енергію, а за рахунок тепла відпрацьованих газів двигуна підігрівають воду для теплообмінника метантенка, а також для опалення. Частка біогазу може спрямовуватися до споживачів. Для цього біогаз очищують від вуглекислого газу, сірководню та осушують у спеціальній очисній установці.

Гідроенергетика найбільш розвинута галузь використання відновлювальних джерел енергії. Це пояснюється по перше високою щільністю енергії у потоці води, так як її густина майже у 1000 разів більша за густину повітря. З іншого боку людство з давніх часів використовувало водяні колеса як джерело енергії. Потужність водяного потоку, що перетікає з висоти H визначається:

$$N = \rho g Q H, \quad \text{Вт} \quad (3.174)$$

де ρ – густина води, кг/м^3 ;

Q – витрати води в потоці, $\text{м}^3/\text{с}$.

Враховуючи ККД перетворення енергії в гідравлічній турбіні та електрогенераторі, а також втрати напору потоку у водоводах, отримуємо корисну потужність гідроенергетичного агрегату:

$$N = \rho g Q H \eta_{гв} \eta_m \eta_{ег} \quad \text{Вт} \quad (3.175)$$

де $\eta_{гв}$ – коефіцієнт, що враховує гідравлічні втрати у водоводах, $\eta_{гв}=0,95-0,99$;

η_m – ККД гідравлічної гідротурбіни (для сучасних турбін $\eta_m=0,90-0,94$);

$\eta_{ег}$ – ККД електрогенератора, $\eta_{ег}=0,95-0,97$.

З аналізу формули (3.175) виявляються два фактори, що є ключовими при використанні гідроенергії: це напір потоку та витрати води.

Напір отримується нахилом руху річки або різницею рівнів між, якими перетікає потік води. Для забезпечення, як можливо більшого напору та підтримання його, а також стабілізації у певних межах витрат, річку перекривають греблею. Такі гідроелектростанції отримали назву гребельних.

За максимальним напором ГЕС діляться на високонапірні (більше 60м), середньонапірні (від 25 до 60м) і низьконапірні (від 3 до 25м). На рівнинних річках напори рідко перевищують 100м. У гірських умовах за допомогою греблі можна створювати напори до 300м і більше, а за допомогою деривації – до 1500м.

В Україні майже всі великі гідроелектростанції побудовані на рівнинних річках і відносяться до низьконапірних (напір від 9 до 16м), за виключенням Дніпровської ГЕС (напір – 53,5м) та Дністровської (напір – 146м).

Гребельні гідроелектростанції по розміщенню машинної зали, в якій розташоване основне обладнання – гідротурбіни та електрогенератори, поділяють на руслові або гребельні та пригребельні. У перших машинна зала розміщується безпосередньо в греблі, в других за греблею.

До основного обладнання гідроелектростанції (рис. 3.96) відносяться гребля, яка піднімає рівень води на ділянці річки перед гідроелектростанцією (верхній б'єф), водоводи, гідравлічні турбіни, електрогенератори та трансформатори для

збільшення напруги електричного струму до напруги у високовольтній мережі.

Крім цього, в греблі передбачаються пристрої для перепуску(скидання) води, система затворів, шлюзи, рибоходи. Для керування роботою обладнання є система управління та безпеки, обладнання для приводу регулюючих органів тощо.

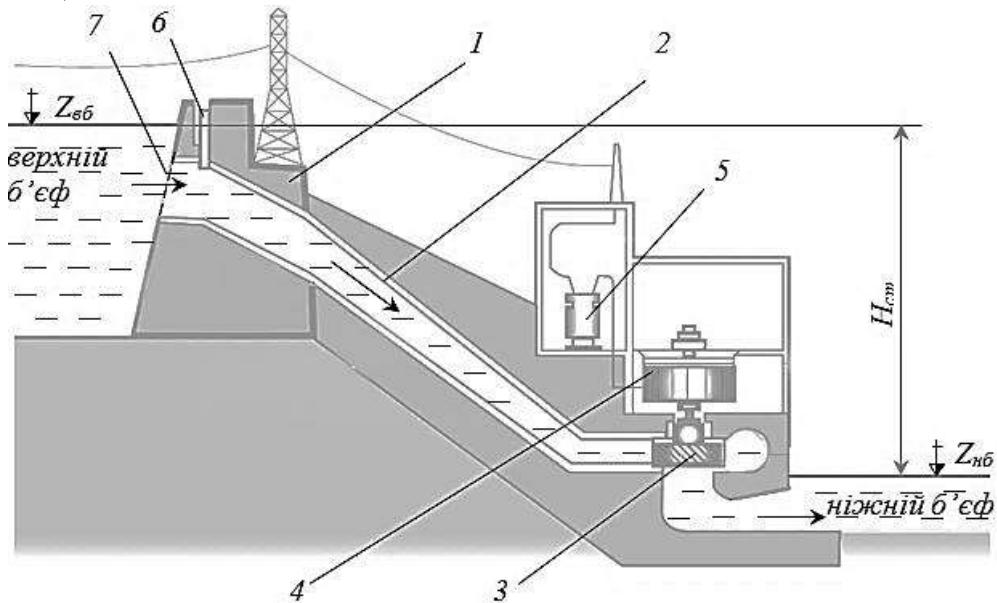


Рис. 3.96. Принципова схема середньонапірної пригребельної гідроелектростанції: 1 – гребля; 2 – водовід; 3 – гідралічна турбіна; 4 – електрогенератор; 5 – трансформатор; 6 – затвор; 7 – решітка захисту від бруду

Потік води при відкритті затвору через водовід потрапляє до гідралічної турбіни, яка починає обертатися. Після турбіни потік потрапляє у відсмоктувальну трубу і витікає в нижню ділянку річки – нижній б'єф. У відсмоктувальній трубі внаслідок зменшення швидкості руху потоку, утворюється невелике розрядження. Це дозволяє збільшити загальний напір в гідрогенератор, тим самим компенсувати гідралічні втрати напору у водоводах.

При наявності великих нахилів русла річок (гірських) можна значно збільшити напір без нарощування висоти греблі. У цьому випадку вода з основного русла відбирається у спеціальний водовід та коротким шляхом подається до гідротурбіни, після якої зливається у річку або іншу річку (рис. 3.97). Такий метод називають деривація, а гідроелектростанції – дериваційними.

Використання деривації не вимагає великих капіталовкладень, крім того, тимчасові збільшення витрат води в річці (при повені) і селеві потоки не руйнують такі станції, чим забезпечується тривалий термін їх експлуатації. Дериваційні схеми використовують також для спорудження малих ГЕС.

Іншим напрямком використання гідроенергії є будівництво гідроакумулюючих ГЕС. Гідроакумулююча електростанція(ГАЕС) – це гідроелектрична станція, принцип дії якої полягає в перетворенні електричної

енергії в потенційну енергію води та зворотним перетворенням накопиченої енергії для покриття піків навантаження енергосистеми.

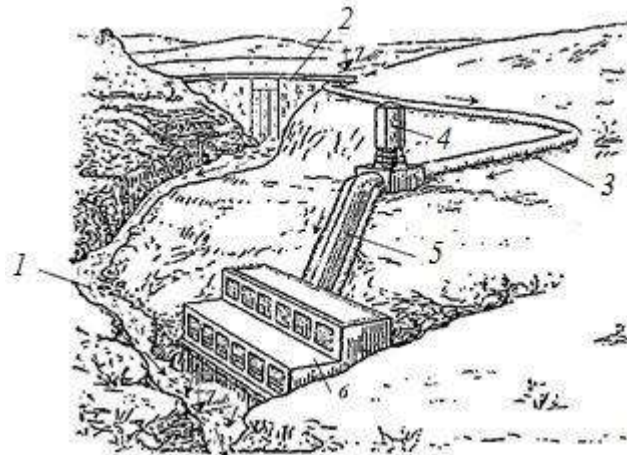


Рис. 3.97. Схема дериваційної ГЕС:

1 – русло річки; 2 – підпорна гребля; 3 – безнапірний водовід; 4 – зрівнювальний резервуар; 5 – напірний водовід; 6 – машинна зала ГЕС

Електрична енергія на підйом води отримується від інших електростанцій в момент зменшення споживання електроенергії в мережі (вночі).

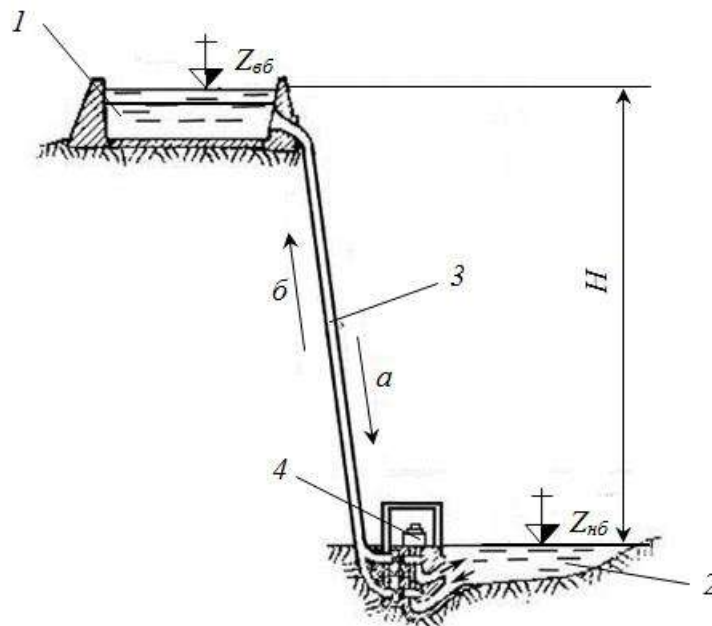


Рис. 3.98. Принципова схема гідроакумулюючої електростанції:

1 – верхній басейн; 2 – нижній басейн; 3 – водовід; 4 – оборотний гідрогенератор

Принципова схема ГАЕС (рис. 3.98) складається з двох басейнів, розташованих на різних рівнях, які сполучені водоводами. У районі нижнього басейну розміщується оборотна гідромашина, яка може працювати як насос або як турбіна. Ротор гідротурбіни з'єднаний з оборотною

електромашиною, яка може працювати як електрогенератор так і як електродвигун.

Питання для самоконтролю

- 1. Поясніть будову та принцип дії енергетичного вітрогенератора.*
- 2. Вкажіть оптимальну швидкість повітря для роботи енергетичного вітрогенератора.*
- 3. Вкажіть методи використання сонячного випромінювання.*
- 4. Опишіть принципову схему сонячного теплопостачання.*
- 5. Поясніть будову та принцип дії сонячної фотоелектричної установки.*
- 6. Вкажіть методи використання біомаси у біоенергетиці.*
- 7. Поясніть будову та принцип дії біогазової установки.*
- 8. Охарактеризуйте типи схем гідроелектричних станцій.*
- 9. Поясніть будову гребельної ГЕС.*

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. Класифікація енергетичних машин	6
2. Гідравлічні машини	10
2.1. Теоретичні основи гідравліки	10
2.1.1. Властивості рідин.....	10
2.1.2. Основи гідростатики.....	15
2.1.3. Основи гідродинаміки.....	24
2.2. Насоси.....	36
2.3. Гідротурбіни.....	46
2.4. Гідропривод.....	51
3. Теплові машини	59
3.1. Теоретичні основи роботи та будови теплових машин	59
3.1.1. Перший закон термодинаміки	62
3.1.2. Другий закон термодинаміки	72
3.1.3. Реальні гази.....	75
3.1.4. Основи теплообміну.....	83
3.2. Теплообмінні апарати	94
3.3. Компресори	100
3.4. Двигуни внутрішнього згоряння	109
3.5. Парові турбіни	118
3.6. Реактивні двигуни	123
3.7. Газотурбінні установки	132
3.8. Паротурбінні установки	135
3.9. Холодильні установки	155
3.10. Установки альтернативної енергетики	162
ЛІТЕРАТУРА	181
ДОДАТКИ	183

Література

1. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни : навч. посіб. К. : Арыстей, 2005. 476 с
2. Адаменко О. М. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії : монографія. Івано–Франківськ : ІМЕ, 2010. 432 с.
3. Акмен Р. Г. Тепло– та масообмін: текст лекцій. Х. : НТУ «ХП», 2009, 148 с.
4. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка : підручник. 2–ге. вид., випр. К. : Техніка, 2006. 320 с.
5. Василенко С. М., Павелко В. І., Форсюк А. В., Масліков М. М, Іващенко Н. В., Барановська. С. В. Теплохолодотехніка : навч. посіб./заг.ред. М. С. Василенко. К. : Ліра–К, 2019. 258с.
6. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини : підручник. Рівне : НУВГП, 2008. 241 с.
7. Герасимов Г. Г. Нагнітачі та теплові двигуни : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2012. 552 с.
8. Герасимов Г. Г. Теоретичні основи теплотехніки : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 382 с.
9. Гетта В. Г. Теплотехніка і теплові машини : лабораторний практикум. Чернігів : ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка, 2016. 163 с.
10. Гічов Ю. О. Теплові електростанції і проблеми перетворення енергії. Частина І: навч. посіб. Дніпро: НМетАУ, 2017. 59 с.
11. Гнатишин Я. М., Криштапович В. І. Теплотехніка : навч. посіб. К: Знання. 2008. 364 с.
12. Гуржий А. А., Огородников П. И. Теплотехника : курс лекцій. К.: Слово, 2003. 194с.
13. Дероган Д. В., Щокін А. Р. Перспективи використання енергії та палива в Україні з нетрадиційних та відновлюваних джерел. *Новітні технології в сфері нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії. 2009. № 2. С. 30–38.*
14. Дідур В. А., Савченко О. Д., Журавель Д. П., Мовчан С. І. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі: підр. К. : Аграрна освіта, 2008. 577 с.
15. Драганов Б. Х. Теплотехніка: підручник. Київ : ІНКОС, 2005. 504с.
16. Дубровська В. В., Шкляр В. І. Термодинаміка та теплообмін : навч. посіб. К.: НТУУ «КПІ», 2016. 150 с.
URL : <https://ela.kpi.ua:8080/bitstream/123456789/28252/1/termodynamikaterloobmin.pdf>
17. Зеркалов Д. Паливно-енергетичні ресурси світу й України. URL : <http://zerkalov.org.ua/node/2468>.
18. Канюк Г. І., Пугачова Т. М., Без'язичний В. Ф., Близниченко О. М., Шматков Д. І. Основи енерго- і ресурсозбереження: навч. посіб. Харків : Мадрид, 2016. 230 с.

19. Константинов С. М., Панов Є. М. Теоретичні основи теплотехніки : підруч. К. : Золоті ворота, 2012. 592 с.
20. Корець М. С. Машинознавство : навч. посіб. К: Знання України, 2001. 448 с.
21. Кудря С. О. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії : підруч. К. : Національний технічний університет України («КПІ»), 2012. 495 с.
22. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підруч. К. : «Інкос», Центр навчальної літератури, 2006. 616с.
23. Мандрує В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодувки, компресори): підруч. Львів : Магнолія плюс, 2005. 340 с.
24. Миронов О. С., Брижа М. Р., Бойко В. Б., Золотовська О. В. Теплотехніка: основи термодинаміки, теорія теплообміну : навч. посіб. Дніпропетровськ : ТОВ»ЕНЕМ», 2011. 424 с.
25. Напрями розвитку альтернативних джерел енергії : акцент на твердому біопаливі та гнучких технологіях його виготовлення : монографія /за заг. ред. В. І. Д'яконова. Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. 136 с.
26. Погорелов А. І. Тепломасообмін : навч. посіб. Львів : Новий Світ–2000, 2006. 141 с.
27. Погорілець О. М., Волянський М. С., Войтюк В. Д., Пастушенко С. І. Гідропривід сільськогосподарської техніки. К. : Вища освіта, 2004. 368с.
28. Процеси, апарати і машини галузі – 1. Теплові процеси: практикум з навчальної дисципліни : навч. посіб. /уклад. Шилович Т. Б. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 39 с.
URL : https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/35584/3/posibnyk_pamg.pdf
29. Сегеда М. С., Олійник М. Й., Дудурич О. Б. Нетрадиційні та відновлювані джерела електроенергії : навч. посіб. Львів : Вид–во Львівської політехніки, 2019. 201 с.
30. Соловей О. І., Лега Ю. Г., Розен В. П., Ситник О. О., Чернянський А. В., Курбака Г. В. Нетрадиційні та поновлювальні джерела енергії : навч. посіб. Черкаси : ЧДТУ, 2007. 490 с.
31. Титко Р., Калініченко В. Відновлювальні джерела енергії (досвід Польщі для України) : навч. посіб. Варшава ; Краків ; Полтава : OWG, 2010. 533 с. URL : <http://elib.chdtu.edu.ua/e-books/4163>
32. Ткаченко О. О. Високотемпературні процеси та установки : підруч. Харків : Ранок, 2008. 336 с.
33. Товажнянський Л. Л., Левченко Б. О., Маріїч Л. Й. Перспективи і практика розвитку галузей паливно–енергетичного комплексу : навч. посіб. Харків : НТУ «ХПІ», 2013. 300 с.
34. BP Annual Report, 2018 (Річний звіт BP 2018). URL : <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/investors/bp-annual-report-and-form-20f-2018.pdf>

Додаток А

Теплофізичні властивості окремих рідин

Рідина	Ізотермічний коефіцієнт стисливості $\beta p \times 10^8$, кПа	Коефіцієнт температурного розширення $\beta t \times 10^3$, 1/К	Густина ($t = 20^\circ\text{C}$) ρ , кг/м ³	Коефіцієнти кінематичної в'язкості ($t = 20^\circ\text{C}$) $\nu \times 10^6$, м ² /с
Вода	46,2	0,15	998	1,01
Ртуть	4,0	0,18	13546	0,113
Нафта	74	0,6	850...950	8,57
Бензин	77	–	712...761	0,65
Гас	78,6	1,0	792...840	1,8
Дизельне паливо	64,0	–	831...861	8,9
Масло моторне МС–20	–	0,635	892	1120 (20 при $t = 100^\circ\text{C}$)
Спирт етиловий	112	1,1	789	1,33
Масло оливкове	64,2	0,72	920	88,0
Гліцерин	25,5	0,53	1260	1175

Додаток Б

Коефіцієнти місцевих опорів

№	Вид опору	ξ кв	В
1	Пробковий кран при куті повороту $\varphi = 5^\circ$ $\varphi = 20^\circ$ $\varphi = 40^\circ$ $\varphi = 60^\circ$ $\varphi = 65^\circ$	0,05 1,56 17,3 206 485	150
2	Засувка при степені відкриття (відношення площі перерізу відкритої засувки до площі перерізу труби) R% 100% 75% 50% 25%	0.15 0.2 2 20	75 350 1300 3000
3	Вентиль $d > 100...300\text{мм}$ $d > 15...50\text{мм}$	4...5,5 6,5...12	3000 5000
4	Вихід з труби в резервуар	1	30
5	Вихід з резервуара в трубу	0,5	30
6	Раптове розширення $(d/D)^2$ 0,8 0,6 0,4 0,2 0,1	0,05 0,16 0,38 0,65 0,80	30
8	Кутник 90°	1,4	400
9	Коліно (плавний поворот) 90°	0,45	180
10	Вхід в трубу з сіткою та зворотнім клапаном	10	—

Додаток В

Співвідношення для розрахунку термодинамічних процесів ідеального газу

Назва процесу	Характерні особливості	Рівняння процесу	Показник політропи	Кількість теплоти	Кількість роботи розширення	$\varphi = \Delta u/q$	Кількість технічної роботи	Зміна внутрішньої енергії	Зміна ентальпії	Зміна ентропії
Ізобарний	$p = \text{const}$ $c = c_p$ $q = \Delta i$	$\frac{p}{T} = \text{const}$	0	$c_p(T_2 - T_1)$	$p(g_2 - g_1)$	$\frac{c_s}{c_p} = \frac{1}{k}$	0	$c_s(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p \ln \left(\frac{g_2}{g_1} \right)$
Ізохорний	$v = \text{const}$ $c = c_v$, $\ell = 0$, $q = \Delta u$	$\frac{p}{T} = \text{const}$	∞	$c_s(T_2 - T_1)$	0	1	$g(p_1 - p_2)$	$c_s(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_s \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$
Ізотермічний	$T = \text{const}$ $c = \infty$, $\Delta u = 0$, $q = \ell$	$p \cdot g = \text{const}$	1	$T(S_2 - S_1)$	$RT \ln \left(\frac{g_2}{g_1} \right)$; $RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$	0	$RT \ln \left(\frac{g_2}{g_1} \right)$; $RT \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$	0	$c_p(T_2 - T_1)$	$R \ln \left(\frac{g_2}{g_1} \right)$; $R \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$
Адіабатний	$\Delta u = 0, c = 0$, $\ell = -\Delta u$	$p \cdot g^k = \text{const}$	$k = \frac{c_p}{c_s}$	0	$\frac{1}{k-1} (p_1 g_1 - p_2 g_2)$ $\frac{p_1 g_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	∞	$k\ell$	$c_s(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	0
Політропний	$\varphi = \text{const}$ $c_n = c_s \frac{n-k}{n-1}$	$p \cdot g^n = \text{const}$	$\frac{c_n - c_p}{c_n - c_s}$	$c_n(T_2 - T_1)$	$\frac{1}{n-1} (p_1 g_1 - p_2 g_2)$ $\frac{p_1 g_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$	$\frac{n-1}{n-k}$	$n\ell$	$c_s(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_n \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$

Додаток Г

*Середня масова теплоємність газів при сталому тиску,
с_p, кДж/(кг·К)*

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Повітря (абсолютно сухе)
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,754	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,0710
900	1,0258	1,0981	1,1200	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,0350	1,1078	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1200	1,0509	1,1258	1,4493	1,1530	2,2106	0,795	1,1082
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	–	1,1242
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	–	1,1380
1800	1,0886	1,1690	1,1924	1,2179	2,3907	–	1,1501

Додаток Д

*Середня масова теплоємність газів при сталому об'ємі,
с_v, кДж/(кг·К)*

t, °C	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Повітря (абсолютно сухе)
0	0,6548	0,7352	0,7427	0,6259	1,3980	0,477	0,7164
100	0,6632	0,7365	0,7448	0,6770	1,4114	0,507	0,7193
200	0,6753	0,7394	0,7494	0,7214	1,4323	0,532	0,7243
300	0,6900	0,7448	0,7570	0,7599	1,4574	0,557	0,7319
400	0,7051	0,7524	0,7666	0,7938	1,4863	0,578	0,7415
500	0,7193	0,7616	0,7775	0,8240	1,5160	0,595	0,7519
600	0,7827	0,7716	0,7892	0,8508	1,5474	0,607	0,7624
700	0,7448	0,7821	0,8009	0,8746	1,5805	0,624	0,7733
800	0,7557	0,7926	0,8122	0,8964	1,6140	0,632	0,7842
900	0,7658	0,8030	0,8231	0,9157	1,6483	0,645	0,7942
1000	0,7750	0,8336	0,8336	0,9332	1,6823	0,653	0,8039
1200	0,7913	0,8307	0,8566	0,9638	1,7488	0,666	0,8215
1400	0,8051	0,8470	0,8688	0,9893	1,8129	–	0,8369
1600	0,8173	0,8612	0,8830	1,0107	1,8728	–	0,8508
1800	0,8286	0,8738	0,8956	1,0291	1,9293	–	0,8633

Додаток Є

Фізичні параметри сухого повітря при тиску 101 325 Па (1 бар)

$t^{\circ}C$	$T^{\circ}K$	c_p $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	λ^* $\frac{Вт}{м \cdot K}$	ν^{**} $\frac{м^2}{с}$	Pr
0	273	1,005	2,44	13,3	0,707
20	293	1,005	2,59	15,0	0,703
100	373	1,008	3,21	23,0	0,688
200	473	1,011	3,93	34,8	0,680
300	573	1,021	4,61	48,2	0,674
400	673	1,027	5,21	63,0	0,678
500	773	1,040	5,75	79,3	0,687
600	873	1,050	6,23	96,8	0,699
700	973	1,060	6,71	115	0,706
800	1073	1,072	7,17	135	0,713
900	1173	1,082	7,63	155	0,717
1000	1273	1,092	8,07	178	0,719
1200	1473	1,110	8,72	226	0,716
1400	1673	1,126	9,63	278	0,713
1600	1873	1,140	10,4	330	0,711
1800	2073	1,154	11,0	382	0,709

* – дані потрібно помножити на 10^{-2}

** – дані потрібно помножити на 10^{-6} .

Додаток Ж

Фізичні параметри води на лінії насичення

$t, ^{\circ}C$	c_p $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot K}$	μ^* $\frac{Па \cdot с}{м \cdot K}$	$\nu^{* \cdot}$ $\frac{м^2}{с}$	Pr
0	4,212	0,551	1788	1,789	13,67
20	4,183	0,599	1004	1,006	7,02
30	4,174	0,618	801,5	0,805	5,42
40	4,174	0,634	653,3	0,659	4,31
50	4,174	0,648	549,4	0,556	3,54
60	4,178	0,659	469,9	0,478	2,98
70	4,187	0,668	406,1	0,415	2,55
80	4,195	0,675	355,1	0,365	2,21
90	4,208	0,680	314,9	0,326	1,95
100	4,220	0,683	282,5	0,295	1,75
150	4,312	0,684	186,4	0,203	1,17
200	4,505	0,663	136,4	0,158	0,93

* – дані потрібно помножити на 10^{-6} .

**Суха насичена пара і вода вздовж кривої насичення
(за температурами)**

t°, C	$P_{\text{н}}, \text{МПа}$	$v', \text{м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{м}^3/\text{кг}$	$i', \text{кДж/кг}$	$i'', \text{кДж/кг}$	$r, \text{кДж/кг}$
30	0,004241	0,0010044	32,93	125,69	2555,6	2430,0
35	0,005622	0,0010060	25,25	146,58	2564,8	2418,3
40	0,007375	0,0010079	19,55	167,51	2573,6	2406,1
45	0,009562	0,0010099	15,28	188,41	2582,4	2394,0
50	0,012335	0,0010121	12,05	209,30	2591,6	2382,3
55	0,015741	0,0010145	9,578	230,19	2600,4	2370,1
60	0,01992	0,0010171	7,678	251,12	2609,2	2358,0
65	0,02501	0,0010199	6,201	272,06	2617,6	2345,4
70	0,03116	0,0010228	5,045	292,99	2626,4	2333,3
80	0,04736	0,0010290	3,409	334,94	2643,1	2308,2
90	0,07011	0,0010359	2,361	376,98	2659,5	2282,5
100	0,10132	0,0010435	1,673	419,10	2675,8	2256,7
110	0,14327	0,0010515	1,210	416,34	2691,3	2230,0
120	0,19854	0,0010603	0,8917	503,7	2706,3	2202,7
130	0,27011	0,0010697	0,6683	546,4	2720,6	2174,2
140	0,3614	0,0010798	0,5087	589,1	2734,0	2144,9
150	0,4760	0,0010906	0,3926	632,2	2746,5	2114,3
160	0,6180	0,0011021	0,3068	675,3	2757,8	2082,5
170	0,7920	0,0011144	0,2426	719,3	2768,7	2049,4
180	1,0027	0,0011275	0,1939	763,3	2778,4	2015,1
190	1,2553	0,0011415	0,1564	807,6	2786,3	1978,7
200	1,5550	0,0011565	0,1272	852,4	2793,0	1940,6
210	1,9080	0,0011726	0,1044	897,6	2798,0	1900,4
220	2,3202	0,0011900	0,08606	943,7	2801,4	1857,7
230	2,7979	0,0012087	0,07147	990,2	2803,1	1812,7
240	3,3480	0,0012291	0,05967	1037,5	2803,1	1765,6
250	3,978	0,0012512	0,05005	1086,1	2801,0	1714,9
260	4,694	0,0012755	0,04215	1135,0	2796,4	1661,3
270	5,505	0,0013023	0,03560	1185,3	2789,7	1604,4
280	6,419	0,0013321	0,03013	1236,8	2779,6	1542,8
290	7,445	0,0013655	0,02553	1290,0	2766,2	1476,3
300	8,592	0,0014036	0,02164	1344,8	2749,1	1404,3
310	9,869	0,001447	0,01831	1402,2	2727,3	1325,1
320	11,280	0,001499	0,01545	1462,0	2699,6	1237,6
330	12,864	0,001562	0,01297	1526,1	2665,7	1139,6
340	14,608	0,001639	0,01078	1594,8	2621,8	1027,0
350	16,537	0,001741	0,00880	1671,4	2564,4	893,0

Параметри критичної точки: температура $t_{\text{кр}}=374,12^{\circ}\text{C}$; тиск $p_{\text{кр}}=22,15 \text{ МПа}$; питомий об'єм $v_{\text{кр}}=0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}$; питома ентальпія $i_{\text{кр}}=2095,2 \text{ кДж/кг}$; питома ентропія $S_{\text{кр}}=4,424 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$.

Суша насичена пара і вода вздовж кривої насичення (за тиском)

p , МПа	$t_{н}$, °C	v , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	i , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг
0,0040	29,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	2432,3
0,005	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	2423,1
0,006	36,17	0,0010065	23,77	151,49	2567,1	2415,6
0,008	41,53	0,0010085	18,13	173,89	2576,4	2402,5
0,010	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	2392,1
0,014	52,57	0,0010132	10,60	220,05	2596,1	2376,0
0,018	57,82	0,0010159	8,448	242,03	2605,4	2363,3
0,020	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	2357,7
0,025	64,99	0,0010198	6,201	272,03	2617,6	2345,5
0,030	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	2335,3
0,04	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	2318,7
0,05	81,33	0,0010299	3,243	340,53	2645,2	2304,7
0,06	85,94	0,0010330	2,734	359,90	2653,1	2293,2
0,08	93,50	0,0010385	2,089	391,75	2665,3	2273,5
0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	2257,5
0,12	104,80	0,0010472	1,430	439,34	2683,0	2243,6
0,16	113,31	0,0010543	1,092	475,41	2696,3	2220,8
0,20	120,23	0,0010606	0,3860	504,72	2706,8	2202,0
0,26	128,73	0,0010684	0,6929	541,2	2718,9	2177,7
0,30	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	2163,8
0,40	143,62	0,0010836	0,4628	604,3	2738,7	2134,1
0,5	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,9	2108,7
0,6	158,84	0,0011009	0,3156	670,6	2756,9	2086,3
0,8	170,41	0,0011149	0,2403	720,9	2769,0	2048,1
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2015,3
1,2	187,95	0,0011385	0,1633	798,4	2784,6	1986,2
1,4	195,04	0,0011488	0,1408	830,0	2789,7	1959,7
1,6	201,36	0,0011587	0,1238	858,3	2793,5	1935,2
1,8	207,10	0,0011678	0,1104	884,2	2796,5	1912,3
2,0	212,36	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	1890,7
2,4	221,77	0,0011932	0,08324	951,8	2801,8	1850,0
2,8	230,04	0,0012088	0,01742	990,2	2803,1	1812,8
3,0	233,83	0,0012164	0,066623	1009,4	2803,1	1794,7
3,5	242,54	0,0012344	0,05706	1049,8	2802,8	1753,0
4,0	250,33	0,0912520	0,04977	1087,5	2800,6	1713,2
5,0	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	1639,6
6,0	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,4	1570,5
7,0	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	1504,7
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	1441,2
9,0	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	1378,8
10	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	1316,9
12	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	1193,5
14	330,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	1067,0
16	347,32	0,001710	0,009319	1649,6	2581,7	932,1
18	356,96	0,007505	0,007505	1732,2	2510,6	778,4

Додаток К

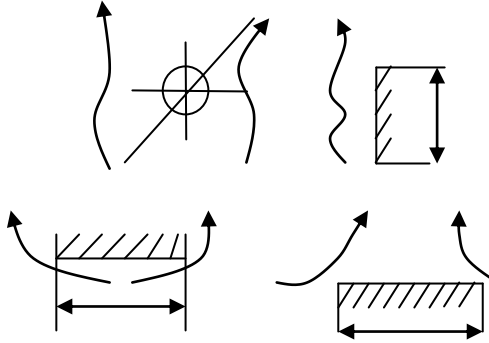
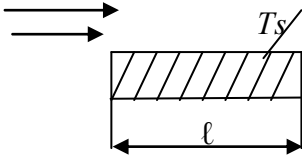
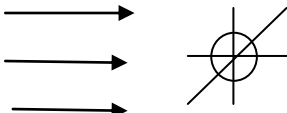
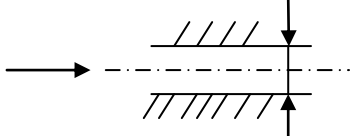
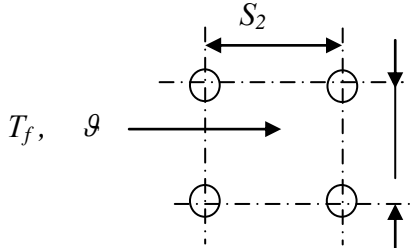
Коефіцієнт теплопровідності окремих речовин

№ п/п	Назва речовини	Температура, °С	Коефіцієнт теплопровідності Вт/м·К
Метали			
1.	Срібло	0...600	410..366
2.	Мідь	0...1000	393...320
3.	Алюміній	0...600	207...280
4.	Залізо	0...1100	80...40
5.	Бронза (95 Cu, 5 Мп)	0...400	94,2...127
6.	Латунь (96 Cu, 4Zn)	0...500	244...259
7.	Залізобетон	0...1100	59,2...28,8
8.	Леговані сталі	0...1100	39(40)...30(28)
Рідини			
9.	Вода	0...100	0,15...0,29
10.	Бензин	-50...+200	0,131...0,080
11.	Дизельне пальне	20...100	0,117...0,108
12.	Олива (МС-20)	0...150	0,136...0,120
13.	Спирт етиловий (94% по масі)	0...75	0,179...0,160
Гази (при $p = 1$ бар)			
14.	Повітря	0...1000	0,02...0,08
15.	Продукти згорання вуглеводневого палива	0...1000	0,023...0,11
16.	Метан	0...400	0,030...0,093
Інші матеріали			
17.	Ґрунт (вологість 8,6%)	25	0,73
18.	Деревина (вологість 8%) Вздовж волокон Впоперек волокон	25	0,345...0,43 0,14...0,16
19.	ДСП	20	0,077...0,093
20.	Залізобетон	20	1,5
21.	Цегляна кладка	0	1,7
22.	Льод	0	2,2
23.	Сніг	-	0,105...0,64
24.	Скло звичайне	0	0,74
25.	Сукно, шовк	20	0,05
26.	Штукатурка (звичайна)	20	0,7
27.	Папір	20	0,14
28.	Вата	20	0,042
29.	Повість	20	0,05
30.	Скловата	20	0,034
31.	Азбестовий картон	20	0,135
32.	Керамзит	20	0,128...0,209
33.	Сажа котельна	20	0,23
34.	Пісок річний (вологість 6%)	20	0,8
35.	Накип котельна	20	0,08...2
36.	Глина	20	0,7...0,9
37.	Руберойд	20	0,17

Додаток Л

Розрахункові формули для визначення коефіцієнтів конвекційної тепловіддачі

$$\alpha = \frac{N_u \cdot \lambda_f}{\ell}$$

Розрахункова схема	Формула												
<p><i>Вільна конвекція</i></p> 	<table border="1" data-bbox="978 560 1393 712"> <thead> <tr> <th>$Gr \cdot Pr$</th> <th>B</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>$10^{-3} \dots 10^2$</td> <td>1,18</td> <td>1/8</td> </tr> <tr> <td>$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$</td> <td>0,54</td> <td>1/4</td> </tr> <tr> <td>$> 2 \cdot 10^7$</td> <td>0,135</td> <td>1/4</td> </tr> </tbody> </table> $\overline{Nu} = B(Gr \cdot Pr)^n$ <p>а) $B = B_{табл} \cdot 0,7$ б) $B = B_{табл} \cdot 1,3$</p>	$Gr \cdot Pr$	B	n	$10^{-3} \dots 10^2$	1,18	1/8	$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4	$> 2 \cdot 10^7$	0,135	1/4
$Gr \cdot Pr$	B	n											
$10^{-3} \dots 10^2$	1,18	1/8											
$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4											
$> 2 \cdot 10^7$	0,135	1/4											
	$\overline{Nu} = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (Re > 5 \cdot 10^5)$ $\overline{Nu} = 0,66 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (Re < 5 \cdot 10^5)$												
	$\overline{Nu} = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (Re = 1000 \cdot 2 \cdot 10^5)$												
	$\overline{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_s} \right)^{0,25}$												
	$\overline{Nu} = C \cdot Re^h \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_s} \right)^{0,25} \cdot K_\delta$ <table border="1" data-bbox="1037 1713 1396 1904"> <thead> <tr> <th></th> <th>C</th> <th>h</th> <th>K_δ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>шаховий пучок</td> <td>0,41</td> <td>0,6</td> <td>$(S_1/S_2)^{1/6}$</td> </tr> <tr> <td>коридорний пучок</td> <td>0,26</td> <td>0,65</td> <td>$(S_2/d)^{0,15}$</td> </tr> </tbody> </table>		C	h	K_δ	шаховий пучок	0,41	0,6	$(S_1/S_2)^{1/6}$	коридорний пучок	0,26	0,65	$(S_2/d)^{0,15}$
	C	h	K_δ										
шаховий пучок	0,41	0,6	$(S_1/S_2)^{1/6}$										
коридорний пучок	0,26	0,65	$(S_2/d)^{0,15}$										

Примітка: 1. Індекси: f —рідина (газ), s —стінка/2. Визначальна температура $T_{cp} = \frac{T_f + T_s}{2}$

КАЛЯЗІН Юрій Володимирович

МАШИНОЗНАВСТВО

Частина II

ЕНЕРГЕТИЧНІ МАШИНИ

Навчальний посібник

Технічний редактор – Нагорна Н. О.

Коректура – авторська

Здано до друку . 8. 08. 2022 р.

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman.

Папір офсетний. Друк різнографічний.

Ум.–друк. арк. 11,05.

Наклад 200 прим. Зам. № 2021–51.

Видавництво ПП «Астрая»,

вул. Шведська 20, кв. 4, м. Полтава, 36014

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру

серія ДК № 5599 від 19.09.2017 р

