

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«Харківський політехнічний інститут»

В. Е. Дранковський, К. А. Миронов, Н. М. Фатєєва, К. С. Резва, Є. С. Крупа

**ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА, ГІДРАВЛІКА І ГІДРОМАШИНИ**

Навчальний посібник для студентів спеціальності  
«Галузеве машинобудування»

**Частина I**

**Технічна термодинаміка та гідростатика**

Рекомендовано вченою радою НТУ «ХПІ»

Харків  
НТУ «ХПІ»  
2020

УДК 536.7

Т 35

*Рецензенти:*

*В. І. Гнєсін*, д-р техн. наук, професор, керівник відділу нестационарної газодинаміки та аеропружності, ІПМаш НАН України;

*О. М. Фатєєв*, канд. техн. наук, директор з розвитку, ОП Корпорація «Гідроелекс»

*Рекомендовано вченою радою НТУ «ХПІ»  
як навчальний посібник для студентів спеціальності  
«Галузеве машинобудування», протокол № 11 від 27.12.2019 р.*

Автори: В. Е. Дранковський, к.т.н., К. А. Миронов, к.т.н., Н. М. Фатєєва, к.т.н., К. С. Рєзва, к.т.н., Є. С. Крупа, к.т.н.

Т35 Технічна термодинаміка, гідравліка і гідромашини: навчальний посібник. У 2 ч. Ч. І. Технічна термодинаміка та гідростатика / В. Е. Дранковський, К. А. Миронов, Н. М. Фатєєва, К. С. Рєзва, Є. С. Крупа. – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – 194 с.

ISBN 978-617-7634-81-1

ISBN 978-617-7634-82-8

Викладено закони термодинаміки, методи розрахунку різних процесів і систем з ідеальними та реальними газами (рідинами). Розглянуто властивості реальних робочих тіл. Наведено теоретичні положення розрахунку циклів двигунів внутрішнього згоряння, опис і принцип дії різних компресорів. Містить контрольні запитання після кожного розділу, а також приклади розв'язання задач.

Призначено для студентів спеціальності «Галузеве машинобудування».

Іл. 68. Табл. 6. Бібліогр.: 32 найм.

ISBN 978-617-7634-81-1  
ISBN 978-617-7634-82-8

УДК 536.7  
© В. Е. Дранковський, К. А. Миронов,  
Н. М. Фатєєва, К. С. Рєзва, Є. С. Крупа, 2020

## ВСТУП

Навчальний посібник призначений для закріплення теоретичних знань, отриманих студентами спеціальності «Галузевого машинобудування», при вивченні курсів пов'язаних з питаннями термодинаміки і гідравліки.

Посібник представлено у двох частинах, в першу частину увійшли питання, які у сукупності утворюють те, що прийнято називати «класична термодинаміка». Досить детально викладено закони термодинаміки і їх застосування до різних процесів.

Перша частина посібника містить стислий теоретичний матеріал і приклади розв'язання основних типів завдань по розділах «Основи термодинаміки» і «Теплоенергетичні установки». У другій частині розглядаються розділи «Гідравліка» і «Гідравлічні машини».

У кожному розділі посібника наводяться теоретичні основи і необхідні розрахункові формули. У додатках надаються необхідні для вирішення завдань довідкові матеріали. Умови завдань складені з розрахунком на індивідуальну роботу студентів денного і заочного форм навчання машинобудівних спеціальностей, під час практичних занять.

Перша частина посібника насамперед розрахована на студентів теплотехнічних спеціальностей, але може бути використана студентами інших спеціальностей при вивченні теплотехнічних дисциплін, крім того, задовольняє програмами з технічної термодинаміки та гідравліки ряду інших спеціальностей галузевих вузів.

Автори сподіваються також, що запропонований посібник буде корисним всім бажаючим ґрунтовно вивчити технічну термодинаміку і гідравліку.

## Розділ I. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ

### Тема 1. Вступ. Основні поняття і визначення термодинаміки

#### *1.1. Вступ*

**Теплотехніка** – наука, яка вивчає методи отримання, перетворення, передачі і використання теплоти, а також принципи дії та конструктивні особливості теплових машин, апаратів і пристроїв. Теплота використовується у всіх сферах діяльності людини. Для встановлення найбільш раціональних способів її використання, аналізу економічності робочих процесів теплових установок і створення нових, найбільш досконалих типів теплових агрегатів необхідна розробка теоретичних основ теплотехніки. Розрізняють два принципово різні напрямки використання теплоти – **енергетичний** і **технологічний**. При енергетичному використанні теплота перетворюється в механічну роботу, за допомогою якої в генераторах створюється електрична енергія, зручна для передачі на відстань. Теплоту при цьому отримують спалюванням палива в котельних установках або безпосередньо в двигунах внутрішнього згорання. При технологічному – теплота використовується для цілеспрямованої зміни властивостей різних тіл (розплавлення, твердіння, зміни структури, механічних, фізичних, хімічних властивостей).

Технічна термодинаміка та основи теорії теплообміну є теоретичними розділами, в яких досліджуються закони перетворення, властивості теплової енергії і процеси поширення теплоти.

Даний курс є загальнотехнічною дисципліною при підготовці фахівців технічних спеціальностей.

## *1.2. Термодинамічна система*

Технічна термодинаміка (ТД) розглядає закономірності взаємного перетворення теплоти в роботу. Вона встановлює взаємозв'язок між тепловими, механічними та хімічними процесами, які відбуваються в теплових і холодильних машинах, вивчає процеси, що відбуваються в газах та парі, а також властивості цих тіл при різних фізичних умовах.

Термодинаміка базується на двох основних законах (засадах) термодинаміки:

- **I закон термодинаміки** – закон перетворення і збереження енергії;
- **II закон термодинаміки** – встановлює умови протікання і спрямованість макроскопічних процесів у системах, що складаються з великої кількості частинок.

Технічна ТД, застосовуючи основні закони до процесів перетворення теплоти в механічну роботу і навпаки, дає можливість розробляти теорії теплових двигунів, досліджувати процеси, що протікають в них та ін.

Об'єктом дослідження є **термодинамічна система**, якою можуть бути група тіл, тіло або частина тіла. Те, що знаходиться поза системою, називається **навколишнім середовищем**. ТД-система – це сукупність макроскопічних тіл, що обмінюються енергією між собою і навколишнім середовищем. Наприклад: ТД-система – газ, що знаходиться в циліндрі з поршнем, а навколишнє середовище – циліндр, поршень, повітря, стіни приміщення.

**Ізольована система** – ТД-система, що не взаємодіє з навколишнім середовищем.

**Адіабатна (теплоізолювана) система** – система має адіабатну оболонку, яка виключає обмін теплотою (теплообмін) з навколишнім середовищем.

**Однорідна система** – система, що має в усіх своїх частинах однаковий склад і фізичні властивості.

**Гомогенна система** – однорідна система за складом і фізичною будовою, всередині якої немає поверхонь поділу (лід, вода, газ).

**Гетерогенна система** – система, що складається з декількох гомогенних частин (фаз) з різними фізичними властивостями, відокремлених одна від одної видимими поверхнями поділу (лід і вода, вода і пара).

У теплових машинах (двигунах) механічна робота здійснюється за допомогою робочих тіл – газ, пара.

### **1.3. Параметри стану**

*Величини, які характеризують фізичний стан тіла, називаються термодинамічними параметрами стану.* Такими параметрами є питомий об'єм, абсолютний тиск, абсолютна температура, внутрішня енергія, ентальпія, ентропія, концентрація, теплоємність і т.д. При відсутності зовнішніх силових полів (гравітаційного, електромагнітного та ін.) термодинамічний стан однофазного тіла можна однозначно визначити трьома параметрами: питомим об'ємом  $v$ , температурою  $T$ , тиском  $P$ .

**Питомий об'єм** – величина, що визначається відношенням об'єму речовини до її маси, м<sup>3</sup>/кг:

$$v = V/m . \quad (1.1)$$

**Густина речовини** – величина, що визначається відношенням маси до об'єму речовини, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho = m/V , \quad (1.2)$$

$$v = 1/\rho ; \rho = 1/v ; v \cdot \rho = 1 . \quad (1.3)$$

**Тиск** – з точки зору молекулярно-кінетичної теорії – це середній результат ударів молекул газу, що знаходяться в безперервному хаотичному русі, об стінку посудини, в якій зосереджено газ,  $[Pa] = [N/m^2]$ :

$$P = F/S . \quad (1.4)$$

Позасистемні одиниці тиску:

$$1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па} = 1 \text{ мм. вод. ст.}$$

$$1 \text{ ат. (техн. атм.)} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98,1 \text{ кПа.}$$

$$1 \text{ атм. (фіз. атм.)} = 101,325 \text{ кПа} = 760 \text{ мм. рт. ст.}$$

$$1 \text{ ат.} = 0,968 \text{ атм.}$$

$$1 \text{ мм. рт. ст.} = 133,32 \text{ Па.}$$

$$1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа} = 100 \text{ кПа} = 10^5 \text{ Па.}$$

Розрізняють **надлишковий** та **абсолютний** тиск.

**Надлишковий** тиск  $P_n$  – різниця між тиском рідини або газу і тиском навколишнього середовища.

**Абсолютний** тиск  $P$  – тиск, що відраховується від абсолютного нуля тиску або від абсолютного вакууму. Цей тиск є ТД-параметром стану.

Абсолютний тиск визначається:

1) при тиску посудини більше атмосферного:

$$P = P_n + P_o; \quad (1.5)$$

2) при тиску посудини менше атмосферного:

$$P = P_o + P_v; \quad (1.6)$$

де  $P_o$  – атмосферний тиск;  $P_v$  – тиск вакууму.

**Температура** – характеризує ступінь нагрівання тіла, є мірою середньої кінетичної енергії поступального руху його молекул. Чим більша середня швидкість руху, тим вища температура тіла.

За ТД-параметр стану системи приймають **термодинамічну** температуру  $T$ , тобто **абсолютну** температуру. Вона завжди більше нуля.

При температурі абсолютного нуля ( $T = 0$ ) теплові рухи припиняються і ця температура є початком відліку абсолютної температури.

#### ***1.4. Рівняння стану і термодинамічний процес***

Основні ТД-параметри стану  $P$ ,  $v$ ,  $T$  однорідного тіла залежать один від одного і взаємопов'язані між собою певним математичним рівнянням, яке називається **рівнянням стану**:

$$f(P, v, T) = 0. \quad (1.7)$$

**Рівноважним станом** називається стан тіла, при якому у всіх його точках об'єму  $P$ ,  $v$  і  $T$  й всі інші фізичні властивості однакові.

*Сукупність змін стану ТД-системи при переході з одного стану в інший називається ТД-процесом.* ТД-процеси бувають рівноважні і нерівноважні. Якщо процес проходить через рівноважний стан, то він називається **рівноважним**. У реальних умовах всі процеси є нерівноважними.

Якщо при будь-якому ТД-процесі зміна параметра стану не залежить від виду процесу, а визначається початковим і кінцевим станом, то параметри стану називаються **функцією стану**. Такими параметрами є внутрішня енергія, ентальпія, ентропія і т.д.

**Інтенсивні параметри** – це параметри, що не залежать від маси системи (тиск, температура).

**Адитивні (екстенсивні) параметри** – параметри, значення яких пропорційні масі системи (об'єм, енергія, ентропія і т.д.).

На рис. 1.1 показана схема, що ілюструє взаємозв'язок основних понять ТД.

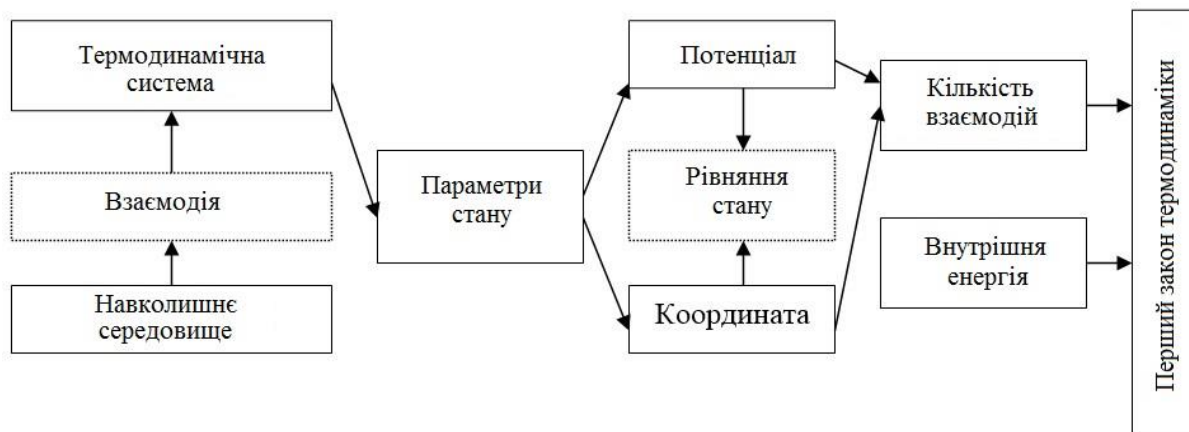


Рисунок 1.1 – Схема взаємозв'язку понять в термодинаміці

## Тема 2. Перший закон термодинаміки

### 2.1. Тепло та робота

Тіла, які беруть участь при протіканні ТД-процесу, обмінюються енергією. Передача енергії від одного тіла до іншого відбувається двома способами.

**Перший спосіб** реалізується при безпосередньому контакті тіл, що мають різну температуру, шляхом обміну кінетичною енергією між молекулами дотичних тіл або променистим перенесенням внутрішньої енергії випромінюючих тіл шляхом електромагнітних хвиль. При цьому енергія передається від більш нагрітого до менш нагрітого.

*Кількість енергії, переданої першим способом від одного тіла до іншого, називається кількістю теплоти  $Q$  [Дж], а спосіб – передача енергії у формі теплоти.*

**Другий спосіб** пов'язаний з наявністю силових полів або зовнішнього тиску. Для передачі енергії цим способом тіло повинно або пересуватися в силовому полі, або змінювати свій об'єм під дією зовнішнього тиску, тобто передача енергії відбувається за умови переміщення всього тіла або його

частини в просторі. При цьому кількість переданої енергії називається роботою  $L$  [Дж], а спосіб передачі відбувається у формі роботи.

*Кількість енергії, отриманої тілом у формі роботи, називається роботою, здійсненою над тілом, а відданої енергії – витраченою тілом роботою.*

Кількість теплоти, отриманої (відданої) тілом, і робота, здійснена (витрачена) над тілом, залежать від умов переходу тіла з початкового стану в кінцевий, тобто залежать від характеру ТД-процесу.

## **2.2. Внутрішня енергія**

У загальному випадку внутрішньою енергією називається сукупність всіх видів енергій, що знаходяться в тілі або системі тіл. Цю енергію можна подати як суму окремих видів енергій: кінетичної енергії молекул (поступального та обертального рухів молекул); коливального руху атомів в самій молекулі; енергії електронів; внутрішньоядерної енергії; енергії взаємодії між ядром молекули та електронами; потенційної енергії молекул.

У технічній термодинаміці розглядаються тільки такі процеси, в яких змінюються кінетична і потенційна складові внутрішньої енергії. При цьому знання абсолютних значень внутрішньої енергії не вимагається. Тому внутрішньою енергією для ідеальних газів називають кінетичну енергію руху молекул та енергію коливальних рухів атомів в молекулі, а для реальних газів додатково включають потенційну енергію молекул. Внутрішня енергія  $U$  є функцією двох основних параметрів стану газу, тобто  $U = f(P, T)$ ,  $U = f(v, T)$ ,  $U = f(P, v)$ . Будь-якому стану робочого тіла (системи) відповідає цілком певне значення параметрів стану, то для кожного стану газу буде характерна своя однозначна, цілком певна величина внутрішньої енергії  $U$ . Тобто  $U$  є функцією стану газу. І різниця внутрішніх енергій для

двох будь-яких станів робочого тіла або системи тіл не буде залежати від шляху переходу від одного стану в інший.

### **2.3. Перший закон термодинаміки**

Перший закон термодинаміки є основою термодинамічної теорії і має велике прикладне значення при дослідженні термодинамічних процесів. Цей закон є законом збереження і перетворення енергії:

**Енергія не зникає і не виникає знову, вона лише переходить з одного виду в інший в різних фізичних процесах.**

Для термодинамічних процесів закон встановлює взаємозв'язок між теплотою, роботою і зміною внутрішньої енергії ТД-системи:

**Теплота, підведена до системи, витрачається на зміну енергії системи і здійснення роботи.**

Рівняння першого закону термодинаміки має такий вигляд:

$$Q = (U_2 - U_1) + L, \quad (2.1)$$

де  $Q$  – кількість теплоти, підведена (відведена) до системи;  $L$  – робота, здійснена системою (над системою);  $(U_2 - U_1)$  – зміна внутрішньої енергії в даному процесі.

Якщо:

- $Q > 0$  – теплота підводиться до системи;
- $Q < 0$  – теплота відводиться від системи;
- $L > 0$  – робота відбувається системою;
- $L < 0$  – робота здійснюється над системою.

Для одиниці маси речовини рівняння першого закону термодинаміки має вигляд:

$$q = Q/m = (u_2 - u_1) + l. \quad (2.2)$$

**Надалі всі формули і рівняння будуть наводитися в основному для одиниці маси речовини.**

Перший закон ТД вказує, що для отримання корисної роботи  $L$  в безперервно діючому тепловому двигуні треба підводити (витрачати) теплоту  $Q$ .

**Двигун, що постійно виконує роботу і не споживає ніякої енергії, називається вічним двигуном I роду.**

З цього можна зробити таке твердження 1-го закону термодинаміки:

**Вічний двигун першого роду неможливий.**

## **2.4. Теплоємність газу**

Дійсна теплоємність ( $C$ ) робочого тіла визначається відношенням кількості підведеної (відведеної) до робочого тіла теплоти в даному ТД-процесі до викликані цими змінами температури тіла, Дж/К .

$$C = dQ/dT; \quad (2.3)$$

Теплоємність залежить від зовнішніх умов або характеру процесу, при якому відбувається підведенням або відведенням теплоти.

Розрізняють такі види питомої теплоємності:

– масову , Дж/кг:  $c = C/m$ , (2.4)

– молярну , Дж/моль:  $c_\mu = C/\nu$ , (2.5)

де  $\nu$  – кількість речовини [моль];

– об'ємну , Дж/м<sup>3</sup>:  $c' = C/V = c \cdot \rho$ , (2.6)

де  $\rho = m/V$  – густина речовини.

Зв'язок між цими теплоємностями:

$$c = c' \cdot \nu = c_\mu / \mu ,$$

де  $\nu = V/m$  – питомий об'єм речовини, [м<sup>3</sup>/кг];  $\mu = m/\nu$  – молярна (молекулярна) маса, [кг/моль].

Теплоємність газів великою мірою залежить від тих умов, при яких відбувається процес їх нагрівання або охолодження. Розрізняють теплоємності при постійному тиску (ізобарний) і при постійному об'ємі (ізохорний).

Таким чином розрізняють такі питомі теплоємності:

- $c_p, c_v$  – масові ізобарну й ізохорну;
- $c_{p\mu}, c_{v\mu}$  – молярні ізобарну й ізохорну;
- $c'_p, c'_v$  – об'ємні ізобарну й ізохорну.

Між ізобарною та ізохорною теплоємностями існує така залежність:

$$\text{– рівняння Майєра} \quad c_p - c_v = R; \quad (2.7)$$

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = R_\mu . \quad (2.8)$$

Теплоємність залежить від температур, що надаються в довідковій літературі у вигляді таблиці як середні теплоємності в інтервалі температур від 0 до  $t_x$ . Для визначення середньої теплоємності в інтервалі температур від  $t_1$  до  $t_2$  можна використовувати таку формулу:

$$c|_{t_1}^{t_2} = (c|_{t_0}^{t_2} t_2 - c|_{t_0}^{t_1} t_1) / (t_2 - t_1) . \quad (2.9)$$

## ***2.5. Універсальне рівняння стану ідеального газу***

Ідеальним газом називається такий газ, у якого відсутні сили взаємного тяжіння і відштовхування між молекулами і не враховуються розміри молекул. Всі реальні гази при високих температурах і малих тисках можна практично вважати ідеальними газами.

Рівняння стану як для ідеальних, як і для реальних газів описуються трьома параметрами за рівнянням (1.7).

Рівняння стану ідеального газу можна вивести з молекулярно-кінетичної теорії або зі спільного розгляду законів Бойля – Маріотта і Гей – Люссака.

Це рівняння було виведено у 1834 р. французьким фізиком Клапейроном і для 1 кг маси газу має вигляд:

$$P \cdot v = R \cdot T, \quad (2.10)$$

де  $R$  – газова постійна, яка представляє собою роботу 1 кг газу в процесі при постійному тиску і при зміні температури на 1 градус.

Рівняння (2.7) називають термічним рівнянням стану або характеристичним рівнянням.

Для довільної кількості газу масою  $m$  рівняння стану буде:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T. \quad (2.11)$$

У 1874 р. Д.І. Менделєєв, базуючись на законі Дальтона (**У рівних об'ємах різних ідеальних газів, що знаходяться при однакових температурах і тисках, міститься однакова кількість молекул**), запропонував універсальне рівняння стану для 1 кг газу, яке називають рівнянням Клапейрона – Менделєєва:

$$P \cdot v = R_{\mu} \cdot T / \mu, \quad (2.12)$$

де  $\mu$  – молярна (молекулярна) маса газу, кг/кмоль;  $R_{\mu} = 8314,20$  Дж/кмоль (8,3142 кДж/кмоль) – **універсальна газова постійна** і представляє собою роботу 1 кмоль ідеального газу в процесі при постійному тиску і при зміні температури на 1 градус.

Знаючи  $R_{\mu}$ , можна знайти газову постійну  $R = R_{\mu} / \mu$ .

Для довільної маси газу рівняння Клапейрона – Менделєєва матиме вигляд:

$$P \cdot V = m \cdot R_{\mu} \cdot T / \mu. \quad (2.13)$$

## 2.6. Суміш ідеальних газів

**Газовою сумішшю** називається суміш окремих газів, які не вступають між собою ні в які хімічні реакції. Кожен газ (компонент) в суміші незалежно від інших газів повністю зберігає всі свої властивості і поводить так, коли б він один займав весь об'єм суміші.

**Парціальний тиск** – це тиск, який мав би кожен газ, що входить до складу суміші, коли б цей газ знаходився один в тій же кількості, в тому ж об'ємі і при тій же температурі, що і в суміші.

Газова суміш підпорядковується **закону Дальтона: Загальний тиск суміші газів дорівнює сумі парціальних тисків окремих газів, що становлять суміш:**

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum P_i, \quad (2.14)$$

де  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$  – парціальні тиски.

Склад суміші задається об'ємними, масовими і мольними частками, що визначаються за такими формулами:

$$r_1 = V_1/V_{\text{сум}}; r_2 = V_2/V_{\text{сум}}; \dots r_n = V_n/V_{\text{сум}}, \quad (2.15)$$

$$g_1 = m_1/m_{\text{сум}}; g_2 = m_2/m_{\text{сум}}; \dots g_n = m_n/m_{\text{сум}}, \quad (2.16)$$

$$r_1' = \nu_1/\nu_{\text{сум}}; r_2' = \nu_2/\nu_{\text{сум}}; \dots r_n' = \nu_n/\nu_{\text{сум}}, \quad (2.17)$$

де  $V_1; V_2; \dots V_n; V_{\text{сум}}$  – об'єми компонентів і суміші;  $m_1; m_2; \dots m_n; m_{\text{сум}}$  – маси компонентів і суміші;  $\nu_1; \nu_2; \dots \nu_n; \nu_{\text{сум}}$  – кількість речовини (кіломолей) компонентів і суміші.

Для ідеального газу за законом Дальтона:

$$r_1 = r_1'; r_2 = r_2'; \dots r_n = r_n'. \quad (2.18)$$

Оскільки  $V_1 + V_2 + \dots + V_n = V_{\text{сум}}$  та  $m_1 + m_2 + \dots + m_n = m_{\text{сум}}$ ,

$$\text{то} \quad r_1 + r_2 + \dots + r_n = 1, \quad (2.19)$$

$$g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1. \quad (2.20)$$

Зв'язок між об'ємними і масовими частками такий:

$$g_1 = r_1 \cdot \mu_1 / \mu_{\text{сум}} ; g_2 = r_2 \cdot \mu_2 / \mu_{\text{сум}} ; \dots g_n = r_n \cdot \mu_n / \mu_{\text{сум}} , \quad (2.21)$$

де  $\mu_1 , \mu_2 , \dots \mu_n , \mu_{\text{сум}}$  – молекулярні маси компонентів та суміші.

**Молекулярна маса суміші:**

$$\mu_{\text{сум}} = \mu_1 r_1 + r_2 \mu_2 + \dots + r_n \mu_n . \quad (2.22)$$

**Газова постійна суміші:**

$$R_{\text{сум}} = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \dots + g_n R_n = R_{\mu} (g_1 / \mu_1 + g_2 / \mu_2 + \dots + g_n / \mu_n) = 1 / (r_1 / R_1 + r_2 / R_2 + \dots + r_n / R_n) . \quad (2.23)$$

**Питомі масові теплоємності суміші:**

$$c_{p \text{ сум.}} = g_1 c_{p 1} + g_2 c_{p 2} + \dots + g_n c_{p n} . \quad (2.24)$$

$$c_{v \text{ сум.}} = g_1 c_{v 1} + g_2 c_{v 2} + \dots + g_n c_{v n} . \quad (2.25)$$

**Питомі молярні (молекулярні) теплоємності суміші:**

$$c_{p \mu \text{ сум}} = r_1 c_{p \mu 1} + r_2 c_{p \mu 2} + \dots + r_n c_{p \mu n} . \quad (2.26)$$

$$c_{v \mu \text{ сум}} = r_1 c_{v \mu 1} + r_2 c_{v \mu 2} + \dots + r_n c_{v \mu n} . \quad (2.27)$$

### **Тема 3. Другий закон термодинаміки**

#### ***3.1. Основні положення другого закону термодинаміки***

Перший закон термодинаміки стверджує, що теплота може перетворюватися в роботу, а робота в теплоту і не встановлює умов, за яких можливі ці перетворення.

Перетворення роботи в теплоту відбувається завжди повністю і безумовно. Зворотний процес перетворення теплоти в роботу при безперервному її переході можливий тільки за певних умов і в неповному обсязі. Теплота сама собою може переходити від більш нагрітих тіл до холодних. Перехід теплоти від холодних тіл до нагрітих сам собою не відбувається. Для цього потрібно затратити додаткову енергію.

Таким чином, для повного аналізу явища і процесів необхідно мати, крім першого закону термодинаміки, ще додаткову закономірність. Цим

законом є другий закон термодинаміки. Він встановлює чи можливий або неможливий той або інший процес, в якому напрямку протікає процес, коли досягається термодинамічна рівновага, і за яких умов можна отримати максимальну роботу.

*Формулювання другого закону термодинаміки.*

Для існування теплового двигуна потрібні два джерела – **гаряче і холодне** (навколишнє середовище). Якщо тепловий двигун працює тільки від одного джерела, то він називається **вічним двигуном 2-го роду**.

Перше формулювання (Освальда):

**Вічний двигун 2-го роду неможливий.**

Вічний двигун 1-го роду – це тепловий двигун, у якого  $L > Q_1$ , де  $Q_1$  – підведена теплота. Перший закон термодинаміки дозволяє можливість створити тепловий двигун, що повністю перетворює підведену теплоту  $Q_1$  в роботу  $L$ , тобто  $L = Q_1$ . Другий закон накладає більш жорсткі обмеження і стверджує, що робота повинна бути менше підведеної теплоти ( $L < Q_1$ ) на величину відведеної теплоти  $Q_2$ , тобто  $L = Q_1 - Q_2$ .

Вічний двигун 2-го роду можна створити, якщо теплоту  $Q_2$  передати від холодного джерела до гарячого. Але для цього теплота мимоволі повинна перейти від холодного тіла до гарячого, що неможливо. Звідси випливає 2-ге формулювання (Клаузіуса):

**Теплота не може мимоволі переходити від більш холодного тіла до більш нагрітого.**

Для роботи теплового двигуна потрібні два джерела – гаряче і холодне. 3 - те формулювання (Карно):

**Там де є різниця температур, можливо здійснення роботи.**

Всі ці формулювання взаємопов'язані, з одного формулювання можна отримати інше.

### 3.2. Ентропія

Однією з функцій стану термодинамічної системи є ентропія. Ентропією називається величина, яка визначається виразом, Дж/К:

$$dS = dQ/T. \quad (3.1)$$

або для питомої ентропії, Дж/(кг·К) :

$$ds = dq/T. \quad (3.2)$$

Ентропія – це однозначна функція стану тіла, яка набуває для кожного стану цілком певного значення. Вона є екстенсивним (залежить від маси речовини) параметром стану і в будь-якому термодинамічному процесі повністю визначається початковим і кінцевим станом тіла і не залежить від шляху протікання процесу.

Ентропію можна визначити як функцію основних параметрів стану:

$$S = f_1(P, V) ; S = f_2(P, T) ; S = f_3(V, T) ; \quad (3.3)$$

або для питомої ентропії:

$$s = f_1(P, v) ; s = f_2(P, T) ; s = f_3(v, T) . \quad (3.4)$$

Оскільки ентропія не залежить від виду процесу і визначається початковими і кінцевими станами робочого тіла, то знаходять тільки його зміни в даному процесі, які можливо знайти за такими рівняннями:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1) ; \quad (3.5)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1) ; \quad (3.6)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(P_2/P_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1) . \quad (3.7)$$

Якщо ентропія системи зростає ( $\Delta s > 0$ ), то до системи підводиться тепло.

Якщо ентропія системи зменшується ( $\Delta s < 0$ ), то від системи відводиться тепло.

Якщо ентропія системи не змінюється ( $\Delta s = 0, s = \text{const}$ ), то до системи не підводиться тепло і не відводиться тепло від неї (адіабатний процес).

### 3.3. Цикл і теореми Карно

Круговий процес (цикл) – це процес, при якому термодинамічна система, зазнавши ряд змін, повертається в початковий стан (**замкнутий (круговий) процес**). На рис. 3.1 показані прямий і оборотний цикли.

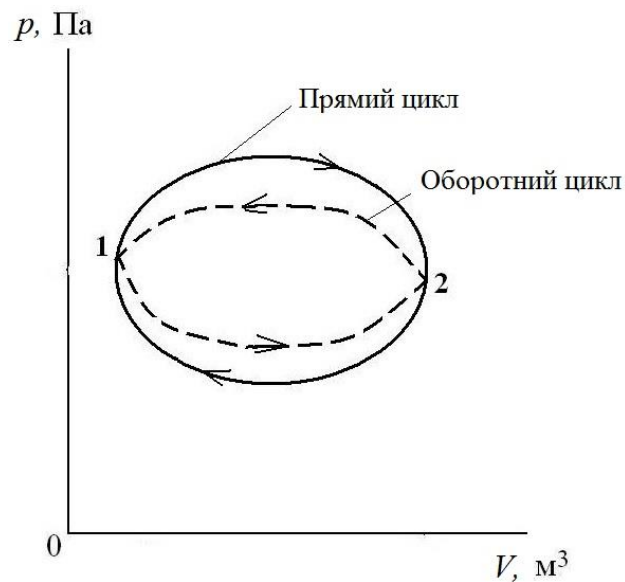


Рисунок 3.1 – Прямий і оборотний цикли

Прямий цикл – цикл теплових двигунів, який проходить в  $p$ - $V$  координатах за годинниковою стрілкою (лінія розширення знаходиться вище лінії стиснення). Оборотний цикл – цикл холодильних установок і машин-зрядь, який проходить в  $p$ - $V$  координатах проти годинникової стрілки (лінія розширення знаходиться нижче лінії стиснення).

Процеси можуть бути оборотними і необоротними. При оборотному процесі ТС, пройшовши ряд станів, може повернутися в початковий стан через ті ж проміжні стани. При цьому в термодинамічній системі і навколишньому середовищу не відбувається ніяких змін. Цей процес є

рівноважним, тобто відсутні втрати енергії на тертя, теплообмін та ін., а також забезпечується механічна і термічна рівноваги на межі термодинамічної системи з навколишнім середовищем (забезпечується нескінченно мала різниця тисків і температур в кожен момент процесу).

Всі реальні процеси є нерівноважними і необоротними, і можуть розглядатися як рівноважні й оборотні тільки в рамках деякої ідеалізації, в межах певних припущень.

Циклом Карно називається круговий цикл, що складається з двох ізотермічних і з двох адіабатних процесів. Оборотний цикл Карно в  $P$ - $v$  та  $T$ - $s$  діаграмах показаний на рис. 3.2.

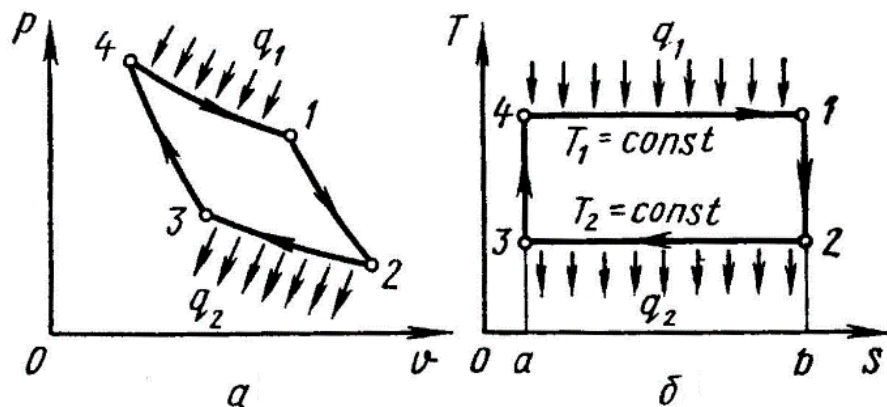


Рисунок 3.2 – Оборотний цикл Карно в  $P$ - $v$  (а) і  $T$ - $s$  (б) діаграмах

На рис 3.2:

- 1–2 – оборотне адіабатне розширення при  $s_1 = \text{const}$ . Температура зменшується від  $T_1$  до  $T_2$ .
- 2–3 – ізотермічний стиск, відведення теплоти  $q_2$  до холодного джерела від робочого тіла.
- 3–4 – оборотне адіабатне стиснення при  $s_2 = \text{const}$ . Температура підвищується від  $T_3$  до  $T_4$ .
- 4–1 – ізотермічне розширення, підведення теплоти  $q_1$  від гарячого джерела до робочого тіла.

Основною характеристикою будь-якого циклу є **термічний коефіцієнт корисної дії (Т ККД):**

$$\eta_t = L_{ц}/Q_{ц}, \quad (3.8)$$

або

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2)/Q_1.$$

Для оборотного циклу Карно Т ККД визначається за формулою:

$$\eta_{тк} = (T_1 - T_2) / T_1. \quad (3.9)$$

Звідси витікає **1-ша теорема Карно:**

**Термічний ККД оборотного циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла і визначається тільки температурами джерел.**

З порівняння довільного оборотного циклу і циклу Карно випливає **2-га теорема Карно:**

**Оборотний цикл Карно є найвигіднішим циклом в заданому інтервалі температур.**

Тобто Т ККД циклу Карно завжди більше Т ККД довільного циклу:

$$\eta_{тк} > \eta_t. \quad (3.10)$$

Технологічна схема, яка реалізує цикл Карно, показана на рис. 3.3.

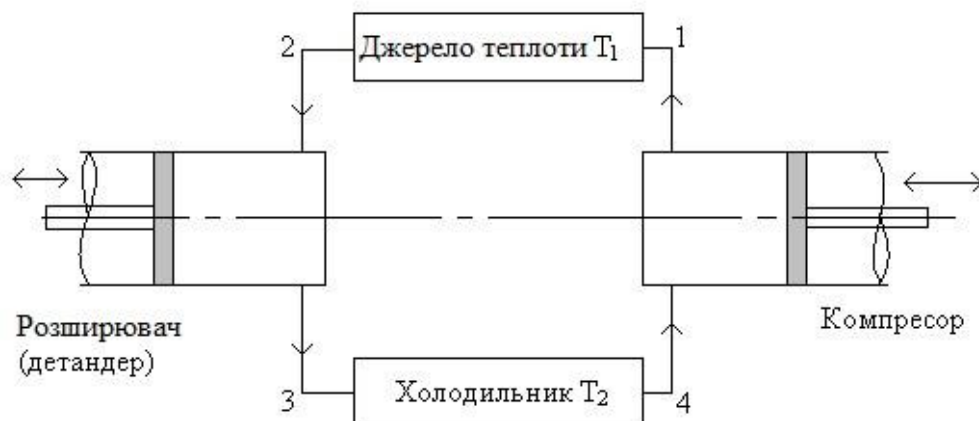


Рисунок 3.3 – Технологічна схема, яка реалізує тепловий цикл Карно

Розглянемо цей цикл, вважаючи, що робоче тіло – ідеальний газ. У процесі 1–2  $T_1 = \text{const}$ . Отже,  $\Delta u = q - w = 0$  і  $q = w$ . Тобто вся теплота з джерела теплоти  $q_1$  переходить в роботу розширення  $w_{12}$ . У процесі 2–3 треба «опуститися» на нижній температурний рівень  $T_2$  адіабатно ( $s_2 = \text{const}$ ), отже,  $q_{23} = 0$  і вся зміна внутрішньої енергії в процесі переходить знову в роботу розширення, тому що  $\Delta u_{23} = -w_{23}$ .

Згадаємо, що в процесі 2–3  $dT < 0 \rightarrow \Delta u_{23} < 0 \rightarrow w_{23} > 0$ , тобто робоче тіло віддає роботу розширення в зовнішнє середовище.

У процесі 3–4 відбувається ізотермічне стиснення. Знову  $dT = 0 \rightarrow \Delta u_{34} = 0 \rightarrow q_{34} = q_2 = w_{34} < 0$ . Теплота  $q_2$  йде в навколишнє середовище (в холодильник) і зовнішнє середовище витрачає роботу стиснення  $w_{34}$ .

Останній процес 4–1 це процес повернення робочого тіла в початковий стан, в т. 1.

Процес адіабатний ( $s_1 = \text{const}$ ), де  $dT > 0$ ,  $\Delta u_{41} > 0 \rightarrow \Delta u_{41} = -w_{41} \rightarrow w_{41} < 0$ , тобто зовнішнє середовище витрачає роботу на стиск в компресорі.

Вибір процесів, що утворюють цикл Карно, має переваги в тому, що то  $dT = 0$ , то  $ds = 0$ , тобто то  $du = 0$ , то  $dq = 0$ . При такій комбінації процесів, що утворюють цикл Карно, найбільш просто одержувати роботу із зовнішнього середовища і найбільш економічні самі енергетичні результати (повнота переходу теплоти і внутрішньої енергії в роботу і навпаки).

### ***3.4. Цикли теплових і холодильних машин, їх ефективність***

Ще понад 200 років тому розвиток промисловості поставив перед вченими та інженерами задачу безперервного одержання механічної роботи, роботи упорядкованого руху робочого тіла. А на 100 років пізніше довелося

вирішувати задачу безперервного «отримання холоду» за рахунок роботи (тобто перенесення).

Однак одержувати роботу або трансформувати її в теплоту безперервно в розімкнутому односторонньому процесі – неможливо, хоча б тому, що односторонньо рухомий поршень в циліндрі непрацездатний (повинен мати безкінечний хід). Тому необхідність циклів, як замкнутої системи процесів, для людської практики була давно зрозуміла, особливо при переході до безперервних технологічних процесів.

Застосування циклів створює умови повернення робочого тіла в початковий стан. Розглянемо рис. 3.4.

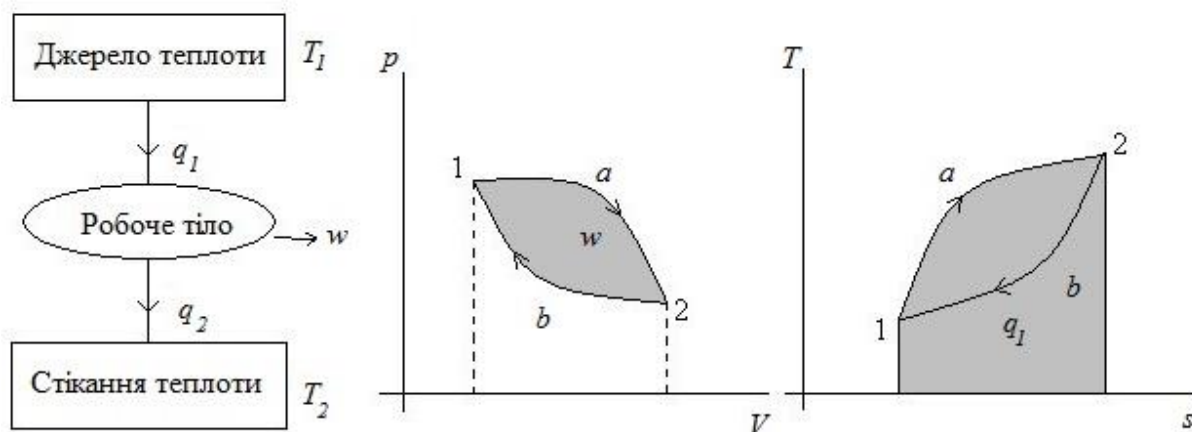


Рисунок 3.4 – Ілюстрація роботи теплової машини ( $T_1 > T_2$ )

В точці 1 на діаграмах  $P-V$  і  $T-s$  робоче тіло починає контактувати з джерелом теплоти (верхній температурний рівень). Далі в процесі 1a2 відбувається розширення робочого тіла й одночасно прихід теплоти  $q_1$  від джерела до робочого тіла. В точці 2 припиняється контакт з джерелом, яке віддало теплоту  $q_1$ , та організовується контакт робочого тіла зі стіканням теплоти (холодильником). У процесі 2b1 відбувається стиснення робочого тіла із затратою роботи й одночасно віддача теплоти  $q_2$  холодильнику. Так, організовуючи контакт то з джерелом, то з холодильником, робоче тіло

повертається в початковий стан точка 1 (тут тепловій машині не потрібно довгих циліндрів, буде короткий хід поршня).

Відзначимо важливу обставину на рис. 3.4: лінія розширення  $1a2$  розташована на діаграмі  $p-V$  вище лінії стиснення  $2b1$ , отже, робота розширення буде більше роботи стиснення (за абсолютною величиною), таким чином, робота за цикл  $w > 0$ . Такі цикли отримали назву циклів теплових машин (двигунів) або прямих цикли (а будуть ще оборотні). В прямих циклах теплота перетворюється в роботу, а в оборотних (холодильних) – робота перетворюється в теплоту.

Розглядаючи властивості внутрішньої енергії, кДж/кг, в темі 1, було показано, що

$$q_1 - q_2 = q = w \quad (3.11)$$

**Термічним коефіцієнтом корисної дії технічного пристрою називається відношення кількісно виражених корисної та витраченої енергій.**

Отже, термічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_t$  теплового циклу дорівнює, кДж роботи/кДж витраченої теплоти:

$$\eta_t = w/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1 \quad (3.12)$$

де  $q_1$  – кількість теплоти, взятої з джерела робочим тілом,  $q_2$  – кількість теплоти, відданої холодильнику.

Величина  $\eta_t$  є кількісною мірою досконалості, ефективності термодинамічного циклу. З (3.12) випливає, що, щоб  $\eta_t \rightarrow 1$ , необхідно або  $q_2 \rightarrow 0$ , або  $q_1 \rightarrow \infty$ . Перша вимога проблематична, друга – практично не підлягає реалізації.

Розглянемо цикл холодильної машини (або оборотний цикл) на рис. 3.5.

У стані 1 робоче тіло приводиться в контакт зі стінками холодильної камери, виводячи з неї теплоту  $q_2$  при здійсненні роботи розширення в

процесі 1b2. У стані 2 робоче тіло вже починає контактувати з джерелом теплоти і в процесі 2a1 віддає теплоту  $q_1$ , забираючи із зовнішнього середовища роботу стиснення  $w$ . Таким чином, створюючи контакт то з холодильною камерою, то з джерелом теплоти, робоче тіло повертається в початковий стан точка 1. При цьому теплота  $q_2$  переноситься з нижнього температурного рівня  $T_2$  на верхній  $T_1$ .

У цих циклах (їх назвали холодильними) процес розширення 1b2 в діаграмі  $p$ - $V$  знаходиться нижче процесу стиснення 2a1 робочого тіла. Тому необхідно підводити до циклу роботу  $w$  із зовнішнього середовища. Ця обставина зумовила назву холодильних циклів як оборотних по відношенню до теплових (прямих).

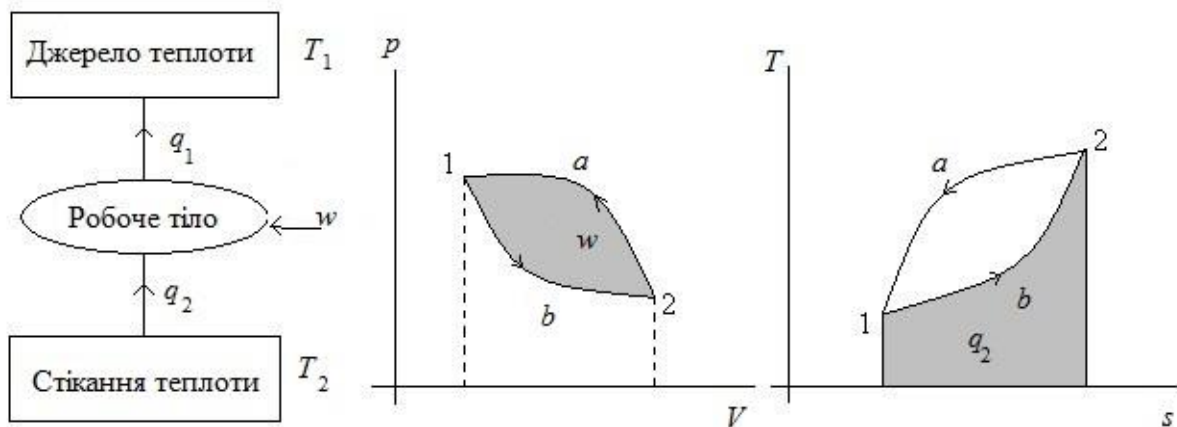


Рисунок 3.5 – Ілюстрація роботи холодильної машини ( $T_1 > T_2$ )

Кількісною мірою досконалості холодильного циклу є аналог термічного коефіцієнта корисної дії, який в холодильній техніці має назву холодильного коефіцієнта, кДж «холоду»/кДж роботи:

$$\varepsilon_x = \text{користь/затрати} = q_2/w = q_2/(q_1 - q_2). \quad (3.13)$$

Холодильний цикл на рис. 3.5 термодинамічно нічим не відрізняється від циклу теплового насоса, але останнім називають такий цикл, що використовується для опалення підведенням теплоти  $q_1$  за рахунок роботи.

Тепловим насосом або динамічним опаленням називають процес отримання теплоти за рахунок затрачуваної роботи.

І в холодильній машині, і в тепловому насосі робоче тіло переносить теплоту до тіл з високою температурою  $T_1$  від тіл з низькою  $T_2$  за рахунок затрачуваної роботи.

### 3.5. Третій закон термодинаміки

Третій закон термодинаміки формулюється як принцип недосяжності абсолютного нуля температур. Як відомо, всі речовини при температурі  $T \rightarrow 0$  К знаходяться в конденсованому стані.

Для конденсованих термодинамічних систем відповідно до теплової теореми Нернста криві теплових ефектів  $\Delta H^0 = f(T)$  і вільної енергії Гіббса  $\Delta G^0 = f(T)$  при температурі  $T = 0$  К сходяться і мають спільну дотичну (рис. 3.6).

Ця дотична паралельна осі температур, тому що властивості твердих і рідких речовин поблизу  $T = 0$  К перестають залежати від температури.

За визначенням  $\Delta G^0 = \Delta H^0 - T\Delta S^0$ .

При  $T = 0$  К  $\Delta G_0^0 = \Delta_f H_0^0$ , а

$$\lim_{T \rightarrow 0} \left( \frac{\partial \Delta G}{\partial T} \right)_p = \lim_{T \rightarrow 0} \left[ \left( \frac{\partial G_2}{\partial T} \right)_p - \left( \frac{\partial G_1}{\partial T} \right)_p \right] = 0, \quad (3.14)$$

де  $\left( \frac{\partial G}{\partial T} \right)_p = -S_p$  за визначенням.

Тоді

$$\lim_{T \rightarrow 0} (-S_2 + S_1)_p = \lim_{T \rightarrow 0} (-\Delta S)_p = 0. \quad (3.15)$$

Отже, при  $T \rightarrow 0$ ,  $\Delta S \rightarrow 0$  та  $S = S_0 = \text{const}$ , тобто процес є адіабатним, тому що  $\delta Q = 0$  і  $dS = 0$ . Планк запропонував вважати, що при  $T \rightarrow 0$   $S_0 = 0$ .

Таким чином, поблизу абсолютного нуля температур ізотермічний процес є одночасно й адіабатним процесом, і термодинамічна система не обмінюється з навколишнім середовищем теплотою. При цьому досягти температури  $T = 0$  К неможливо як шляхом адіабатного розширення робочого тіла, тому  $\Delta U = 0$  та  $U = U_1 = \text{const}$  ( $dT = 0$ ,  $T = \text{const}$ ), так і шляхом ізотермічного розширення робочого тіла, оскільки робоче тіло перестає віддавати тепло навколишньому середовищу, тому що  $\delta Q = 0$  і  $dS = 0$ .

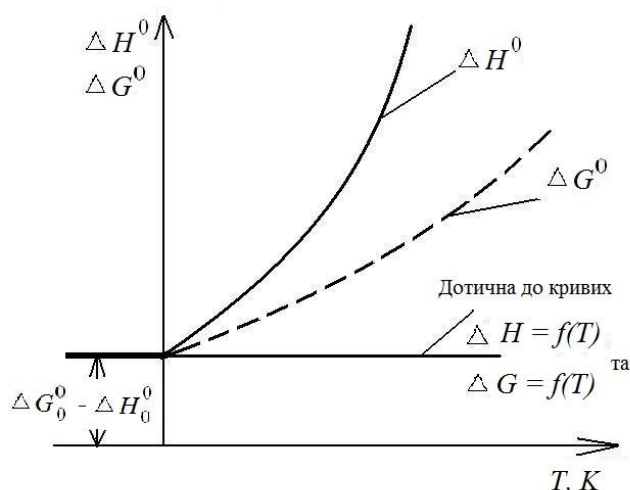


Рисунок 3.6 – Ілюстрація третього закону термодинаміки

Третій закон термодинаміки дозволяє визначити початок відліку ентропії та абсолютне значення ентропії речовин при різних температурах, якщо відомі теплоємності і теплові ефекти фазових перетворень в діапазоні температур від  $T = 0$  до  $T$ :

$$\hat{S}_T = \int_0^T \hat{C}_p \frac{dT}{T} + \hat{S}_0; \quad \Delta \hat{S}_{\text{ф.п.}} = \frac{\Delta \hat{H}_{\text{ф.п.}}}{T_{\text{ф.п.}}}, \quad (3.16)$$

де  $\Delta\hat{H}_{\text{ф.п.}}$  – тепловий ефект фазового перетворення;  $T_{\text{ф.п.}}$  – температура фазового перетворення.

З теплової теореми Нернста випливають важливі наслідки, які мають практичне значення. Це в першу чергу – недосягнення абсолютного нуля температури, хоча наближення до нього необмежене. В даний час досягнуті наднизькі температури лише на  $10^{-6}$  градуса відрізняються від абсолютного нуля.

У 60-х рр. ХХ століття все більшої популярності стала набувати думка, яку вважали «нульовим» законом термодинаміки існування термічної рівноваги між тілами, що мають однакову температуру. Дійсно, довільне вирівнювання температури між тілами, що взаємодіють, протікає незалежно від втручання зовнішніх сил, виявляється як об'єктивна реальність.

## Тема 4. Термодинамічні процеси

### 4.1. Метод дослідження термодинамічних процесів

Як зазначено вище перший закон ТД встановлює взаємозв'язок між кількістю теплоти, внутрішньою енергією і роботою. При цьому кількість теплоти, що підводиться до тіла або відводиться від тіла, залежить від характеру процесу.

До основних ТД-процесів належать: **ізохорний, ізотермічний, ізобарний та адіабатний.**

Для всіх цих процесів встановлюється спільний метод дослідження, що полягає у такому:

- виводиться рівняння процесу кривої  $P-v$  і  $T-s$  – діаграмах;
- встановлюється залежність між основними параметрами робочого тіла на початку і в кінці процесу;

• визначається зміна внутрішньої енергії за формулою, справедливою для всіх процесів ідеального газу:

$$\Delta u = c_{vm}|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{vm}|_0^{t_1} \cdot t_1. \quad (4.1)$$

або при постійній теплоємності:

$$\Delta U = m \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1); \quad (4.2)$$

визначається робота:

$$L = P \cdot (V_2 - V_1); \quad (4.3)$$

визначається кількість теплоти, що бере участь у процесі:

$$q = c_x \cdot (t_2 - t_1); \quad (4.4)$$

визначається зміна ентальпії за формулою, справедливою для всіх процесів ідеального газу:

$$\Delta i = (i_2 - i_1) = c_{pm}|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{pm}|_0^{t_1} \cdot t_1, \quad (4.5)$$

або при постійній теплоємності:

$$\Delta i = c_p \cdot (t_2 - t_1); \quad (4.6)$$

визначається зміна ентропії:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(v_2/v_1); \quad (4.7)$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1); \quad (4.8)$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + c_p \cdot \ln(v_2/v_1). \quad (4.9)$$

Всі процеси розглядаються як оборотні.

## ***4.2. Ізопроцеси ідеального газу***

**1. Ізохорний процес** (рис. 4.1) – це процес підведення або відбирання теплоти від газу при постійному об'ємі  $v = \text{const}$ .

Цей процес використовується як підготовчий процес у циклах.

Співвідношення між параметрами для кінцевої ділянки процесу 1–2 визначається законом Шарля:  $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$ , що впливає з рівнянь стану для точок 1 і 2:  $p_1 v_1 = RT_1$  та  $p_2 v_2 = RT_2$  при  $v_1 = v_2 = v = \text{const}$ .

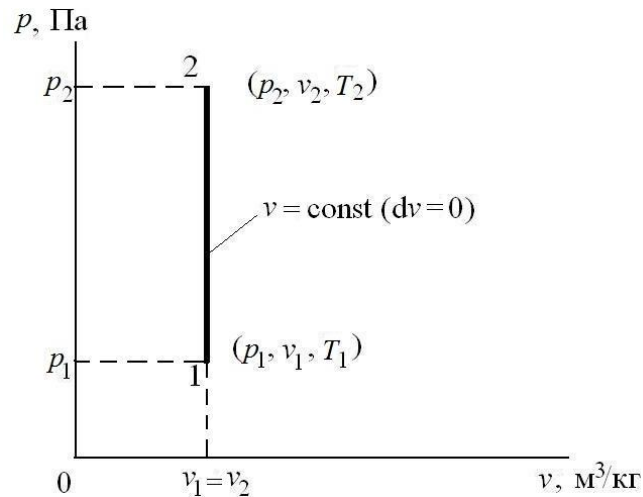


Рисунок 4.1 – Ізохорний процес

Оскільки робота розширення в цьому процесі дорівнює нулю:

$$l_v = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 0, \text{ оскільки } dv = 0, \text{ тоді з рівняння 1-го закону термодинаміки}$$

випливає, що:

$$q_V = \Delta u = c_V (T_2 - T_1). \quad (4.10)$$

Таким чином, підведена до газу в ізохорному процесі теплота цілком йде на збільшення його внутрішньої енергії. Для ТП  $v = \text{const}$  коефіцієнт розподілу теплоти  $\psi = \Delta u / q = 1$ , теплоємність  $c = c_v$  і показник політропи:

$$\gamma = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{c_v - c_p}{c_v - c_v} = \frac{c_v - c_p}{0} = \pm\infty. \quad (4.11)$$

Графік розподілу енергетичних складових рівняння 1-го закону термодинаміки в ізохорному процесі має вигляд (рис. 4.2).

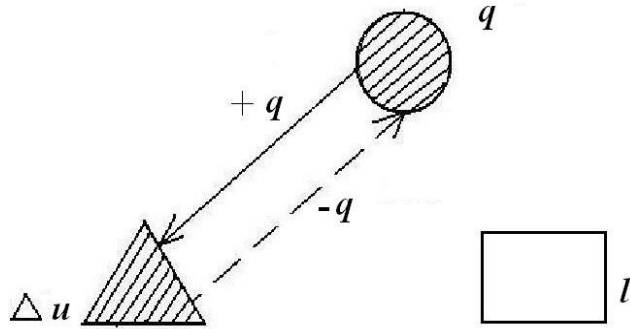


Рисунок 4.2 – Розподіл енергетичних складових в ізохорному процесі

**2. Ізобарний процес** (рис. 4.3) – це процес підведення або відбирання теплоти від газу при постійному тиску  $p = \text{const}$ .

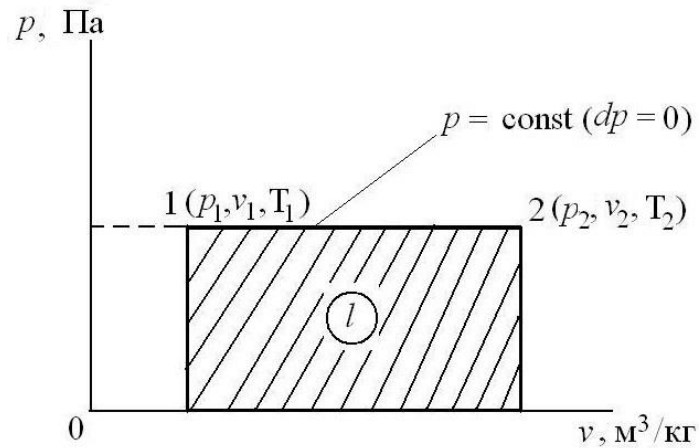


Рисунок 4.3 – Ізобарний процес

Співвідношення між параметрами в процесі  $p = \text{const}$ :

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ – закон Гей – Люссака, оскільки: } p_1 v_1 = RT_1, \quad p_2 v_2 = RT_2 \text{ та}$$

$$p_1 = p_2 = p = \text{const.}$$

Робота розширення

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (4.12)$$

$$\text{Оскільки } v = \frac{RT}{p}, \text{ то } l = R(T_2 - T_1).$$

Відтак питома газова стала  $R$  – це робота, що здійснюються 1 кг газу в процесі  $p = \text{const}$  при його нагріванні на один градус. Розмірність  $R$ : Дж/кгК. Рівняння 1-го закону термодинаміки в цьому випадку має вигляд:

$$\begin{aligned} q &= \Delta u + l = c_v (T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1) = \\ &= c_p (T_2 - T_1) = \Delta h = h_2 - h_1. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Таким чином, вся теплота, підведена до газу в ізобарному процесі, витрачається на збільшення його ентальпії.

Коефіцієнт розподілу теплоти в процесі  $p = \text{const}$  дорівнює:

$$\psi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{c_v \Delta T}{c_p \Delta T} = \frac{1}{\kappa}, \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v}. \quad (4.14)$$

Теплоємність  $c = c_p$  і показник політропи

$$\gamma = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{c_p - c_p}{c_p - c_v} = \frac{0}{c_p - c_v} = 0. \quad (4.15)$$

Графік розподілу енергетичних складових 1-го закону термодинаміки в ізобарному процесі має вигляд (рис. 4.4):

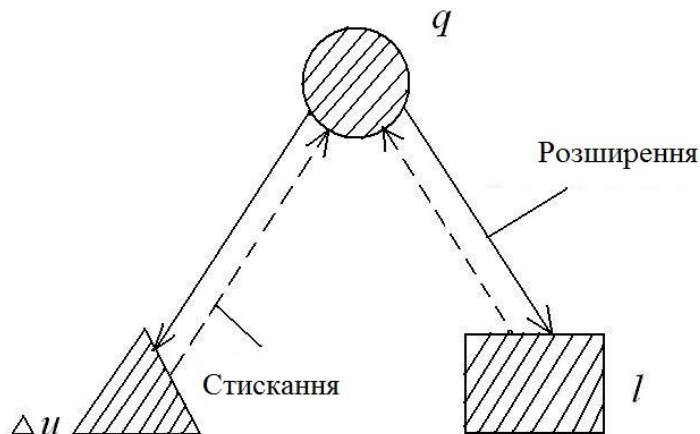


Рисунок 4.4 – Розподіл енергетичних складових в ізобарному процесі

У  $T-s$  координатах взаємне положення ізобари та ізохори має вигляд (рис. 4.5):

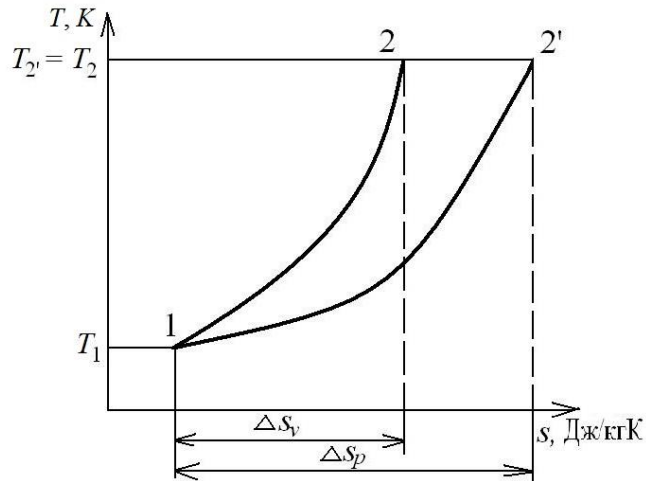


Рисунок 4.5 – Взаємне положення ізобари та ізохори в  $T$ - $s$  координатах

$$\Delta s_v = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad \Delta s_p = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad \text{тобто ізобара більш полого}$$

логіфічна крива в  $T$ - $s$  координатах, ніж ізохора.

**3. Ізотермічний процес** (рис. 4.6) – це процес підведення або відбирання теплоти від газу при постійній температурі.

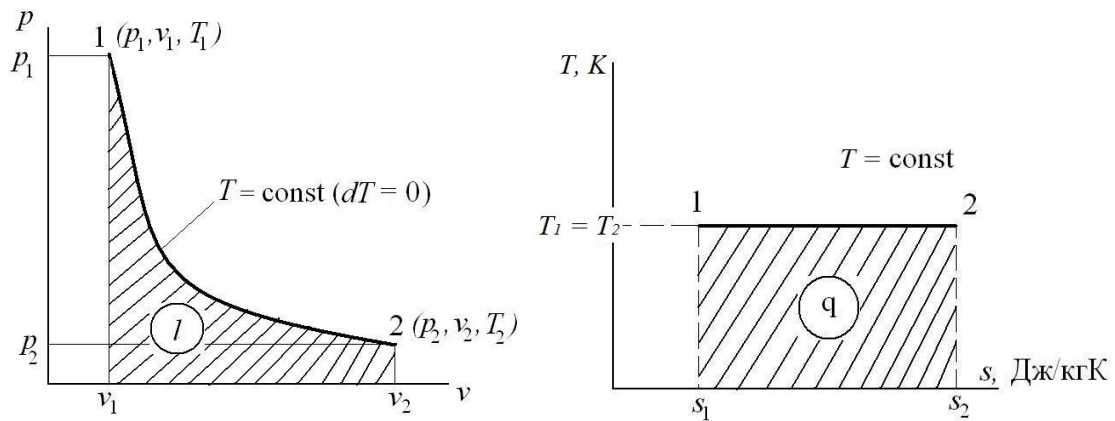


Рисунок 4.6 – Ізотермічний процес

При  $T = \text{const}$  з рівняння стану  $pv = RT$  маємо:  $pv = \text{const}$  – це рівняння ізотермічного процесу є рівнянням рівнобічної гіперболи.

$$\text{Тоді } p_1 v_1 = p_2 v_2, \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad \text{– закон Бойля – Маріотта.}$$

З рівняння 1-го закону термодинаміки  $q = \Delta u + l$  при  $T = \text{const}$  маємо:

$\Delta u = c_v \Delta T = 0$  та  $q = l$ , тобто вся теплота, що підводиться до газу в ізотермічному процесі, цілком йде на роботу розширення газу.

Зміна ентальпії в процесі  $T = \text{const}$  дорівнює:

$$\Delta h = c_p \Delta T = 0. \quad (4.16)$$

Робота розширення:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.17)$$

Коефіцієнт розподілу теплоти:

$$\psi = \frac{\Delta u}{q} = 0. \quad (4.18)$$

Тоді теплоємність  $c = \frac{c_v}{\psi} = \infty$  і показник політропи для процесу

$T = \text{const}$  буде дорівнювати  $\gamma - 1 = \frac{c - c_p}{c - c_v} - 1 = \frac{c_v + c_p}{\infty} = 0$ , тобто  $\gamma = 1$ .

Графік розподілу енергії в процесі  $T = \text{const}$  має вигляд (рис. 4.7).

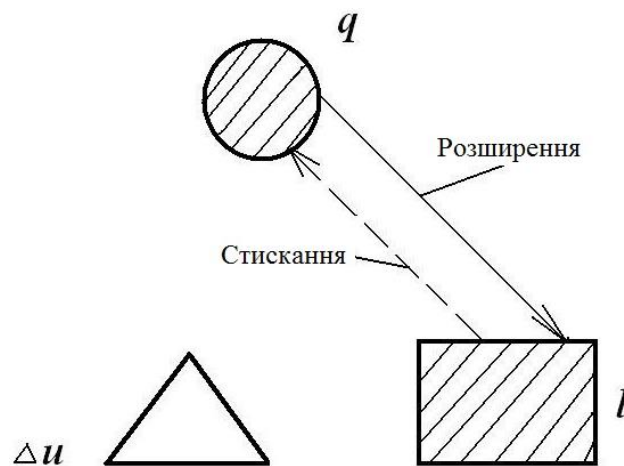


Рисунок 4.7 – Розподіл енергетичних складових в ізотермічному процесі

**4. Адіабатний процес** (рис. 4.8) – це процес, що протікає без зовнішнього теплообміну, тобто  $q = 0$  і  $\delta q = 0$  (на кінцевій і нескінченно малій ділянці процесу).

Якщо записати для цього випадку рівняння 1-го закону термодинаміки у вигляді:

$$1) \delta q = dh - v dp = 0, \text{ або } c_p dT - v dp = 0,$$

$$2) \delta q = du + p dv = 0, \text{ або } c_v dT + p dv = 0, \text{ тоді після ділення (1) на (2)}$$

отримаємо:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} - \text{показник адіабати.}$$

Тоді після інтегрування виразу  $\frac{dp}{p} = -\kappa \frac{dv}{v}$  для кінцевого процесу

1–2 матимемо  $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\kappa$ , або  $pv^\kappa = \text{const}$  – це рівняння адіабатного

процесу в  $p$ - $v$  координатах, яке є рівнянням нерівнобічної гіперболи.

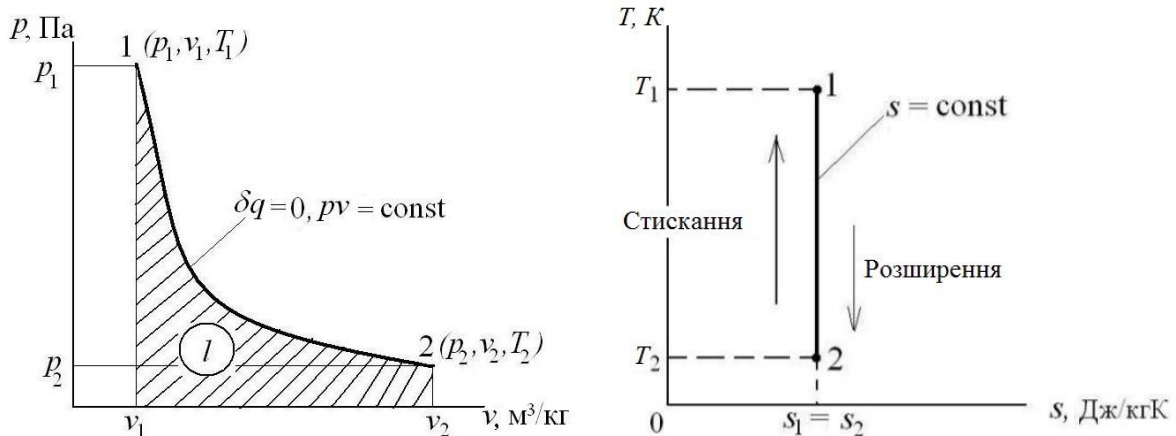


Рисунок 4.8 – Адіабатний процес

Так як  $\delta q = T ds = 0$ , оскільки  $T \neq 0$ , то  $ds = 0$  і  $s = \text{const}$ . Таким чином, адіабатний процес з ідеальним газом є ізоентропійним процесом.

Співвідношення між параметрами стану в цьому процесі:

$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1}$  та  $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ , а графік розподілу енергії в процесі має вигляд (рис. 4.9).

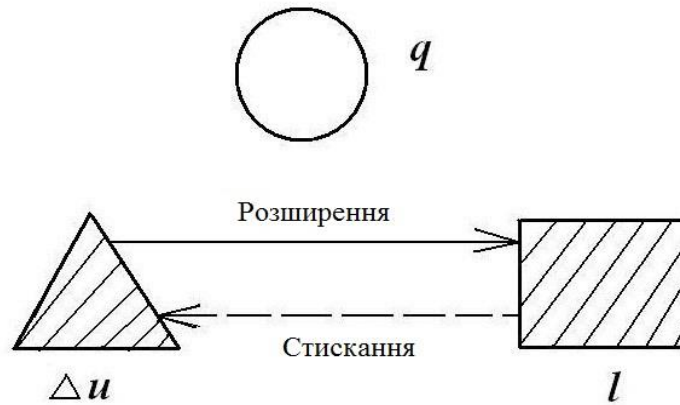


Рисунок 4.9 – Розподіл енергетичних складових в адіабатному процесі

З рівняння 1-го закону термодинаміки випливає, що  $q = \Delta u + l = 0$ , тобто  $l = -\Delta u = c_v(T_1 - T_2)$ . Таким чином, робота розширення в адіабатному процесі відбувається за рахунок зменшення внутрішньої енергії газу, а його температура зменшується ( $T_1 > T_2$ ).

Робота розширення за аналогією з політропним процесом буде дорівнювати:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1^{\kappa} \int_{v_1}^{v_2} v^{-\kappa} dv = \frac{1}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2),$$

або

$$l = \frac{R}{\kappa - 1} (T_1 - T_2) = \frac{p_1 v_1}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (4.19)$$

Коефіцієнт розподілу теплоти в процесі  $q = 0$ :

$$\psi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{\Delta u}{0} = \pm\infty, \text{ а теплоємність адіабатного процесу } c = \frac{\delta q}{dT} = \frac{0}{dT} = 0.$$

Показник адіабати  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$  для одноатомних газів дорівнює  $\kappa = 1,66$ ,

для двоатомних  $\kappa = 1,4$  і для триатомних  $\kappa = 1,3$ .

### 4.3. Політропний процес

Політропним називається процес, усі стани якого задовольняють умову:

$$P \cdot v^n = \text{const}, \quad (4.20)$$

де  $n$  – показник політропи, постійний для даного процесу.

Але це не єдина форма зв'язку параметрів стану, можливі комбінації:

$$pT^{n'} = \text{const}, n' = \text{const} \text{ або } vT^{n''} = \text{const}, n'' = \text{const}.$$

Показник політропи  $n$  в рівнянні  $pv^n = \text{const}$ , по суті, відображає інтенсивність зміни параметрів у процесі, тобто характер зміни станів. А параметри змінюються під впливом  $q$  і  $w$  на термодформаційну систему. Тому можна очікувати, праві чекати, що  $n = n(q, w)$ . Перевіримо це очікування.

Початкове рівняння політропи  $pv^n = \text{const}$  в логарифмічній формі

$$\ln p = -n \cdot \ln v + \text{const}$$

після диференціювання набуде вигляду:

$$dp/p = -n \cdot dv/v \text{ або } n = -v \cdot dp/p \cdot dv. \quad (4.21)$$

Іншими словами: показник політропи  $n$  є відношенням елементарної роботи проттовхування до елементарної роботи деформації (стиснення або розширення), і наші очікування підтвердилися.

Ізобарний, ізохорний, ізотермічний й адіабатний процеси є окремими випадками політропного процесу (рис. 4.10) при:

- $n = \pm \infty$   $v = \text{const}$ , (ізохорний);

- $n = 0$   $P = \text{const}$ , (ізобарний);
- $n = 1$   $T = \text{const}$ , (ізотермічний);
- $n = \lambda$   $P \cdot v = \text{const}$ , (адіабатний).

Робота політропного процесу визначається аналогічно як при адіабатному процесі:

$$l = R \cdot (T_1 - T_2) / (n - 1); \quad (4.22)$$

$$l = R \cdot T_1 \cdot [1 - (v_1/v_2)^{n-1}] / (n - 1); \quad (4.23)$$

$$l = R \cdot T_2 \cdot [1 - (P_2/P_1)^{(n-1)/n}] / (n - 1). \quad (4.24)$$

Теплота процесу:

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1), \quad (4.25)$$

де  $c_n$  – масова теплоємність політропного процесу

$$c_n = c_v \cdot (n - \lambda) / (n - 1). \quad (4.26)$$

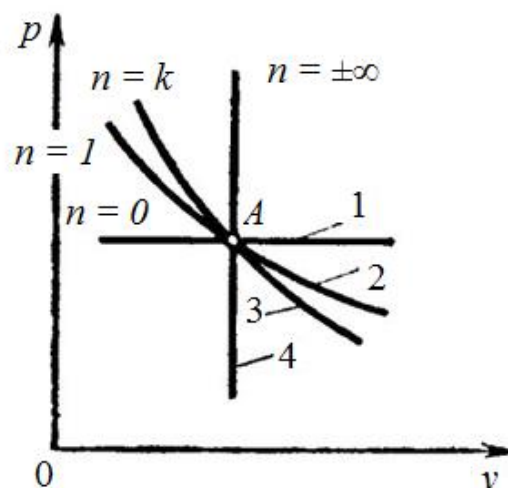


Рисунок 4.10 – Політропний процес ідеального газу:

1 – ізобара; 2 – ізотерма; 3 – адіабата; 4 – ізохора

Для ідеального газу показник політропи  $n$  – це функція теплоємностей:

$$n = (c \cdot dT - c_p \cdot dT) / (c \cdot dT - c_v \cdot dT) = (c - c_p) / (c - c_v). \quad (4.27)$$

## Тема 5. Термодинамічні цикли

### 5.1. Цикли паротурбінних установок

Паротурбінна установка (ПТУ) є основою сучасних теплових й атомних електростанцій. Робочим тілом в таких установках є пара будь-якої рідини (водяна пара). Основним циклом в паротурбінній установці є **цикл Ренкіна**.

Принципова схема ПТУ показана на рис. 5.1 і процес отримання роботи відбувається в такий спосіб. У паровому котлі 1 і в перегрівачах 2 теплота горіння палива передається воді. Отримана пара надходить в турбіну 3, де відбувається перетворення теплоти в механічну роботу, а потім в електричну енергію в електрогенераторі 4. Відпрацьована пара надходить в конденсатор 5, де віддає теплоту охолоджуючої води. Отриманий конденсат насосом 6 відправляється в живильний бак 7, звідки живильним насосом 8 стискається до тиску, рівного тиску в котлі, і подається через підігрівач 9 в паровий котел 1.

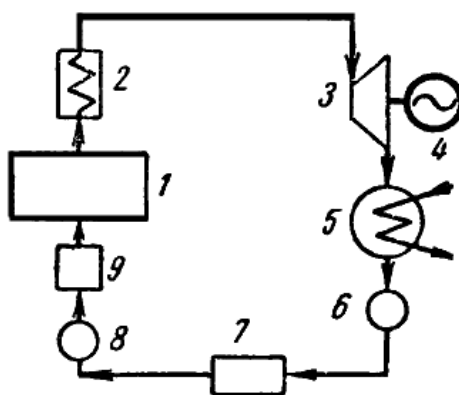


Рисунок 5.1 – Принципова схема ПТУ

Розглянемо цикл Ренкіна на насиченій парі. Схема установки відрізняється від попередньої схеми тим, що в даному випадку буде відсутній перегрівник. Тому на турбіну буде надходити насичена пара. На рис. 5.2, *a* зображений цикл Ренкіна в  $T-S$  діаграмі.

Процеси:

3–1 – підведення теплоти від джерела у воді  $q_1$ , складається з двох процесів: 3–3' – кипіння води в котлі;

3'–1 – випаровування води в пару при постійному тиску;

1–2 – у турбіні пара розширюється адіабатично;

2–2' – пара конденсується і віддає тепло  $q_2$  охолоджуючій воді;

2'–3 – конденсат адіабатично стискається.

Термічний ККД циклу Ренкіна визначається за рівнянням:

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1. \quad (5.1)$$

Оскільки:  $q_1 = h_1 - h_3$ ;  $q_2 = h_2 - h_2'$ , тоді

$$\eta_t = [(h_1 - h_2) - (h_3 - h_2')]/(h_1 - h_3) = 1/q_1. \quad (5.2)$$

Корисна робота циклу дорівнює різниці робіт турбіни і насоса:

$$l = l_T - l_H,$$

де  $l_m = h_1 - h_2$ ,  $l_n = h_3 - h_2'$ .

В основному  $l_m \gg l_n$ , тоді вважається  $h_3 = h_2'$ , можна записати:

$$\eta_t = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_3). \quad (5.3)$$

Теоретичну потужність турбіни визначають за формулою,  $Bm$ :

$$N_T = (h_1 - h_2) \cdot D/3600, \quad (5.4)$$

де  $D = 3600 m$  – годинна витрата, [кг / год];  $m$  – секундна витрата, [кг / с]

**Цикл Ренкіна на перегрітій парі** застосовується для збільшення термічного ККД циклу ПТУ. Для цього перед турбіною ставлять перегрівник 2 (рис. 5.1), який збільшує температуру і тиск пари. При цьому

зростає середня температура підведення теплоти в циклі. Діаграма циклу показана на рис. 5.2, б, формули розрахунку  $l$ ,  $\eta_t$ ,  $N_T$  залишаються без змін.

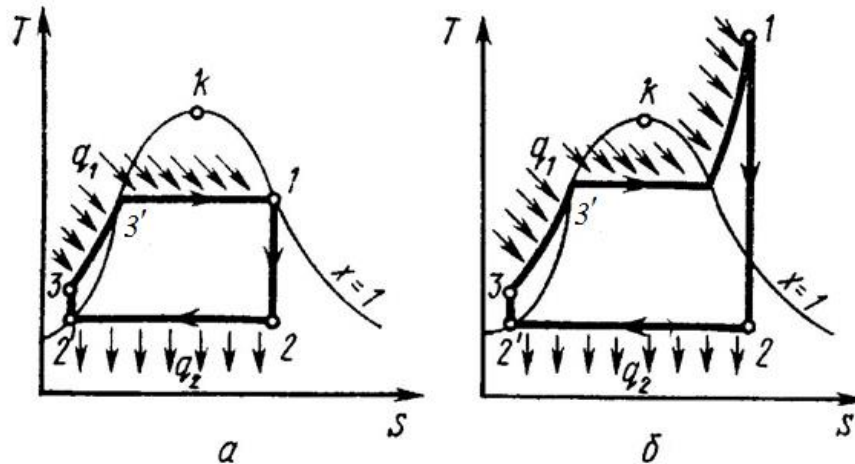


Рисунок 5.2 – Цикл Ренкіна на насиченій (а) і перегрітій (б) парі

### 5.2. Цикли двигунів внутрішнього згоряння

Цикли поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) поділяють на три групи:

- з підведенням теплоти при постійному об'ємі (карбюраторні ДВЗ) – цикл Отто;
- з підведенням теплоти при постійному тиску (компресорні дизелі) – цикл Дизеля;
- зі змішаним підведенням теплоти при постійному об'ємі (безкомпресорні дизелі) – цикл Трінклера.

Основними характеристиками або параметрами будь-якого циклу теплового двигуна є такі безрозмірні величини:

– **ступінь стиснення** (відношення питомих об'ємів робочого тіла на початку і в кінці стиснення)

$$\varepsilon = v_1/v_2, \quad (5.5)$$

– ступінь підвищення тиску (відношення тисків в кінці і на початку ізохорного процесу підведення теплоти)

$$\lambda = P_3/P_2, \quad (5.6)$$

– ступінь попереднього розширення або ступінь ізобарного розширення (відношення питомих об'ємів в кінці і на початку ізохорного процесу підведення теплоти)

$$\rho = v_3/v_2. \quad (5.7)$$

**1) Розглянемо цикл ДВЗ з підведенням теплоти при постійному об'ємі на прикладі чотиритактного двигуна.**

Чотиритактний газовий ДВЗ створений у 1876 році Н. А. Отто (1832–1891). Цикл Отто відбувається в чотиритактному тепловому двигуні внутрішнього згорання із зовнішнім сумішоутворенням і кривошипно-шатунним механізмом. При цьому поршень здійснює зворотно-поступальний рух в циліндрі. Цикл Отто – прямий газовий ізохорний цикл неповного розширення, поданий в  $p$ - $v$  координатах на рис. 5.3. Діаграма реального двигуна наведена на рис. 5.4.

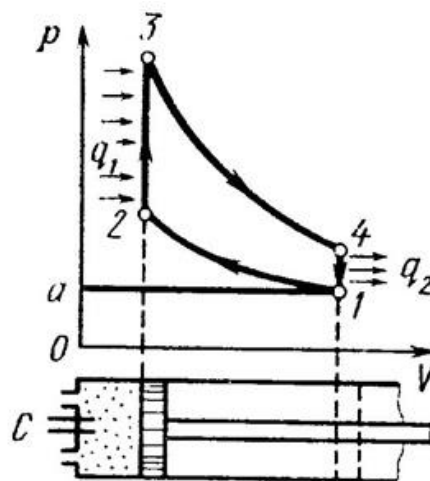


Рисунок 5.3 – Цикл ДВЗ з підведенням теплоти при постійному об'ємі

На рис. 5.3 позначено:

- $a-1$  (1-й такт) – в циліндр через всмоктувальний клапан надходить суміш повітря і випарів палива (нетермодинамічний процес);
  - $1-2$  (2-й такт) – адіабатне стиснення (підвищується температура);
  - $2-3$  – згоряння горючої суміші, тиск швидко зростає при постійному об'ємі (підведення теплоти  $q_1$ );
  - $3-4$  (3-й такт) – адіабатне розширення (робочий процес, відбувається корисна робота);
  - $4-a$  – відкривається вихлопний клапан і відпрацьовані гази залишають циліндр, тиск циліндра падає (відводиться тепло  $q_2$ ).
  - $1-a$  (4-й такт) – виштовхування в циліндрі газів, що залишилися.
- Потім процес повторюється.

Описаний процес є незворотним (наявність тертя, хімічної реакції в робочому тілі, кінцеві швидкості поршня, теплообмін при кінцевій різниці температур і т.ін.).

Для аналізу теорії теплових машин термодинаміка розглядає ідеальні та оборотні цикли.

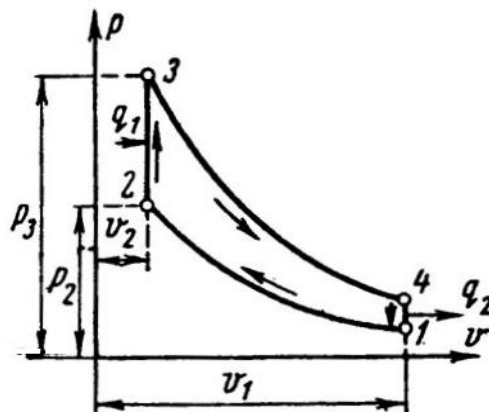


Рисунок 5.4 – Діаграма ідеального процесу ДВЗ

З цієї діаграми виводиться формула для термічного ККД циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі, яка має такий вигляд:

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^\gamma, \quad (5.8)$$

де :  $\varepsilon$  – ступінь стиснення (основний показник роботи двигуна, чим вище  $\varepsilon$ , тим вище економічність ДВЗ);  $\gamma$  – показник адіабати.

Недоліком циклу Отто є неможливість застосування високих ступенів стиснення. Зазвичай застосовуються ступені стиснення в діапазоні:  $\varepsilon = 3,5-9$ , що визначається температурою займання палива  $T_{\text{пал}}$ , яку не може перевищувати температури в кінці процесу стиснення  $T_c$  через небезпеку вибухового самозаймання палива, тобто  $T_c < T_{\text{пал}}$  і  $\varepsilon < k^{-1} \sqrt{\frac{T_{\text{пал}}}{T_a}}$ . Чим вище октанове число бензину, тим до більших ступенів стиснення можна стиснути паливо-повітряну суміш (без вибуху).

**2) Розглянемо цикл ДВЗ з підведенням теплоти при постійному тиску.**

Поршневий двигун внутрішнього згорання із запалюванням від стиснення з внутрішнім сумішоутворенням був створений в 1897 році німецьким інженером Р. Дизелем (1858–1913). У двигунах Дизеля розпилення рідкого палива в циліндрі двигуна проводиться повітрям високого тиску від спеціального компресора з форсунки. При цьому тиск в кінці процесу стиснення може складати близько  $p_c = 32-36$  атм. ( $\varepsilon = 16-18$ ).

Діаграма циклу показана на рис. 5.5.

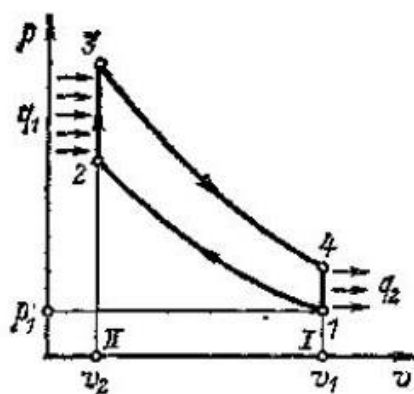


Рисунок 5.5 – Цикл ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти (цикл Дизеля)

На рис. 5.5 показано:

– 1–2 – чисте повітря з температурою  $T_1$  стискається до температури  $T_2$ , яка більша за температуру займання палива. У цей момент в циліндр через форсунки під тиском впорскується паливо;

– 2–3 – поршень переміщується назад, надходження і згоряння палива триває при постійному тиску і підводиться тепло  $q_1'$ ;

– 3–4 – поршень продовжує переміщуватись в нижню мертву точку, тиск падає (адіабатне розширення);

– 4–1 – процес відведення теплоти  $q_2$  при постійному об'ємі (через випускний клапан відводяться відпрацьовані гази).

Термічний ККД циклу визначається за формулою:

$$\eta_t = 1 - [1/k \cdot (\rho^k - 1)/(\rho - 1)] \cdot 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (5.9)$$

У двигуні Дизеля стискається чисте повітря і можна застосувати великі ступені стиснення порівняно зі ступенем стиснення в двигуні, що працює за циклом Отто.

**3) Розглянемо цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти при постійному об'ємі.**

Даний цикл складається з ізобарного, двох ізохорних і двох адіабатних процесів, як показано на рис. 5.6 в  $p-v$  і  $T-s$  координатах.

Основні параметри циклу:

- ступінь стиснення:  $\varepsilon = v_a/v_c$ ;
- ступінь попереднього (ізобарного) розширення:  $\rho = v_z/v_c$ ;
- ступінь підвищення тиску в процесі підведення теплоти за ізохорою:  $\lambda = p_z/p_c$ .

Термічний ККД циклу Трінклера:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k\lambda} - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (5.10)$$

Термічний ККД зростає зі збільшенням ступеня стиснення  $\varepsilon$  і ступеня підвищення тиску в процесі підведення теплоти за ізохорою  $\lambda$  і зменшується зі збільшенням ступеня попереднього (ізобарного) розширення  $\rho$ .

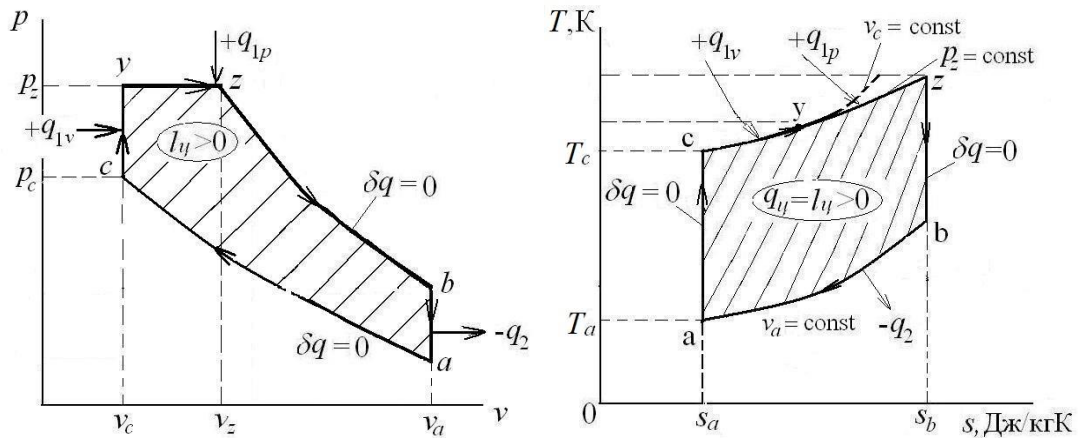


Рисунок 5.6 – Цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти при постійному об'ємі

На рис. 5.6:

$ac$ – адіабатне стиснення чистого повітря;  $cy$ – підведення теплоти  $q_{1v}$  (подача палива в форкамеру і його згоряння при  $v = \text{const}$ );  $yz$ – підведення теплоти  $q_{1p}$  (подача палива і його згоряння в циліндрі двигуна при  $p = \text{const}$ );  $zb$ – адіабатне розширення продуктів згоряння;  $ba$ – відведення теплоти  $q_2$  (викид продуктів згоряння за ізохорою).

Для розглянутих циклів Отто, Дизеля та Трінклера  $\varepsilon$ ,  $\lambda$ ,  $\rho > 1$ . Якщо  $\lambda = 1$ , то отримаємо цикл Дизеля. Якщо  $\rho = 1$ , то отримаємо цикл Отто. Таким чином, цикл Трінклера можна розглядати як узагальнюючий цикл.

Цикли Дизеля і Трінклера мають більш високі термічні ККД, ніж цикл Отто через можливість реалізувати великі ступені стиснення. Перевагою цих циклів над циклом Отто є також можливість використання більш дешевого палива.

Спільне у циклів Отто і Дизеля – адіабатні процеси стиснення і розширення, що дозволяє визначити методи їх порівняння. Порівняємо ці

цикли графічним методом – методом порівняння площ за допомогою  $T-s$  діаграми (рис. 5.7).

При однакових  $l_{цв} = l_{цр} = l_{ц}$ , однакових  $\varepsilon_v = \varepsilon_p = \varepsilon$  й однаковому початковому стані робочої точки (точки  $a$  і  $A_1$ )  $\eta_{tv} = \frac{l_{ц}}{q_{1v}} > \eta_{tp} = \frac{l_{ц}}{q_{1p}}$ , оскільки  $q_{1p} > q_{1v}$  на величину площі  $NbB_1FN$ .

Таким чином, ізохорний цикл (цикл Отто) при цих умовах порівняння є більш економічним, ніж ізобарний цикл (цикл Дизеля).

При однакових  $l_{цв} = l_{цр} = l_{ц}$ , однакових максимальних тисках  $p_z = p_{z1}$  й однаковому початковому стані робочої точки (точки  $a$  і  $A_1$ )  $\eta_{tp} = \frac{l_{ц}}{q_{1p}} > \eta_{tv} = \frac{l_{ц}}{q_{1v}}$ , оскільки  $q_{1p} < q_{1v}$  на величину пл.  $NB_1bFN$ .

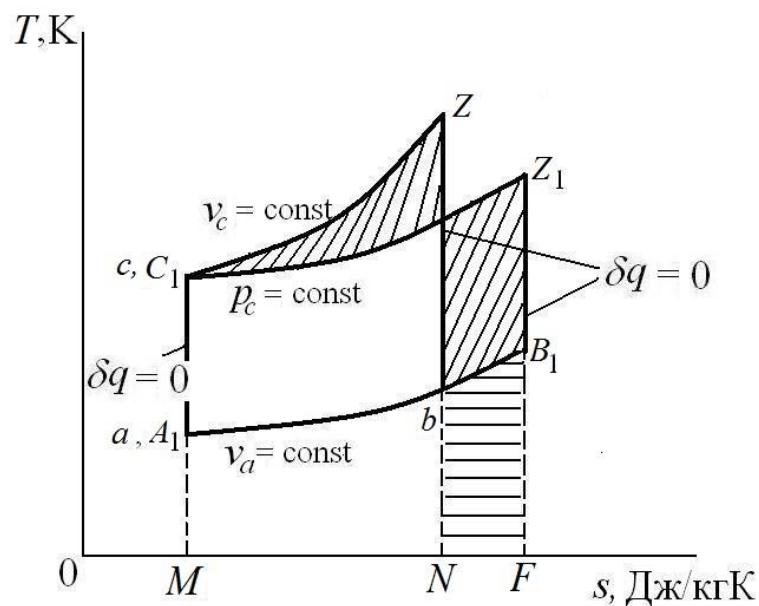


Рисунок 5.7 – Порівняння циклів Отто і Дизеля при однакових ступенях стиснення

Отже, за цих умов при порівняння циклів ізобарний цикл (цикл Дизеля) є більш економічним, ніж ізохорний (цикл Отто).

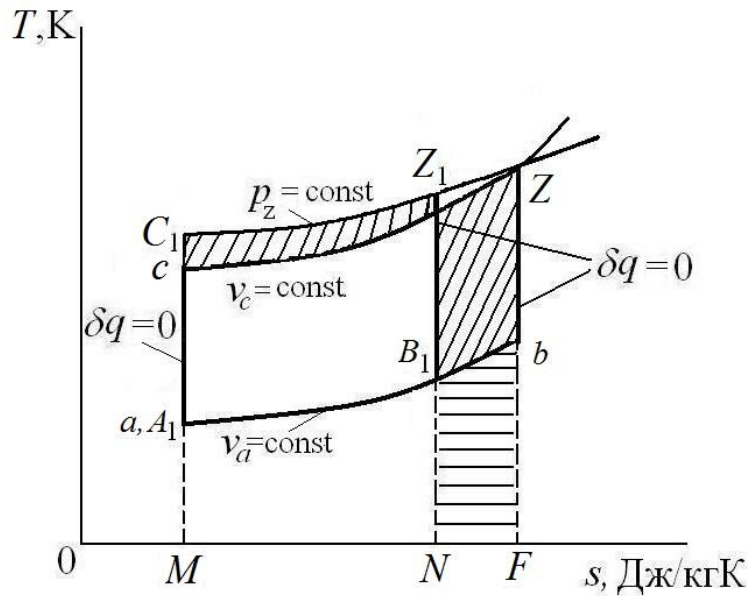


Рисунок 5.8 – Порівняння циклів Отто і Дизеля при однакових максимальних тисках

### 5.3. Цикли газотурбінних установок

Основними недоліками поршневих ДВЗ є обмеженість їх потужності і неможливість адіабатного розширення робочого тіла до атмосферного тиску.

У газотурбінних установках (ГТУ) робочим тілом є продукти згоряння рідкого або газоподібного палива. ГТУ – це двигуни безперервної дії і можуть реалізувати будь-які потрібні потужності. Крім того, ГТУ дозволяють здійснити більш економічні термодинамічні цикли повного розширення до тиску навколишнього середовища.

На рис. 5.9 дана схема найпростішої газотурбінної установки зі згорянням палива при постійному тиску. Паливним насосом 5 і компресором 4 паливо і повітря через форсунки 6 і 7 надходять в камеру згоряння 1. З камери продукти згоряння подаються в комбіновані сопла 2, де вони розширюються, і надходять на лопатки газової турбіни 3.

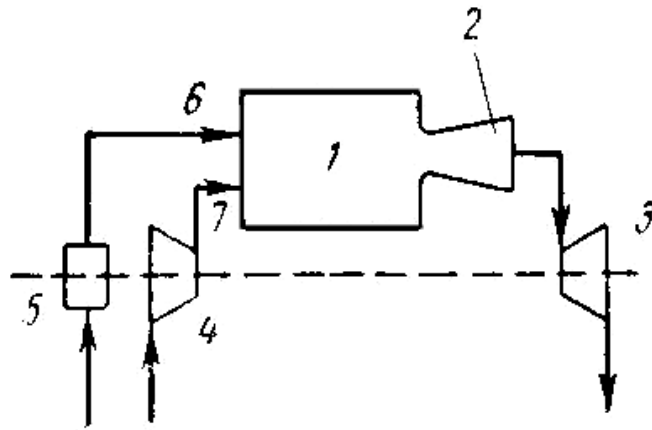


Рисунок 5.9 – Схема найпростішої газотурбінної установки зі згорянням палива при постійному тиску

На рис. 5.10 і рис. 5.11 наведено ідеальний цикл ГТУ (цикл Брайтона) – це прямий газовий ізобарний цикл повного розширення, що складається з двох адіабатних та двох ізобарних процесів, показаний на  $P-v$  і  $T-s$  діаграмах.

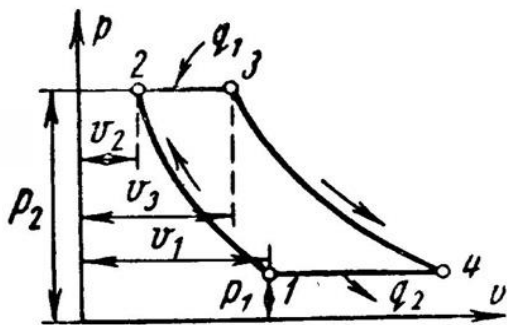


Рисунок 5.10 – Ідеальний цикл ГТУ на  $P-v$  діаграмі

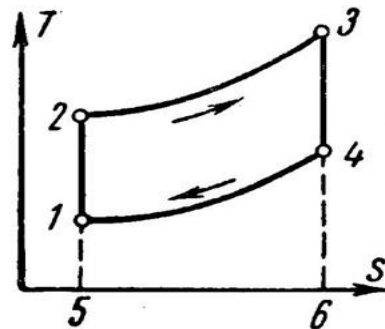


Рисунок 5.11 – Ідеальний цикл ГТУ на  $T-s$  діаграмі

На рис:

- 1–2 – адіабатне стиснення до тиску  $P_2$ ;
- 2–3 – підведення теплоти  $q_1$  при постійному тиску  $P_2$  (згоряння палива);
- 3–4 – адіабатне розширення до початкового тиску  $P_1$ ;
- 4–1 – охолодження робочого тіла при постійному тиску  $P_1$  (відведення теплоти  $q_2$ ).

Характеристиками циклу є:

- ступінь підвищення тиску–  $\lambda = P_2/ P_1$  ;
- ступінь ізобарного розширення–  $\rho = v_3 /v_2$ .

Робота турбіни:

$$l_T = h_3 - h_4 . \quad (5.10)$$

Робота компресора:

$$l_H = h_2 - h_1 . \quad (5.11)$$

Корисна робота ГТУ дорівнює різниці роботи турбіни і компресора:

$$L_{ГТУ} = l_T - l_K . \quad (5.12)$$

Термічний ККД циклу ГТУ має вигляд:

$$\eta_t = 1 - 1/ \lambda^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (5.13)$$

Теоретична потужність газової турбіни, компресора та установки (ГТУ):

$$N_T = l_T \cdot D/3600 = (h_3 - h_4) \cdot D/3600 , \quad (5.14)$$

$$N_K = l_K \cdot D/3600 = (h_2 - h_1) \cdot D/3600 , \quad (5.15)$$

$$N_{ГТУ} = L_{ГТУ} \cdot D/3600 = [(h_3 - h_4) (h_2 - h_1)] \cdot D/3600 . \quad (5.16)$$

Зі збільшенням ростом ступеня стиснення (або ступеня підвищення тиску) термічний ККД циклу Брайтона зростає за рахунок більш глибокого розширення газу, оскільки знижується температура  $T_b$  і теплота  $q_2$ , віддана холодильнику. Результуюча робота циклу Брайтона більша роботи циклу неповного розширення (циклу Дизеля) на величину  $\Delta l$  при однакових ступенях стиснення і підведеної теплоти  $q_1$ , що дозволяє здійснити більш економічний термодинамічний цикл повного розширення.

Дійсний цикл ГТУ відрізняється від теоретичного наявністю втрат на тертя і вихороутворення в турбіні та компресорі. Ефективними методами

підвищення економічності газотурбінних установок  $\epsilon$ : регенерація теплоти, ступінчате стиснення і розширення робочого тіла та ін.

### 5.4. Цикл Гемфрі

Цикл Гемфрі – це прямий газовий ізохорний цикл повного розширення. Цей цикл був реалізований в пульсуючому прямоточному повітряно-реактивному двигуні, встановленому на німецькій крилатій ракеті Фау-1. У  $p-v$  і  $T-s$  координатах цей цикл наведено на рис. 5.12, 5.13.

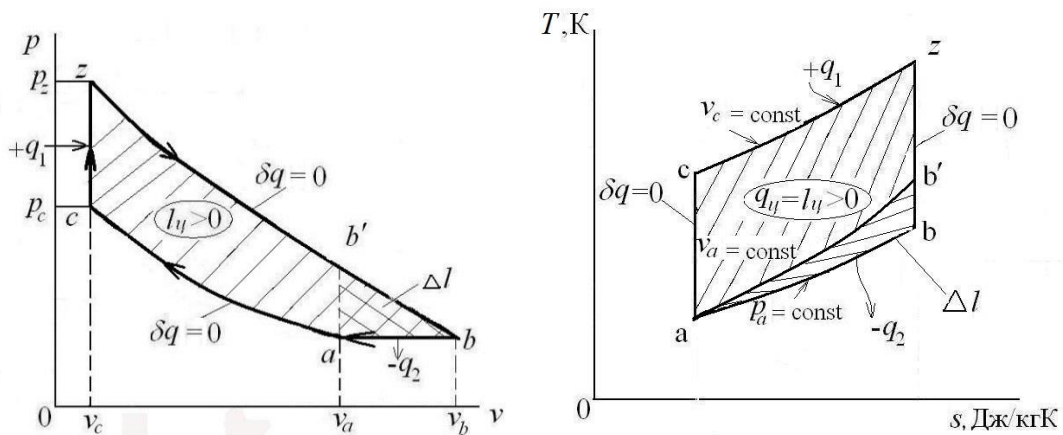


Рисунок 5.12 – Цикл Гемфрі

На рис. 5.12:

- $ac$  – стиснення повітря за адіабатою в дифузорі або компресорі;
- $cz$  – підведення теплоти  $q_1$  за ізохорою;
- $zb$  – адіабатне розширення продуктів згоряння на турбіні або в реактивному соплі;
- $ba$  – ізобарне охолодження вихлопних газів в навколишнє середовище.

Основні характеристики (параметри) циклу:

- ступінь стиснення  $\epsilon = v_a/v_c$ , або ступінь підвищення тиску в процесі стиснення  $\Pi = p_c/p_a$ ;

- ступінь підвищення тиску в процесі підведення теплоти  $q_1$  за ізохорою.

Термічний ККД циклу Гемфрі дорівнює:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_b - T_a)}{c_v(T_z - T_c)} = 1 - k \frac{T_a \left( \frac{T_b}{T_a} - 1 \right)}{T_c \left( \frac{T_z}{T_c} - 1 \right)}, \quad (5.17)$$

де  $\frac{T_c}{T_a} = \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} = \left( \frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \Pi^{\frac{k-1}{k}}$  (адіабата  $ac$ );

$$\frac{T_z}{T_c} = \frac{p_z}{p_c} = \lambda \quad (\text{закон Шарля}) - \text{ізохора } c-z;$$

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{v_b}{v_a} = \frac{p_z^{\frac{1}{k}} v_z}{p_b^{\frac{1}{k}} v_a} \cdot \frac{p_a^{\frac{1}{k}}}{p_c^{\frac{1}{k}} v_c} = \left( \frac{p_z}{p_c} \right)^{\frac{1}{k}} = \lambda^{\frac{1}{k}}, \quad - \text{ (ізобара } ba \text{ і адіабата } zb \text{ та } ac).$$

Після підстановки цих значень у вираз для  $\eta_t$  отримаємо:

$$\eta_t = 1 - k \frac{\left( \lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{\varepsilon^{k-1} (\lambda - 1)} \quad \text{або} \quad \eta_t = 1 - k \frac{\left( \lambda^{\frac{1}{k}} - 1 \right)}{\Pi^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)}. \quad (5.18)$$

Таким чином, термічний ККД циклу Гемфрі є прямою функцією ступеня стиснення  $\varepsilon$  і ступеня підвищення тиску в процесі підведення теплоти  $q_1$  за ізохорою  $\lambda$ .

### 5.5. Цикл рідинного ракетного двигуна

**Рідинний ракетний двигун (РРД)**– це ракетний двигун, що працює на рідкому ракетному паливі. РРД був запропонований К. Е. Ціолковським (1857–1935) як двигун для польотів в космосі у 1903 році. Практичні роботи зі створенню РРД були розпочаті в США в 1921 році Р. Годдардом (1882–

1945) і в 1926 році був проведений запуск ракети з РРД. У 1931 році випробувані перші в СРСР РРД ОРМ і ОРМ-1 в газодинамічній лабораторії (надалі РНДІ, НДІ-1, НІТТ) під керівництвом В.П. Глушко.

Ідеальний цикл РРД – прямий газовий ізобарний цикл повного розширення (рис. 5.13).

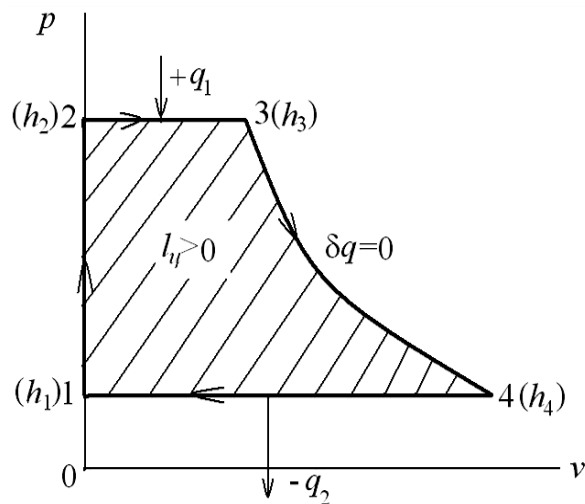


Рисунок 5.13 – Цикл РРД

На рис. 5.13 зображено:

– 1–2 – ізохорний процес стиснення і нагнітання рідких компонентів палива в камеру згорання за допомогою турбонасосного агрегату. Приймається, що об’єм рідини  $v_p \ll v_\Gamma$ , де  $v_\Gamma$  – об’єм газоподібних компонентів, тобто не враховується питомий об’єм  $v_p$  порівняно з питомим об’ємом  $v_\Gamma$ , і що ентальпія  $h_1 = h_2 = 0$ , оскільки до рідких компонентів палива теплота не підводиться;

– 2–3 – ізобарний процес підведення теплоти  $q_1$ ;

– 3–4 – адіабатне розширення продуктів згорання в соплі Лавалю;

– 4–1 – ізобарний процес відведення теплоти  $q_2$  в навколишнє середовище.

Ці процеси утворюють цикл з результуючою роботою більше нуля ( $l_{ц} > 0$ ).

Термічний ККД циклу РРД буде дорівнювати:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4}{h_3}, \quad (5.19)$$

оскільки  $h_1 = h_2 = 0$ . У методі кругових процесів, що використовується для аналізу циклу РРД, при розрахунку ентальпії теплота утворення речовини не враховується. Тому ентальпії  $h_3 = c_{pm} T_3$  та  $h_4 = c_{pm} T_4$ . Тоді

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{1}{T_3/T_4} = 1 - \frac{1}{(p_3/p_4)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (5.20)$$

де  $\frac{p_3}{p_4} = \Pi$  – ступінь підвищення тиску. Тоді

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (5.21)$$

Таким чином, термічний ККД циклу РРД зростає зі зростанням тиску робочого тіла в камері згоряння двигуна ( $p_3 = p_2$ ).

Термічний ККД циклу РРД можна подати у вигляді:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} = \frac{W^2}{2(h_3 - h_1)}. \quad (5.22)$$

Тоді можна зробити висновок, що при заданій теплоті джерела термічний ККД циклу РРД тим більша, чим більше ступінь розширення газу в соплі, тобто чим більша різниця ентальпій ( $h_3 - h_4$ ), а результуюча робота циклу (наявна робота) повністю йде на створення кінетичної енергії потоку продуктів згоряння, що витікають з сопла.

## Контрольні запитання

1. Поясніть основні поняття термодинаміки.
2. Назвіть термодинамічні параметри стану.
3. Що називають термодинамічним процесом? Які процеси розглядає ТД.
4. Наведіть схему взаємозв'язків понять у термодинаміці.
5. Яка енергія називається внутрішньою?
6. Яку роль відіграють у ТД теплота й робота? Дайте їхні визначення й наведіть приклади знаходження їх через параметри системи.
7. Поясніть відмінність між законом збереження й перетворення енергії й першим законом термодинаміки.
8. Наведіть та обґрунтуйте аналітичні вирази I закону термодинаміки.
9. Сформулюйте й обґрунтуйте II закон термодинаміки.
10. Поясніть третій і «нульовий» закони термодинаміки.
11. Як розраховується зміна роботи й теплоти в термодинамічних процесах?
12. Напишіть рівняння Менделєєва – Клапейрона й виведіть із нього співвідношення для різних процесів в ідеальних газах.
13. Зобразіть політропний процес у газах в координатах  $P-v$  і  $T-s$  та покажіть, що він є узагальнюючим стосовно інших процесів в ідеальних газах.
14. Виведіть рівняння I закону термодинаміки для відкритих систем. Укажіть особливості відкритої системи в порівнянні із закритою.
15. Що в термодинаміці називають роботою?
16. Дайте узагальнену схему теплосилової установки, зобразіть прямий термодинамічний цикл її в координатах  $P-v$  і  $T-s$ , поясніть основні характеристики циклів.
17. Нарисуйте й поясніть індикаторну діаграму ДВЗ зі швидким згорянням палива при постійному об'ємі.

18. Зобразіть й поясніть ідеальний цикл ДВЗ у координатах  $P-v$  і  $T-s$ . Для яких цілей використовуються ці цикли?
19. Якими характеристиками оцінюється ефективність роботи ДВЗ?
20. Як ви розумієте термічний ККД ДВЗ, як він розраховується й чому різниться у ДВЗ із різними видами палива?
21. Недоліки ДВЗ як причина неможливості створення двигуна дуже великої потужності.
22. Перерахуйте переваги газотурбінних установок у порівнянні із ДВЗ. Дайте класифікацію цих теплосилових установок. Для яких цілей і коли використовуються газотурбінні установки?
23. Нарисуйте й поясніть схему газотурбінної установки зі згорянням палива при постійному тиску. Дайте характеристику циклу.
24. Якими характеристиками оцінюється ефективність роботи газотурбінних установок?
25. На які групи ділять реактивні двигуни, чим вони відрізняються один від одного?
26. Розкажіть про відмінності ДВЗ і газових турбін від паросилових установок. Яка роль паросилових установок у народному господарстві?
27. Наведіть принципову схему типової паросилової установки, поясніть її, акцентуючи увагу на призначенні кожного агрегату.
28. Чому для аналізу роботи паросилових установок застосовують не цикл Карно, а цикл Ренкіна? Чим відрізняється цикл Ренкіна від циклу Карно?
29. Як визначається ККД паросилової установки на основі циклу Ренкіна?
30. Поясніть вплив початкового й кінцевого тисків водяної пари й початкової температури пари на термічний ККД циклу Ренкіна.

## ЗАДАЧІ

### *Параметри стану тіла*

**Задача 1.** Тиск повітря за показанням ртутного барометра дорівнює 770 мм при 0 °С. Виразити цей тиск у барах і Па.

*Розв'язок*

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}, 770 \text{ мм рт. ст.} = 102\,700 \text{ Па} = 1,027 \text{ бар.}$$

**Задача 2.** Визначити абсолютний тиск пари в резервуарі, якщо манометр показує  $P = 1,3$  бар, а атмосферний тиск за показанням ртутного барометра становить 680 мм при  $t = 25^\circ \text{C}$ .

*Розв'язок*

Показання барометра отримані при температурі  $t = 25^\circ \text{C}$ . Ці показання необхідно привести до 0 °С:

$$P_0 = P_t (1 - 0,000172 t) = 680 \cdot 0,9957 = 677,1 \text{ мм рт. ст.}$$

Абсолютний тиск пари в резервуарі дорівнює:

$$P_{\text{абс}} = 130\,000 + 677,1 \cdot 133,3 = 0,22 \text{ МПа.}$$

**Задача 3.** Тиск у паровому резервуарі  $P = 0,4$  бар при барометричному тиску 725 мм рт. ст. Чому буде дорівнювати надлишковий тиск у резервуарі, якщо показання барометра підвищаться до 785 мм рт. ст., а стан пари залишиться незмінним? Барометричний тиск привести до 0 °С.

*Розв'язок*

Абсолютний тиск:

$$P_{\text{абс}} = 400\,000 + 725 \cdot 133,3 = 136\,642 \text{ Па.}$$

Надлишковий тиск при значенні барометра 785 мм рт. ст.

$$P_{\text{над}} = 136\,642 - 785 \cdot 133,3 = 320\,00 \text{ Па.}$$

**Задача 4.** Ртутний вакуумметр, приєднаний до посудини, показує розрідження 420 мм при температурі ртуті у вакуумметрі  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тиск атмосфери за ртутним барометром 768 мм при температурі  $t = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Визначити абсолютний тиск у посудині.

*Розв'язок*

Приводимо показання вакуумметра й барометра до температури ртуті  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$P_{\text{вак}} = 420 (1 - 0,000172 \cdot 20) = 418,5 \text{ мм рт. ст.}$$

$$P_{\text{атм}} = 768 (1 - 0,000172 \cdot 18) = 765,6 \text{ мм рт. ст.}$$

Абсолютний тиск у посудині визначається за формулою

$$P_{\text{абс}} = 765,6 - 418,5 = 347,1 \text{ мм рт. ст.} = 46,3 \text{ кПа.}$$

**Задача 5.** Водяна пара перегріта на  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ . Чому відповідає це перегрівання за термометром Фаренгейта?

*Розв'язок*

При переведенні різниці температур, вираженої градусами шкали Цельсія, в градуси Фаренгейта і навпаки треба виходити тільки з ціни поділки шкали того й іншого термометрів. Тому формула для розрахунку набуває такого вигляду:

$$\Delta t^\circ F = 1,8 \Delta t^\circ C + 32$$

Отже, для нашого випадку

$$\Delta t \text{ } ^\circ F = 1,8 \cdot 45 + 32 = 113 \text{ } ^\circ F.$$

### **Основні газові закони**

**Задача 6.** Який об'єм займає 1 кг азоту при температурі 70 °С і тиску 0,2 МПа.

*Розв'язок*

З характеристичного рівняння для 1 кг газу маємо

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{296,8 \cdot (273 + 70)}{0,2 \cdot 10^6} = 0,509 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

**Задача 7.** У скільки разів об'єм певної маси газу при -20 °С менше, ніж при +20°С, якщо тиск в обох випадках однаковий?

*Розв'язок*

При постійному тиску об'єм газу змінюється за рівнянням:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}, \text{ отже, } \frac{V_2}{V_1} = \frac{273 + 20}{273 - 20} = 1,16.$$

**Задача 8.** Визначити масу 5 м<sup>3</sup> водню, 5 м<sup>3</sup> кисню й 5 м<sup>3</sup> вуглекислоти при тиску 6 бар і температурі 100 °С.

*Розв'язок*

Характеристичне рівняння для довільної кількості газу

$$PV = mRT.$$

Значення газової постійної беремо з довідкових даних. Одержуємо

$$R_{H_2} = 4124 \text{ Дж/(кг·град)}; R_{O_2} = 259,8 \text{ Дж/(кг·град)};$$

$$R_{CO_2} = 188,9 \text{ Дж/(кг·град)}.$$

Отже,

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{6 \cdot 10^5 \cdot 5}{R \cdot 373} = \frac{8042,8}{R}.$$

Звідси:

$$m_{H_2} = \frac{8042,8}{4124} = 1,95 \text{ кг}; m_{O_2} = \frac{8042,8}{259,8} = 30,9 \text{ кг}; m_{CO_2} = \frac{8042,8}{188,9} = 42,58 \text{ кг};$$

$$M_{O_2} = \frac{8042,8}{259,8} = 30,9 \text{ кг}; M_{CO_2} = \frac{8042,8}{188,9} = 42,6 \text{ кг}.$$

**Задача 9.** Балон з киснем об'ємом 20 л перебуває під тиском 10 МПа при 15 °С. Після витрати частини кисню тиск зменшився до 7,6 МПа, а температура знизилась до 10 °С. Визначити масу витраченого кисню.

*Розв'язок*

З характеристичного рівняння маємо

$$m = P V / R T .$$

Отже, початкова й кінцева маса кисню відповідно рівні

$$m_1 = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{259,8 \cdot 288} = 2,673 \text{ кг}; m_2 = \frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{259,8 \cdot 283} = 2,067 \text{ кг}.$$

У такий спосіб витрати кисню:

$$\Delta m = 2,673 - 2,067 = 0,606 \text{ кг}.$$

**Задача 10.** Посудина ємкістю 10 м<sup>3</sup> заповнена 25 кг вуглекислого газу. Визначити абсолютний тиск у посудині, якщо температура в ній 27 °С.

*Розв'язок*

З характеристичного рівняння маємо

$$P = \frac{mRT}{V} = \frac{25 \cdot 189 \cdot 300}{10} = 141\,700 \text{ Па.}$$

**Задача 11.** Об'єм кисню, що має вагу 20 кг і температуру  $t = 27^\circ\text{C}$  при нагріванні при постійному тиску  $p = 0,3 \text{ МПа}$ , збільшується в 1,5 раза. Визначити кінцеву температуру газу, роботу й кількість теплоти, а також зміни параметрів  $\Delta u$ ,  $\Delta h$ ,  $\Delta s$  у цьому процесі. Теплоємність прийняти постійною.

*Розв'язок*

1. Кінцева температура:

$$T_2 = T_1 \frac{v_2}{v_1} = (27 + 273) \cdot 1,5 = 450 \text{ К}$$

$$\text{або } t_2 = T_2 - 273 = 450 - 273 = 177^\circ\text{C}$$

де  $\frac{v_2}{v_1}$  – зміни (збільшення) об'єму в 1,5 раза;

2. Робота в процесі:

$$L = m \cdot R(t_2 - t_1) = 20 \frac{8314}{32} (177 - 27) = 779\,438 \text{ Дж} = 780 \text{ кДж};$$

де  $m$  – маса кисню, кг;  $R$  – питома газова постійна ( $R\mu = 8314 \text{ Дж/кмоль К}$  – універсальна газова постійна;  $\mu = 32 \text{ кг/кмоль}$  – молекулярна маса кисню), Дж/кмоль К.

3. Кількість теплоти в процесі:

$$Q = m \cdot C_p(t_2 - t_1) = 20 \frac{29,1}{32} (177 - 27) = 2728 \text{ кДж}$$

де  $C_p$  – масова теплоємність кисню при постійному тиску, кДж/кг·К (і  $C_p = 29,1$  кДж/кмоль;  $\cdot K$  – мольна теплоємність).

4. Зміни внутрішньої енергії газу:

$$\Delta u = Q - L = 2728 - 780 = 1948 \text{ кДж.}$$

5. Зміни ентальпії:

$$\Delta H = Q = 2728 \text{ кДж.}$$

6. Зміни ентропії:

$$\Delta s = m \cdot C_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 10 \cdot \frac{29,1}{32} \ln \frac{450}{300} = 3,7 \text{ кДж/К.}$$

Відповідь:  $t_2 = 177$  °С;  $L = 780$  кДж;  $Q = 2728$  кДж;  $\Delta u = 1948$  кДж;  $\Delta H = 1948$  кДж;  $\Delta s = 1948$  кДж.

**Задача 12.** Визначити силу, що підіймає повітряну кулю, наповнену воднем, якщо об'єм його рівний  $1 \text{ м}^3$  при тиску  $750$  мм рт. ст. і температурі  $15$  °С.

*Розв'язок*

На поверхні землі сила, що підіймає повітряну кулю, наповнену воднем, дорівнює різниці сил ваги повітря й водню в об'ємі кулі:

$$N = N_{\text{пов}} - N_{\text{H}_2} = m_{\text{пов}} \cdot g - m_{\text{H}_2} \cdot g = gV(\rho_{\text{пов}} - \rho_{\text{H}_2}),$$

де  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$  – прискорення сили ваги на рівні землі.

Значення густини повітря й водню можуть бути визначені з рівняння стану :

$$\frac{1}{v} = \rho = \frac{P}{RT}.$$

Значення газових постійних можуть бути легко обчислені або взяті з табл. 1:  $R_{\text{пов}} = 287$  Дж/(кг·град);  $R_{\text{H}_2} = 4124$  Дж/(кг·град). Оскільки тиск водню і повітря дорівнює 750 мм рт. ст., то

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{1 \cdot 750 \cdot 133,3}{287 \cdot 288} = 1,210 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{H}_2} = \frac{1 \cdot 750 \cdot 133,3}{4124 \cdot 288} = 0,084 \text{ кг/м}^3.$$

Отже, сила

$$\Delta G = g V (\rho_{\text{пов}} - \rho_{\text{H}_2}) = 9,81 \cdot 1 (1,210 - 0,084) = 11,1 \text{ Н.}$$

Таблиця 1 – Газові постійні

Речовина	R, Дж/кг·К
Азот	297
Аміак	488
Бутан	143
Водень	4125
Водяна пара	461
Повітря	287
Гелій	2078
Двоокис вуглецю	189
Кисень	260
Метан	519
Оксид вуглецю	297
Пропан	189
Етан	277
Етилен	297

**Задача 13.** Якою буде густина оксиду вуглецю при 20 °С та 710 мм рт. ст., якщо при 0 °С та 760 мм рт. ст. вона рівна 1,251 кг/м<sup>3</sup>?

*Розв'язок*

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

$$\text{Отже, } \rho_2 = 1,251 \cdot \frac{710}{760} \cdot \frac{273}{273 + 20} = 1,09 \text{ кг/м}^3.$$

### ***Перший закон термодинаміки***

**Задача 14.** У котельній електричній станції за 20 годин роботи спалено 62 т кам'яного вугілля, що має теплоту згоряння 28 900 кДж/кг. Визначити середню потужність станції, якщо в електричну енергію перетворено 18 % тепла, отриманого при згорянні вугілля.

*Розв'язок*

Кількість тепла, перетвореного в електричну енергію за 20 годин роботи:

$$Q = 62 \cdot 1000 \cdot 28\,900 \cdot 0,18 = 3,2 \cdot 10^9 \text{ кДж.}$$

Еквівалентна йому електрична енергія або робота

$$L = \frac{3,2 \cdot 10^9}{3600} = 89\,590 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Отже, середня електрична потужність станції

$$N = 89\,590 / 20 = 4\,479 \text{ кВт.}$$

**Задача 15.** Паросилова установка потужністю 4200 кВт має ККД, рівний 0,2. Визначити годинні витрати палива, якщо його теплота згоряння дорівнює 25 000 кДж/кг.

*Розв'язок*

Витрати палива

$$b = \frac{3600}{\eta \cdot Q_H^P} = \frac{3600}{0,2 \cdot 25\,000} = 0,72 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Годинні витрати палива складатимуть

$$0,72 \cdot 4200 = 3024 \text{ кг}/\text{год}.$$

**Задача 16.** Знайти зміну внутрішньої енергії 1 кг повітря при зміні його температури від 300 °С до 50 °С. Залежність теплоємності від температури прийняти лінійною.

*Розв'язок*

Розрахуємо середню теплоємність повітря в даному інтервалі температур:

$$\bar{C}_v = 0,7084 + 0,00009349 \cdot \frac{300 + 50}{2} = 0,7248 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}).$$

Отже,

$$\Delta U = 1 \cdot 0,7248 \cdot (50 - 300) = -181,2 \text{ кДж}.$$

### *Другий закон термодинаміки*

**Задача 17.** При температурі 127 °С 1 кг кисню розширюється до п'ятикратного об'єму; температура його при цьому падає до 27 °С. Визначити зміну ентропії. Теплоємність вважати постійною.

*Розв'язок*

$$s_2 - s_1 = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = \frac{259,6}{1,4 - 1} \ln \frac{300}{400} + 259,6 \cdot \ln 5 = 0,23 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}).$$

**Задача 18.** 1 кг повітря стискується за адіабатою так, що об'єм його зменшується в 6 разів, а потім при  $V = \text{const}$  тиск підвищується в 1,5 раза. Визначити загальну зміну ентропії повітря. Теплоємність вважати постійною.

*Розв'язок*

Зміна ентропії повітря в адіабатному процесі буде дорівнювати нулю. Зміна ентропії в ізохорному процесі визначиться за формулою:

$$\Delta s_v = c_v \cdot \ln \frac{P_3}{P_2} = c_v \cdot \ln 1,5 = 2,303 \frac{287}{1,4-1} \lg 1,5 = 0,293 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}),$$

Отже,

$$\Delta s = \Delta s_v = 0,293 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град}).$$

**Задача 19.** 10 м<sup>3</sup> повітря, що перебуває в початковому стані при нормальних умовах, зазнають стиснення до кінцевої температури 400 °С. Стиснення проводиться: 1) ізохорно, 2) ізобарно, 3) адіабатно й 4) політропно з показником політропи  $n = 2,2$ . Вважаючи значення ентропії при нормальних умовах рівним нулю, а теплоємність повітря постійною, визначити ентропію повітря в кінці кожного процесу.

*Розв'язок*

Знаходимо масу 10 м<sup>3</sup> повітря при нормальних умовах:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 10}{287 \cdot 273} = 12,9 \text{ кг.}$$

Визначаємо зміну ентропії в кожному з перерахованих процесів:

1) ізохорне стиснення

$$\Delta s_1 = s_1 = m \cdot c_v \cdot \ln \frac{T}{273} = 12,9 \cdot 0,723 \cdot 2,303 \cdot \lg \frac{673}{273} = 8,42 \text{ кДж}/\text{град};$$

2) ізобарне стиснення

$$\Delta s_2 = s_2 = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{T}{273} = 12,9 \cdot 1,0117 \cdot 2,303 \cdot \lg \frac{673}{273} = 11,78 \text{ кДж/град};$$

3) адіабатне стиснення

$$\Delta s = s_3 = 0;$$

4) політропне стиснення

$$\begin{aligned} \Delta s_4 = s_4 &= m \cdot c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T}{273} = 12,9 \cdot 0,723 \frac{2,2-1,4}{2,2-1} 2,303 \lg \frac{673}{273} = \\ &= 5,56 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}. \end{aligned}$$

**Задача 20.** У процесі політропного розширення повітря температура його зменшилась від 25 °С до -37°С. Початковий тиск повітря 4 бар, кількість його 2 кг. Визначити зміну ентропії в цьому процесі, якщо відомо, що кількість підведеного до повітря тепла становить 89,2 кДж.

*Розв'язок*

Кількість тепла, підведеного газу в політропному процесі становить

$$Q = m \cdot c_v \frac{n-k}{n-1} \cdot (t_2 - t_1).$$

Підставляючи значення відомих величин, одержуємо

$$\frac{n-k}{n-1} = -\frac{89,2}{2 \cdot 0,723 \cdot 62} = -0,995.$$

Звідси показник політропи  $n = 1,2$ .

Зі співвідношення параметрів політропного процесу визначаємо кінцевий тиск:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}}; \quad P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} = 4 \cdot \left(\frac{236}{298}\right)^6 = 1 \text{ бар.}$$

Зміна ентропії визначається

$$\Delta s = 2 \cdot 2,3 \left[ \frac{287 \cdot 1,4}{1,4 - 1} \lg \frac{236}{298} - 287 \cdot \lg \frac{1}{4} \right] = 0,338 \text{ кДж/град.}$$

**Задача 21.** У посудині об'ємом 300 л міститься повітря при тиску 50 бар і температурі 20 °С. Параметри середовища:  $P_0 = 1$  бар,  $t_0 = 20$  °С. Визначити максимальну корисну роботу, яку може зробити стиснене повітря, що перебуває в посудині.

*Розв'язок*

Оскільки температура повітря в початковому стані дорівнює температурі середовища, тоді максимальна робота, яку може виконати повітря, може бути отримана лише за умови ізотермічного розширення повітря від початкового тиску  $P_1 = 50$  бар до тиску середовища  $P_2 = 1$  бар. Максимальна корисна робота визначається на підставі формули:

$$L_{\text{max (кор)}} = T_0 \cdot (s_2 - s_1) - P_0 \cdot (V_2 - V_1)$$

або

$$L_{\text{max (кор)}} = m \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_1) - P_0 \cdot (V_2 - V_1).$$

Визначаємо масу повітря, що перебуває в посудині, та об'єм повітря після ізотермічного розширення:

$$m = \frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{50 \cdot 10^5 \cdot 0,3}{287 \cdot 293} = 17,83 \text{ кг;}$$

$$V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{P_2} = \frac{50 \cdot 0,3}{1} = 15 \text{ м}^3.$$

Оскільки зміна ентропії в ізотермічному процесі визначається за формулою

$$s_2 - s_1 = R \cdot \ln \frac{P_1}{P_2}, \text{ то}$$

$$\begin{aligned} L_{\max (\text{кор})} &= m \cdot T_0 R \ln \frac{P_1}{P_2} - p_0 (V_2 - V_1) = \\ &= 17,83 \cdot 293 \cdot 287 \cdot 2,3 \cdot 1,699 - 10^5 (15 - 0,3) = 4377 \text{ кДж.} \end{aligned}$$

**Задача 22.** Визначити максимальну корисну роботу, яка може бути зроблена 1 кг кисню, якщо його початковий стан характеризується параметрами  $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $P_1 = 1 \text{ бар}$ , а стан середовища – параметрами  $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 1 \text{ бар}$ .

*Розв'язок*

Максимальна робота, яку зробити за даних умов кисень, може бути отримана лише за умови переходу його від початкового стану до стану середовища зворотними шляхом. Оскільки температура кисню в початковому стані вище температури середовища, то насамперед необхідно зворотним процесом знизити температуру кисню до температури середовища. Таким процесом може бути тільки адіабатне розширення кисню. При цьому кінцевий об'єм і кінцевий тиск визначаються з таких співвідношень:

$$\frac{v_a}{v_1} = \left( \frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{260 \cdot 673}{1 \cdot 10^5} = 1,75 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_a = v_1 \left( \frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 1,75 \cdot \left( \frac{673}{293} \right)^{2,5} = 14,05 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$p_a = \frac{R \cdot T_2}{v_2} = \frac{259,6 \cdot 293}{14,05} = 0,0542 \text{ бар.}$$

Після адіабатного розширення необхідно зворотним шляхом при  $t = \text{const}$  стиснути кисень від тиску 0,0542 бар до тиску навколишнього

середовища, тобто здійснити ізотермічне стискання кисню до 1 бар. При цьому кінцевий об'єм кисню

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{P_2} = \frac{260 \cdot 293}{1 \cdot 10^5} = 0,762 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Максимальна корисна робота визначається за формулою:

$$L_{\text{max (кор)}} = l_{\text{ад}} - l_{\text{із}} - P_0(v_2 - v_1) = 124,8 \text{ кДж/кг}.$$

Задачу можна розв'язати також і графічним способом – за допомогою площі на  $P$ - $v$  діаграмі.

### *Кругові процеси*

**Задача 23.** Деяка маса азоту при тиску  $p_1 = 10^5$  Па мала об'єм  $v_1 = 10^{-2}$  м<sup>3</sup>, а при тиску  $p_2 = 3 \cdot 10^5$  Па – об'єм  $v_2 = 4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>,  $\mu = 28 \cdot 10^{-3}$  кг/моль. Перехід від першого стану до другого був зроблений у два етапи: спочатку за ізобарою, а потім за ізохорою (рис. 1, крива 1A2). Визначити збільшення внутрішньої енергії газу  $\Delta U_{1A2}$ , зроблену газом роботу  $A_{1A2}$  й кількість поглинутою газом теплоти  $Q_{1A2}$ .

Зробити аналогічні розрахунки у випадку зворотного проходження процесів: спочатку за ізохорою, потім за ізобарою (рис. 1, лінія 1B2). Порівняти результати розрахунків в обох випадках.

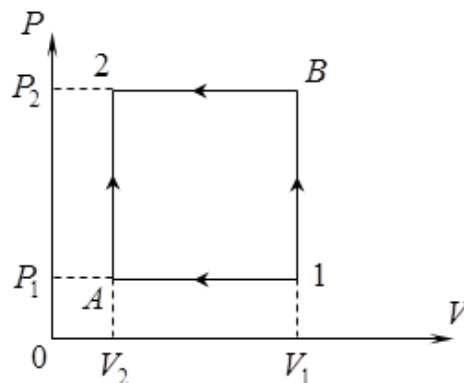


Рисунок 1 – Діаграма кругового процесу

### Розв'язок

Фізична система – «ідеальний газ – азот». Внутрішня енергія є функцією стану системи. Отже, збільшення внутрішньої енергії при переході системи з одного стану в інший завжди рівне різниці значень внутрішньої енергії в цих станах незалежно від сукупності процесів, які привели до переходу системи з одного стану в інший, тобто

$$\Delta U_{1A2} = \frac{m}{\mu} \frac{i}{2} R (T_2 - T_1).$$

Різницю температур визначимо з рівнянь станів

$$p_1 v_1 = \frac{m}{\mu} R T_1 \quad p_2 v_2 = \frac{m}{\mu} R T_2$$

$$T_2 - T_1 = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{\frac{m}{\mu} R}.$$

Отже,

$$\Delta U_{1A2} = \frac{i}{2} (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (1)$$

Робота, виконана газом, у розглянутому випадку

$$A_{1A2} = A_{1A} + A_{A2}. \quad (2)$$

Перехід системи зі стану 1 у стан 2 відбувається при постійному тиску ( $p_1 = const$ ), отже,

$$A_{1A} = p_1 (v_2 - v_1). \quad (3)$$

Оскільки перехід системи зі стану А в стан 2 відбувається при постійному об'ємі ( $v_2 = const$ ), то:

$$A_{A2} = 0. \quad (4)$$

Підставляючи формули (3) і (4) у формулу (2), отримаємо

$$A_{1A2} = A_{1A} = p_1 (v_2 - v_1). \quad (5)$$

Відповідно до першого закону термодинаміки кількість теплоти, що підведена до системи, витрачається на збільшення внутрішньої енергії газу й на здійснення газом роботи:

$$Q_{1A2} = \frac{i}{2}(p_2v_2 - p_1v_1) + p_1(v_2 - v_1). \quad (6)$$

Підставивши числові значення, одержимо:

$$\Delta U_{1A2} = 5 \cdot 10^2 \text{ Дж}; A_{1A2} = -6 \cdot 10^2 \text{ Дж};$$

$$Q_{1A2} = -10^2 \text{ Дж}.$$

У другому випадку перехід з першого стану в другий проходить через проміжний стан  $B$ . Збільшення внутрішньої енергії  $\Delta U_{1B2}$ , робота  $A_{1B2}$  і поглинута теплота  $Q_{1B2}$  можуть бути знайдені в такий спосіб:

$$\Delta U_{1B2} = \frac{m}{\mu} \frac{i}{2} R(T_2 - T_1) = \frac{i}{2}(p_2v_2 - p_1v_1); \quad (7)$$

$$A_{1B2} = p_2(v_2 - v_1); \quad (8)$$

$$Q_{1B2} = \frac{i}{2}(p_2v_2 - p_1v_1) + p_2(v_2 - v_1). \quad (9)$$

Підставивши числові значення, одержимо:

$$\Delta U_{1B2} = 5 \cdot 10^2 \text{ Дж}, A_{1B2} = -1,8 \cdot 10^3 \text{ Дж},$$

$$Q_{1B2} = -1,3 \cdot 10^3 \text{ Дж}$$

Порівнюючи результати в першому й у другому випадку, відзначимо, що

$$\Delta U_{1A2} = \Delta U_{1B2}; Q_{1A2} \neq Q_{1B2}; A_{1A2} \neq A_{1B2}.$$

**Задача 24.** Багатоатомний ідеальний газ проходить цикл Карно, при цьому в процесі адіабатного розширення об'єм газу збільшується в  $n = 4$  рази. Визначити термічний ККД циклу (рис. 2).

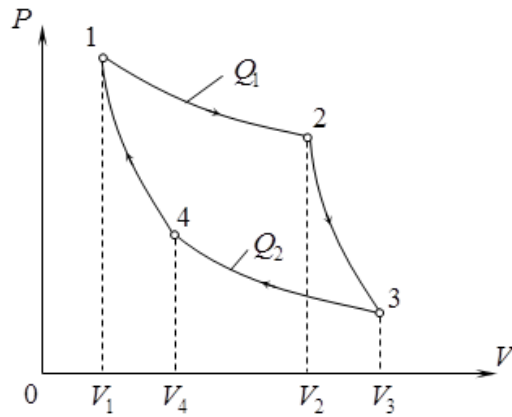


Рисунок 2 – Діаграма циклу

Розв'язок

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1};$$

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1};$$

$$T_1 v_2^{\gamma-1} = T_2 v_3^{\gamma-1};$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_2}{v_3} \right)^{\gamma-1};$$

$$\gamma = \frac{i+2}{i}$$

$$i = 6; \gamma = 1,33,$$

$$\eta = 1 - \left( \frac{v_2}{v_3} \right)^{\gamma-1} = 1 - \left( \frac{1}{n} \right)^{\gamma-1};$$

$$\eta = 37\%$$

**Задача 25.** Цикл Карно проходить 1 кг повітря в межах температур  $t_1 = 627 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $t_2 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ , причому найвищий тиск становить 60 бар, а найнижчий – 1 бар.

Визначити параметри стану повітря в характерних точках циклу, роботу, термічний ККД циклу й кількість підведеного й відведеного тепла.

Розв'язок

Точка 1.  $P_1 = 60$  бар;  $T_1 = 900$  К. Питомий об'єм газу визначаємо з характеристичного рівняння

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 900}{60 \cdot 10^5} = 0,043 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 2.  $T_2 = 900$  К. Тиск знаходимо з рівняння адіабати (процес 2–3)

$$\frac{P_2}{P_3} = \left( \frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left( \frac{900}{300} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 46,8; \quad P_2 = 46,8 \cdot P_3 = 46,8 \cdot 1 = 46,8 \text{ бар}.$$

Питомий об'єм знаходимо з рівняння ізотерми (процес 1–2)

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2; v_2 = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2} = \frac{60 \cdot 0,043}{46,8} = 0,055 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 3.  $P_3 = 1$  бар;  $T_3 = 300$  К;

$$v_3 = \frac{R \cdot T_3}{P_3} = \frac{287 \cdot 300}{1 \cdot 10^5} = 0,861 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Точка 4.  $T_4 = 300$  К. Тиск повітря знаходимо з рівняння адіабати (процес 4–1), питомий об'єм – з рівняння ізотерми (процес 3–4):

$$\frac{P_1}{P_4} = \left( \frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 46,8; \quad P_4 = \frac{P_1}{46,8} = 1,284 \text{ бар};$$

$$v_4 = \frac{P_3 \cdot v_3}{P_4} = \frac{1 \cdot 0,861}{1,284} = 0,671 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

- Термічний ККД циклу

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{900 - 300}{900} = 0,667.$$

- Підведена кількість тепла

$$q_1 = R \cdot T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = 287 \cdot 900 \cdot \ln \frac{0,055}{0,043} = 63,6 \text{ кДж/кг}.$$

- Відведена кількість тепла

$$q_2 = R \cdot T_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} = 287 \cdot 300 \cdot \ln \frac{0,861}{0,671} = 21,5 \text{ кДж/кг.}$$

- Робота циклу

$$l_0 = q_1 - q_2 = 69,6 - 21,5 = 42,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для перевірки можна скористатися формулою:

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} = \frac{42,1}{63,6} = 0,662.$$

**Задача 26.** Для ідеального циклу поршневого ДВЗ із підведенням тепла при  $V = \text{const}$  визначити параметри в характерних точках, отриману роботу, термічний ККД, кількість підведеного й відведеного тепла, якщо:  $P_1 = 1$  бар;  $t_1 = 20$  °С,  $\varepsilon = 3,6$ ;  $\lambda = 3,33$ ;  $k = 1,4$ . Робоче тіло – повітря. Теплоємність прийняти постійною.

*Розв'язок*

Розрахунки ведемо для 1 кг повітря.

Точка 1.  $P_1 = 1$  бар;  $t_1 = 20$  °С. Питомий об'єм визначаємо з рівняння стану:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 293}{1 \cdot 10^5} = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Точка 2. Питомий об'єм знаходимо, виходячи зі степені стиснення:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,84}{3,6} = 0,233 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Температура наприкінці адіабатного стиснення визначається зі співвідношення

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = 293 \cdot 3,6^{0,4} = 489 \text{ К}; \quad t_2 = 216 \text{ °С.}$$

Тиск в кінці адіабатного стиснення визначаємо за характеристичним рівнянням

$$P_2 = \frac{R \cdot T_2}{v_2} = \frac{287 \cdot 489}{0,233 \cdot 10^5} = 6,02 \text{ бар.}$$

Точка 3. Питомий об'єм  $v_3 = v_2 = 0,233 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Зі співвідношення параметрів в ізохорному процесі (лінія 2–3) одержуємо

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} = \lambda = 3,33.$$

Отже,  $P_3 = P_2 \cdot \lambda = 6,02 \cdot 3,33 = 20 \text{ бар}$ ;  $T_3 = T_2 \cdot \lambda = 489 \cdot 3,33 = 1628 \text{ К}$ ;  
 $t_3 = 1355 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Точка 4. Питомий об'єм  $v_4 = v_1 = 0,84 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Температура в кінці адіабатного розширення – рівняння (7.8)

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = 1628 \cdot \left( \frac{0,233}{0,84} \right)^{0,4} = 976 \text{ К.}$$

Тиск в кінці адіабатного розширення визначаємо зі співвідношення параметрів в ізохорному процесі (лінія 4–1):

$$P_4 = P_1 \frac{T_2}{T_1} = 1 \cdot \frac{976}{293} = 3,33 \text{ бар.}$$

Визначаємо кількість підведеного й відведеного тепла

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2) = \frac{287}{1,4 - 1} (1628 - 489) = 825 \text{ кДж/кг};$$

$$q_2 = C_v(T_4 - T_1) = \frac{287}{1,4 - 1} (976 - 293) = 495 \text{ кДж/кг};$$

Термічний ККД циклу визначаємо за формулою

$$\eta_t = \frac{825 - 495}{825} = 0,4$$

або

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{3,6^{0,4}} = 0,4.$$

Робота циклу

$$l_o = q_1 - q_2 = 330 \text{ кДж/кг.}$$

## РОЗДІЛ II. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

### Тема 6. Термодинаміка теплових машин. Загальний підхід

Тепловими машинами називають пристрої, в яких реалізується процес перетворення теплоти в роботу або роботи в теплоту.

До них на сам перед належать теплоенергетичні машини та установки, що дозволяють за рахунок використання теплових процесів в робочих тілах виробляти електроенергію. Або ж безпосередньо застосовувати їх для здійснення механічної роботи переміщення тіл у просторі. І навпаки: зовнішню механічну роботу використовувати для отримання низьких температур з метою задоволення певних потреб людства.

На рис. 6.1 показана класифікація теплових машин та установок. Всі теплові машини та установки ділять на два великі класи: теплосилові установки і холодильні установки.

Теплосиловими установками називають безперервно діючі машини, в яких теплота робочого тіла перетворюється в роботу (механічну або іншу), найчастіше це обертання турбіни для вироблення електроенергії, обертання колеса для пересування відповідного пристрою, реактивна тяга і ін. Серед теплосилових установок виділяють чотири групи:

1) двигуни внутрішнього згорання, в яких теплота до робочого тіла підводиться за рахунок спалювання палива, потім перетворюється в механічну роботу безпосередньо в циліндрі двигуна, передаючи рух колеса автомашини або іншого пристрою;

2) газотурбінні установки, в яких спалювання палива також є частиною робочого процесу, а теплота перетворюється в роботу з метою вироблення електроенергії (газові турбіни) або для пересування ракет і літаків (ракетні і повітряно-реактивні двигуни);

3) парові установки, в яких теплота передається робочому тілу в паровому котлі або парогенераторі, а теплота перетворюється в роботу в паровій турбіні. За цією схемою працюють, наприклад, теплоелектроцентралі й атомні станції. Паросилові установки – база сучасної енергетики;

4) установки безмашинного перетворення енергії. До них відносяться установки з МГД-генераторами (магнітогідродинамічними генераторами), в яких функцію ротора в динамо-машині виконує потік плазми, а також термогенератори на основі термопари, термоелектронні перетворювачі (сонячні батареї) і паливні елементи (сухі електричні батарейки) та ін.

Холодильними установками називають безперервно діючі пристрої, в яких робота перетворюється в теплоту і здійснюється перенесення тепла від тіл з меншою температурою до тіл з більш високою температурою. Такі установки призначені для вироблення помірного і глибокого холоду і називаються зазвичай просто холодильниками. До холодильних установок відносять і теплові насоси – пристрої, що дозволяють забирати тепло з навколишнього середовища і це тепло використовувати для опалення будівель і споруд.

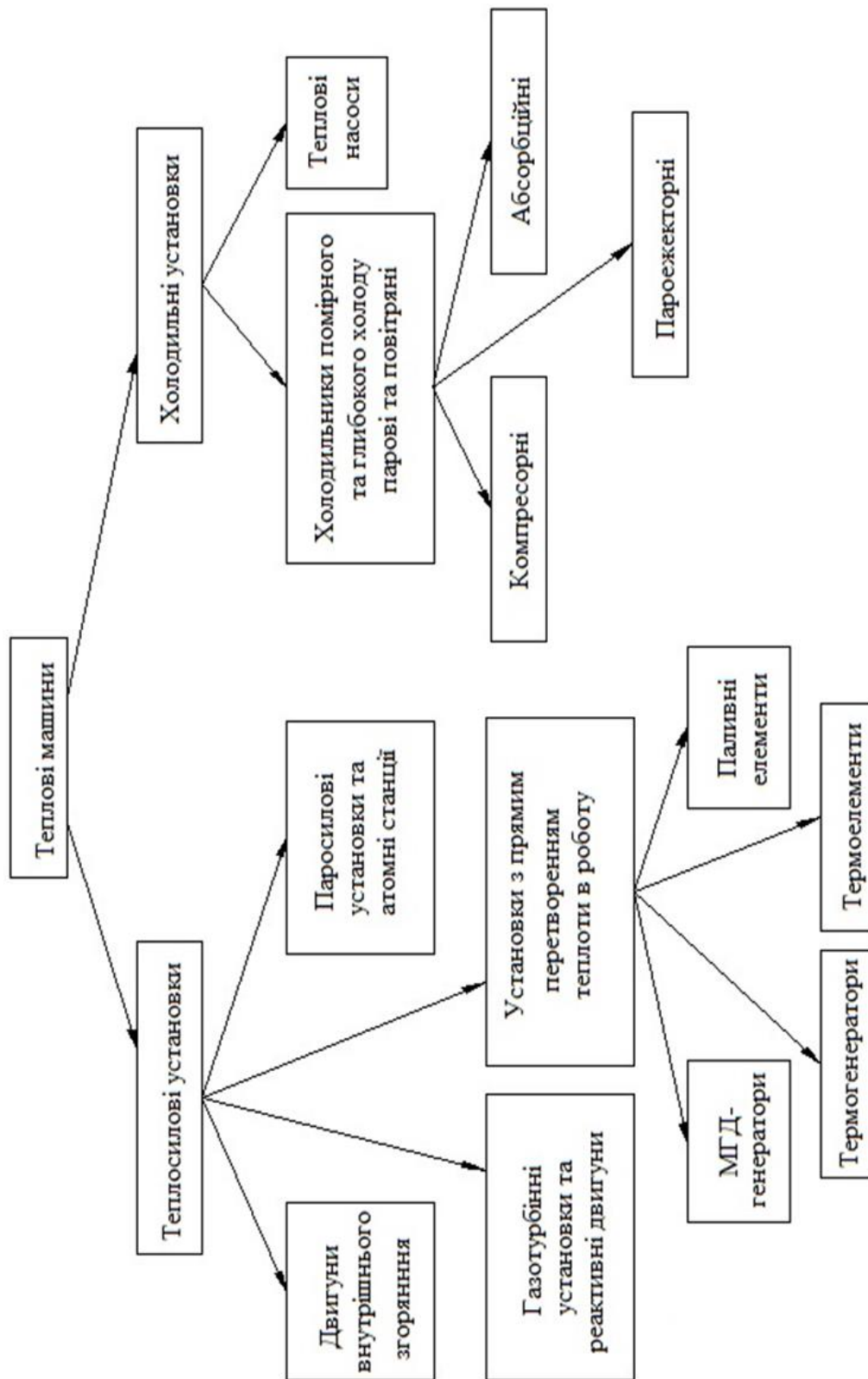


Рисунок 6.1 – Класифікація теплових машин та установок

Установки помірного і глибокого холоду розрізняються за характером отримання холоду та підрозділяються на компресійні, абсорбційні і пароежекторні. У компресійних холодильниках робоче тіло (пара рідини, що легко закипає, або газ) стискається механічним компресором, розширення стисненої пари приводить до охолодження холодильної камери. В абсорбційних холодильниках пара або газ (найчастіше аміак) легко і сильно поглинаються водою, а при їх випаровуванні з розчину йде інтенсивне охолодження. У пароежекторних установках робоче тіло з випаровувача (холодильної камери) через сопло спеціальної конструкції (ежектор), де воно змішується з паром певної речовини, надходить в конденсатор, конденсат потім частково переміщується у випаровувач, частково – в котел для отримання пари.

Все більшого поширення набувають установки для спільного отримання теплоти і холоду, а також так звані термотрансформатори, що дозволяють передавати теплоту від об'єкта з однією температурою на об'єкт з іншою температурою. Такі установки поєднують в собі прямі і зворотні цикли.

Термодинамічний аналіз теплових машин та установок може бути виконаний як для широко відомих сьогодні різноманітних двигунів й установок для вироблення електроенергії, так і для перспективних енергоперетворюючих пристроїв, які поки ще не знайшли широкого застосування через технічні труднощі.

Незважаючи на величезну різноманітність теплових машин, весь аналіз їх роботи оснований на законах термодинаміки, в основному на I законі термодинаміки для відкритих, проточних систем. Безперервне функціонування теплових машин можливе тільки в тому випадку, якщо робоче тіло буде здійснювати круговий процес (цикл) – сукупність термодинамічних процесів, в результаті яких робоче тіло повертається в початковий стан.

Найпростішим круговим термодинамічним циклом є цикл Карно.

У реальних теплових машинах перетворення теплоти в роботу пов'язано з комплексом складних фізико-хімічних, газодинамічних і термодинамічних процесів, тому вивчення реальних циклів теплових машин досить складне та ґрунтоване здебільшого на результатах експериментів. Реальні цикли теплових машин далекі від ідеальних, їх називають дійсними циклами. У той же час використання навіть ідеальних циклів дозволяє виявити основні закономірності роботи теплових машин та окреслити шляхи підвищення ефективності їх роботи.

Прагнення дослідників виявити основні фактори, що впливають на економічність роботи теплоенергетичних установок, оцінити досконалість процесів, що відбуваються в них, знайти шляхи підвищення ККД таких установок – все це дозволяє у першому наближенні відкидати другорядні фактори. Це необхідно для того, щоб, по можливості, повніше ототожнити реальні процеси в теплоенергетичних установках з теоретично оборотними процесами, до яких застосовні термодинамічні методи дослідження.

У зв'язку з такими міркуваннями роботу теплових машин необхідно певною мірою ідеалізувати і прийняти, по-перше, що циклічні термодинамічні процеси в теплових машинах протікають з постійною кількістю робочого тіла; по-друге, хімічний склад робочого тіла на всіх стадіях термодинамічного циклу приймається постійним, згоряння палива як ніби не відбувається, а сам процес згоряння замінюється підведенням теплоти до робочого тіла від деякого фіктивного джерела теплоти; по-третє, процеси стиснення і розширення робочого тіла приймаються адіабатними; по-четверте, видалення відпрацьованого робочого тіла не враховується, а замінюється відведенням теплоти до фіктивного холодильника; по-п'яте, теплоємність робочого тіла приймається не залежною від температури; а саме робоче тіло, по-шосте, вважається ідеальним газом.

## Тема 7. Компресорні установки

### 7.1. Об'ємний компресор

Стиснене повітря можна отримати за допомогою різного типу компресорів. Компресори низького тиску називають вентиляторами і застосовують для переміщення і подачі повітря в калорифери сушильних установок, підігрівачі повітря, топки, а також для подолання опору руху газів, щоб забезпечити тягодуттєвий режим в різних установках.

За принципом конструкції та роботи компресори поділяються на дві групи – **об'ємні** та **лопатеві**. Об'ємні компресори поділяються на **поршневі** та **ротаційні**, а лопатеві – на **відцентрові** та **осьові** (аксіальні). Незважаючи на конструктивні відмінності, термодинамічні принципи їх роботи аналогічні між собою.

Об'ємний компресор – це компресор статичного стиснення, яке відбувається в ньому внаслідок зменшення об'єму, де поміщений газ.

**Одноступінчастий поршковий компресор.** На рис. 7.1, *a* показана принципова схема одноступінчастого поршневого компресора. Колінчатий вал компресора приводиться в обертання від електродвигуна або від поршневого двигуна внутрішнього згорання. Під час руху поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ) в циліндр з охолоджуваного контуром через клапан *A*, який автоматично відкривається, з навколишнього середовища потрапляє газ.

Нагнітальний клапан *B* закритий під дією тиску газів в резервуарі, який більше атмосферного. Під час зворотного руху поршня від НМТ до ВМТ газ починає стискатися, тиск його збільшується, і всмоктувальний клапан закривається. Процес стиснення триває до тих пір, поки тиск у циліндрі не стане рівним (практично трохи більше) тиску в резервуарі. Тоді

клапан  $B$  відкривається, і починається процес нагнітання стисненого газу в резервуар до тих пір, поки поршень не прийде до ВМТ.

Розглянемо робочий процес в  $P-v$  – координатах для ідеального одноступінчастого компресора (ідеального в тому розумінні, що в ньому не враховуються втрати на тертя, а витоки газу і об'єм шкідливого простору (обсяг між кришкою циліндра і днищем поршня при його положенні у ВМТ) приймаються рівними нулю, тобто на рис. 7.1, б положення ВМТ буде співпадати з віссю ординат). Позначимо:  $V_h$  – робочий (корисний) об'єм циліндра;  $P_1$  – тиск навколишнього середовища;  $P_2$  – тиск газу в резервуарі; процеси:  $D-1$  – всмоктування;  $1-2$  – стиснення;  $2-C$  – нагнітання.

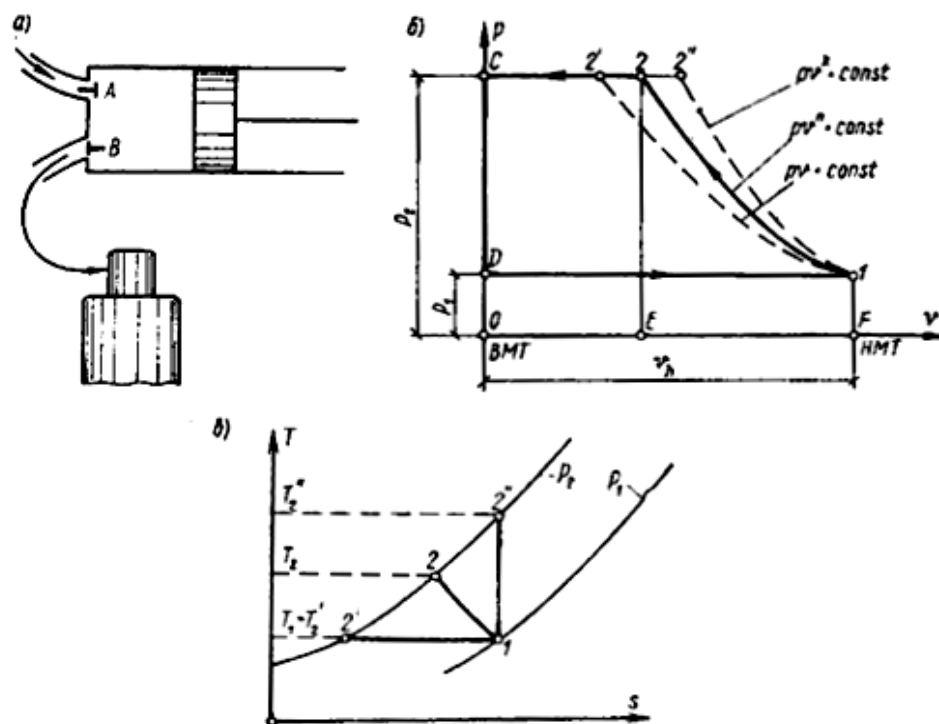


Рисунок 7.1 – Одноступінчастий поршневий компресор:  
 а – схема роботи, б – теоретична індикаторна діаграма,  
 в – процес стиснення в  $T-s$  діаграмі

З початком нового ходу поршня знову відкривається всмоктуючий клапан, тиск у циліндрі падає від  $P_2$  до  $P_1$  теоретично миттєво, тобто по вертикалі  $3-D$ , і робочий процес повторюється, завершуючи, таким чином,

за два послідовних ходи поршня. Отже, компресор являє собою двотактну машину. Площа теоретичної індикаторної діаграми  $D-1-2-C$ , яка графічно зображує круговий процес, вимірює роботу, що витрачається компресором за один оберт його вала.

Необхідно мати на увазі умовність назви кругового процесу (циклу) компресора, оскільки всмоктування і нагнітання не є термодинамічними процесами, адже вони відбуваються при змінній кількості газу. У цьому полягає відмінність індикаторної діаграми від  $p$ -діаграми, яка будується для постійної кількості робочого тіла. На індикаторній діаграмі:  $D-1-2-C$  – стиснення газу;  $1-2$  – термодинамічний процес, бо в ньому бере участь постійна кількість газу. Очевидно, що при одному і тому ж кінцевому тиску  $P_2$  кінцевий об'єм  $x_2$  буде різний залежно від характеру кривої процесу стиснення  $1-2$ , а значить, буде різною і робота, що витрачається на привід компресора.

Як впливає з рис. 7.1, б, найбільш вигідним процесом стиснення за витратою робіт із зовні для приводу компресора є ізотермічний процес  $1-2'$ . В цьому випадку дотримуються також ідеальні умови для збереження якості мастил (в'язкість, температура спалаху та ін.). Однак ізотермічне стиснення газу в компресорі практично нездійснено, і крива стиснення зазвичай розташовується між ізотермою та адіабатою і може бути прийнята за політропою з показником  $n = 1,2-1,25$ . Чим інтенсивніше буде охолодження газу при стисненні (найчастіше водою, що проходить через контур компресора), тим більш буде політропа стиснення  $1-2$  відхилятися від адіабати  $1-2''$  в бік ізотерми  $1-2'$ . Зі зменшенням теплообміну показник  $n$  збільшується. Очевидно також, що зі збільшенням  $n$  при одному і тому ж відношенні  $P_2/P_1$  кінцева температура стисненого газу  $T_2$  буде зростати за законом:

$$T_1 P_1^{1-n} = T_2 P_2^{1-n}$$

або 
$$T_2 = T_1(P_2/P_1)^{(n-1)/n} . \quad (7.1)$$

Наприклад, при  $P_1 = 0,1$  МПа,  $t_1 = 16$  °С і кінцевій температурі  $t_2 = 160$  °С при адіабатному стисненні тиск повітря можна збільшити в чотири рази, а при політропному ( $n = 1,2$ ) в 10 разів. Тобто кінцева температура стиснення  $T_2$  залежить від характеру процесу стиснення. Найбільш не вигідним процесом є адіабатне стиснення.

Абсолютне значення роботи ( $A_0$ ), що витрачається на стиснення 1 кг газу в одноступінчастому ідеальному компресорі, може бути розраховано так:

$$A_0 = A_{ст} + A_{нагн} - A_{всм} = \int P dv + P_2 v_2 - P_1 v_1 . \quad (7.2)$$

За змістом роботи  $A_0$ ,  $A_{ст}$ ,  $A_{нагн}$  є від'ємними, а робота процесу всмоктування  $A_{всм}$  – додатна, оскільки на її виконання енергія не витрачається (тертя відсутнє) й опір повітря, що знаходиться праворуч від поршня при ході всмоктування, не враховується, тому не береться також до уваги додатна робота цього повітря при стисненні і нагнітанні.

Залежно від характеру процесу стиснення  $\int P dv$  має значення:

- для ізотермічного процесу:

$$A^T = P_1 v_1 \ln(P_1/P_2);$$

- для адіабатного процесу:

$$A^{ад} = 1/(\beta - 1)(P_1 v_1 - P_2 v_2);$$

- для політропного процесу:

$$A^{пол} = 1/(n - 1)(P_1 v_1 - P_2 v_2).$$

Щоб не мати справу з від'ємними величинами під час підрахунку роботи стиснення, їх перемножують на -1. Це дає:

$$A^T = P_1 v_1 \ln(P_2/P_1); A^{ад} = 1/(\beta - 1)(P_2 v_2 - P_1 v_1);$$

$$A^{пол} = 1/(n - 1)(P_2 v_2 - P_1 v_1).$$

Тоді теоретична робота компресора, що витрачається на стиснення 1 кг газу, під час ізотермічного процесу стиснення виразиться рівністю:

$$A^T_0 = P_1 v_1 \ln(P_2/P_1); \quad (7.3)$$

- при адіабатному процесі стиснення:

$$A^{ад}_0 = \beta/(\beta - 1)P_1 v_1 [(P_2/P_1)^{(\beta - 1)/\beta} - 1]; \quad (7.4)$$

- при політропному процесі стиснення:

$$A^{пол}_0 = n/(n - 1)P_1 v_1 [(P_2/P_1)^{(n - 1)/n} - 1]. \quad (7.5)$$

На рис. 7.2 наведено дві діаграми: в осях  $P-V$  теоретична робоча та  $P-v$  термодинамічна для процесу компресування. Для ідеального одноступінчастого компресора цей процес складається з двох ізобар та однієї політропи із заданим показником  $n$ .

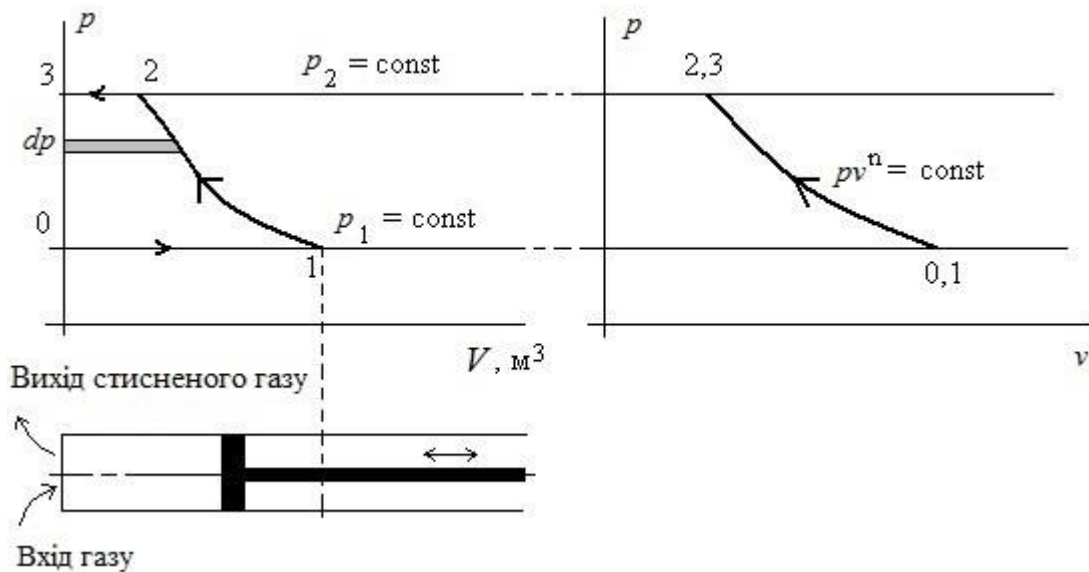


Рисунок 7.2 – Ілюстрація роботи компресора в діаграмах  $P-V$  і  $P-v$ :  
 $0-1$  – всмоктування вихідного газового середовища;  $1-2$  – стиснення;  
 $2-3$  – прошовхування стисненого газу споживачеві.

При зменшенні продуктивності компресора зі збільшенням тиску стисненого повітря і погіршенні при цьому умов змащення через підвищення температури  $T_2$  одноступінчастий компресор стає непридатним

для отримання стисненого газу високого тиску. Зазвичай одноступінчасті компресори застосовують для одержання стисненого газу з тиском не вище 0,8–1 МПа. При необхідності мати стиснений газ більш високого тиску використовують багатоступінчасті компресори.

**Багатоступінчастий поршневий компресор.** У багатоступінчастих компресорах стиснення газів здійснюється послідовно в декількох циліндрах (до семи) з проміжним охолодженням після кожного циліндра в спеціальних холодильниках. При такому принципі роботи стиснення газу в кожному циліндрі можливе при допустимому температурному режимі, що забезпечує сприятливі умови для мастила. У проміжних холодильниках після кожного циліндра газ охолоджують при постійному тиску, рівному тиску кінцевого стиснення у відповідному ступені.

Розглянемо як приклад роботу триступінчастого поршневого компресора, схема якого наведена на рис. 7.3, а робочий процес в  $P-v$  і  $T-s$  координатах (для ідеального компресора) – на рис. 7.4.

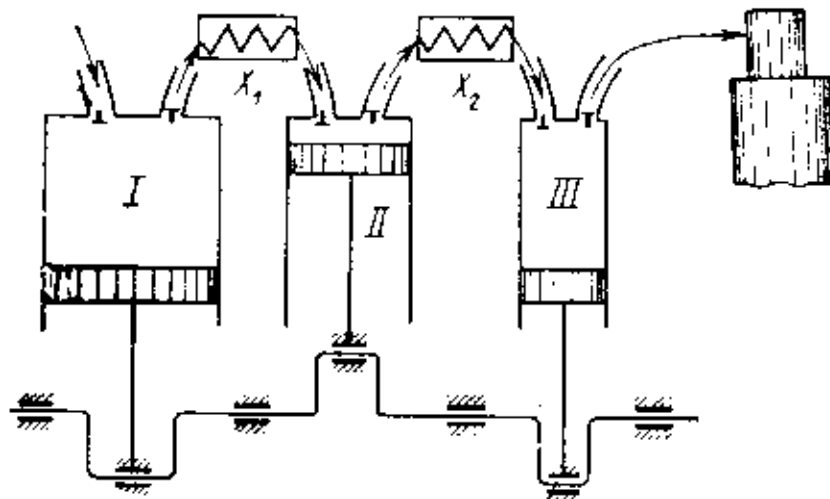


Рисунок 7.3 – Принципова схема триступінчастого поршневого компресора:  
I, II, III – ступені компресора;  $x_1, x_2$  – проміжні холодильники

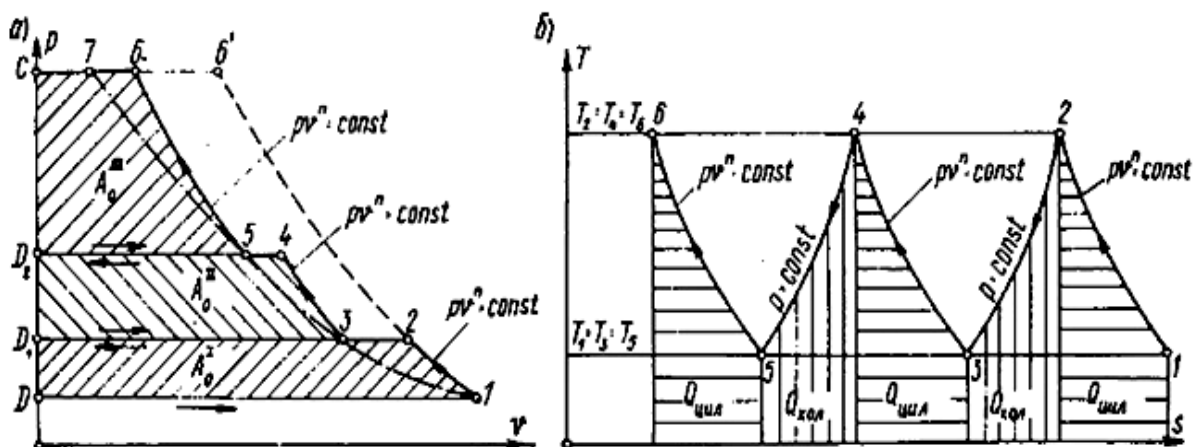


Рисунок 7.4 – Теоретична індикаторна діаграма триступінчастого компресора (а) і процес стиснення на  $T$ - $s$  діаграмі (б)

Газ всмоктується у циліндр низького тиску (процес  $D-1$  на рис. 7.4), стискається за політропою  $1-2$  до тиску  $P_2$  і нагнітається в проміжний холодильник  $x_1$ , де при постійному тиску  $P_2$  охолоджується внаслідок віддачі теплоти воді, що омиває змійовик. З проміжного холодильника стиснений газ при тому ж тиску  $P_2$  всмоктується в другий ступінь. Кінцевий об'єм всмоктування  $V_3 < V_2$ ; оскільки  $P_2 = \text{const}$ , а  $T_3 < T_2$ . В другому ступені газ стискається за політропою до тиску  $P_4$  (процес  $3-4$ ), нагнітається при цьому тиску в другий проміжний холодильник  $x_2$  і звідти надходить в третій ступінь, де і стискається до кінцевого заданого тиску  $P_6$  (процес  $5-6$ ) та нагнітається в резервуар.

Роботу багатоступінчастого компресора намагаються організувати так, щоб забезпечувалися такі три умови:

1) повне охолодження газу у всіх холодильниках, тобто температуру газу доводять до початкової температури  $T_1$ , яку він мав при вході в перший ступінь ( $T_1 = T_3 = T_5$ );

2) однакова кінцева температура стиснення газу у всіх ступенях, що забезпечує у всіх циліндрах надійні умови для мастила ( $T_2 = T_4 = T_6$ );

3) однакові показники політропи стиснення у всіх циліндрах, тобто

$$n^I = n^{II} = n^{III} = n.$$

При виконанні цих умов перепади тисків (відношення кінцевого тиску до початкового) у всіх ступенях однакові, тобто  $P_2/P_1 = P_4/P_3 = P_6/P_5$ .

Для визначення загальної роботи, що витрачається на привід багатоступінчастого компресора, необхідно просумувати роботи, що витрачаються на стиснення газу в окремих ступенях. Незавжди показати, що при виконанні трьох зазначених умов  $A^I_0, A^{II}_0, A^{III}_0$  будуть однакові.

Відповідно до формули (7.5) маємо:

$$A^I_0 = n/(n-1)P_1 v_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1] = n/(n-1)RT_1 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (7.6)$$

$$A^{II}_0 = n/(n-1)P_3 v_3 [(P_4/P_3)^{(n-1)/n} - 1] = n/(n-1)RT_3 [(P_4/P_3)^{(n-1)/n} - 1]; \quad (7.7)$$

$$A^{III}_0 = n/(n-1)P_5 v_5 [(P_6/P_5)^{(n-1)/n} - 1] = n/(n-1)RT_5 [(P_6/P_5)^{(n-1)/n} - 1]. \quad (7.8)$$

Оскільки праві частини рівнянь рівні, то  $A^I_0 = A^{II}_0 = A^{III}_0$ . Тоді теоретична робота  $m$  ступінчастого компресора, що витрачається на стиснення 1 кг газу, буде визначатися добутком  $m A_0$ .

Теоретична потужність  $N_0$  (Вт), що витрачається на привід компресора, може бути визначена за рівністю:

$$N_0 = M \cdot m A_0, \quad (7.9)$$

де  $M$  – продуктивність компресора, кг/с;  $A_0$  – теоретична робота на стиснення 1 кг газу в одному ступені, Дж/кг;  $m$  – кількість ступенів компресора.

Для визначення дійсної (ефективної) потужності  $N_e$ , необхідної для приводу компресора, потрібно знати втрати роботи на подолання опорів клапанів і трубопроводів та на тертя в дотичних частинах компресора, які враховуються механічним ККД:

$$N_e = N_0 / z_m = M \cdot m A_0 / z_m. \quad (7.10)$$

Для поршневого компресора  $z_m = 0,8-0,9$ .

## 7.2. Лопатевий компресор

На відміну від об'ємного, лопатевий компресор – це компресор динамічного стиснення. Вони бувають двох видів: **відцентрові й осьові (аксіальні)**.

**Відцентровий багатоступінчастий компресор** (нагнітач) розрахований на подачу газів тиском до 0,8–1 МПа. Принцип його роботи (рис. 7.5) такий. Робоче колесо *1* з радіально направленими каналами укріплено на валу *2* та обертається за допомогою двигуна в корпусі *3*. Повітря або газ, що надходить у канали робочого колеса, відкидається відцентровою силою до периферії й потрапляє в лопатевий апарат *4*, лопатки якого утворюють канали, що розширюються. У цих каналах внаслідок зменшення швидкості повітря (газу) підвищується його тиск. Далі стиснене повітря через напірний патрубок *5* надходить у нагнітальний трубопровід. За описаним принципом працюють і відцентрові вентилятори, привід яких електродвигуни, що й створюють надлишковий тиск до 12 кПа.

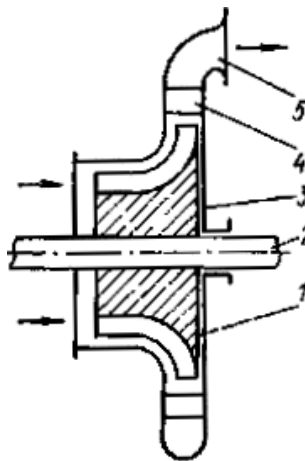


Рисунок 7.5 – Принципова схема відцентрового компресора:

*1* – робоче колесо, *2* – вал, *3* – корпус, *4* – лопатевий апарат, *5* – патрубок

Зазвичай у відцентрових нагнітачах вихідний перетин підбирається так, щоб швидкості газу на вході  $w_1$  і на виході  $w_2$  були однакові. У цьому випадку теоретична робота, затрачувана на стиснення 1 кг газу в ідеальному

відцентровому компресорі, тобто в такому, де відсутній теплообмін з навколишнім середовищем (втрати теплоти через стінки дорівнюють нулю), може бути визначена за рівнянням (7.4).

На практиці необхідно затратити більшу роботу, ніж при адіабатному стисненні. Температура газів на виході з нагнітача буде завжди більше, ніж в адіабатному процесі, за рахунок переходу роботи тертя в теплоту, що підвищує кінцеву температуру повітря.

Показник політропи стиснення  $n = 1,5-1,55$  у цьому випадку більше показника адіабати. Для відцентрових нагнітачів  $n_{\text{к}}^{\text{ад}} = 0,7-0,8$ .

**Осьовий компресор** (рис. 7.6, а) розрахований на подачу стисненого газу тиском до 0,4–0,5 МПа. ККД його вище, ніж у відцентрового нагнітача, і може досягати 85–90 %. У той же час осьові компресори мають велику продуктивність, малі радіальні розміри й масу. Ці переваги осьових компресорів обумовили їхнє широке застосування в газотурбінних установках, і, зокрема, у повітряно-реактивних двигунах.

Осьовий компресор складається з корпусу 1, усередині якого обертається ротор 2. На ньому закріплено кілька рядів робочих лопаток 3. Перед першим рядом робочих лопаток на корпусі закріплені нерухливі лопатки напрямного апарата 4, а після кожного ряду робочих лопаток – нерухливі лопатки напрямного апарата 5.

Кожний ряд робочих лопаток у сукупності з наступним за ним рядом напрямного апарату становить один ступінь підвищення тиску. Число ступенів може доходити до 15–20. Профіль робочих і напрямних лопаток вибирають так, що при проходженні через міжлопатеві канали робочих лопаток повітря отримує від ротора механічну енергію й швидкість його зростає, а при проходженні через напрямний апарат швидкість повітря зменшується, внаслідок чого зростає його тиск. Це ілюструється трикутниками швидкостей на рис. 7.6, б.

Оскільки повітря (газ) у таких компресорах проходить уздовж їхньої осі, то вони й отримали назву осьових або аксіальних компресорів. Недоліком осьових компресорів є складність їх конструкцій, обумовлена необхідністю ретельного виконання профілів лопаток робочих коліс і напрямних апаратів.

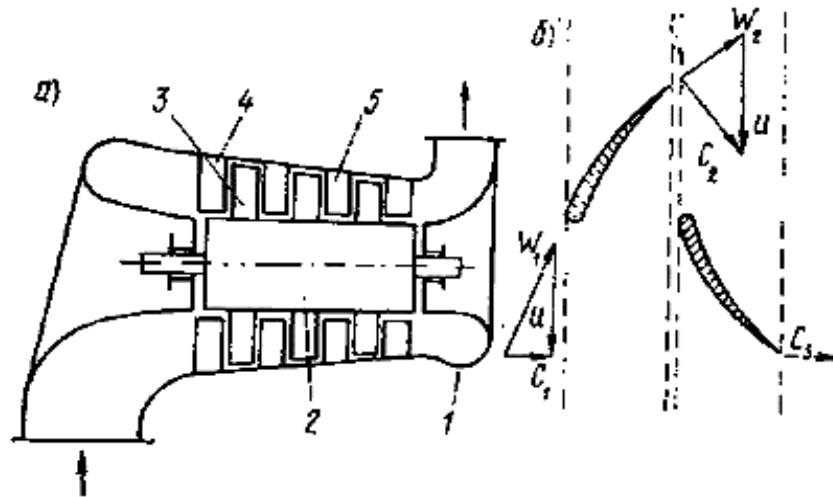


Рисунок 7.6 – Схема осьового компресора (а) і профіль робочих та напрямних лопаток (б):

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – робочі лопатки; 4 – вхідний напрямний вінець лопаток; 5 – напрямні лопатки;  $u$  – окружна швидкість;  $w_1, w_2$  – відносні швидкості на вході в міжлопатеві канали робочих лопаток і напрямного апарата;  $c_1, c_2, c_3$  – абсолютні швидкості на вході в міжлопатеві канали робочих лопаток, напрямного апарата й на виході із напрямного апарата

## Тема 8. Енергетичне паливо

### 8.1. Склад палива

**Паливом** називається горюча речовина, використовувана в якості джерела одержання теплоти в енергетичних, промислових та опалювальних установках.

Залежно від типу реакцій, у результаті яких виділяється теплота з палива, розрізняють **органічне** і **ядерне паливо**.

У цей час і за прогнозами до 2030 р. органічне паливо є основним джерелом енергії (теплоти) для промислового використання. У табл. 8.1 наведено дані про споживання органічного палива в усьому світі у 1993 р.

Таблиця 8.1 – Споживання органічного палива в 1993 р.

Споживач	Вид палива		
	тверде	рідке	газоподібне
В усьому світі, млрд. т у.п.	3,21	4,29	2,66

*Примітка.* у.п. – умовне паливо.

В органічних паливах теплота виділяється в результаті хімічної реакції окиснення його горючих частин за участі кисню, а в ядерних паливах – у результаті розпаду розподілу ядер важких елементів (урану, плутонію і т.д.).

У табл. 8.2 наведена класифікація органічних палив за їхнім агрегатним станом.

Таблиця 8.2 – Класифікація органічних палив за агрегатним станом

Паливо	Агрегатний стан		
	твердий	рідкий	газоподібний
Природне	Дрова, торф, бурі й кам'яне вугілля, антрацит, горючі сланці	Нафта	Природний газ
Штучне	Деревне вугілля, напівкокс, кокс, вугільні й торф'яні брикети	Мазут, гас, бензин, солярове масло, газойль, пічне паливо	Гази-нафтовий, коксовий, генераторний, доменний, газ підземної газифікації

Тверде й рідке палива складаються з горючих (вуглецю С, водню Н, легкої сірки –  $S_{л} = S_{ор} + S_{к}$ ) і негорючих (азоту N і кисню O) елементів і баласту (золи – A, вологи – W).

Елементарний склад твердого й рідкого палива дається у відсотках до маси 1 кг палива. При цьому розрізняють **робочу, суху, горючу й органічну** масу палива.

**Робоча маса** – це маса й склад палива, у якому воно надходить до споживача й зазнає спалювання.

Склад робочої, горючої, сухої й органічної маси позначається відповідно індексами "р", "г", "с" та "о" і виражається такими рівностями; %:

$$C^p + H^p + S^p_{л} + N^p + O^p + A^p + W^p = 100; \quad (8.1)$$

$$C^c + H^c + S^c_{л} + N^c + O^c + A^c = 100; \quad (8.2)$$

$$C^g + H^g + S^g_{л} + N^g + O^g = 100; \quad (8.3)$$

$$C^o + H^o + S^o_{орг} + N^o + O^o = 100. \quad (8.4)$$

Органічна маса палива, на відміну від горючої маси, містить тільки органічну сірку й не включає колчеданну:

$$S^o_{орг} = S^o_{л} - S^o_{к}. \quad (8.5)$$

Коефіцієнти перерахування складу палива з однієї маси в іншу наведені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3 – Коефіцієнти перерахування складу палива з однієї маси в іншу

Задана маса палива	Коефіцієнти перерахування на масу		
	робочу	горючу	суху
Робоча	1	$100/[100 - (A^p + W^p)]$	$100/(100 - W^p)$
Горюча	$[100 - (A^p + W^p)]/100$	1	$(100 - A^c)/100$
Суха	$(100 - W^p) / 100$	$100/ (100 - A^c)$	1

Для сланців складу ( $C^p, H^p, S^p_{л}, N^p, O^p, A^p, W^p$ ) перерахування з робочої маси на горючу здійснюється за допомогою коефіцієнта:

$$K = 100 / [100 - A^p_i - W^p - (CO_2)^p_k], \quad (8.6)$$

де  $A^p_i$  – дійсна зольність робочої маси, %,  $W^p$  – вологість робочої маси, %,  $(CO_2)^p_k$  – склад вуглекислоти карбонатів, %. Дійсна зольність робочої маси визначається за формулою

$$A^p_{и} = A^p - [2,5(S^p_a - S^p_c) + 0,375S^p_k] [(100 - W^p) / 100], \quad (8.7)$$

де  $S^p_a$  – вміст сірки в лабораторній золі у відсотках до маси палива;  $S^p_c$  – вміст сульфатної сірки в паливі, %.

Величина  $[2,5(S^p_a - S^p_c) + 0,375S^p_k]$  для українських сланців може бути прийнята рівною 2,0.

Перерахування складу (%) робочої маси палива при зміні вологості відбувається за формулами:

$$\begin{aligned} C^p_2 &= C^p_1(100 - W^p_2) / (100 - W^p_1) \\ H^p_2 &= H^p_1(100 - W^p_2) / (100 - W^p_1), \end{aligned} \quad (8.8)$$

де  $W^p_1$  – початкова вологість палива, %,  $W^p_2$  – кінцева вологість палива, %.

Середній склад (%) суміші двох твердих або рідкого палива, заданих масовими частками, – першого ( $C^p_2, H^p_2 \dots$ ) і другого ( $C^p_1, H^p \dots$ ) – визначається як:

$$\begin{aligned} C^p_{см} &= b_1 C^p_1 + (1 - b_1) C^p_2, \\ H^p_{см} &= b_1 H^p_1 + (1 - b_1) H^p_2, \end{aligned} \quad (8.9)$$

де масова частка  $b_1$  одного з палив у суміші знаходиться за формулою:

$$b_1 = V_1 / (V_1 + V_2). \quad (8.10)$$

де  $V_1$  і  $V_2$  – маси палива, що входять у суміш, кг.

Газоподібне паливо являє собою суміш горючих і негорючих газів. Горюча частина складається із граничних ( $C_nH_{2n+2}$ ) і неграничних ( $C_nH_{2n}$ )

вуглеводнів, водню  $H_2$ , окису вуглецю  $CO$  і сірчистого водню ( $H_2S$ ). До складу негорючих елементів входить азот  $N_2$ , вуглекислий газ  $CO_2$  і кисень  $O_2$ . Склади природного й штучного газоподібного палива різні. Природний газ характеризується високим вмістом метану  $CH_4$ , а також невеликої кількості інших вуглеводнів: етану  $C_2H_6$ , пропану  $C_3H_8$ , бутану  $C_4H_{10}$ , етилену  $C_2H_4$ , і пропилену  $C_3H_6$ . У штучних газах вміст горючих складових (водню й окису вуглецю) досягає 25–45 %, у баласті переважають азот і вуглекислота – 55–75 %.

Склад газоподібного палива задається в об'ємних частках і в загальному вигляді його можна записати в такий спосіб, %:

$$\Sigma C_n H_{2n+2} + \Sigma C_n H_{2n} + H_2 + CO + H_2S + O_2 + N_2 + CO_2 = 100\% , \quad (8.11)$$

де  $\Sigma C_n H_{2n+2}$  – граничні вуглеводні;  $\Sigma C_n H_{2n}$  – неграничні вуглеводні;  $H_2S$  – сірчистий водень;  $CO$  – оксид вуглецю;  $CO_2$  – вуглекислий газ.

## ***8.2. Характеристика палива***

**Вологість повітря.** Середня вологість палива в робочому стані становить, %: для торфу 50; сланців 13–17; кам'яного вугілля 5–14 та антрациту 5–8. Буре вугілля залежно від вологості поділяють на три групи: група Б1 – більше 40 % вологості; група Б2 – 30–40 %; група Б3 – менше 30 %.

**Зола палива.** До складу золи входять переважно солі лужних і лужно-земельних металів, оксид заліза, алюмінію, а також сульфатна сірка. Мінеральні залишки, що утворюються після згоряння палива, мають вигляд або сипучої маси (зола), або сплавлених шматків (шлаки). При високих температурах зола розм'якшується, а потім плавиться. Розм'якшена зола й шлаки прилипають до стінок обмуровування печі, зменшуючи переріз газоходів, відкладаються на поверхнях нагрівання, збільшуючи тим самим термічний опір у процесі теплопередачі від газів до середовища, що

нагрівається, забивають отвори для проходу повітря в колосникових решітках, обволікають частинки палива, ускладнюючи їх спалювання.

Різні види палива містять різну кількість золи. Наприклад, %: деревина – 1; торф – 10; ковальське вугілля – 10–20; буре вугілля – 30; сланці – 60. Рідке паливо (мазут) містить 0,2–1 % мінеральних домішок.

**Леткі речовини.** При нагріванні твердого палива до 870–1100 К без доступу окиснювача виділяються парогазоподібні речовини, які називаються **леткими**. Вони є продуктами розпаду складних органічних речовин, що знаходяться в органічній масі палива. До складу летких речовин входять: азот  $N_2$ , кисень  $O_2$ , водень  $H_2$ , окис вуглецю  $CO$ , вуглеводневі гази  $CH_4$ ,  $C_2H_4$  і т.ін, а також водяна пара.

**Кокс.** Це – твердий залишок, який одержують після нагрівання палива (без доступу окиснювача) і виходу легких речовин. До складу коксу входять залишковий вуглець і зола. При низьких температурах у твердому залишку, крім золи, може бути частина елементів (C, H,  $S_l$ , N). Тоді твердий залишок називається **напівкоксом**. За своїми механічними властивостями кокс може бути порошкоподібним, слабкоспеченим і спеченим.

Залежно від виходу летких речовин і характеристики коксу кам'яне вугілля поділяються на 10 марок: довгополуменеве – Д, газове – Г, газове масне – ГЖ, масне – М, коксове масне – КМ, коксове – К, коксове друге – К<sub>2</sub>, пісне спікне – ПС, слабкоспекне – СС, спісне – С.

**Теплота згоряння.** Однією з основних характеристик будь-якого виду палива є теплота згоряння, тобто та кількість теплоти, яка може бути отримана при повному згорянні одиниці маси або об'єму палива. Повним згорянням називається таке, при якому горючі компоненти палива C, H та S повністю окиснюються киснем. Теплоту згоряння твердого й рідкого палива відносять до 1 кг, а газового – до 1 м<sup>3</sup> при нормальних умовах.

Розрізняють **нижчу** **вищу** теплоту згоряння. У вищу теплоту згоряння входить кількість теплоти, яка може бути виділена при конденсації

водяної пари, що міститься у продуктах згоряння палива. При відомому елементарному складі твердого й рідкого палив теплоту їх згоряння, кДж/кг, визначають за емпіричними формулами, запропонованими Д. І. Менделєєвим:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 340C^{\text{р}} + 1035H^{\text{р}} - 109(O^{\text{р}} - S^{\text{р}}_{\text{п}}) - 25W^{\text{р}}; \quad (8.12)$$

$$Q_{\text{в}}^{\text{р}} = 340C^{\text{р}} + 1260H^{\text{р}} - 109(O^{\text{р}} - S^{\text{р}}_{\text{п}}). \quad (8.13)$$

Теплоту згоряння сухого газу, кДж/м<sup>3</sup>, визначають за об'ємним складом, %, і відомою теплотою згоряння компонентів:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 358CH_4 + 640C_2H_6 + 915C_3H_8 + 1190C_4H_{10} + \\ + 1465 C_5H_{12} + 126,5 CO + 107,5H_2 + 234H_2S; \quad (8.14)$$

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 398CH_4 + 700C_2H_6 + 995C_3H_8 + 1285 C_4H_{10} + \\ + 1575 C_5H_{12} + 126,5 CO + 127,5H_2 + 257H_2S; \quad (8.15)$$

Якщо до складу газу входять невідомі вуглеводневі компоненти (за умови, що вміст метану відомий), то суму вуглеводнів умовно приймають як вміст етану C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> і теплоту згоряння розраховують за формулами (8.14) і (8.15).

Для порівняння різних видів палива за їхнім тепловим ефектом вводять поняття умовного палива, теплота згоряння якого прийнята рівною 29 300 кДж/кг.

Відношення  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  даного палива до  $Q_{\text{у.п}}$  умовного палива називається **паливним еквівалентом**  $E$ . Тоді для перерахунку витрати натурального палива  $B_{\text{н}}$  в умовне  $B_{\text{у.п}}$  досить величину  $B_{\text{н}}$  помножити на еквівалент  $E$ , тобто:

$$B_{\text{у.п}} = B_{\text{н}} E = B_{\text{н}} (Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{у.п}}). \quad (8.16)$$

### **8.3. Моторні палива для поршневих двигунів внутрішнього згоряння**

Основними моторними паливами є **бензини** й **дизельні палива**, одержувані шляхом переробки нафти. Крім цього, також використовують **стислі й зріджені гази; синтетичні палива**, одержувані переробкою вугілля, сланців, бітумінозних пісків; **спирти; ефіри**.

**Автомобільні бензини** являють собою суміші вуглеводнів, що википають у діапазоні температур 35...205 °С і виробляються наступних марок: за ДСТУ 2084-77 А-76, АИ-93 (А-92), АИ-95, а також неетилований АИ-91; експортні бензини А-80, А-92, А-96, з покращеними екологічними властивостями – НОРСИ АИ-80, НОРСИ АИ-92, НОРСИ АИ-95. Цифри в марці бензину показують октанове число, яке характеризує **детонаційну стійкість** бензину.

**Дизельні палива** виробляються в основному з гідроочищених фракцій прямої перегонки нафти. В Україні виробляють три сорти дизельного палива:

- "л" (літнє) – для експлуатації при температурі 0 °С і вище;
- "з" (зимове) – для експлуатації при температурі - 20 °С і вище;
- "а" (арктичне) – для експлуатації при температурі - 50 °С і вище.

**Вуглеводневе газоподібне паливо** при нормальних умовах поділяється на **стисле й зріджене**. У якості стисненого газу використовують природний газ (95 % метану  $\text{CH}_4$ ). Зріджені гази є продуктами переробки супутніх газів і газів газоконденсатних родовищ і в основному містять бутанпропанові й бутиленпропіленові суміші, що перебувають при нормальній температурі в рідкому стані.

Основною перевагою газових палив є їхня чистота, більш легкий запуск у холодний період, високі екологічні якості.

## Тема 9. Горіння палива

### 9.1. Фізичний процес горіння палива

З найдавніших часів відомі вугілля й нафта – речовини, що дають при спалюванні велику кількість теплоти. Зараз термін "паливо" включає всі речовини, які дають при спалюванні велику кількість теплоти, широко поширені в природі й (або) добуваються промисловим способом. До палива відносяться нафта й нафтопродукти (гас, бензин, мазут, дизельне паливо), вугілля, природний газ, деревина й рослинні відходи (солома, лузга й т.ін.), торф, горючі сланці, а в цей час і речовини, використовувані в ядерних реакторах на АЕС і ракетних двигунах.

Класифікацію палива можна здійснити за його агрегатним станом: тверде (вугілля, торф, деревина, сланці), рідке (нафта й нафтопродукти) і газоподібне (природний газ). Також можна розділити види палива й за його походженням: рослинне, мінеральне й продукти промислової переробки.

Властивості палива залежать головним чином від його хімічного складу. Основним елементом будь-якого палива природного походження є вуглець (його вміст становить від 30 до 85 % маси). До складу палива також входять Н, О, N, S, зола, волога.

Практична цінність палива визначається кількістю теплоти, що виділяється при його повному згорянні. Так, при спалюванні 1 кг деревини виділяється теплота, рівна 10,2 МДж, кам'яного вугілля – 22 МДж, бензину – 44 МДж. Ця величина прямо залежить від вмісту в паливі вуглецю й водню й навпаки – від вмісту кисню й азоту.

Інша найважливіша характеристика палива – його жаропродуктивність, оцінена значенням максимальної температури, яку теоретично можна одержати при повному згорянні палива в повітрі. При

згорянні дров, наприклад, максимальна температура не перевищує 1 600 °С, кам'яного вугілля – 2 050 °С, бензину – 2 100 °С.

Для порівняння запасів різних видів палива й рівня його використання застосовують так зване умовне паливо, питома теплота згоряння якого рівна 7 000 ккал/кг (29,3 МДж/кг).

**Горіння палива** – хімічна реакція з'єднання горючих елементів палива з окиснювачем при високій температурі, що супроводжується інтенсивним виділенням теплоти. У якості окиснювача використовують кисень повітря.

Процеси горіння розділяють на дві групи:

1) **гомогенне** горіння – горіння газоподібного пального (характеризується системою "газ+газ");

2) **гетерогенне** горіння – горіння твердого і рідкого пального (характеризується системою "тверде тіло+газ" або "рідина+газ").

Процес горіння може протікати з різною швидкістю – від повільного до миттєвого. Повільне горіння – самозаймання твердого палива при його зберіганні на складах. Миттєве горіння являє собою вибух. У теплоенергетичних установках практичне значення має така швидкість реакції, при якій відбувається стійке горіння, тобто при постійній подачі в зону горіння палива й окиснювача. При цьому співвідношення концентрації палива й окиснювача повинне мати певне значення. При порушенні цього співвідношення (багата і бідна суміші) швидкість реакції знижується й зменшується тепловиділення на одиницю об'єму.

Горіння – це в основному хімічний процес, тому що в результаті його протікання відбуваються якісні зміни складу реагуючих мас. Але в той же час хімічна реакція горіння супроводжується різними фізичними явищами: перенос теплоти, дифузійний перенос реагуючих мас та ін.

Час горіння палива складається із часу протікання фізичних  $t_{\text{фіз}}$  і хімічних процесів  $t_{\text{хім}}$ :

$$t_{\text{гор}} = t_{\text{фіз}} + t_{\text{хім}} . \quad (9.1)$$

Час протікання фізичних процесів складається із часу, необхідного для змішування палива з окиснювачем  $t_{\text{зм}}$  і часу, у ході якого паливоповітряна суміш підігрівається до температури запалювання  $t_{\text{н}}$ :

$$t_{\text{фіз}} = t_{\text{зм}} + t_{\text{н}} . \quad (9.2)$$

Час горіння  $t_{\text{гор}}$  визначається швидкістю найбільш повільного процесу.

**Горіння газоподібного палива.** Мінімальна температура, при якій відбувається запалювання суміші, називається **температурою запалювання**. Значення цієї температури для різних газів неоднакове й залежить від теплофізичних властивостей горючих газів, вмісту пального в суміші, умов запалювання, умов відведення теплоти в кожному конкретному пристрої і т.д.

Горючий газ у суміші з окиснювачем згоряє у факелі. Розрізняють два методи спалювання газу у факелі – **кінетичний** і **дифузійний**. При кінетичному спалюванні до початку горіння газ попередньо змішується з окиснювачем. Газ та окиснювач подаються спочатку у змішувальний пристрій пальника. Горіння суміші здійснюється поза межами змішувача. При цьому швидкість горіння не повинна перевищувати швидкості хімічних реакцій горіння  $t_{\text{гор}} = t_{\text{хім}}$ .

Дифузійне горіння відбувається в процесі змішування горючого газу з повітрям. Газ надходить у робочий об'єм окремо від повітря. Швидкість процесу буде обмежена швидкістю змішування газу з повітрям  $t_{\text{гор}} = t_{\text{фіз}}$ .

Крім цього, існує змішане (дифузійно-кінетичне) горіння. При цьому газ попередньо змішується з деякою кількістю повітря, потім отримана суміш надходить у робочий об'єм, куди окремо подається інша частина повітря.

У топках котельних агрегатів в основному використовують кінетичний і змішаний способи спалювання палива.

**Горіння твердого палива.** Процес горіння складається з таких стадій:

- 1) підсушування палива й нагрівання до температури початку виходу летких речовин;
- 2) запалювання летких речовин і їх вигорання;
- 3) нагрівання коксу до запалювання;
- 4) вигорання горючих речовин з коксу. Ці стадії іноді частково накладаються одна на одну.

Вихід летучих речовин у різного палива починається при різних температурах: торф – при 550–660 К, буре вугілля – при 690–710 К, пісне вугілля й антрацит – при 1 050–1 070 К.

**Горіння рідкого палива.** Основним рідким паливом, використовуваним у теплоенергетиці й промисловій теплотехніці, є мазут. В установках невеликої потужності також використовують суміш технічного гасу зі смолами.

Найбільше застосування одержав метод спалювання в розпиленому стані. Цей метод дозволяє значно прискорити його згорання й одержати високі теплові напруги обсягів топкових камер внаслідок збільшення площі поверхні контакту палива з окиснювачем.

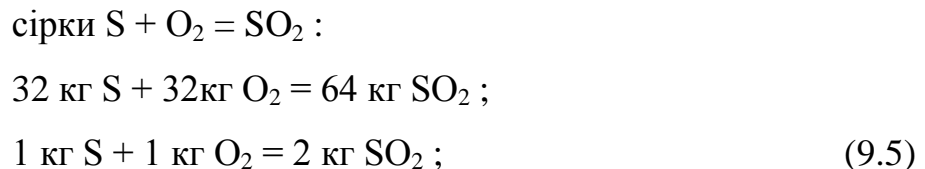
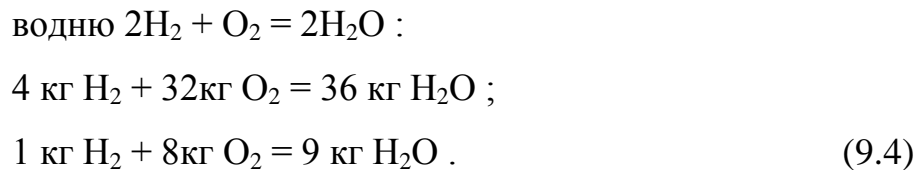
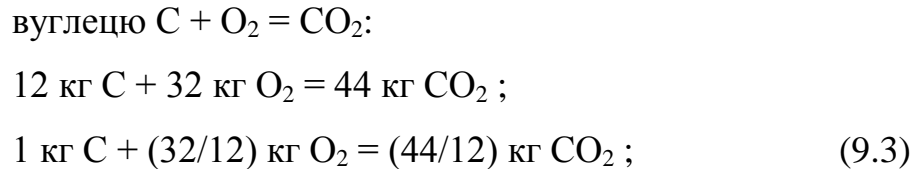
Процес горіння рідкого палива можна розділити на такі стадії:

- 1) нагрівання й випаровування палива;
- 2) утворення горючої суміші;
- 3) запалювання горючої суміші від стороннього джерела (іскри, розпеченої спіралі й т.ін.);
- 4) горіння суміші.

## 9.2. Визначення теоретичної і дійсної витрати повітря на горіння палива

Горючі речовини палива взаємодіють із киснем повітря в певному кількісному співвідношенні. Витрата кисню й кількість продуктів згорання розраховують за **стехіометричним** рівнянням горіння, яке записують для 1 кмоль кожної горючої складової.

Стехіометричні рівняння горіння горючих складових **твердого й рідкого палива** мають вигляд:



Для горіння 1 кг вуглецю, водню й сірки необхідно відповідно 8/3, 8 та 1 кг кисню. У паливі знаходиться  $C^p/100$  кг вуглецю,  $H^p/100$  кг водню,  $S_{л}^p/100$  кг легкої сірки й  $O^p/100$  кг кисню. Тоді для горіння 1 кг палива сумарна витрата кисню буде рівна:

$$M^o_{O_2} = (8/3C^p + 8H^p + S_{л}^p - O^p) / 100 . \quad (9.6)$$

Якщо масова частка кисню в повітрі рівна 0,232, то масова кількість повітря визначається за формулою:

$$M^o = (8/3C^p + 8H^p + S_{л}^p - O^p) / 100 \cdot 100/23,2 .$$

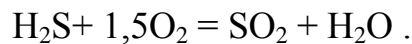
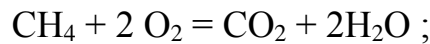
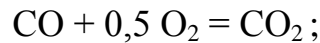
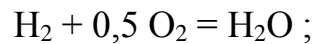
$$M^o = 0,115 C^p + 0,345 H^p + 0,043(S_{п}^p - O^p) . \quad (9.7)$$

При нормальних умовах густина повітря  $\rho_o = 1,293 \text{ кг/м}^3$ . Тоді об'ємну кількість повітря, необхідного для горіння 1кг палива, можна розрахувати за такою формулою:

$$V^o = M^o / \rho_o = M^o / 1,293 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

$$V^o = 0,0889 (C^p + 0,3755S_{п}^p) + 0,265 H^p - 0,033O^p . \quad (9.8)$$

**Для горіння газоподібного палива** витрату необхідного повітря  $V^o$  визначають із об'ємних часток горючих компонентів газу з використанням стехіометричних реакцій:



Теоретичну кількість повітря, необхідного для спалювання газу, визначають за формулою:

$$V^o = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 1,5H_2S + \Sigma(m + n/4)C_mH_n - O_2] . \quad (9.9)$$

Кількість повітря  $V^o$ , що розраховується за формулами (9.8) і (9.9), називається теоретично необхідною. Тобто  $V^o$  являє собою мінімальну кількість повітря, необхідну для забезпечення повного згоряння 1 кг (1 м<sup>3</sup>) палива за умови, що при горінні використовується весь, що міститься в паливі та подається разом з повітрям, кисень. У реальних умовах через технічні труднощі відчувається часткова нестача або надлишок окиснювача (повітря), у результаті погіршується повне горіння палива. Тому повітря подається в більшій кількості в порівнянні з його теоретичною кількістю  $V^o$ . Відношення дійсної кількості повітря  $V_d$ , поданого в топку, до теоретично необхідної кількості називається **коефіцієнтом надлишку повітря**:

$$\alpha = V_d/V^o. \quad (9.10)$$

### 9.3. Кількість продуктів згоряння палива

При повному згорянні палива продукти згоряння містять гази: CO<sub>2</sub>, S<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> і водяної пари H<sub>2</sub>O, тобто

$$C_2 + S_2O + N_2 + O_2 + H_2O = 100 \%.$$

Повний об'єм продуктів згоряння V<sub>Г</sub> являє собою суму об'ємів сухих газів V<sub>с.Г</sub> і водяної пари V<sub>H2O</sub>:

$$V_{Г} = V_{с.Г} + V_{H_2O}, \quad (9.11)$$

при цьому V<sub>с.Г</sub> = V<sub>RO2</sub> + V<sub>N2</sub> + V<sub>O2</sub>, де V<sub>RO2</sub> = V<sub>CO2</sub> + V<sub>SO2</sub> – об'єм триатомних газів; V<sub>N2</sub> + V<sub>O2</sub> – об'єм двоатомних газів.

**А.** При α<sub>Т</sub> = 1.

1. Для твердого (крім сланців) і рідкого палива теоретичні об'єми, м<sup>3</sup>/кг, продуктів повного згоряння визначаються за формулами:

а) об'єм двоатомних газів:

$$V^o_{N_2} = 0,79V^o + 0,8N^o/100; \quad (9.12)$$

б) об'єм триатомних газів:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375 S^p_{л}); \quad (9.13)$$

в) об'єм сухих газів:

$$V^o_{с.Г} = V_{RO_2} + V^o_{N_2} = 0,0187 (C^p + 0,3753 S^p_{л}) + 0,79V^o + 0,8N^o/100; \quad (9.14)$$

г) об'єм водяної пари:

$$V^o_{H_2O} = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^o; \quad (9.15)$$

д) повний об'єм продуктів згоряння:

$$V^o_{Г} = V^o_{с.Г} + V^o_{H_2O} = 0,0187 (C^p + 0,3753 S^p_{л}) + 0,79V^o + 0,8N^o/100 +$$

$$+0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^o. \quad (9.16)$$

2. Для сланців об'єм триатомних газів визначається за формулою:

$$V_{RO2K} = V_{RO2} + [0,509(CO_2)^p_k / 100] K = 0,0187(C^p + 0,375 S^p_{п}) \cdot [0,509(CO_2)^p_k / 100] K, \quad (9.17)$$

де  $K$  – коефіцієнт розкладання карбонатів: при спалюванні пошарово  $K = 0,7$ ; при камерному -  $1,0$ .

а) об'єм двоатомних газів

$$V^o_{N_2} = 0,79 V^o + N_2 / 100 ; \quad (9.18)$$

б) об'єм трьохатомних газів

$$V_{RO2} = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n] ; \quad (9.19)$$

в) об'єм сухих газів :

$$V^o_{с.г} = V_{RO2} + V^o_{N_2} ; \quad (9.20)$$

г) об'єм водяної пари

$$V^o_{H_2O} = 0,01[H_2S + H_2 + \Sigma(n/2)C_m H_n + 0,124d_{г} + 0,0161V^o], \quad (9.21)$$

де  $d_{г}$  – вологомiсткiсть газоподiбного палива, вiднесена до  $1 \text{ м}^3$  сухого газу,  $\text{г}/\text{м}^3$ ;

д) повний об'єм продуктів згоряння

$$V^o_{г} = V^o_{с.г} + V^o_{H_2O}. \quad (9.22)$$

**Б. При  $\alpha_T \neq 1$ .**

1. Для твердих (крім сланців), рідких до газоподібних палив об'єми продуктів повного згоряння,  $\text{мД}/\text{кг}$ , визначаються за формулами:

а) об'єм сухих газів :

$$V_{с.г} = V^o_{с.г} + (\alpha_T - 1)V^o = V_{RO2} + V^o_{N_2} + (\alpha_T - 1)V^o; \quad (9.23)$$

б) об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_T - 1)V^0. \quad (9.24)$$

2. Для сланців повний об'єм продуктів згоряння, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{г.к} = V_{RO_2к} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} = V_{RO_2к} + V_{N_2}^0 + 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161\alpha_T V^0. \quad (9.25)$$

Вміст CO<sub>2</sub>, S<sub>2</sub>O і RO<sub>2</sub> у сухих газах при повному згорянні палива визначається за формулами:

$$CO_2 = (V_{CO_2} / V_{с.г}); \quad (9.26)$$

$$S_2O = (V_{SO_2} / V_{с.г}); \quad (9.27)$$

$$RO_2 = (V_{RO_2} / V_{с.г}). \quad (9.28)$$

Максимальний вміст, %, триатомних газів RO<sub>2</sub><sup>max</sup> у сухих газах при повному згорянні палива:

$$RO_2^{max} = 21 / (1 + \beta), \quad (9.29)$$

де  $\beta$  – характеристика палива;

– для твердого й рідкого:

$$\beta = 2,35 (H^p - 0,126O^p + 0,04N^p) / (C^p + 0,375S^p_{пл}); \quad (9.30)$$

– для газоподібного:

$$\beta = 0,21 (0,01N_2 + 0,79V^0) / V_{RO_2} - 0,79. \quad (9.31)$$

Вміст, %, азоту N<sub>2</sub> і кисню у сухих газах при повному згорянні палива:

$$N_2 = 100 - RO_2 - O_2; \quad (9.32)$$

$$O_2 = 21 - \beta RO_2 - RO_2. \quad (9.33)$$

**Маса продуктів згоряння становить:**

а) для твердого (крім сланців) і рідкого палива, кг/кг:

$$M_T = 1 - 0,01A^p + 1,306\alpha_T V^0; \quad (9.34)$$

б) для газоподібного палива, кг/м<sup>3</sup>:

$$M_{\Gamma} = \rho_{\Gamma, \Pi}^c + 0,001d_{\Gamma, \Pi} + 1\,306\alpha_{\Gamma}V^o, \quad (9.35)$$

де  $\rho_{\Gamma, \Pi}^c$  – густина сухого газу,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $d_{\Gamma, \Pi}$  – вміст вологи в паливі,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

в) для сланців,  $\text{кг}/\text{кг}$ :

$$M_{\Gamma, K} = 1 - 0,01A_{\Gamma, K}^p + 1,306\alpha_{\Gamma}V^o + 0,01(\text{CO}_2)_{\Gamma, K}^p K, \quad (9.36)$$

де  $A_{\Gamma, K}^p$  – розрахунковий вміст золи в паливі з урахуванням карбонатів, що не розпались, %;  $K$  – коефіцієнт розпаду карбонатів: при спалюванні пошарово  $K = 0,7$ , при камерному -  $1,0$ .

Розрахунковий вміст золи в паливі, %, з урахуванням карбонатів, що не розпались:

$$A_{\Gamma, K}^p = A^p + (1 - K) (\text{CO}_2)_{\Gamma, K}^p. \quad (9.37)$$

Для твердих палив концентрація золи в продуктах згоряння визначається за формулою:

$$\eta_{\text{зл}} = A^p a_{\text{ун}} / (100 M_{\Gamma}), \quad (9.38)$$

де  $a_{\text{ун}}$  – частка золи палива, що виноситься продуктами згоряння.

**Коефіцієнт надлишку повітря у топці.** При повному згорянні палива коефіцієнт надлишку повітря у топці визначається за формулою:

$$\alpha_{\Gamma} = 21 / (21 - 79 \text{O}_2 / \text{N}_2), \quad (9.39)$$

де  $\text{O}_2$  і  $\text{N}_2$  – вміст кисню й азоту в газах, %.

#### **9.4. Теплотехнічна оцінка елементів, що містяться у паливі**

**Вуглець** є основним горючим елементом палива. Його вміст у горючій масі становить: у деревині й торфі 50–65 %, у бурому вугіллі 67–72 %, кам'яному вугіллі 76–90 % і в антрацитах 92–94 %, тобто зі збільшенням геологічного віку твердого палива вміст у ньому вуглецю підвищується. Склад рідких нафтових палив є досить стабільним і вміст у них вуглецю в горючій масі коливається у межах 86–87 %.

Вуглець характеризується високим питомим тепловиділенням. При повному згорянні 1 кг вуглецю виділяється 33 600 кДж теплоти. Отже, вуглець, по суті, визначає теплову цінність палива.

**Водень** є другим найважливішим горючим елементом палива. Його вміст в горючій масі становить: у деревині й торфі 6,0–6,5 %, у бурому вугіллі близько 5,0 %, у кам'яному вугіллі 4,0–5,5 % та антрацитах 1,5–2,5 %. У рідкому нафтовому паливі вміст водню значно вище й в горючій масі становить 10–12 %. Теплова цінність водню майже в чотири рази вище теплової цінності вуглецю. При повному згорянні 1 кг водню й конденсації продуктів згоряння виділяється 141 500 кДж тепла, без врахування конденсації водяної пари – 119 000 кДж.

**Сірка** є третім, досить небажаним горючим елементом палива. У загальному випадку сірка палива складається із сірки органічної ( $S_o$ ), що входить у паливо у вигляді органічних сполук, сірки колчеданної ( $S_k$ ), що входить до складу палива у вигляді колчеданної ( $FeS_2$ ), і сірки сульфатної ( $S_s$ ), що входить у паливо у вигляді, наприклад, гіпсу ( $CaSO_4$ ). Сірка органічна й колчеданна утворюють сірку горючу (летку)  $S_a = S_o + S_k$ . Сульфатна ж сірка не горить, і в елементарному складі палива включається в золу. Вміст сірки в паливах коливається від 0 до декількох відсотків. При повному згорянні 1 кг сірки леткої виділяється 9 000 кДж тепла.

При горінні сірковмісного палива в промислових паливоспалюючих пристроях (печах, казанах, газотурбінних установках та ін.), поряд із сірчистим газом ( $SO_2$ ), утворюється незначна кількість сірчаного ангідриду ( $SO_3$ ). Наявність останнього в газоподібних продуктах згоряння за певних умов викликає сірководневу, тобто низькотемпературну, корозію металу устаткування.

Крім того, продукти згоряння сірки викликають забруднення атмосфери. Тому сірка є шкідливою домішкою, що знижує теплотехнічну чіпкість палива.

**Кисень та азот** є небажаними елементами палива. Наявність їх у паливі знижує вміст горючих елементів. Кисень, крім того, зв'язує частину горючих елементів палива, знецінюючи його. Азот у паливі сприяє утворенню в газоподібних продуктах згоряння оксидів азоту, що мають високу токсичність, яка значно перевищує токсичність оксидів сірки.

Кисень й азот прийнято називати внутрішнім баластом палива. У рідких нафтових паливах вміст кисню й азоту незначний і в сумі (O+N) становить 0,50–1,75 %. У твердих паливах вміст кисню й азоту може бути значно більший.

**Зола** являє собою суміш різних мінеральних речовин, які залишаються після повного згоряння горючої частини палива. Вміст золи зазвичай дається на суху масу. Зольність рідких палив нормується ДСТУ та за своїм значенням невелика. Наприклад, для дизельного палива не більше 0,02 %, для топкових мазутів не більше 0,30 %. У твердих паливах вміст золи може сягати значних величин (до 30 % і більше на суху масу). Зола є зовнішнім баластом палива. Вона знижує вміст горючої частини палива, викликає додаткові витрати на його видобуток і транспорт. Вона може викликати ерозійне зношування елементів устаткування. Вміст ванадію в золі рідких нафтових палив може при певних температурних умовах призвести до так званої ванадієвої високотемпературної корозії металу.

Наявність солей натрію, окислів заліза в золі рідких нафтових палив виявляє каталітичну дію на протікання сірчаноокислої низькотемпературної корозії металу.

**Волога** належить до зовнішнього баласту палива. Наявність її (так само, як кисню й азоту) зменшує вміст горючої частини палива. Це знижує теплову цінність палива, а також збільшує витрати на його транспортування. Волога, крім того, зменшує корисне тепловиділення палива, оскільки частина тепла при горінні витрачається на перетворення її

в пару. Це приводить також до зниження температурного рівня в зоні горіння й погіршує умови теплообміну.

## Тема 10. Питання екології

### *10.1. Токсичні гази продуктів згорання*

Продукти згорання, які були викладені вище в п.п. 9.3 теми 9, впливають на енергетичні й екологічні показники різних теплотехнічних установок.

Однак, крім цих продуктів, при згорянні утворюється й ряд інших речовин, які внаслідок їхньої малої кількості не враховуються в енергетичних розрахунках, але визначають екологічні показники топків, печей, теплових двигунів й інших пристроїв сучасної теплотехніки.

У першу чергу до екологічно шкідливих продуктів згорання слід віднести так звані токсичні гази.

**Токсичними** називають речовини, що негативно впливають на організм людини й навколишнє середовище. Основними токсичними речовинами є оксиди азоту ( $\text{NO}_2$ ), оксид вуглецю ( $\text{CO}_2$ ), різні вуглеводні ( $\text{CH}$ ), сажа й сполуки, що містять свинець і сірку.

**Оксиди азоту.** При згорянні палив головним чином утворюється оксид азоту  $\text{NO}$ , який потім в атмосфері окисниться до  $\text{NO}_2$ .

Утворення  $\text{NO}$  збільшується при зростанні температури газів і концентрації кисню й не залежить від вуглеводневого складу палива.

$\text{NO}_2$ , що перебуває в атмосфері, являє собою газ червонясто-бурого кольору, який при більших концентраціях має задушливий запах.  $\text{NO}_2$  впливає на слизову оболонку очей.

**Оксид вуглецю**  $\text{CO}_2$  утворюється під час згоряння при нестачі кисню або при дисоціації  $\text{CO}_2$ . Основний вплив на утворення  $\text{CO}_2$  виявляє склад суміші: чим вона багатша, тим вища концентрація  $\text{CO}_2$ .

Оксид вуглецю – безбарвний газ, що не має запаху. При вдиханні разом з повітрям він інтенсивно з'єднується з гемоглобіном крові, що зменшує її здатність до насичення організму киснем. Симптоми отруєння організму газом  $\text{CO}_2$ : головний біль, серцебиття, затруднене дихання й нудота.

**Вуглеводні** СН складаються з вихідних або, таких що розпалися, молекул палива, які не брали участі в згорянні. Вуглеводні з'являються в газах, що були відпрацьовані (ОГ) в двигунах внутрішнього згоряння внаслідок гасіння полум'я поблизу відносно холодних стінок камери згоряння, в “затиснених” об'ємах, що перебувають у витиснювачах і в зазорі між поршнем і циліндром над верхнім компресійним кільцем.

У дизелях вуглеводні утворюються в перезбагачених зонах суміші, де відбувається піроліз молекул палива. Якщо в процесі розширення в ці зони не надходить достатня кількість кисню, то СН перебуває в складі ОГ.

Кількість різних індивідуальних вуглеводнів, що входять у цю групу токсичних речовин, перевищує 200. У тих концентраціях, у яких СН перебуває в повітрі, наприклад, у зонах з інтенсивним рухом автотранспорту, вони не приносять безпосередньої шкоди здоров'ю людини, однак, можуть викликати реакції, які ведуть до утворення з'єднань, шкідливих навіть при незначній концентрації.

Так, вуглеводні під дією сонячних променів можуть взаємодіяти з  $\text{NO}_2$ , утворюючи біологічно активні речовини, які подразнюють органи дихання і викликають появу так званого смогу.

Особливий вплив спричиняють викиди бензолу, толуолу, поліциклічних ароматичних вуглеводнів (ПАВ) і в першу чергу бензпірену ( $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ ). Ця група високотоксичних речовин утворюється в результаті

піролізу легких і середніх фракцій палива при температурі 600...700 К. Такі умови виникають поблизу холодних поверхонь циліндра при наявності там вуглеводнів, що не згоріли. Кількість ПАВ в ОГ тим більша, чим вища концентрація в паливі бензолу. ПАВ належать до так званих канцерогенних речовин, вони не виводяться з організму людини, а згодом накопичуються в ньому, зумовлюючи утворення злоякісних пухлин.

**Сажа** являє собою твердий продукт, що складається в основному з вуглецю. Крім вуглецю, в сажі міститься 1..3 % (по масі) водню.

Сажа утворюється при температурі вище 1500 К в результаті об'ємного процесу термічного розкладання (піролізу) при сильній нестачі кисню. Формально реакція піролізу виражається рівнянням:



Початок утворення сажі залежить від температури й тиску газів, а також від виду палива. При однаковій кількості атомів вуглецю за ступенем збільшення схильності до утворення сажі вуглеводні розташовуються в такий спосіб: парафіни, олефіни, ароматики.

Наявність сажі в ОГ дизелів зумовлює чорний дим на випуску.

Сажа являє собою механічний забруднювач носоглотки й легенів. Більша небезпека пов'язана із властивістю сажі накопичувати на поверхні своїх часток канцерогенні речовини й служити їхнім переносником.

Сажа – не єдина тверда речовина, що міститься в ОГ. Інші тверді речовини утворюються із сірки, що містяться в дизельному паливі, а також у вигляді аерозолів масла й неспаленого палива. Усі речовини, які осідають на спеціальному фільтрі при проходженні через нього ОГ, отримали загальну назву – частки.

Вміст в ОГ продуктів неповного згорання (CO<sub>2</sub>, СН і сажі) небажаний не тільки через їхню токсичність, але й тому, що при неповному згоранні палива неповністю виділяється частина теплоти, а це обумовлює погіршення економічних показників теплових установок.

**Свинець і сірка.** Приблизно 50...70 % свинцю, що знаходиться в бензині, потрапляє разом з ОГ в атмосферу у формі свинцевих солей, тобто у вигляді часток діаметром менше 1 мкм. Ці частки проникають в організм людини разом з повітрям і через шкіру. З'єднання свинцю дуже отруйні й не виводяться з організму, накопичуючись у ньому. Вони негативно впливають на центральну нервову систему, викликаючи нервові й психічні розлади.

Сірка, що міститься в дизельному паливі, мазуті й кам'яному вугіллі викидається в атмосферу після згоряння цих палив у формі діоксиду SO<sub>2</sub>, який дуже шкідливий для рослин і спричиняє виникнення “кислотних” дощів.

Присутність в ОГ з'єднань свинцю й сірки не дає змоги використовувати каталітичні нейтралізатори, призначені для зниження токсичності ОГ.

Деякі токсичні речовини після того, як вони потрапляють в атмосферу в складі продуктів згоряння, піддаються подальшим перетворенням. Наприклад, при наявності в атмосфері вуглеводнів (або їх радикалів), оксидів азоту й оксиду вуглецю при інтенсивному ультрафіолетовому випромінюванні сонця утворюється озон O<sub>3</sub>, що є найсильнішим окиснювачем і викликає при відповідній концентрації погіршення самопочуття людей.

При високому вмісті в малорухомій і вологій атмосфері NO<sub>2</sub>, O<sub>3</sub> і СН виникає туман коричневого кольору, який одержав назву “смог” (від англійських слів *smoke* – дим і *fog* – туман). Смог є сумішшю рідких газоподібних компонентів, він подразнює очі й слизову оболонку, погіршує видимість на дорогах.

Основними джерелами викиду токсичних продуктів згоряння є автомобілі, промисловість, теплові й електричні станції. У деяких містах

вміст в атмосфері токсичних продуктів згоряння перевищує гранично припустиму концентрацію в кілька десятків разів.

Для боротьби із цим злом у більшості країн світу прийняті відповідні закони, що обмежують припустимий вміст токсичних речовин у продуктах згоряння, що викидаються в атмосферу.

### ***10.2. Вплив токсичних газів***

Для оцінки концентрацій токсичних викидів прийнято порівнювати їхні фактичні концентрації із гранично припустимими (максимально разовими, середньодобовими або середньорічними).

На підставі численних епідеміологічних і токсикологічних досліджень встановлено, що вплив кожного зі шкідливих компонентів може привести до певних негативних наслідків.

**Оксид вуглецю**  $\text{CO}_2$  (час життя в атмосфері 2...42 міс.) впливає на нервову систему, викликає непритомність, тому що вступає в реакцію з гемоглобіном крові, заміщаючи кисень. Залежно від концентрації  $\text{CO}_2$  у повітрі й часу впливу ступінь враження організму може суттєво відрізнитися.

Коли вдих припиняється,  $\text{CO}_2$ , зв'язаний гемоглобіном, поступово виділяється, і кров здорової людини очищається від нього на 50 % кожні 3...4 години.

Вплив  $\text{CO}_2$  на центральну нервову систему проявляється в зміні колірної й світлової чутливості ока – зростає ймовірність аварій. Максимально разова гранично допустима концентрація (ГДК) цієї речовини в населених пунктах становить 3 мг/м<sup>3</sup>, у США – 10 мг/м<sup>3</sup> за 8 годин впливу.

В атмосфері над автомагістралями й прилягаючими територіями з оксидів азоту зустрічаються в основному  $\text{NO}$  й  $\text{NO}_2$ .  $\text{NO}$  є нестійким компонентом, який протягом від 0,5...3 до 100 годин (залежить від

концентрації в повітрі) окислиться до  $\text{NO}_2$ . Токсичність  $\text{NO}_2$  в 7 разів вище токсичності  $\text{NO}$ .

На організм людини  $\text{NO}_2$  діє як гострий подразник при концентрації  $15 \text{ мг/м}^3$  і може викликати набряк легенів при концентрації  $200\text{...}300 \text{ мг/м}^3$ . Вступаючи в реакцію атмосферною вологою, оксиди азоту утворюють азотну кислоту, що викликає корозію металів, знищення рослинності і т.ін.

Найбільшу небезпеку оксиди азоту становлять, як активний компонент при утворенні фотохімічного смогу. Максимальна разова концентрація оксидів азоту в атмосфері населених пунктів –  $0,085 \text{ мг/м}^3$ .

**Газоподібні низькомолекулярні вуглеводні** проявляють наркотичну дію на організм людини, викликаючи стан ейфорії, що збільшує ймовірність ДТП. Токсичність їх зростає при наявності в повітрі інших забруднень, які в сукупності під дією сонячної радіації утворюють фотохімічні оксиданти смогу. ГДК максимально-разова становить  $5 \text{ мг/м}^3$ .

**Поліциклічні ароматичні вуглеводні**, що містяться у викидах двигунів, є канцерогенними, з яких найбільшу активність має бензапірен ( $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ ), що міститься у відпрацьованих газах дизелів. ГДК становить  $0,1 \text{ мкг/100 м}^3$  повітря.

**Сажа**, що міститься у відпрацьованих газах має більшу токсичність, ніж звичайний пил. На поверхні часток сажі адсорбуються канцерогенні речовини. Видимим автомобільний викид стає при концентрації сажі  $130 \text{ мг/м}^3$ .

Розміри часток становлять  $0,19\text{...}0,54 \text{ мкм}$  у діаметрі й можуть досягати альвеол легенів або відкладатися в носових пазухах, трахеях або бронхах.

**Оксиди сірки** при малих концентраціях ( $0,001\%$ ) викликають подразнення дихальних шляхів, при концентрації  $0,01\%$  відбувається отруєння людей за кілька хвилин. Наявність в атмосфері сірчистих газів перешкоджає фотосинтезу рослин, несприятливо впливає на дихальні

шляхи людини. При концентрації  $\text{SO}_2$  у повітрі більш  $0,9 \text{ мг/м}^3$  відбувається зміна процесів фотосинтезу рослин; через 5...10 днів хвоя сосни, ялини починає рудіти й передчасно опадає. Установлено, що суміш  $\text{SO}_2$  і  $\text{CO}_2$  при тривалому впливі викликає порушення генетичної функції організму. ГДК у робочій зоні становить  $10 \text{ мг/м}^3$ .

**Сполуки свинцю** призводять до виникнення головного болю, стомлення, порушення сну, ферментативної активності білків живих організмів. ГДК середньодобова становить  $0,0003 \text{ мг/м}^3$ . Свинець накопичується в організмі й може викликати важкі розлади нервової й кровоносної систем.

Негативний вплив автомобільних викидів на людину проявляється й через питну воду і продукти харчування. Приводять до погіршення здоров'я транспортний шум та електромагнітні випромінювання.

### ***10.3. Наслідки парникового ефекту***

Одним з основних продуктів згорання вуглеводневого палива є діоксид вуглецю ( $\text{CO}_2$ ), який не належить, до токсичних газів. Річна емісія  $\text{CO}_2$  становить 130...1100 млрд. т/рік. Основна кількість  $\text{CO}_2$  виробляється природними джерелами, і тільки приблизно 1...3 % пов'язані з технічною діяльністю людини (антропогенні викиди). Однак ці 1...3 % можуть порушувати рівновагу в атмосфері й спричиняти виникнення так званого «парникового» ефекту.

У верхніх шарах атмосфери завжди розташовувалася суміш газів, що на 60...90 % складається з водяної пари. Ця суміш газів перешкоджає відведенню теплоти від поверхні нашої планети, підвищуючи її середню температуру на  $33 \text{ }^\circ\text{C}$  ( від  $-18^\circ\text{C}$  до  $+15^\circ\text{C}$ ). У збільшенні середньої температури на поверхні землі й полягає парниковий ефект, який обумовив сприятливі умови для виникнення й розвитку життя на Землі. Однак у

результаті діяльності людини в стратосфері й тропосфері стали накопичуватися такі речовини як CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, галогеновані вуглеводні, озон і геміоксид азоту (NO<sub>2</sub>). Сумарна частка цих газів в парниковому шарі відносно невелика всього 0,5...15 %. Однак вони викликали за останні 100 років підвищення середньої температури приблизно на 0,45 °С, що виразилося у потеплінні клімату. При подальшому неконтрольованому посиленні «парникового» ефекту може відбутися інтенсивне танення льодовиків, яке може призвести до глобальної катастрофи.

Із усіх антропогенних «парникових» газів головне значення для посилення «парникового» ефекту має CO<sub>2</sub>. Найважливішими джерелами антропогенних викидів CO<sub>2</sub> є: теплові й електричні станції – 27 %, промисловість – 20 %, опалення житлових приміщень і мала енергетика – 20 %, транспорт – 17 %.

Зниження антропогенних викидів CO<sub>2</sub> стало гострою екологічною проблемою. У той же час відомо, що чим більше CO<sub>2</sub> утворюється при згорянні вуглеводневого палива, тим воно досконаліше. Тому рішення проблеми зменшення антропогенних викидів CO<sub>2</sub> можливе шляхом:

- зменшення кількості, вуглеводневого палива, що спалюється, тобто підвищення паливної економічності теплоенергетичних пристроїв і теплових двигунів;
- застосування палив з малим вмістом вуглецю (стиснений і зріджений газ, спирт та ефіри);
- використання водню;
- застосування альтернативних джерел енергії (енергія сонця і вітру, гідроенергія, атомна і ядерна енергія).

## Контрольні запитання

1. Наведіть класифікацію теплових машин та установок.
2. Яка теплова машина називається компресором? Дайте класифікацію компресорів, поясніть принцип їх роботи.
3. Зобразіть схему одноступінчастого компресора, поясніть його роботу з використанням теоретичної й дійсної індикаторних діаграм.
4. Який процес стиснення газів (політропний, адіабатний, ізотермічний або інший) енергетично більш вигідний в одноступінчастому компресорі? Поясніть чому?
5. Чому одноступінчастий компресор виявляється непридатним для отримання газу дуже високого тиску?
6. Які основні причини необхідності застосування багатоступеневого стиснення?
7. Які ККД вводяться для оцінки ефективності роботи компресорів?
8. Чому, з якою метою застосовують багатоступінчасті компресори? Зобразіть теоретичну індикаторну діаграму багатоступінчастого компресора. Підкресліть її особливості.
9. Наведіть відмінності об'ємного компресора в порівнянні з лопатевим.
10. Що називається паливом і який його склад?
11. Наведіть класифікацію палива за його агрегатним станом.
12. Які елементи містяться у паливі?
13. Які моторні палива є основними?
14. Які речовини називаються токсичними і як вони впливають на екологію?
15. Назвіть наслідки парникового ефекту.

## ЗАДАЧІ

### *Компресорні установки*

**Задача 1.** В ідеальному одноступінчастому компресорі масовою продуктивністю  $G = 180$  кг/год відбувається стиснення повітря до тиску  $P_2 = 4,9$  бар. Визначити теоретично необхідну потужність електродвигуна компресора, відведене в оболонки циліндра компресора тепло й витрати охолоджуючої води, якщо стиснення відбувається політропно ( $n = 1,3$ ), а охолоджуюча вода нагрівається на  $25$  °С. Початковий тиск повітря  $P_1 = 0,98$  бар і температура  $t_1 = 0$  °С.

*Розв'язок*

Робота, що витрачається на стиснення 1 кг газу в одноступінчастому компресорі при політермічному режимі, визначається за формулою

$$l_0 = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,3}{0,3} \cdot \frac{287}{1,4-1} \cdot 273 \cdot (5^{0,231} - 1) = 153 \text{ кДж/кг.}$$

Потужність, що витрачається на стиснення газу в компресорі, визначаємо за формулою

$$N = \frac{l_0 \cdot G}{3600 \cdot 1000} = \frac{153000 \cdot 180}{3600000} = 7,63 \text{ кВт.}$$

Питома кількість відведеної теплоти визначаємо за формулою

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) = 0,17 \cdot \frac{287}{1,4-1} \cdot \frac{1,3-1,4}{1,3-1} (396 - 273) = -29,1 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру наприкінці політропного стиску визначаємо зі співвідношення

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 273 \cdot 5^{0,231} = 396 \text{ К.}$$

Визначаємо повну кількість відведеної теплоти:

$$Q = q \cdot G = -\frac{29,1 \cdot 180}{3600} = -1,46 \text{ кДж/с.}$$

Витрата охолоджуючої води становить:

$$G_{\text{води}} = \frac{Q}{C \cdot \Delta t} = \frac{1,46}{4,18 \cdot 25} = 139 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с.}$$

**Задача 2.** Визначити витрати води на охолодження повітря в оболонці двоступінчастого компресора продуктивністю  $10 \text{ м}^3/\text{хв}$  у проміжному й кінцевому холодильниках, якщо в холодильниках повітря проохолоджується до початкової температури, а вода нагрівається на  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Повітря перед компресором має тиск  $P_1 = 0,98 \text{ бар}$  і температуру  $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , стискання повітря в компресорі відбувається політропно ( $n = 1,3$ ) до кінцевого тиску  $P_2 = 8,8 \text{ бар}$ .

*Розв'язок*

Кількість тепла, що відводиться до оболонки компресора від  $1 \text{ кг}$  повітря:

$$q = C \cdot (t_2 - t_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1);$$

від  $G \text{ кг}$  повітря:

$$Q = q \cdot G.$$

Кількість тепла, що відводиться в проміжний й кінцевий холодильники:

від  $1 \text{ кг}$  повітря:

$$q_{\text{хол}} = C_p(t_2 - t_1);$$

від  $G$  кг повітря:

$$Q_{\text{хол}} = q_{\text{хол}} \cdot G.$$

Масову продуктивність компресора визначаємо з характеристичного рівняння

$$G = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{1 \cdot 10^4 \cdot 10}{\frac{287}{1,4-1} \cdot 283} = 12,05 \text{ кг/хв.}$$

Проміжний тиск:

$$P'_2 = \lambda \cdot P_1 = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} \cdot P_1 = 2,94 \text{ бар.}$$

Температура в кінці процесу стиснення:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n \cdot z}} = 283 \cdot \left( \frac{9}{1} \right)^{\frac{1,3-1,4}{1,3 \cdot 2}} = 283 \cdot 9^{0,115} = 365 \text{ К.}$$

Кількість тепла, що відводиться в оболонці компресора:

$$Q = 12,05 \cdot \frac{287}{1,4-1} \cdot \frac{1,3-1,4}{1,3-1,0} (92-15) = -220 \text{ кДж/хв.}$$

Кількість тепла, що відводиться в проміжному й кінцевому холодильниках:

$$Q_{\text{хол}} = 12,05 \cdot \frac{287 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot (92-15) = 932 \text{ кДж/хв.}$$

Витрати охолоджуючої води:

$$G_{\text{води}} = \frac{2 \cdot (Q + Q_{\text{хол}})}{C \cdot \Delta t} = \frac{2 \cdot (220 + 932)}{4,19 \cdot 15} = 36,7 \text{ кг/хв.}$$

**Задача 3.** Поршневий компресор подає  $V = 2,4 \text{ м}^3$  повітря у хвилину (об'єм приведений до нормальних умов). За який час даний компресор

зможе підняти тиск повітря в ресивері від  $P_1 = 0,2$  МПа до  $P_2 = 0,8$  МПа. Об'єм ресивера  $V_p = 5$  м<sup>3</sup>, температура повітря  $t = 20$  °С.

*Розв'язок*

1) За довідковими даними визначимо газову постійну й густину повітря при нормальних умовах:

$$R = 287 \text{ Дж/кг К}, \quad \rho = 1,205 \text{ кг/м}^3.$$

2) Обчислимо на скільки повинна збільшитися маса повітря в ресивері, щоб його тиск зріс до заданого значення:

$$p_1 \cdot V_p = M_1 \cdot R \cdot T_1; \quad p_2 \cdot V_p = M_2 \cdot R \cdot T_2,$$

вважаємо, що  $T_1 = T_2 = t + 273 = 20 + 273 = 293$  К, оскільки в умові задачі про зміну температури нічого не сказано:

$$(M_1 - M_2) = \frac{(p_2 - p_1) \cdot V_p}{R \cdot T_1} = \frac{(0,8 - 0,2)10^6 \cdot 5}{287 \cdot 293} = 35,676 \text{ кг}.$$

3) Обчислимо масову продуктивність компресора:

$$G = V \cdot \rho = 2,4 \cdot 1,205 = 2,892 \text{ кг/хв}.$$

4) Визначимо за скільки хвилин маса повітря збільшиться на  $(M_1 - M_2)$  при заданій продуктивності компресора:

$$\tau = \frac{(M_1 - M_2)}{G} = \frac{35,676}{2,892} = 12,34 \text{ хв}.$$

**Задача 4.** Визначити теоретичну потужність привода одноступінчастого компресора при ізотермічному стисканні повітря, якщо його продуктивність при початкових параметрах  $P_1 = 0,1$  МПа й  $t_1 = 15$ °С становить  $V_1 = 0,1$  м<sup>3</sup>/с, а кінцевий тиск  $P_2 = 0,7$  МПа. Визначити також

витрати охолоджуючої води, якщо температура її підвищується в оболонці компресора на  $\Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Розв'язок*

1) У довідковій літературі знаходимо масові теплоємності повітря, показник адиабати стиснення й газу постійну:

$$C_p = 1003 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}, C_v = 716 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}, \kappa = \frac{C_p}{C_v} = 1,4;$$

$$R = C_p - C_v = 1003 - 716 = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

2) Визначимо абсолютну температуру повітря перед стисненням:

$$T_1 = t_1 + 273 = 15 + 273 = 288 \text{ К}.$$

3) Визначимо питомий об'єм повітря перед стисненням у компресорі:

$$v_1 = (R \cdot T_1) / p_1 = (287 \cdot 288) / 100000 = 0,8266 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4) Визначимо абсолютну температуру повітря після стиснення:

$$T_2 = T_1 = 288 \text{ К}$$

5) Визначимо масу стисненого повітря в секунду:

$$M = V_1 / v_1 = 0,1 / 0,8266 = 0,121 \text{ кг/с}.$$

6) Визначимо питомий об'єм газу після стиснення:

$$v_2 = v_1 \cdot (p_1 / p_2) = 0,8266 \cdot (0,1 / 0,7) = 0,1181 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

7) Визначимо питому роботу стиснення газу:

$$l = (R \cdot T_1) \cdot \ln(v_2 / v_1) = ((287 \cdot 288) \cdot \ln(0,1181 / 0,8266)) = -160\,841 \text{ Дж/кг}.$$

8) Визначимо теоретичну роботу приводу компресора:

$$l_0 = |l| = 160\,841 \text{ Дж/кг}.$$

9) Визначимо теоретичну потужність приводу компресора:

$$N_T = l_0 \cdot M = 160\,841 \cdot 0,121 = 19\,463 \text{ Вт} \approx 19,5 \text{ кВт.}$$

10) Визначимо кількість теплоти, що відводиться від компресора при односторонньому стисненні за ізотермою:

$$Q = l_0 \cdot M = 160\,841 \cdot 0,121 = 19\,463 \text{ Дж/с.}$$

11) Визначимо витрати охолоджуючої води:

$$M_B = Q / (C_B \cdot \Delta t) = 19\,463 / (4\,190 \cdot 20) = 0,774 \text{ кг/с,}$$

де  $C_B = 4\,190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоємність води.

**Задача 5.** Витрати газу в поршневому одноступінчастому компресорі становлять  $V_1 = 55 \text{ м}^3/\text{хв}$  при тиску  $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$  й температурі  $t_1 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ . При стисненні температура газу підвищується на  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ . Стиснення відбувається за політропою з показником  $n = 1,5$ . Визначити кінцевий тиск, роботу стиснення й роботу приводу компресора, кількість відведеної теплоти, а також теоретичну потужність приводу компресора.

При розрахунках прийняти  $k = c_v/c_p = \text{const}$ . Газ – гелій.

*Розв'язок*

1) У довідковій літературі знаходимо масові теплоємності газу гелію (He), показник адіабати стиснення й газову постійну:

$$C_p = 5\,200 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}, C_v = 3\,200 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}, k = \frac{C_p}{C_v} = 1,625,$$

$$R = C_p - C_v = 5\,200 - 3\,200 = 2\,000 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К.}$$

2) Визначимо абсолютну температуру повітря перед стиснення:

$$T_1 = t_1 + 273 = 22 + 273 = 295 \text{ К.}$$

3) Визначимо абсолютну температуру повітря після стисненням:

$$T_2 = T_1 + \Delta t = 295 + 200 = 495 \text{ К}.$$

4) Визначимо питомий об'єм повітря перед стисненням у компресорі:

$$v_1 = (R \cdot T_1) / p_1 = (2000 \cdot 295) / 100000 = 5,9 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

5) Визначимо масу стисненого повітря в секунду:

$$V = V / (60 \cdot v_1) = 55 / (60 \cdot 5,9) = 0,1554 \text{ кг/с}.$$

6) Визначимо тиск газу після його стиснення в компресорі:

$$p_2 = p_1 \cdot (T_2 / T_1)^{n/(n-1)} = 0,1 \cdot (495 / 295)^{1,625/(1,625-1)} = 0,384 \text{ МПа}.$$

7) Визначимо питомий об'єм газу після стиснення:

$$v_2 = (R \cdot T_2) / p_2 = (2000 \cdot 495) / 384000 = 2,578 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

8) Визначимо питому роботу стиснення газу:

$$l = \frac{(p_1 \cdot v_1 - p_2 v_2)}{(n-1)} = \frac{(100000 \cdot 5,9 - 384000 \cdot 2,578)}{(1,625-1)} = -639923 \text{ Дж/кг}.$$

9) Визначимо теоретичну роботу приводу компресора:

$$l_0 = |l| \cdot n = 639923 \cdot 1,625 = 1039875 \text{ Дж/кг}.$$

10) Визначимо кількість теплоти, що відводиться від компресора при стисненні газу:

$$Q = \frac{M \cdot C_v \cdot (k-n) \cdot (T_2 - T_1)}{1-n} = \frac{0,1554 \cdot 3200 \cdot (1,625-1,5) \cdot (495-295)}{1-1,5} = -24864 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

11) Визначимо теоретичну потужність приводу компресора:

$$N_T = l_0 \cdot M = 1039875 \cdot 0,1554 = 161596 \text{ Вт} \approx 161,6 \text{ кВт}.$$

**Задача 6.** Продуктивність повітряного компресора при початкових параметрах  $P_1 = 1$  бар і  $t_1 = 25$  °С та кінцевому тиску  $P_2 = 6$  бар становить  $G = 500$  кг/год. Процес стиснення повітря в компресорі ізотермічний. Частота обертання вала  $n = 300$  хв<sup>-1</sup>. Визначити теоретичну потужність двигуна для приводу компресора, витрати охолоджуючої води через оболонку охолодження компресора, а також кількість циклів компресора й об'ємні витрати повітря, якщо температура води підвищується на  $\Delta t = 15$  °С.

*Розв'язок*

1) У довідковій літературі знаходимо газову постійну повітря:

$$R = 287 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{К.}$$

2) Визначимо абсолютну температуру повітря перед стисненням:

$$T_1 = t_1 + 273 = 25 + 273 = 298 \text{ К.}$$

3) Визначимо питомий об'єм повітря перед стисненням у компресорі:

$$v_1 = (R \cdot T_1) / p_1 = (287 \cdot 298) / (0,1 \cdot 10^6) = 0,85526 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

4) Визначимо масу стисненого повітря в секунду:

$$M = G / 3600 = 500 / 3600 = 0,1389 \text{ кг/с.}$$

5) Визначимо питомий об'єм повітря після його стиснення в компресорі за ізотермою:

$$v_2 = v_1 \cdot (p_1 / p_2) = 0,85526 \cdot (1 / 6) = 0,14254 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

6) Визначимо абсолютну температуру повітря після його стиснення в компресорі:

$$T_2 = T_1 = 300 \text{ К.}$$

7) Визначимо питому роботу стиснення повітря в компресорі:

$$l = (R \cdot T_1) \cdot \ln(v_2 / v_1) = (287 \cdot 298) \cdot \ln(0,14254 / 0,85526) = -153\,242 \text{ Дж.}$$

8) Визначимо затрачувану корисну роботу компресора:

$$l_0 = |l| = 153\,242 \text{ Дж/кг.}$$

9) Визначимо потужність, затрачувану на привід компресора при стисненні:

$$N = M \cdot l_0 = 0,1389 \cdot 153\,242 = 21285 \text{ Вт.}$$

10) Визначимо кількість теплоти, що відводиться від компресора при стисненні повітря:

$$Q = M \cdot (R \cdot T_1) \cdot \ln(p_2 / p_1) = 0,1389 \cdot (287 \cdot 298) \cdot \ln(6 / 1) = 21\,285 \text{ Дж/с.}$$

11) Визначимо витрати охолоджуючої води:

$$M_B = Q / (C_B \cdot \Delta t) = 21\,285 / (4190 \cdot 15) = 0,339 \text{ кг/с,}$$

де  $C_B = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоємність води.

12) Визначимо кількість циклів компресора, здійснених за одну секунду:

$$f = n / 60 = 300 / 60 = 5 \text{ с}^{-1}.$$

13) Визначимо об'ємні витрати повітря:

$$V = M \cdot v_1 = 0,1389 \cdot 0,85526 = 0,1188 \text{ м}^3/\text{с.}$$

## РОЗДІЛ III. ГІДРАВЛІКА

### Тема 11. Введення. Об'єкт вивчення гідравліки, історія становлення і розвитку. Рідина та її властивості

#### *11.1. Вступ*

Механіка, що є частиною фізики, вивчає загальні закономірності, які пов'язують механічний рух і взаємодію тіл, що перебувають у трьох станах: рідкому, твердому й газоподібному. Різний стан тіл сприяв поділу механіки на окремі галузі. У механіці твердого тіла розглядають абсолютно **тверді** й **деформовані** тіла; останні, у свою чергу, поділяються на тіла **пружні** та **пластичні**. Вивченням законів руху абсолютно твердих тіл займається теоретична механіка, а пружних і пластичних – відповідно теорія пружності й пластичності.

Закони руху рідин і газів вивчає механіка рідин і газів, або **гідромеханіка** ( від грец. «гідрос» – вода). Механіка рідин і газів, так само, як і інші області механіки, розділяється на статику, кінематику й динаміку. Частина гідромеханіки, що вивчає умови рівноваги рідин і газів, називається **гідростатикою**. **Кінематика** рідин і газів вивчає їхній рух у часі, не враховуючи причини, що викликають цей рух. Предметом вивчення **гідродинаміки** є рух рідин і газів у зв'язку з їхньою взаємодією.

Прикладною частиною гідромеханіки є гідравліка. Вона використовує ті або інші припущення для вирішення практичних завдань. Гідравліка має порівняно прості методи розрахунків порівняно з теоретичною механікою рідини, де застосовується складний математичний апарат, однак надає достатню для технічних питань характеристику розглянутих явищ.

На відміну від гідромеханіки, гідравліка характеризується особливим підходом до вивчення явищ течії рідин: вона встановлює наближені

залежності, обмежуючись у багатьох випадках розглядом однорозмірного руху, широко використовуючи при цьому експеримент як у лабораторних, так і в натурних умовах.

Гідравліка має надзвичайно велике коло можливих технічних застосувань: в авіації – аеродинаміка, у хімічній технології – фізико-хімічна гідродинаміка, у металургійних процесах – гідродинаміка рідких металів; рух провідних середовищ, таких як рідкі метали, слабо- і сильно іонізовані гази (останні називаються плазмою), розплави солей та електроліти за наявності магнітних і електричних полів вивчаються в курсі магнітної гідродинаміки; рух непровідних рідин і газів в електричному полі вивчає електрогідродинаміка; атмосферу – динамічна метеорологія. Механіку рідин і газів стосовно до техніки будемо називати **технічною гідромеханікою**. В основі технічної гідромеханіки є теоретичні закономірності, створені й перевірені досвідом. Необхідність ясного розуміння законів течії рідин і газів при конструюванні складних сучасних машин і розробленні технологічних процесів виробництва потребує вивчення технічної гідромеханіки.

Як уже зазначено, у цей час рідини широко використовуються як носій тепла в атомній енергетиці; процеси тепломасопереносу в рідинах є в основі багатьох, насамперед, хімічних виробництв. От чому курс гідравліки зараз уже не можна зводити до розгляду тільки механічного руху рідини й газу та їх механічної взаємодії із твердими тілами. Механічні рухи супроводжуються загальними рухами матерії – складними фізичними процесами, які не тільки не можна не враховувати, як це робилося раніше, а навпаки, слід мати на увазі, що ці процеси в багатьох практичних завданнях виконують основну функцію.

## 11.2. Об'єкт вивчення гідравліки

**Рідиною** називається таке фізичне тіло, частинки якого мають велику рухливість одна відносно одної. Рідина, як і будь-яке фізичне тіло, складається з молекул, що перебувають у безперервному русі. Рух молекул обумовлений внутрішніми, так званими молекулярними силами притягання і відштовхування. Такий рух має місце й у тому випадку, коли рідина перебуває в рівновазі. Крім цього руху існує також рух рідини, обумовлений зовнішніми причинами. **Гідравліка вивчає тільки рух рідини, обумовлений зовнішніми причинами.** Молекулярний рух рідини при цьому не береться до уваги. У зв'язку з цим дійсну молекулярну будову рідини в гідравліці замінено спрощеною схемою. В 1753 р. Л. Ейлер як модель рідини запропонував взяти суцільне рідке середовище. Відтоді у гідравліці приймається, що рідина суцільно заповнює займаний нею простір без утворення жодних пустот. Таким чином, **об'єктом вивчення гідравліки є суцільне рідке середовище (континуум).** Введення такої моделі, природно, значно спростило дослідження рівноваги й руху рідини. Воно дозволило всі механічні характеристики рідкого середовища, такі як швидкість, густина, тиск та інші, розглядати як функції координат точки і часу. У більшості випадків ці функції можна вважати безперервними й диференційними, що, у свою чергу, дає можливість використовувати при розв'язку практичних завдань гідравліки потужний математичний апарат.

У правомірності моделі Л. Ейлера можна переконатися за результатами порівняння гідромеханічних розрахунків із даними практики. Наукову базу гідравліки становлять загальні закони фізики, теоретичної механіки та механіки рідини й газу.

### *11.3. Історія становлення і розвитку гідравліки*

Гідравліка пройшла великий і важкий шлях свого розвитку. Протягом більш двох століть основні її закономірності виявлялися в запеклій боротьбі матеріалізму з ідеалізмом. У цей час можна стверджувати, що основи сучасної гідравліки міцно побудовані на принципі матеріалістичного розуміння природи.

Поступово в процесі трудової діяльності людини накопичувалися окремі спостереження, відкривалися певні закономірності руху рідини й газу, які потім узагальнювалися і перетворювалися в систему знань – науку. Деякі закони гідростатики були сформульовані видатним математиком і механіком Стародавньої Греції Архімедом (207–212 рр. до н.е.). Окремі результати таких спостережень були викладені в працях давньогрецького філософа Аристотеля (384–322 рр. до н.е.). Після Архімеда протягом сімнадцяти століть гідравліка не отримала істотного розвитку, і лише з кінця XVI ст. н.е. знання в області гідравліки були поглиблені рядом учених. Леонардо да Вінчі написав дослідження «Про рух і вимір води», яке було опубліковане тільки в XX ст. Наступні важливі роботи в області гідравліки належать Галілео Галілею (установив основні закони плавання), Е. Торрічеллі (сформулював закон витікання рідини з отворів), Б. Паскалю (відкрив закон про передачу тиску усередині рідини) і І. Ньютону (висунув гіпотезу про внутрішнє тертя в рідині й установив закон динамічної подібності потоків, що рухаються). Однак початок гідравліці як науці було покладено в XVIII ст. працями академіків Російської Академії наук М. В. Ломоносова, Л. Ейлера та Д. Бернуллі.

Великий російський учений М. В. Ломоносов сформулював закон збереження маси й енергії, без яких розвиток гідравліки був би неможливий. Л. Ейлером були виведені диференційні рівняння рівноваги й руху рідин і газів, зазначені деякі інтеграли цих рівнянь і сформульований закон

збереження маси стосовно рідини. Л. Ейлер досліджував також деякі питання руху рідини стосовно практичних завдань суднобудування та конструювання гідравлічних машин. Д. Бернуллі вперше ввів термін «гідромеханіка». Він установив залежність між питомими енергіями при русі рідини, яка в цей час називається «рівняння Бернуллі». Крім того, він досліджував завдання тиску струменя рідини на пластину. Подією в історії розвитку гідравліки став вихід у 1738 р. книги Д. Бернуллі «Гідродинаміка, або Записки про сили й рух рідин».

Подальший етап в історії розвитку гідравліки пов'язаний з іменами французьких математиків Ж. Лагранжа й О. Коші, які розробили гідродинаміку ідеальної рідини (потенційні плоскі потоки). Основи теорії руху в'язкої рідини були закладені французьким ученим А. Нав'є (1785–1836) і англійським фізиком і математиком Д. Стоксом (1819–1903) (рівняння Нав'є – Стокса). Професор Казанського університету І. С. Громеко перетворив ці рівняння. Численні експериментальні дослідження були проведені французьким випробувачем і лікарем Ж. Пуазейлем (1799–1869) і англійським фізиком О. Рейнольдсом (1842–1912). Цілу епоху в історії розвитку гідравліки становлять дослідження з повітроплавання, що включають розробку теорії польоту літака й ракети. Результати цих досліджень були викладені в працях видатних російських учених Д. І. Менделєєва (1834–1907), Н. Е. Жуковського (1849–1921) і С. Д. Чаплигіна (1869–1942). Н. Е. Жуковський в 1906 р. розробив теорію піднімальної сили крила літака, що має велике значення не тільки для авіації, але й для сучасного гідромашинобудування. Він, як Ейфель у Франції і Прандтль у Німеччині, був творцем експериментальної гідравліки в Росії. Учень Н. Е. Жуковського С. А. Чаплигін поклав початок новому розділу гідравліки – теорії несталого обтікання крила потенційним потоком.

К. Е. Ціолковський усе своє життя присвятив розробці проблем освоєння космічного простору. Він установив основні принципи

реактивного руху, обґрунтував можливість застосування реактивних апаратів для міжпланетних сполучень і, зокрема, розробив теорію багатоступеневої ракети. Також відомими гідравліками й гідромеханіками були Л. М. Колмогоров, Л. Г. Лойцянский, Л. І. Седов, Р. С. Чугаєв, М. М. Павловський і ін.

#### *11.4. Рідини та їх основні фізичні властивості*

**Рідкими тілами, або рідинами,** називають фізичні тіла, що легко змінюють свою форму під дією сил незначної величини, що володіють великою рухливістю своїх часток і тому завжди приймають форму посудини, у яку вони налиті.

Розрізняють два види рідин: рідини крапельні й рідини газоподібні.

**Крапельні рідини** являють собою рідини у звичайному, загальноприйнятому розумінні цього слова. До них належать: вода, нафта, гас, спирт і т.д.

**Газоподібні рідини** – повітря й інші гази – у звичайному стані крапель не утворюють. Властивості й застосування газоподібних рідин вивчають спеціальні дисципліни: термодинаміка й аеромеханіка. Розглянемо на основні властивості краплинних рідин.

**1. Густина** -- це маса рідини, що міститься в одиниці об'єму. У Міжнародній системі одиниць (СІ) вона вимірюється в кілограмах на метр кубічний. Для однорідної рідини густина визначається за формулою:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (11.1)$$

Густина звичайних краплинних рідин (виключення – ртуть) близька до густини води й несуттєво змінюється зі зміною тиску й температури.

Зі збільшенням температури густина рідини, як правило, зменшується.

Значення густини деяких дуже поширених рідин за нормальних умов ( $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p = 0,1\text{ МПа}$ ) можна знайти в додатку А.

**Відносна густина** – це безрозмірне число, що являє собою відношення густини цієї рідини до густини дистильованої води, узятої при  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $\rho = 1000\text{ кг/м}^3$ ).

**2. Стисливість** – властивість рідини змінювати свій об'єм під дією тиску. Вона характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення  $\beta_p$ , який являє собою відносну зміну об'єму, що припадає на одиницю тиску,  $\text{м}^2/\text{Н}$ :

$$\beta_p = -\frac{\Delta W}{W} \frac{1}{\Delta p}. \quad (11.2)$$

При підвищенні тиску на  $1\text{ кг/см}^2$  об'єм води зменшується всього лише на  $1/20000$  частини. Тому крапельну рідину вважають практично нестисливою.

**3. Температурне розширення** характеризується коефіцієнтом об'ємного розширення  $\beta_t$  ( $1/^{\circ}\text{C}$ ), який являє собою відносна зміна обсягу при зміні температури на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$\beta_t = \frac{1}{W_0} \frac{\Delta W}{\Delta T}, \quad (11.3)$$

де  $W_0$  – об'єм рідини при  $T_0$ , а  $\Delta T = T - T_0$ . Середнє значення  $\beta_t$  для води  $0,00021$  ( $1/^{\circ}\text{C}$ ), а для нафти –  $0,0007$  ( $1/^{\circ}\text{C}$ ).

Через мале значення цього коефіцієнта для більшості інженерних розрахунків питомий об'єм крапельних рідин можна вважати постійним.

**4. Опір розтягу.** Через те, що технічно чисті рідини мають досить малі сили зчеплення, вони практично не чинять опір розтяжним зусиллям.

**5. Поверхневий натяг.** На поверхні рідини утворюється своєрідна натягнута плівка. Величина поверхневого натягу залежить від роду рідини й температури. Малі об'єми рідини через це набувають сферичної форми. Ці сили набувають значення для рідин, що перебувають в умовах невагомості.

**6. В'язкість** являє собою властивість рідини чинити опір зсуву (або ковзанню) її шарів один відносно одного. Ця властивість проявляється в тому, що в рідині за певних умов виникають дотичні напруження, які, згідно з гіпотезою Ньютона, дорівнюють

$$\tau = \mu \frac{dV}{dn}, \quad (11.4)$$

де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;  $\frac{dV}{dn}$  – поперечний градієнт швидкості, що характеризує інтенсивність зсуву шарів.

Величина

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (11.5)$$

називається **кінематичним коефіцієнтом в'язкості**, який залежить від роду рідини й температури. Для води при температурі  $t = 200 \text{ C}$  в'язкість  $\nu = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , а для нафти –  $2,5 \cdot 10^{-5}$ .

**7. Випаровування** – це властивість рідини переходити в газоподібний стан, який характеризується тиском насичених парів при даній температурі. Для води при температурі  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  тиск насиченої пари становить  $0,0238 \text{ ат}$ .

**8. Розчинність газів** – це здатність рідин розчиняти навколишні їхні гази, що характеризується коефіцієнтом розчинності газу

$$k_p = \frac{W_r}{W_{\text{ж}}} \frac{p_1}{p_2}, \quad (11.6)$$

де  $W_r$  – об'єм розчиненого в рідині газу при нормальних умовах,  $W_{\text{ж}}$  – об'єм рідини,  $p_1$  – початковий тиск,  $p_2$  – кінцевий тиск. При  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  коефіцієнт  $k_p$  має наступні значення: для води –  $0,016$ ; для гасу –  $0,13$  і для мінерального масла –  $0,08$ .

**9. Перехід у твердий стан.** Ця властивість рідини виявляється при зниженні її температури до точки замерзання або при дії на неї надвисоких тисків.

**10. Пароутворення** – властивість рідин змінювати свій агрегатний стан і перетворюватися на пару. Пароутворення, що відбувається лише на поверхні крапельної рідини, називається **випаровуванням**. Пароутворення по всьому об'єму рідини називається **кипінням**. Ці процеси відбуваються при певній температурі, що залежить від тиску. Тиск, при якому рідина закипає за даною температурою, називається тиском насиченої пари (табл. 11.1, 11.2), його значення залежить від роду рідини і її температури.

**Кипіння** – процес пароутворення, що відбувається в повному об'ємі рідини. При кипінні відбувається випаровування у розчинені в рідині бульбашки повітря. Зі збільшенням тиску в бульбашках вони спливають на поверхню й лопаються. Кипіння характеризується точкою кипіння (температура кипіння при нормальному тиску) і температурою кипіння (температура, при якій відбувається кипіння рідини). Зі збільшенням атмосферного тиску температура кипіння рідини підвищується.

Одним із процесів пароутворення є **кавітація** (від лат. *cavita* – порожнина). При кавітації відбувається пароутворення з наступною конденсацією бульбашок пари в потоці рідини, що супроводжується шумом і гідравлічними ударами, утворення в рідині порожнин (кавітаційних бульбашок, або каверн), заповнених паром самої рідини, в якій вони виникає. Кавітація виникає в результаті місцевого зниження тиску в рідині. Переміщуючись із потоком в область із більш високим тиском, кавітаційна бульбашка лопається, утворюючи при цьому ударну хвилю.

Для полегшення теоретичних висновків у гідравліці користуються поняттям **ідеальної рідини**, тобто фіктивної, гіпотетичної рідини, позбавленої в'язкості і всіх інших властивостей реальних рідин.

Таблиця 11.1 – Тиск насиченої пари води

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{кПа}$
0	0,61129	40	7,3814	80	47,373
5	0,87260	45	9,5898	85	57,815
10	1,2281	50	12,344	90	70,117
15	1,7056	55	15,752	95	84,529
20	2,3388	60	19,932	100	101,32
25	3,1690	65	25,022	110	143,24
30	4,2455	70	31,176	125	232,01
35	5,6267	75	38,563	150	475,72

Таблиця 11.2 – Тиск насиченої пари рідин

	$p, \text{кПа}$ при температурі, $^\circ\text{C}$					
	20	40	60	80	100	120
Гас Т-1	3,94	5,75	7,47	12,10	20,30	35
Спирт	8	20	49,3	–	–	–
Мастило І-20	–	–	0,14	0,30	0,40	0,60
Мастило І-50	–	–	–	–	0,14	0,30
Мастило АМГ-10	–	–	0,40	0,80	1,80	3,10

## Тема 12. Гідростатика. Гідростатичний тиск. Основне рівняння гідростатики

### 12.1. Сили, що діють у рідині

**Гідростатикою** називається розділ гідравліки, в якому вивчаються закони рівноваги рідин і розглядається практичне застосування цих законів.

Коли рідина перебуває в спокої, то в ній не проявляються сили в'язкості. Отже, реальні рідини, що перебувають у спокої, будуть характеризуватися властивостями, дуже близькими до властивостей

«ідеальної» рідини. Тому всі задачі гідростатики, розглянуті з використанням поняття про «ідеальну» рідину, вирішуються з великою точністю.

Слід розрізняти **спокій абсолютний і відносний**. **Абсолютним спокоєм** називається спокій рідини відносно Землі. **Відносним спокоєм** називається рівновага, при якому немає руху шарів рідини один відносно одного й відносно стінок посудини, але посудина разом із рідиною перебуває в русі відносно Землі.

Внаслідок текучості рідини в ній не можуть діяти зосереджені сили, а можлива лише дія сил, безупинно розподілених по її об'єму або поверхні. У зв'язку із цим сили, що діють на розглянуті об'єми рідини, що і є стосовно них зовнішніми, поділяють на **масові (об'ємні) і поверхневі**. **Масові сили пропорційні масі рідини**, або для однорідних рідин – її об'єму. Це, насамперед, сили ваги, а потім – сили інерції переносного руху, що діють на рідину при відносному її спокої в посудинах, що прискорено рухаються, або при відносному русі рідини в руслах, що переміщаються з тим або іншим прискоренням. До масових сил належать також сили, що вводяться при складанні рівнянь руху рідини за принципом Д'Аламбера. **Поверхневі сили** безупинно розподілені по поверхні рідини й при рівномірному їх розподілі пропорційні величині цієї поверхні. Ці сили обумовлені безпосереднім впливом на даний об'єм сусідніх об'ємів рідини або ж впливом інших тіл (твердих або газоподібних), що стикаються з даним рідким тілом. У загальному випадку поверхневі сили діють похило до площини і можуть бути розкладені на дві складові – нормальну й дотичну. Нормальна сила може бути стискаючою й називається силою тиску, а дотична складова – силою тертя. Сили тертя виникають, передусім, у рідині, що рухається. Тому в гідростатиці вивчаються лише сили тиску, спрямовані по нормалі до поверхні всередину розглянутого об'єму рідини, що перебуває в рівновазі, а також сили масові (об'ємні).

## 12.2. Гідростатичний тиск і його властивості

Уявимо собі довільний об'єм рідини, що перебуває в спокої. Подумки розріжемо цей об'єм січною площиною  $ABC$  на дві частини – I і II та подумки частина II відкинемо (рис. 12.1). Дія відкинutoї частини II замінимо силою. Силу, що діє на елементарну площину, позначимо через  $P$ .

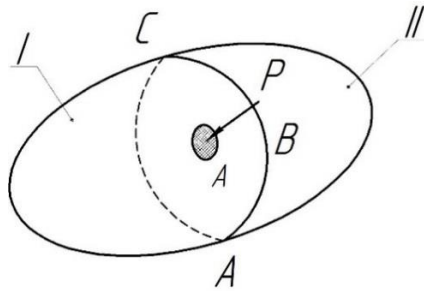


Рисунок 12.1 – Схема дії елементарних сил у рідині

Відношення сили  $P$  до величини площини  $\omega$ , на яку вона діє, називається **середнім гідростатичним тиском**

$$P_{\text{сеп}} = \frac{P}{\omega}. \quad (12.1)$$

Зменшуючи площину  $\omega$  до точки  $A$  і переходячи до межі, отримаємо величину гідростатичного тиску (нормальної напруги) у точці  $A$ ,  $\text{Н/м}^2$  або  $\text{Па}$

$$P_{\text{сеп}} = \lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{P}{\omega}. \quad (12.2)$$

**Гідростатичним тиском** у даній точці називається межа відношення сили тиску рідини до площини її дії при величині площини, що наближується до нуля.

Гідростатичний тиск має дві властивості:

1. спрямований по внутрішній нормалі до площини, на яку діє. Доказом цього є те, що в рідині, яка знаходиться в покої, відсутні дотичні й розтяжні зусилля;

2. величина не залежить від орієнтування площини в просторі, на яку він діє. Для доказу цього положення подумки виділимо із рідини, що знаходиться у спокої, елементарний тетраедр (рис.12.2).

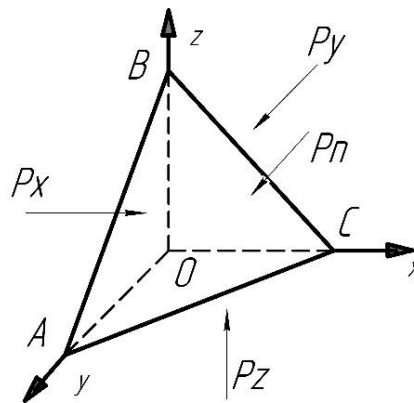


Рисунок 12.2 – До визначення тиску в точці

Розглянемо рівновагу гідростатичного. Вагу рідини в об'ємі тетраедра не беремо до уваги через її невелике значення. Сили, прикладені до граней тетраедра, позначимо  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  і  $P_n$ . Запишемо рівняння рівноваги тетраедра в проекції на вісь  $Ox$

$$P_x - P_n \cos(x, n) = 0, \quad (12.3)$$

де  $\cos(x, n)$  – косинус кута, утвореного нормаллю  $n$  до площини  $ABC$  із віссю  $X$ . Розділимо рівняння (12.3) на  $\omega_x$  – площа грані  $AOB$ , одержимо

$$\frac{P_x}{\omega_x} = \frac{P_n \cos(x, n)}{\omega_x}, \quad (12.4)$$

але  $\omega_x = \omega_n \cos(x, n)$ , де  $\omega_n$  площа похилої грані  $ABC$

$$\frac{P_x}{\omega_x} = \frac{P_n}{\omega_n}$$

або в межі  $P_x = P_n$ . Аналогічно можна показати, що  $P_y = P_n$  і  $P_z = P_n$ , а отже,

$$P_y = P_n = P_z = P_n. \quad (12.5)$$

Ми показали, що гідростатичний тиск не залежить від орієнтування площини в просторі. Для того, щоб визначити, від чого він залежить, необхідно вивести диференціальне рівняння гідростатики Ейлера.

### 12.3. Диференціальне рівняння гідростатики Ейлера

Отже, ясно, що в різних точках рідини гідростатичний тиск різний. У загальному випадку гідростатичний тиск є функцією координат, тобто  $p = f(x, y, z)$ .

Для встановлення такої залежності виділимо в рідині нескінченно малий паралелепіпед зі сторонами  $dx, dy, dz$  (рис. 12.3). На паралелепіпед діють поверхневі й масові сили. Поверхнева сила, що діє на праву грань  $dy, dz$ , визначається з урахуванням збільшення тиску на осі  $OX$

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz. \quad (12.6)$$

Якщо позначити проекцію масової сили, віднесеної до одиниці маси рідини, на вісь  $OX$  через  $X$ , то проекція масової сили, віднесеної до всієї маси паралелепіпеда, на вісь  $OX$  буде  $\rho x dx dy dz$ .

Скористаємося принципом затвердіння, згідно з яким рівновага рідкого тіла не порушиться, якщо припустити, що тіло тверде. Тоді можна застосувати умову рівноваги системи сил, як завгодно розташованих у просторі, – рівність нулю суми проекцій цих сил на координатні осі.

Знаючи умову рівноваги по осі  $OX$ , одержимо

$$p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dy dz + \rho X dx dy dz = 0,$$

або після перетворення

$$\rho X - \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \quad (12.7)$$

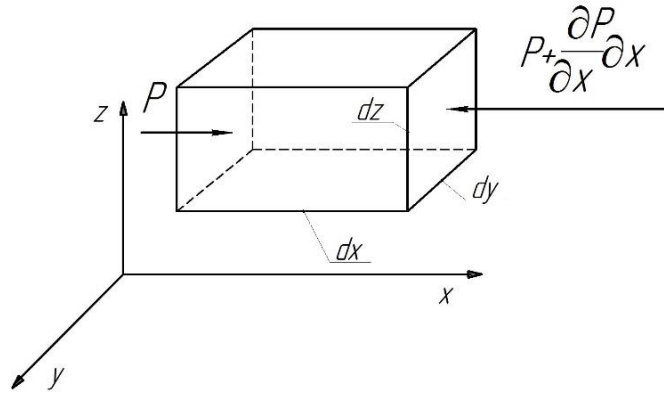


Рисунок 12.3 – До виводу рівнянь рівноваги рідини

Поділивши отриманий вираз на  $\rho$ , остаточно перепишемо (12.7):

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

Аналогічні рівняння одержимо з умови рівноваги по осях  $OY$  і  $OZ$ , тобто систему

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{cases} \quad (12.8)$$

Отримана система являє собою **диференціальні рівняння Ейлера**, які були виведені в 1755 р.

Зміст останніх рівнянь можна сформулювати в такий спосіб: проекція одиничної масової сили на який-небудь напрямок дорівнює градієнту гідростатичного тиску цього напрямку, діленому на густину рідини.

#### 12.4. Основне рівняння гідростатики

Перетворимо рівняння (12.8). Для цього кожне з рівнянь помножимо відповідно на  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  і складемо їхні ліві й праві частини. При цьому одержимо

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = 0. \quad (12.9)$$

Оскільки гідростатичний тиск є функцією координат точки  $p = f(x, y, z)$ , то вираз у дужках (12.9) являє собою повний диференціал від тиску:

$$\left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = dp. \quad (12.10)$$

Отже, з урахуванням (12.10) перепишемо (12.9):

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (12.11)$$

Для рідини, що перебуває тільки під дією сил ваги, маємо  $z = -g$  (при осі  $z$ , спрямованій вгору); крім того,  $X = 0$  і  $Y = 0$ , тоді рівняння (12.11) перепишемо

$$dp = -\rho g dz, \quad dp = -\gamma dz, \quad (2.12)$$

де  $\gamma$  – питома вага рідини.

Через те, що  $\gamma$  для нестисливої однорідної рідини має постійну величину, то попередній вираз можна записати так:

$$d \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) = 0. \quad (12.13)$$

Звідси після інтегрування одержимо

$$z + \frac{p}{\gamma} = H_s = \text{const.} \quad (12.14)$$

**Величина  $H_s$**  (однакова для всіх точок розглянутого однорідного об'єму крапельної рідини, що перебуває в спокої) **називається гідростатичним напором, величина  $z$  називається геометричним напором і величина  $\frac{p}{\gamma}$  – п'єзометричним напором** (від грецьких слів «п'єзо» (давлю) + «метрію» (міряю)). З рівняння (12.14) для будь-яких частинок з координатами  $z_1$  і  $z_2$  можна записати вираз:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma}, \quad (12.15)$$

який становить основне рівняння гідростатики. Позначивши тиск на вільній поверхні  $p_0$ , а на глибині  $Z$  через  $p$ , з рівняння (12.15) одержимо, з урахуванням того, що вісь  $Z$  спрямована униз,  $p = p_0 + \gamma(z - z_0)$ , але  $(z - z_0) = h$ .

Тоді

$$p = p_0 + \gamma h. \quad (12.16)$$

Отже, повний гідростатичний тиск у точці  $A$  дорівнює поверхневому гідростатичному тиску, складеному з надлишковим гідростатичним тиском.

### ***12.5. Способи і прилади для вимірювання тиску***

Гідростатичний тиск, як і напруженість, може бути визначений одним із таких способів.

По-перше, в одиницях сили, віднесеної до одиниці площі.

Технічна розмірність тиску за системою СІ –  $L^{-1}MT^{-2}$  (кг/с<sup>2</sup>м) – одиницею виміру служить 1 Н/м<sup>2</sup> або Па. При використанні позасистемних одиниць потрібно враховувати співвідношення між одиницями тиску 1 Н/м<sup>2</sup> = 1 Па (Паскаль), 1 ат = 1 кгс/см<sup>2</sup> = 10 000 кгс/м<sup>2</sup> = 9,81 104 Па; 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; 1 мм вод. ст. = 9,8 Па.

У метрології часто користуються одиницею тиску величиною  $105 \text{ Н/м}^2 = 105 \text{ Па}$ , що одержала назву **бар**. Щоб уникнути непорозумінь, слід пам'ятати укорінену непогодженість: в акустиці назва бар позначає тиск в  $1 \text{ Н/см}^2$ , тобто  $1/10 \text{ Па}$ . Оскільки одиниця тиску  $1 \text{ Н/м}^2$ , або  $1 \text{ Па}$ , дуже мала, то часто застосовують укрупнені одиниці: кілоньютони на квадратний метр ( $1 \text{ кН/м}^2 = 10^3 \text{ Н/м}^2$ ) і меганьютони на квадратний метр ( $1 \text{ МН/м}^2 = 10^6 \text{ Н/м}^2$ ). При цьому, як випливає із наведених співвідношень, ці кратні величини можна назвати **кілопаскаль** (кПа) ( $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ ) і **мегапаскаль** (МПа) ( $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$ ).

Слід розрізнити технічну атмосферу ( $1 \text{ кгс/см}^2$ ) з атмосферою фізичною (ат), рівною  $1,033 \text{ кгс/см}^2$ , що та являє собою нормальний атмосферний тиск на рівні моря. Атмосферний тиск залежить від висоти розташування місця над рівнем моря.

По-друге, гідростатичний тиск може бути визначений висотою стовпа рідини. Цей спосіб є основним для гідравліки. Уявимо, що є закрита посудина (рис. 12.4), частково заповнена рідиною, на поверхні якої тиск більший від атмосферного. Припустимо, що в посудині, розташованій на глибині  $h$  в деякій точці  $A$ , зроблений отвір, до якого приєднана закрита зверху трубка  $l$ . Будемо вважати, що у верхній частині трубки має місце абсолютний нуль тиску  $p_{\text{абс}} = 0$ . Під впливом абсолютного тиску рідина в трубці  $l$  почне підніматися й досягне деякої висоти  $h_{\text{пр}}$ , яка називається **приведеною висотою**. Гідростатичний тиск у точці  $A$  з боку рідини в посудині дорівнює

$$p_1 + \gamma h = p_A. \quad (12.17)$$

Гідростатичний тиск у точці  $A$  з боку рідини в трубці дорівнює

$$0 + \gamma h_{\text{пр}} = p_A, \quad (12.18)$$

Таким чином, вирази (12.17) і (12.18) повинні бути рівні (при рівновазі)

$$p_1 + \gamma h = p_{\text{пр}}, \quad (12.19)$$

звідси

$$h_{\text{пр}} = \frac{p_1 + \gamma h}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + h. \quad (12.20)$$

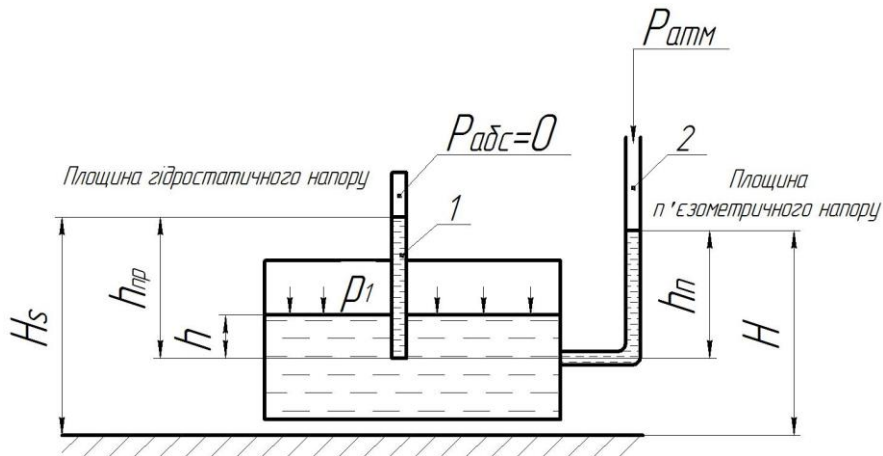


Рисунок 12.4 – До вимірювання гідростатичного тиску в рідині

Отже, приведена висота є висотою такого стовпа рідини, який здатний створювати тиск, рівний абсолютному тиску  $p$  у даній точці. Так, наприклад, абсолютному тиску в  $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$  відповідає приведена висота стовпа води

$$h_{\text{пр}} = \frac{p_0}{\gamma} = \frac{1}{0,001} = 1000 \text{ см} = 10 \text{ м вод. ст.}$$

Якщо до отвору, зробленого в стінці посудини на рівні точки  $A$ , приєднаємо тонку скляну трубку  $2$  відкритого типу, то рідина в трубці  $2$  підніметься на деяку висоту  $h_n$ , яка в гідравліці називається **п'єзометричною висотою**, а сама трубка – **п'єзометром** (рис. 12.4). Рідина в трубці  $2$  підніметься на меншу висоту, ніж в трубці  $1$ , тому що в цьому випадку рівень рідини в ній буде зазнавати протитиску з боку атмосфери. Якщо порівняти тиск ліворуч і праворуч, одержимо

$$p_1 + \gamma h = p_{\text{атм}} + \gamma h_n, \quad (12.21)$$

звідки

$$h_n = \frac{p_1 - p_{\text{атм}}}{\gamma} + h. \quad (12.22)$$

Як випливає з виразу (12.22), п'єзометрична висота характеризує не абсолютний, а надлишковий тиск у даній точці. Для практичних цілей користуються відкритими трубками (п'єзометрами). Приведена ж висота  $h_{\text{пр}}$  служить наочною теоретичною схемою для характеристики абсолютного тиску.

У практиці часто доводиться стикатися з так званими ділянками вакууму. **Абсолютний нуль тиску** відповідає відсутності стискаючих напружень у рідині. Тиск, що визначається від абсолютного нуля, називається **абсолютним тиском** або просто тиском  $p$ . Тиск може знаходитися й від умовного нуля, за який приймається тиск атмосферного повітря  $p_{\text{атм}}$  у певному місці (рис. 12.5) (**атмосферний тиск**). Надлишок абсолютного тиску над атмосферним називається **надлишковим тиском**  $p_{\text{надл}}$ :

$$p_{\text{надл}} = p - p_{\text{атм}}. \quad (12.23)$$

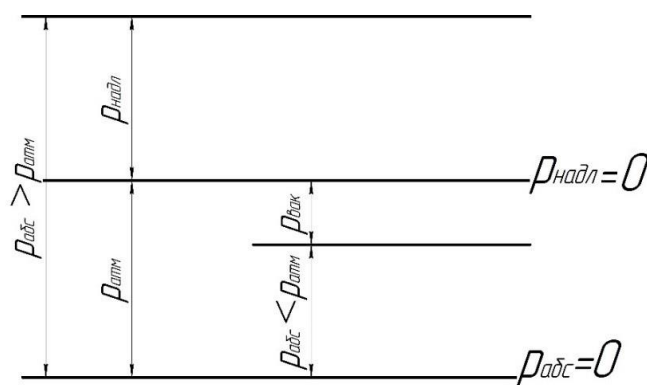


Рисунок 12.5 – Графічна ілюстрація тисків

Надлишковий тиск негативний, якщо абсолютний тиск менший від атмосферного. Недоїмка абсолютного тиску до атмосферного називається **вакуумом**  $p_v$ :

$$p_v = p_{\text{атм}} - p; \quad p_v = p_{\text{надл}} . \quad (12.24)$$

Граничне значення вакууму дорівнює 10 м вод. ст. Практично величина вакууму в різних гідравлічних установках досягає 6–8 м. вод. ст., тому що він обмежений величиною, що відповідає за даної температури тиску насиченої пари рідини  $p_{\text{н. п}}$ :

$$p_{v \text{ max}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{н. п}} . \quad (12.25)$$

Для визначення тиску рідин і газів у лабораторних умовах крім п'єзометрів користуються манометрами. Манометри класифікують за принципом роботи й призначенням. За принципом роботи манометри поділяють на рідинні, механічні, електричні й комбіновані. Рідинні манометри являють собою скляну трубку, заповнену робочою рідиною. Для вимірювання тиску понад 2–3 атм застосовують механічні манометри. Принцип їх дії заснований на деформації порожньої пружини або мембрани під впливом вимірюваного тиску. Через механізм ця деформація передається стрілці, яка показує величину вимірюваного тиску на циферблаті. Сьогодні застосовують електричні манометри, дія яких заснована на зміні опору п'єзоелемента під дією тиску.

За величиною вимірюваного тиску розрізняють барометри, що вимірюють атмосферний тиск; манометри для вимірювання надлишкового тиску; вакуумметри для вимірювання вакууму; мікроманометри для вимірювання малих тисків і диференційні манометри для вимірювання різниці тисків.

## Тема 13. Сили тиску рідини на плоскі і криволінійні стінки.

### Плавання тіл і відносний спокій рідини

#### 13.1. Сила тиску рідини на плоскі стінки

Розглянемо силу тиску рідини на ділянку плоскої стінки  $S$ , що знаходиться під кутом  $\alpha$  відносно горизонту (рис. 13.1). Прийmemo за вісь  $OY$  проекцію стінки, і початок координат відзначимо на вільній поверхні. Для зручності розгляду повернемо навколо осі  $OY$  плоску стінку до сполучення із площиною креслення й проведемо із точки  $O$  вісь  $X$ . Виділимо в розглянутій фігурі на відстані  $y$  нескінченно малу смужку  $ds$ . Оскільки глибина її занурення дорівнює  $h$ , то діюча з боку рідини сила тиску може бути визначена за формулою:

$$dP = (p_0 + \gamma h) ds. \quad (13.1)$$

Оскільки  $h$  пов'язана з  $y$  співвідношенням  $h = y \sin \alpha$ , то перепишемо (13.1):

$$dP = (p_0 + \gamma \cdot y \cdot \sin \alpha) ds. \quad (13.2)$$

Проінтегруємо (13.2) по всій площі  $S$ , одержимо повну силу тиску

$$P = p_0 S + \gamma \sin \alpha \int_S y dS. \quad (13.3)$$

З теоретичної механіки відомо, що інтеграл  $\int_S y dS = y_c S$  є статичний момент розглянутої фігури щодо осі  $X$  і дорівнює добутку площі фігури  $S$  на координату центру ваги  $y_c$ . Враховуючи також, що  $y_c \sin \alpha = h_c$ , перепишемо рівність (13.3) у вигляді

$$P = p_0 S + \gamma h_c S = (p_0 + \gamma h_c) S. \quad (13.4)$$

Таким чином, **сила тиску рідини на плоску стінку дорівнює добутку змоченої площі цієї стінки на величину гідростатичного тиску в центрі ваги цієї площі. Це друге основне рівняння гідростатики.**

Крім величини сили тиску  $P_0$ , найчастіше необхідно знати точку, де вона прикладена (точка  $D$ ). Для визначення її координати  $y_D$  розглянемо елементарний момент  $dM$  сили тиску  $dP$ , прикладеної до елементарної площини  $dS$  щодо осі  $X$ . Він дорівнює

$$dM = dP y.$$

Відповідно до відомої теореми механіки (теореми Варіньона) сума моментів складових сил відносно деякої осі дорівнює моменту результуючої сили відносно тієї ж осі. Позначивши координату центра тиску  $y_D$ , можемо записати

$$P y_D = \int_S y dP; \quad y_D = \int_S y dP / P. \quad (13.5)$$

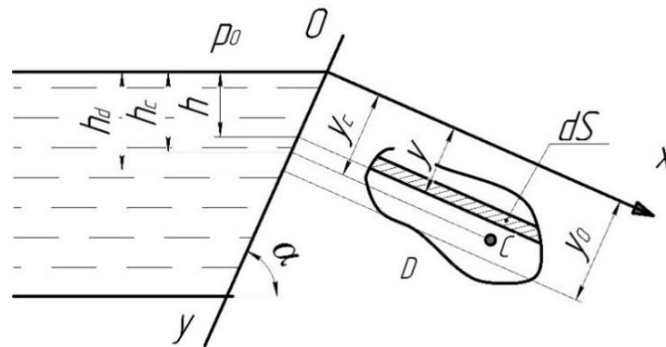


Рисунок 13.1 – Схема до визначення сили тиску рідини на плоску стінку

Оскільки тиск  $P_0$  діє й ліворуч, і праворуч на стінку, то його не будемо враховувати у формулі (13.4), і тоді перепишемо (13.5)

$$y_D = \frac{\int y dS \gamma y \sin \alpha}{\gamma y_c \sin \alpha S} = \frac{\int y^2 dS}{y_c S}. \quad (13.6)$$

Вираз  $\int_S y^2 dS$  являє собою момент інерції плоскої фігури щодо осі  $X$ , який позначають  $I_{x-x}$ . Тоді, застосовуючи теорему Штейнера про момент інерції, згідно з якою  $I_{x-x} = I_{c-c} + y_c^2 S$ , де  $I_{c-c}$  – момент інерції площі щодо

осі, що проходить через центр ваги площі й паралельної осі  $X-X$ , можна записати

$$y_D = y_c + \frac{I_{c-c}}{y_c S}. \quad (13.7)$$

Таким чином, центр тиску завжди лежить нижче центра ваги плоскої фігури.

### 13.2. Сила тиску рідини на криволінійні стінки

Визначимо тепер силу тиску рідини на криволінійну поверхню  $ABCD$  (рис. 13.2)

Виділимо на ній елементарну площину  $ds$ , на яку діє елементарна сила тиску  $dp$ , що дорівнює  $dp = \gamma h dS$ . Проекції цієї сили на осі  $X$ ,  $Y$  і  $Z$ , мабуть, будуть

$$dP_x = \gamma h S_x; \quad dP_y = \gamma h S_y; \quad dP_z = \gamma h S_z, \quad (13.8)$$

де  $ds_x$ ,  $ds_y$ ,  $ds_z$  – проекції площі  $dS$  на відповідні площини, перпендикулярні осям  $X$ ,  $Y$  і  $Z$ .

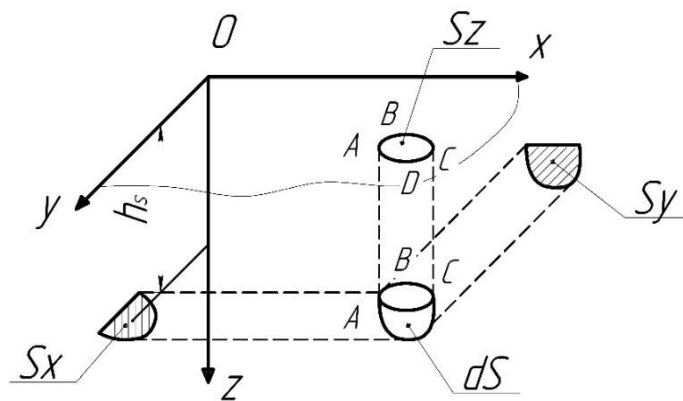


Рисунок 13.2 – Схема до визначення сили тиску рідини на криволінійну стінку

Інтегруючи перше рівняння системи (13.8), одержимо

$$P_x = \gamma \int_S h dS_x = \gamma h_c S_x, \quad (13.9)$$

оскільки  $\int_S hdS_x = h_c S_x$  дорівнює статичному моменту площини  $S_x$  відносно осі  $Y$ ;  $S_x$  – проекція площини на координатну площину  $YOZ$ ;  $h_c$  – глибина занурення центру ваги площини  $S_x$ . Провівши те саме з другою рівністю (13.8), одержимо

$$P_y = \gamma \int_S hdS_y = \gamma h_c S_y . \quad (13.10)$$

Вертикальна складова дорівнює

$$P_z = \gamma \int_S hdS_z = \gamma V , \quad (13.11)$$

де  $V = \int_S hdS_z$  – об'єм призми  $ABCD A'B'C'D'$ , який називається об'ємом тіла тиску, а  $\gamma V$  – вага призми.

Таким чином, **вертикальна проекція сили тиску на криволінійну поверхню дорівнює вазі тіла тиску, а горизонтальні проекції визначаються як сили тиску на плоску стінку аналогічно рівностям (13.9) і (13.10), де площа – це проекція криволінійної поверхні на вертикальну площину.**

Модуль повної сили тиску дорівнює

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2} . \quad (13.12)$$

Напрямок сили тиску визначається напрямними косинусами

$$\cos(P, x) = \frac{P_x}{P}; \cos(P, y) = \frac{P_y}{P}; \cos(P, z) = \frac{P_z}{P} . \quad (13.13)$$

### **13.3. Закон Архімеда**

Знайдемо величину сили, що діє на тверде тіло, занурене в рідину (рис. 13.3). Розіб'ємо тіло на ряд вертикальних циліндрів із площею поперечного перерізу  $d\omega$ .

Розглядаючи такий елементарний циліндр, бачимо, що зверху на нього рідина тисне із силою  $dP_1 = \gamma h_1 d\omega$ . Знизу сила тиску становить  $dP_2 = \gamma h_2 d\omega$ ; оскільки  $h_2 > h_1$ , то на розглянутий циліндр буде діяти піднімальна сила, що дорівнює

$$dP = \gamma d\omega (h_2 - h_1) = \gamma h d\omega = \gamma dW, \quad (13.14)$$

де  $dW$  – об'єм елементарного циліндра.

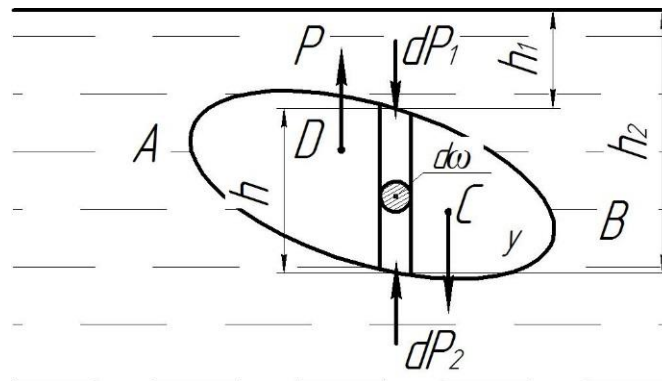


Рисунок 13.3 – Схема до визначення сили тиску рідини на тіло, занурене в рідину

Сума елементарних сил  $dP$ , що діють на всі циліндри, з яких складається рідке тіло, дає повну піднімальну силу

$$P = \int_W \gamma dW = \gamma \int_W dW = \gamma W, \quad (13.15)$$

де  $W$  – об'єм тіла.

Таким чином, запишемо остаточно

$$P = \gamma W. \quad (13.16)$$

**На тіло, занурене в рідину, діє виштовхувальна сила, що дорівнює вазі витиснутої ним рідини – такий закон Архімеда, установлений за 250 років до нашої ери.**

Необхідно пам'ятати, що закон Архімеда відповідний до тіла будь-якої форми й тільки для рідини, що знаходиться у спокої.

Сила  $P$  прикладена в центрі ваги об'єму рідини  $AB$ . Точка прикладання цієї сили називається **центром тиску** або **центром водотоннажності**. У загальному випадку центр водотоннажності не збігається з центром ваги самого твердого тіла (точка  $C$ ). Вага тіла –  $G$ .

### 13.4. Плавання тіл

**Плавучістю** тіла називається здатність тіла плавати в напівзануреному стані. Якщо вага тіла  $G$  більша за виштовхувальну силу Архімеда  $P_A$ , тіло тоне, при  $G < P_A$  тіло спливе.

Розглянемо випадок плавання тіл у напівзануреному стані (рис. 13.4). Після того як частина тіла підніметься з рідини, зменшується підтримуюча сила, тому що зменшується витиснений об'єм рідини. У той момент, коли утримуюча сила дорівнюватиме вазі тіла ( $G = P_A$ ), витиснення тіла рідиною припиниться, і тіло буде плавати в напівзануреному стані. Введемо при цьому деякі визначення.

**Поверхнею плавання** називається перетин плаваючого тіла, який здійснюється вільною поверхнею рідини ( $a,b,c,d$  на рис. 13.4). **Ватерлінія** – лінія, що обмежує по периметру площину плавання ( $a,b,c,d$  на рис. 13.4).

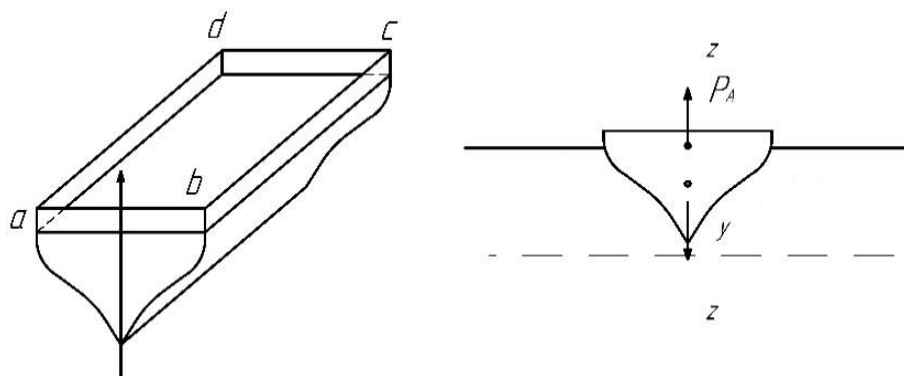


Рисунок 13.4 – Плавучість тіл

**Вісь плавання** – вісь  $Z-Z$ , що проходить через центр ваги й центр водотоннажності. Для рівноваги тіла необхідно, щоб сила  $P_A$  і вага тіла  $G$  діяли по одній вертикальній прямій, а отже, вісь плавання повинна бути вертикальною. Якщо з якої-небудь причини вісь плавання  $Z-Z$  набуде похилого положення, пара сил, що утворюється, буде намагатися повернути тіло в початковий стан або, навпаки, збільшити його нахил (крен).

### 13.5. Остійне і неостійне положення тіл

Здатність тіла після припинення дії «неархімедових сил» повертатися в початкове положення рівноваги називається **остійністю** (статичною остійністю).

Остійність тіла залежить від взаємного розташування центра ваги  $C$  і так званого метacentра  $M$  – точки перетину осі плавання в її похилому положенні з напрямком піднімальної сили  $P_A$  (рис. 13.5).

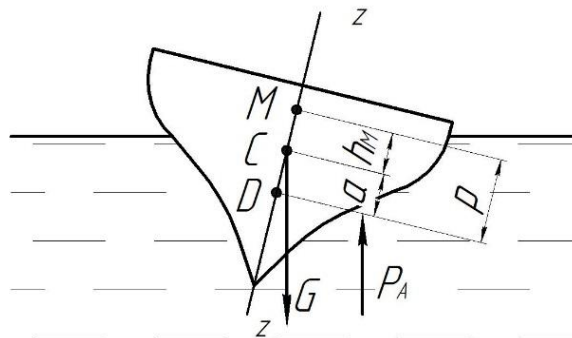


Рисунок 13.5 – Остійність тіл

Чим більша відстань між точками  $C$  і  $M$ , що називається метacentричною висотою  $h_M$ , тим більша остійність тіла. Для стійкої рівноваги необхідно, щоб метacentр  $M$  перебував вище центра ваги, тобто щоб метacentрична висота  $h_M$  була більше нуля. При положенні метacentра

нижче центра ваги парасил ( $P_A-G$ ), що створюється, намагається перекинути тіло.

### 13.6. Відносний спокій нестисливої рідини

Розглянемо випадок, коли рідина перебуває у спокої відносно стінок рухливої посудини в якій вона знаходиться, тобто випадок відносного спокою. З теоретичної механіки відомо, що рух або спокій відносно рухливої системи координат можна привести до руху або спокою в нерухливій системі координат, додаючи до кількості прикладених до тіла сил сили інерції у відносному русі.

Розглянемо два приклади такого відносного спокою.

У першому прикладі розглянемо об'єм рідини, що знаходиться у спокої в циліндричній посудині з радіусом  $R$ , який обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  (рис. 13.6). Визначимо форму вільної поверхні. Відомо, що на вільній поверхні у всіх точках  $p = \text{const}$ . Тоді з рівняння (12.11) можемо записати:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (13.17)$$

Підставляючи проекції відцентрових сил ( $a = V^2/R$ ) інерції на осі координат ( $X_{\text{ц}} = \omega^2 x$ ;  $Y_{\text{ц}} = \omega^2 y$ ;  $Z_{\text{ц}} = 0$ ), а сила ваги дає  $X_M = 0$ ,  $Y_M = 0$  та  $Z_M = -g$ ) у формулу (3.17), одержимо

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0. \quad (13.18)$$

Після інтегрування одержимо

$$\frac{\omega^2}{2}(x^2 + y^2) - gz = C. \quad (13.19)$$

Постійну інтегрування  $C$  знайдемо із граничних умов. Оскільки в точці  $B$   $x = 0$ ,  $y = 0$ ,  $z = z_0$ , з (13.19) запишемо  $C = gz_0$ .

Враховуючи, що  $x^2 + y^2 = r^2$ , і підставляючи значення  $C$  у рівняння (13.19), одержимо рівняння

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} = g(z - z_0) = gh, \quad (13.20)$$

з якого випливає, що вільна поверхня рідини являє собою параболоїд обертання.

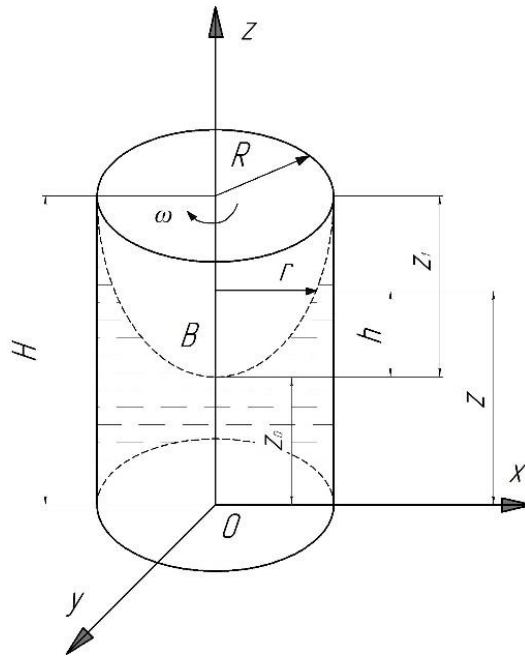


Рисунок 13.6 – До відносного спокою рідини

Визначимо тиск у довільній точці обертаної рідини, враховуючи рівняння (12.2)–(12.11). Підставивши всі дані, одержимо після інтегрування

$$p = \rho \left( \frac{\omega^2 r^2}{2} - gz \right) + C_1. \quad (13.21)$$

Постійну інтегрування  $C_1$  одержимо, розглянувши умови на вільній поверхні, а саме: при  $r = 0$ ,  $p = p_0$ ,  $z = z_0$  одержимо

$$C_1 = p_0 + \gamma z_0.$$

Підставивши це значення у формулу (13.21), одержимо

$$p = p_0 + \gamma(z_0 - z) + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2}. \quad (13.22)$$

Але з (13.20)  $\frac{\omega^2 r^2}{2} = gh$ , отже, можна переписати (13.22) у такий спосіб:

$$p = p_0 + \gamma(z_0 + h - z) = p_0 + \gamma h' ; \quad (13.23)$$

де  $h'$  – відстань від вільної поверхні до точки, де необхідно визначити тиск.

Вираз (13.23) повністю збігається з основним законом гідростатики, тобто цей закон поширюється і на випадок відносного спокою.

У другому прикладі визначимо поверхні рівня в рідині, що перебуває в цистерні, у той час як цистерна рухається в горизонтальній площині з постійним прискоренням  $a$  (рис. 13.7).

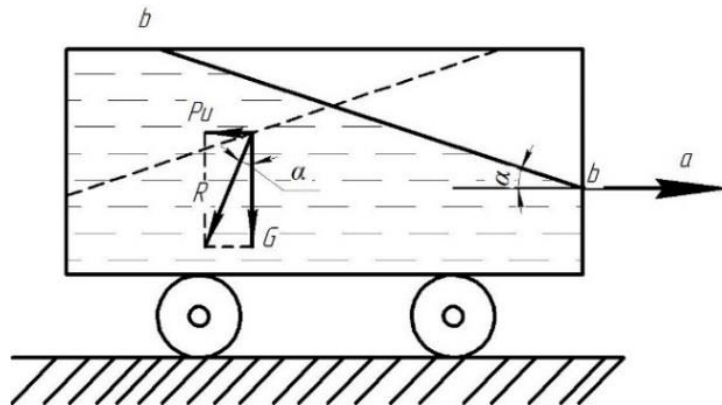


Рисунок 13.7 – Рух цистерни із прискоренням

До кожної частинки рідини маси  $m$  в цьому випадку має бути прикладена її вага:

$$G = mg. \quad (13.24)$$

Сила інерції  $P_i$  визначається за формулою:

$$P_i = ma. \quad (13.25)$$

Рівнодіюча цих сил спрямована до вертикалі під кутом  $\alpha$ , тангенс якого дорівнює:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g} \quad (13.26)$$

Визначити її можна за формулою:

$$R = \sqrt{(m \cdot g)^2 + (m \cdot a)^2}. \quad (13.27)$$

Оскільки вільна поверхня як поверхня рівного тиску повинна бути нормальна до зазначеної рівнодіючої, то вона в цьому випадку являє собою вже не горизонтальну площину, а похилу, що становить кут  $\alpha$  з горизонтом. Враховуючи, що величина цього кута залежить тільки від прискорень, то доходимо до висновку, що положення вільної поверхні не буде залежати від роду рідини, що перебуває в цистерні. Будь-яка інша поверхня рівня в рідині також буде площиною, нахиленою до горизонту під кутом  $\alpha$ . Якби рух цистерни був не рівноприскореним, а рівносповільненим, напрямком прискорення змінився б на протилежний, і нахил вільної поверхні змінився б у інший бік (див. рис.13.7, пунктир).

## **Тема 14. Основи кінематики рідини. Основні поняття і визначення. Рівняння нерозривності**

### ***14.1. Кінематика рідини. Основні поняття і визначення***

Кінематика є частиною гідравліки та вивчає закони руху рідини. Наука про рух тіл називається **механікою** (якщо рухається рідина, то це гідромеханіка). **Розділ гідравліки, в якому описуються та вивчаються рухи без дослідження причин, що їх викликають, називається кінематикою.**

Так само, як і в гідростатиці, у кінематиці широко використовується поняття про «ідеальну» рідину. Рішення, отримані для «ідеальної» рідини, застосовуються до реальної рідини із внесенням необхідних поправок на її властивості й насамперед на її в'язкість.

Рух рідини, порівняно з рухом твердого тіла, відрізняється значно більшою складністю. Якщо стан рідини у спокої характеризується величиною лише гідростатичного тиску, то стан рідини в русі

характеризується нарівні з тиском ще й швидкістю рідких частинок. У загальному випадку значення тиску й швидкості, різні в різних точках простору, можуть змінюватися також і залежно від часу. Через труднощі математичного дослідження дійсного руху рідини він замінюється деякою умовною, спрощеною схемою, що розділяє рух на окремі складові частини. Такою є схема, що розглядає потік рідини, який складається з окремих елементарних струменів (струменева модель руху рідини).

Введемо ряд понять і визначень, що використовуються в кінематиці рідини. Із цією метою розглянемо деякий простір, заповнений рухомою рідиною, яка складається з окремих частинок, кожна з яких, перебуваючи в цей момент часу в якійсь певній точці простору, має цілком певну швидкість і тиск. При переході цієї частинки рідини в іншу точку простору, що знаходиться від першої на досить малій відстані, швидкість і тиск змінюються також на досить малу величину. Таким чином, можна вважати, що швидкість і тиск будуть увесь час безперервно змінюватися залежно від положення розглянутої частинки в просторі, тобто будуть безперервними функціями координат. Картина швидкостей у кожний момент часу в просторі, заповненому рухомою рідиною, називається **полем швидкостей**, а картина тисків – **полем тисків**. При цьому слід мати на увазі, що тут і далі мова йтиме про так званий **гідродинамічний тиск**, який визначається як сила взаємодії між частинками рідини, віднесена до одиниці площі. Виділимо в рідині довільну частинку й простежимо за її рухом у просторі. З часом ця частинка пройде послідовно через ряд точок простору 1, 2, 3, 4..., володіючи при цьому різними швидкостями і тисками (рис. 14.1). Геометричне місце точок, що є послідовними положеннями рухливої частинки рідини, називається **траєкторією руху рідкої частинки**. При несталому потоці траєкторії різних частинок, що проходять через дану точку простору, будуть мати різну форму. Тому для розгляду картини

поток, що утворюється в кожний певний момент часу, вводиться поняття лінії течії.

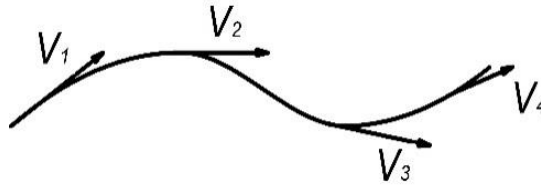


Рисунок 14.1 – Траєкторія руху рідкої частки

**Лінією струму** називається така лінія в рухомій рідині, дотичні до якої в будь-якій її точці збігаються з напрямком векторів швидкості частинок, розташованих на цій лінії в цей момент часу. Звідси: відмінність траєкторії від лінії течії в тому, що траєкторія – це шлях однієї частинки за деякий час, а лінія течії зв'язує ряд частинок у цей момент часу.

**Рух називається рівномірним**, якщо швидкість частинок не змінюється уздовж їхніх траєкторій, а якщо ні, то рух нерівномірний. Потік рідини може бути сталим і несталим. Якщо величина швидкості та її напрямок, а також тиск у даній точці простору однакові протягом усього процесу протікання рідини, то такий **рух називається сталим**. При **несталому** ж русі рідини поле швидкостей і поле тисків будуть безупинно змінюватися. Лінії течії й траєкторії частинок рідини збігаються між собою тільки при сталому русі, тому що при цьому є незмінними в часі.

Виділимо в рідині елементарну площину  $\Delta F$  (рис. 14.2) і через усі її точки, що перебувають усередині площини та на її контурі, проведемо лінії течії. Сукупність цих ліній течії утворює деякий об'ємний пучок, що називається **трубкою течії**. Трубка як би знаходиться у твердій стінці, являючи собою **елементарний струмінь** рідини.

Елементарний струмінь має наступні властивості:

1) форма елементарного струменя залишається незмінною в часі, тому що лінія течії з часом не змінює своєї форми;

2) поверхня елементарного струменя є непроникною для частинок рідини, оскільки рідкі частинки зісковзують по лінії течії;

3) швидкість і тиск для всіх точок поперечного перерізу струменя слід вважати однаковими, тому що площа цього перерізу нескінченно мала.

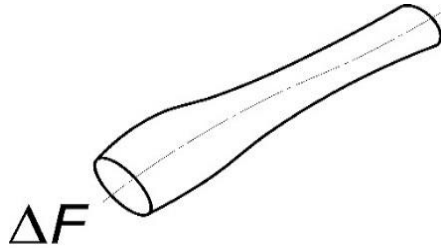


Рисунок 14.2 – Елементарний струмінь рідини

**Вихрові лінії та вихрова трубка.** Частинок рідини можуть рухатися не тільки поступально, але й одночасно обертатися навколо деяких осей. Ці осі внаслідок їхньої постійної зміни мають миттєвий характер, оскільки саме положення осей і швидкість обертання змінюються з часом.

На рис. 14.3, *а* зображені у вигляді ламаної лінії 1-2-3-4-5-6 окремі осі, близько яких відбувається обертання частинок рідини  $m_1, m_2, m_3, m_4$  і т.д. При зменшенні довжини цих осей до нескінченно малої величини в межі одержимо криву 1-6 (рис. 14.3, *б*).

Така крива називається вихровою лінією. Навколо кожного досить малого елемента вихрової лінії в цей момент відбувається обертання частинок рідини. Сукупність частинок рідини, що одночасно перебувають в обертанні навколо даної вихрової лінії, називається **вихром** або **вихровим шнуром**. Бічна поверхня вихру або вихрового шнура утворює так звану вихрову трубку.

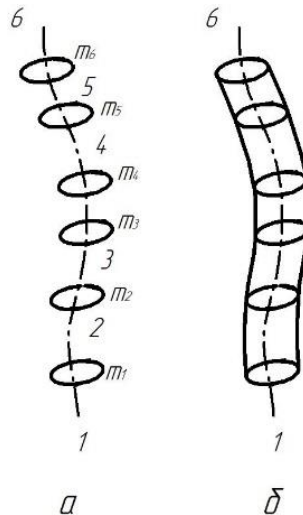


Рисунок 14.3 – Вихрова лінія і вихрова трубка (шнур):  
*a* – вихрова лінія; *б* – вихровий шнур

Однією із властивостей вихрів є сталість напруження, яку розуміють як добуток поперечного перерізу одного вихру на його кутову швидкість  $\omega$ , тобто для вихру справедливо  $f\omega = \text{const}$ .

Із цієї властивості випливає досить важливий висновок, а саме: вихри не можуть закінчуватися усередині рідини. Дійсно, при зменшенні поперечного перерізу  $f$  до нуля згідно з вираженням  $f\omega = \text{const}$  кутова швидкість  $\omega$  повинна мати нескінченно великі величини, а це за фізичними умовами неможливо. Тому вихри можуть закінчуватися на поверхні рідини або на стінках посудин чи утворювати замкнені кільця.

Прикладом вихру можуть служити кільця пари відпрацьованих газів, що викидаються паровозними або вихлопними трубами газових двигунів і дизелів.

Розрізняють **напірні** й **безнапірні потоки** рідини. Напірними називають потоки в закритих руслах без вільної поверхні, а безнапірними – з вільною поверхнею.

Якщо обрати ряд елементарних струминок, то їх сукупність утворює **потік рідини**. Площею живого перетину, або **живим перетином потоку** називається площа перетину потоку, проведена нормально до напрямку

ліній течії. Живі перетини потоку в ряді випадків є криволінійними, однак практично їх приймають плоскими і нормальними до загального напрямку руху. Частина периметра живого перетину, по якому потік стикається з обмежувачами його стінками, називають **змоченим периметром**. Будемо позначати його через  $A$ . Відношення площі живого перетину  $F$  до змоченого периметра  $A$  називають **гідравлічним радіусом перетину**:

$$R_r = \frac{F}{A}.$$

#### **14.2. Витрата. Рівняння нерозривності рідини**

Будь-який живий перетин характеризується так званими місцевими швидкостями  $U$ , що мають насправді місце в точках, розташованих на різних глибинах потоку. Оскільки аналітичний закон розподілу швидкостей по живому перетину ще не встановлений, то дуже спрощує розрахунки поняття **середньої швидкості потоку**  $V_{\text{сер}}$  у даному перетині. Для того щоб уточнити це поняття, визначимо кількість рідини, що протікає через живий перетин потоку за одиницю часу. Його величина називається витратою  $Q$ , м<sup>3</sup>/с. Для елементарного струменя можна вважати дійсну швидкість  $U$  однаковою у всіх точках кожного перетину. Отже, для цього струменя об'ємна витрата становить, м<sup>3</sup>/с

$$dQ = U dS, \quad (14.1)$$

де  $dS$  – площа живого перетину струменя.

Одержання об'ємної витрати цілого потоку зводиться до суми витрат, отриманих для елементарних струменів, тобто до обчислення інтеграла

$$Q = \int_s U dS. \quad (14.2)$$

Для спрощення розрахунків вводиться середня швидкість, яку розуміють як деяку фіктивну швидкість, з якої повинні були б рухатися всі

частки рідини через живий перетин так, щоб зберігалася витрата, відповідна до дійсного розподілу швидкостей. Тоді в рівнянні (14.2) можна записати

$$Q = \int_S U dS = \int_S V_{\text{сеп}} dS = V_{\text{сеп}} S. \quad (14.3)$$

Рівняння (14.3) називається **рівнянням витрати**.

Величина  $V_{\text{сеп}}$  визначається співвідношенням

$$V_{\text{сеп}} = \frac{Q}{S}, \text{ або } V_{\text{сеп}} = \frac{\int U dS}{S}. \quad (14.4)$$

Таким чином, об'ємна витрата цілого потоку рідини дорівнює площі живого перетину, помноженої на середню швидкість. Використовуючи властивості елементарного струменя рідини, виведемо **рівняння нерозривності струменя**. Перетинами 1-1 і 2-2 виділений об'єм рідини 1-2 (рис. 14.4). За час  $dt$  дані перетини перемістяться в положення 1'-2'. Враховуючи, що приплив рідини через поверхню струменя неможливий і що рідина нестислива й рухається суцільною масою (без пустот), можна вважати, що об'єми рідин 1-1' і 2-2' рівні.

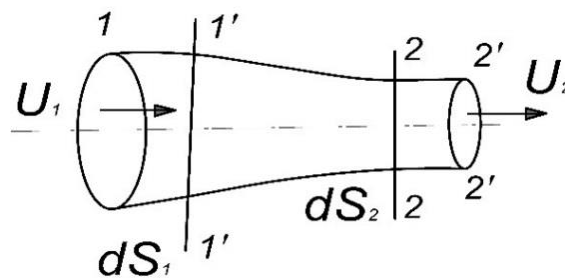


Рисунок 14.4 – Елементарний струмінь

Кожний із зазначених об'ємів обчислюємо як об'єми циліндрів:

$$U_1 dt dS_1 = U_2 dt dS_2. \quad (14.5)$$

Після скорочення рівняння на  $dt$  одержимо об'єм рідини, що переміщається за одиницю часу

$$U_1 dS_1 = U_2 dS_2. \quad (14.6)$$

Подібні співвідношення можна скласти для будь-яких двох перетинів струменя. Тому в більш загальному вигляді одержуємо, що всюди уздовж струменя

$$dQ = U dS = \text{const.} \quad (14.7)$$

Рівняння (14.7), представлене в інтегральній формі, називається рівнянням нерозривності. Воно є першим **основним рівнянням кінематики**. Переходячи до потоку в цілому й використовуючи поняття середньої швидкості, одержимо шляхом аналогічних міркувань рівняння нерозривності для потоку

$$Q = V_{\text{сеп}} S = \text{const.} \quad (14.8)$$

З рівняння (14.8) випливає, що

$$\frac{V_{\text{сеп}_1}}{V_{\text{сеп}_2}} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (14.9)$$

таким чином середні, швидкості в поперечних перерізах потоку при нерозривності руху обернено пропорційні площам цих перерізів.

## Контрольні запитання

1. Що вивчає гідравліка?
2. Що вивчає технічна механіка?
3. Що є об'єктом вивчення гідравліки?
4. Які тіла називаються рідиною?
5. Які фізичні властивості мають крапельні рідини?
6. Поясніть поняття «ідеальної» рідини.
7. Що таке в'язкість рідини? У чому полягає гіпотеза Ньютона?
8. Що вивчає гідростатика?
9. Які сили діють на рідину в стані спокою?
10. Дайте визначення гідростатичного тиску.
11. Властивості тиску в точці рідини, що знаходиться у стані спокою?
12. Напишіть основне рівняння гідростатики.
13. Перелічте прилади для вимірювання тиску.
14. Дайте визначення абсолютного тиску, манометричного та вакуумметричного.
15. Як визначити силу тиску рідини на плоску стінку?
16. Як визначити силу тиску рідини на криволінійну поверхню?
17. Сформулюйте закон Архімеда.
18. Опишіть процес плавання тіл.
19. Що є об'єктом вивчення кінематики?
20. Які методи опису руху рідини застосовуються в гідравліці?
21. Що є траєкторією руху рідкої частинки?
22. Що є лінією течії?
23. Сформулюйте умови рівномірного руху.
24. Порівняйте сталий та несталий рухи рідини.
25. Запишіть рівняння витрати.
26. Виведіть основне рівняння кінематики. Сформулюйте наслідки рівняння нерозривності.

## ЗАДАЧІ

### Фізичні властивості рідин

**Задача 1.** Визначити об'єм води, який необхідно додатково подати у водовід діаметром  $d = 500$  мм і довжиною  $l = 1$  км для підвищення тиску до  $\Delta p = 5 \cdot 10^6$  Па. Водовід підготовлений до гідравлічних випробувань і заповнений водою при атмосферному тиску. Деформацією трубопроводу можна зневажити.

*Розв'язок*

Ємкість водоводу:

$$W_B = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 196,2 \text{ м}^2.$$

Об'єм води  $\Delta W$ , який необхідно подати у водовід для підвищення тиску, визначається з формули:

$$\beta_W = \frac{\Delta W}{W \cdot \Delta p} = \frac{\Delta W}{(W_B + \Delta W) \cdot \Delta p},$$

де  $\beta_W = 5 \cdot 10^{-10} \frac{\text{м}^2}{\text{Н}} = \frac{1}{2 \cdot 10^9} \text{ Па}^{-1}$  (визначається з додатка Б).

$$\Delta W = \frac{W_B \cdot \beta_W \cdot \Delta p}{1 - \beta_W \cdot \Delta p} = \frac{196,2 \cdot 5 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^9 \cdot \left(1 - \frac{5 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^9}\right)} = 0,493 \text{ м}^3.$$

**Задача 2.** В опалювальний бак надходить об'єм води  $W = 50 \text{ м}^3$  при температурі  $70^\circ\text{C}$ . Який об'єм води  $W_1$  буде виходити з бака при нагріванні води до температури  $90^\circ\text{C}$ ?

*Розв'язок*

Зміну об'єму можна визначити з наступної формули:

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W \cdot \Delta t},$$

у такий спосіб:  $\Delta W = \beta_t \cdot W \cdot \Delta t$

Коефіцієнт температурного розширення визначається за допомогою додатка В:

$$\beta_t = 600 \cdot 10^{-6} \text{ C}^{-1}.$$

$$\Delta W = 600 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 20 = 0,6 \text{ м}^3;$$

$$W_1 = 50 + 0,6 = 50,6 \text{ м}^3.$$

**Задача 3.** Визначити кінематичний коефіцієнт в'язкості води, якщо сила тертя  $T = 12 \cdot 10^{-4}$  Н на поверхню  $S = 0,06$  м<sup>2</sup> створює швидкість деформації  $\partial u / \partial n = 1$ .

*Розв'язок*

Визначимо тангенціальну напругу:

$$\tau = \frac{T}{S} = \frac{12 \cdot 10^{-4}}{6 \cdot 10^{-2}} = 2 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Якщо швидкість деформації дорівнює 1, тобто  $\partial \beta / \partial \tau = \partial u / \partial \tau$ , де  $\partial \beta$  – величина деформації;  $\partial \tau$  інтервал деформації, то

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \text{ та } \mu = 2 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}.$$

Кінематичний коефіцієнт в'язкості води визначимо в такий спосіб:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2 \cdot 10^{-2}}{1000} = 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

**Задача 4.** Визначити силу тертя й тангенціальну напругу на площі води  $S = 0,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$  при температурі  $t = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ , припускаючи, що швидкість деформації дорівнює одиниці.

*Розв'язок*

Визначити кінематичний коефіцієнт в'язкості можна як функцію  $\nu = f(t)$ .

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{0,0177}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2} = \\ &= \frac{0,0177 \cdot 10^{-4}}{1 + 0,0337 \cdot 8 + 0,000221 \cdot 64} = 0,0138 \cdot 10^{-4} \frac{\text{М}^2}{\text{с}}. \end{aligned}$$

Динамічний коефіцієнт в'язкості визначається за формулою:

$$\mu = \nu \cdot \rho = 0,0138 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3 = 13,8 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}^2}.$$

Гradient швидкості  $\partial \beta / \partial \tau = \partial u / \partial \tau = 1$ , тобто  $\tau = \mu = 13,8 \cdot 10^{-4} \text{ Н/м}^2$ .

Сила тертя:

$$T = \tau \cdot S = 13,8 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{-2} = 27,6 \cdot 10^{-7} \text{ Н}.$$

**Задача 5.** Визначити тиск усередині краплі води діаметром  $d = 0,01 \text{ м}$ , який створюють сили поверхневого натягу. Температура води  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

*Розв'язок*

Тиск усередині краплі визначається за формулою:

$$p_{\text{пов}} = \frac{2 \cdot \sigma}{r} = \frac{2 \cdot 0,073}{5 \cdot 10^{-4}} = 286 \frac{\text{Н}}{\text{М}^2},$$

де  $r$  – радіус краплі;  $\sigma$  – поверхневий натяг (для води при температурі  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  дорівнює  $0,073 \text{ Н/м}^2$ ).

## Гідростатика

**Задача 6.** Бензин у гаражі зберігається в спеціальному резервуарі. Визначити висоту стовпа  $H$  бензину у резервуарі, якщо манометр, приєднаний до нього, показує тиск  $p_m = 0,25 \text{ кГ/см}^2$ . Тиск на вільній поверхні бензину – атмосферний (рис. 1). Питома вага бензину  $\gamma = 755 \text{ кГ/м}^3$ . Манометр приєднаний на відстані  $a = 0,2 \text{ м}$  від дна резервуара.

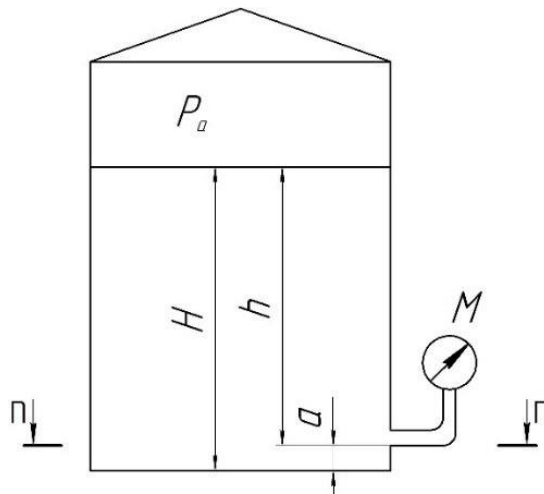


Рисунок 1 – Схема резервуара для зберігання бензину

*Розв'язок*

Запишемо умову рівноваги щодо перетину  $n-n$ :

$$p_a + \gamma \cdot h = p_m + p_a,$$

звідки

$$h = \frac{p_m}{\gamma} = \frac{0,25}{0,000775} = 331 \text{ см} = 3,31 \text{ м.}$$

Висота бензину в резервуарі:

$$H = h + a = 3,31 + 0,2 = 3,51 \text{ м.}$$

**Задача 7.** Визначити силу гідростатичного тиску бензину на дно резервуара. Діаметр резервуара  $D = 3$  м, висота стовпа рідини в резервуарі  $H = 2$  м, питома вага бензину  $\gamma = 0,736$  т/м<sup>3</sup> (рис. 2). Тиск на поверхню рідини рівний атмосферному.

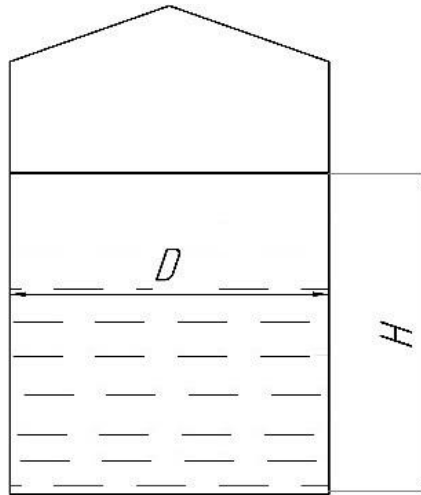


Рисунок 2 – Схема закритого резервуара

*Розв'язок*

Сила гідростатичного тиску бензину на дно резервуара:

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

де  $\omega$  – площа дна резервуара,

$$\omega = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} = 7,07 \text{ м}^2.$$

Сила:

$$P = 0,738 \cdot 7,07 \cdot 2 = 10,4 \text{ т} = 10200 \text{ Н}.$$

**Задача 8.** До всмоктувальної сторони циліндра приєднаний водяний вакуумметр із показанням  $h = 0,42$  м. Визначити розрядження під поршнем (рис. 3).

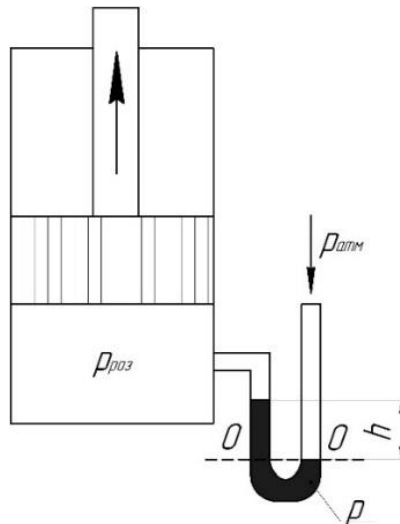


Рисунок 3 – Схема циліндра

*Розв'язок*

Розрядження під поршнем визначити можна за формулою:

$$p_{\text{роз}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}},$$

де  $p_{\text{атм}}$  – атмосферний тиск;  $p_{\text{абс}}$  – абсолютний тиск у циліндрі,  $p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} - \rho \cdot g \cdot h$ .

Тоді:

$$p_{\text{роз}} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,42 = 0,412 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

**Задача 9.** Визначити величину манометричного (надлишкового) і абсолютного тисків у посудині в точці  $A$ , якщо в трубці п'езометра вода піднімалася на  $h = 1,5$  м (рис. 4).

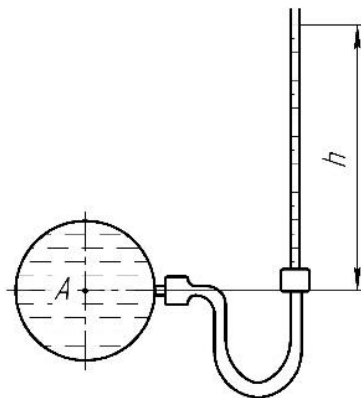


Рисунок 4 – Схема посудини з водою

*Розв'язок*

Атмосферний тиск визначається за формулою:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + \gamma \cdot h = 1 + 0,001 \cdot 150 = 1,15 \text{ атм.}$$

Манометричний або надлишковий тиск визначається в такий спосіб:

$$p_{\text{надл}} = p_{\text{м}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}} = 1,15 - 1 = 0,15 \text{ атм.}$$

**Задача 10.** Визначити вакуумметричний та абсолютний тиски води в посудині  $A$  за показниками ртутного вакуумметра, якщо атмосферний тиск  $p_{\text{атм}} = 660$  мм рт. ст. Відстань між рівнями по вертикалі подана в метрах. Позначимо тиск у посудині  $A$  –  $p_x$ , тиск на поверхні ртуті в лівій ділянці вакуумметра  $p_1$ , об'ємна вага води  $\gamma_v$ , ртуті  $\gamma_{\text{рт}}$ , а різниця висот стовпів ртуті в правій і лівій ділянках вакуумметра  $h_{\text{рт}} = 0,55$  м, рівень води  $h_v = 1,47$  м (рис. 5).

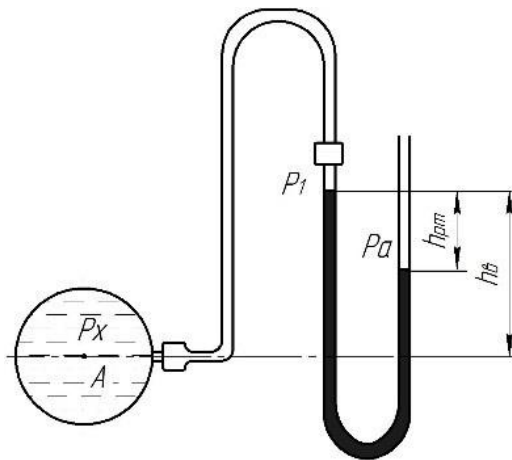


Рисунок 5 – Схема шароподібного резервуара

*Розв'язок*

Тиск в точці  $A$  визначається за формулою:

$$p_x = p_1 + \gamma_v \cdot h_v,$$

де  $p_1 = p_{\text{атм}} - \gamma_{\text{рт}} \cdot h_{\text{рт}}$ .

Підставляючи значення  $p_1$ , формула буде мати вигляд:

$$p_x = p_{\text{атм}} - \gamma_{\text{рт}} \cdot h_{\text{рт}} + \gamma_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}} =$$

$$= 1,033 - 0,0136 \cdot 55 + 0,001 \cdot 147 = 0,432 \text{ кг/см}^2.$$

**Задача 11.** Посудина містить дві рідини, що не перемішуються, із густинами  $\rho_1$  і  $\rho_2$ . Тиск над вільною поверхнею вимірюється манометром. Визначити надлишковий тиск на дні посудини, якщо  $p_m = 102 \text{ Н/м}^2$ ,  $\rho_1 = 890 \text{ кг/м}^3$  і  $\rho_2 = 1280 \text{ кг/м}^3$ ,  $h_1 = 2,1 \text{ м}$ ,  $h_2 = 2,9 \text{ м}$ ,  $g = 10 \text{ м/с}^2$  (рис. 6).

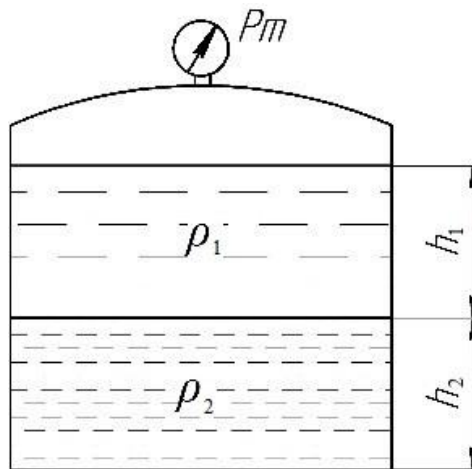


Рисунок 6 – Схема резервуара з трьома рідинами

*Розв'язок*

Надлишковий тиск на дні посудини визначається за формулою:

$$p_{\text{надл}} = p_m + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 =$$

$$= 102 + 890 \cdot 10 \cdot 2,1 + 1280 \cdot 10 \cdot 2,9 = 55912 \text{ Н/м}^2.$$

**Задача 12.** У сполученій посудині знаходяться дві рідини, що не перемішуються, з густинами  $\rho_1$  і  $\rho_2$ . Визначити позицію вільних поверхонь рідин  $H_1$ ,  $H_2$  стосовно площини порівняння 0–0, якщо  $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$  і  $\rho_2 = 1200 \text{ кг/м}^3$ ,  $h = 11 \text{ м}$  (рис.7).

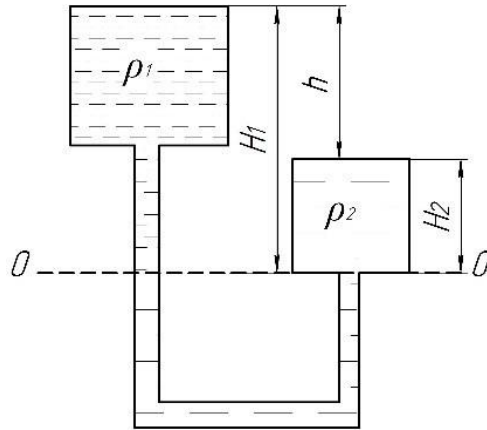


Рисунок 7 – Схема з'єднаних резервуарів

*Розв'язок*

Рівняння рівноваги стосовно площини порівняння 0-0 має вигляд:

$$\rho_1 \cdot g \cdot H_1 = \rho_2 \cdot g \cdot (H_1 - h),$$

звідки

$$H_1 = \frac{\rho_2 \cdot g \cdot h}{g \cdot (\rho_2 - \rho_1)} = \frac{\rho_2 \cdot h}{(\rho_2 - \rho_1)} = \frac{1200 \cdot 11}{1200 - 1000} = 0,66 \text{ м},$$

$$H_2 = H_1 - h = 0,66 - 0,11 = 0,55 \text{ м}.$$

### *Закон Архімеда*

**Задача 13.** Визначити розмір циліндричного поплавця, призначеного для автоматичного відкривання та закривання клапана. Вага занурених частин  $G = 2$  кг, поплавець поринає на  $3/4$  свого об'єму. Діаметр клапана  $d_{\text{кл}} = 100$  мм, глибина занурення  $h = 1200$  мм.

*Розв'язок*

Визначаємо тиск води на клапан:

$$P_{\text{кл}} = \gamma \cdot h \cdot \omega = 1000 \cdot 1,2 \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 9,43 \text{ кг}.$$

Сумарна виштовхувальна сила має дорівнювати:

$$P_{\text{кл}} + G = 9,43 + 2 = 11,43 \text{ кг.}$$

Визначаємо об'єм зануреної частини поплавця:

$$V_0 = \frac{P_{\text{кл}} + G}{\gamma_{\text{в}}} = \frac{11,43}{0,001} = 11430 \text{ см}^3.$$

Повний об'єм дорівнює:

$$V = \frac{4}{3} V_0 = \frac{4}{3} 11430 = 15250 \text{ см}^3.$$

Визначаємо діаметр поплавця  $d_{\text{п}} = 350$  мм, тоді висота поплавця дорівнює:

$$h = \frac{V}{S_{\text{п}}} = \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{п}}^2} = \frac{15250 \cdot 4}{3,14 \cdot 1225} = 16 \text{ см.}$$

**Задача 14.** Човен плаває на воді (рис. 8). Визначити глибину занурення  $H$ , скільки людей (масою 67,5 кг кожний) може розміститися в човні за умови, що він не зануриться повністю (густина матеріалу човна  $\rho_{\text{дуб}} = 690 \text{ кг/м}^3$ ),  $h = 0,3$  м,  $a = 0,3$  м,  $b = 5$  м?

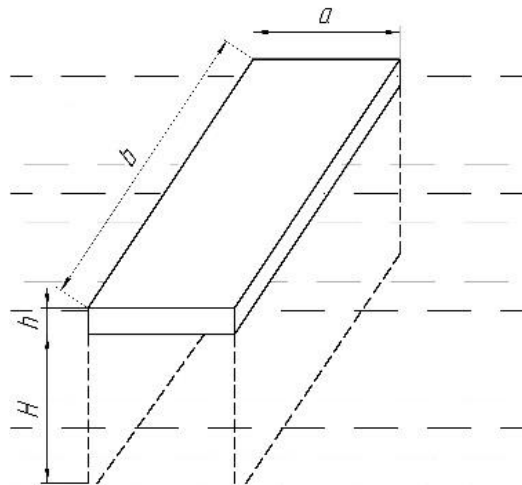


Рисунок 8 – Схема човна

*Розв'язок*

Згідно з законом Архімеда,  $G = P_{\text{А}}$ , де

$$\begin{aligned}
G &= \rho_{\text{дуб}} \cdot g(H + h) \cdot a \cdot b = \\
&= 690 \cdot 10(H + 0,3) \cdot 0,3 \cdot 5 = 10350(H + 0,3); \\
P_A &= \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot H \cdot a \cdot b = 1000 \cdot 10 \cdot H \cdot 0,3 \cdot 5 = 15000 \cdot H; \\
15000 \cdot H &= 10350(H + 0,3) \\
H &= \frac{3105}{4650} = 0,67 \text{ м.}
\end{aligned}$$

Вага човна з людьми становить:

$$\begin{aligned}
G_{\text{ТВ}} + \sum G_{\text{л}} &= P_A; \\
\sum G_{\text{л}} &= P_A - G = 15000 - 10350 = 4650 \text{ Н,}
\end{aligned}$$

звідси:

$$n = \frac{\sum G_{\text{л}}}{67,5 \cdot g} = \frac{4650}{67,5 \cdot 10} = 7 \text{ л.}$$

### *Сила тиску на поверхні*

**Задача 15.** Сталевий конічний клапан діаметром  $D = 0,5 h$  і висотою  $h = 0,5$  м використовується для закриття отвору круглої форми, куди він опускається на  $2/3 h$ . Позиція вільної поверхні відповідає висоті  $H = 5 h$ . Визначити силу  $F$ , необхідну для відкриття клапана, якщо  $\rho_{\text{ст}} = 7800 \text{ кг/м}^3$  і  $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

*Розв'язок*

Визначимо сили, що діють на клапан:

– силу ваги

$$\begin{aligned}
P_1 &= \rho_{\text{ст}} \cdot g \cdot W = \rho_{\text{ст}} \cdot g \frac{1}{3} \pi \cdot R^2 \cdot h = \\
&= 7800 \cdot 10 \frac{1}{3} 3,14 (0,5 \cdot 0,25)^2 0,5 = 638 \text{ Н;}
\end{aligned}$$

– силу тиску

$$P_2 = \rho_b \cdot g \left( H - \frac{1}{3}h \right) \pi \cdot R^2 =$$

$$= 1000 \cdot 10 \left( 0,25 - \frac{1}{3}0,5 \right) 3,14 \cdot 0,125^2 = 1145 \text{ Н};$$

– силу Архімеда

$$P_A = \rho_b \cdot g \cdot W_2 = \rho_b \cdot g \left[ \frac{1}{3} \pi (R^2 + r^2 + R \cdot r) \frac{h}{3} \right] =$$

$$= 1000 \cdot 10 \left[ \frac{1}{3} 3,14 (0,016 + 0,0064 + 0,01) \frac{0,5}{3} \right] = 57 \text{ Н};$$

де  $W_2$  – об'єм усіченої піраміди висотою  $h/3$ .

Визначаємо силу, яка необхідна для відкриття клапана:

$$F = P_1 + P_2 - P_A = 638 + 1145 - 57 = 1726 \text{ Н}.$$

**Задача 16.** Визначити силу гідростатичного тиску води на квадратний щит, що закриває отвір у похилій плоскій стінці (рис. 9), а також глибину занурення центра тиску при наступних даних:  $d = 0,3\text{ м}$ ,  $a = 1\text{ м}$ ,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $\gamma$  (питома вага) =  $1\text{ т/м}^3$ .

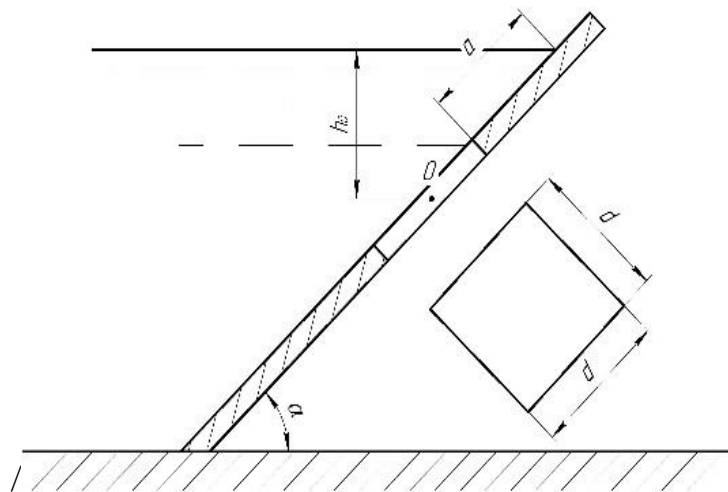


Рисунок 9 – Схема похилого щита

*Розв'язок*

Сила гідростатичного тиску води на щит:

$$P = \gamma \cdot h_0 \cdot \omega,$$

$$\text{де } h_0 = \left(a + \frac{d}{2}\right) \sin \alpha = \left(1 + \frac{0,3}{2}\right) \sin 45^\circ = 0,814 \text{ м},$$

$$\omega = d^2 = 0,3^2 = 0,09 \text{ м}^2.$$

Тоді сила має значення:

$$P = 1 \cdot 0,814 \cdot 0,09 = 0,0733 \text{ т} = 73,3 \text{ кГ} = 719 \text{ Н}.$$

Глибина занурення центра тиску визначається за формулою:

$$h_c = h_0 + \frac{I_0}{\omega \cdot h_0} \sin^2 \alpha,$$

$$\text{де } I_0 = \frac{d^4}{12} = \frac{0,3^4}{12} = 0,000675 \text{ м}^4 \text{ – момент інерції. Тоді:}$$

$$h_c = 0,814 + \frac{0,000675}{0,09 \cdot 0,814} \sin^2 45 = 0,819 \text{ м}.$$

**Задача 17.** Визначити силу тиску рідини на стінку й дно відкритої посудини, якщо  $l = 5 \text{ м}$ ,  $b = 3 \text{ м}$ ,  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $h = 2 \text{ м}$ ,  $\alpha = 60^\circ$ ,  $g = 10 \text{ м/с}^2$  (рис. 10).

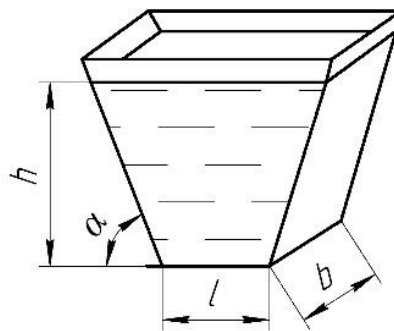


Рисунок 10 – Схема посудини з похилими стінками

*Розв'язок*

Для визначення площі стінки необхідно знайти сторону:

$$L = l + 2 \cdot h \operatorname{tg} 30^\circ = 5 + 2 \cdot 2 \operatorname{tg} 30^\circ = 7,3 \text{ м}.$$

тоді:  $S = (L + l) \frac{h}{2} = (7,3 + 5) \frac{2}{2} = 12,3 \text{ м.}$

Координату центра ваги трапеції визначають у такий спосіб:

$$h_g = \frac{h}{3} \frac{2 \cdot l + L}{l + L} = \frac{2}{3} \frac{2 \cdot 5 + 7,3}{5 + 7,3} = 0,938 \text{ м,}$$

тоді сила тиску рідини на стінку

$$P_{\text{ст}} = \rho \cdot g \cdot h_g \cdot S = 1000 \cdot 10 \cdot 0,938 \cdot 12,3 = 1,15 \cdot 10^5 \text{ Н,}$$

на основу посудини

$$P_{\text{осн}} = \rho \cdot g \cdot h \cdot S_{\text{осн}} = 1000 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 2 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

**Задача 18.** Визначити сили тиску на бічні поверхні резервуара, заповненого бензином, і координати центрів тиску, якщо  $\alpha = 60^\circ$ ,  $b = 1 \text{ м}$ ,  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ ,  $h = 4 \text{ м}$ ,  $g = 10 \text{ м/с}^2$  (рис. 11).

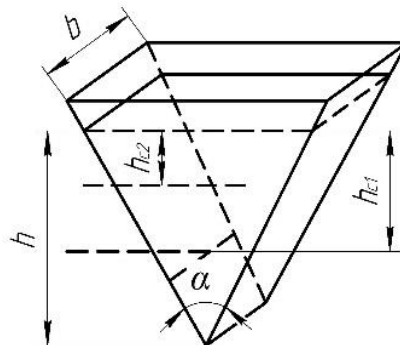


Рисунок 11 – Схема резервуара з похилими стінками для бензина

*Розв'язок*

Сила тиску рідини на бічну поверхню прямокутної форми:

$$P_1 = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot S = 750 \cdot 10 \left( \frac{4}{\sin 60^\circ} \frac{1}{2} \right) \left( \frac{4}{\sin 60^\circ} 1 \right) = 8 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Координата центру тиску поверхні прямокутної форми:

$$h_{c1} = \frac{2}{3} L = \frac{2}{3} \left( \frac{h}{\sin 60^\circ} \right) = \frac{2}{3} \left( \frac{4}{\sin 60^\circ} \right) = 3,08 \text{ м.}$$

Сила тиску рідини на бічну поверхню трикутної форми:

$$P_2 = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot S_2 = 750 \cdot 10 \left( \frac{4}{\sin 60^\circ} \cdot 2 \right) \frac{4}{3} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Координата центра тиску поверхні трикутної форми:

$$h_{c2} = \frac{h}{3} = \frac{4}{3} = 1,33 \text{ м.}$$

**Задача 19.** Для зберігання бензину в гаражі використовується резервуар, який має фасонну частину у вигляді чверті поверхні циліндра (рис. 12). Радіус циліндра  $r = 0,5$  м, довжина твірною  $b = 0,9$  м, висота стовпа бензину в резервуарі  $H = 1,4$  м, питома вага бензину  $\gamma = 0,75$  т/м<sup>3</sup>. Визначити силу гідростатичного тиску бензину на циліндричну поверхню резервуара й глибину занурення центра тиску.

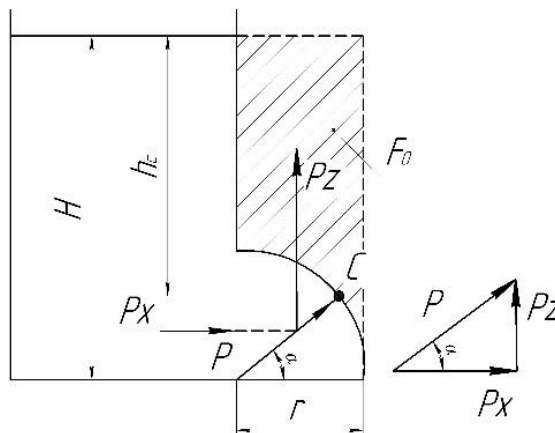


Рисунок 12 – Схема резервуара складної форми

*Розв'язок*

Сила гідростатичного тиску бензину на циліндричну поверхню резервуара:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2},$$

де горизонтальна складова сили визначається за формулою:

$$P_x = \gamma \cdot h_0 \cdot \omega = \gamma \left( H - \frac{r}{2} \right) (r \cdot b) =$$

$$= 0,75 \left( 1,4 - \frac{0,5}{2} \right) (0,5 \cdot 0,9) = 0,388 \text{ т} = 3810 \text{ Н};$$

вертикальна складова визначається по формулі:

$$P_z = \gamma \cdot F_0 \cdot b = \gamma \left( H \cdot r - \frac{1}{2} \pi \cdot r^2 \right) b =$$

$$= 0,75 \left( 1,4 \cdot 0,5 - \frac{1}{2} 3,14 \cdot 0,5^2 \right) 0,9 = 0,337 \text{ т} = 3300 \text{ Н},$$

де  $F_0$  – площа поперечного перетину тіла тиску (фіктивне, не заповнене рідиною).

Таким чином, повна сила:

$$P = \sqrt{0,388^2 + 0,337^2} = 0,515 \text{ т} = 5050 \text{ Н}.$$

Глибина занурення центра тиску:

$$h_c = H - r \sin \alpha = H - r \frac{P_z}{P} = 1,4 - 0,5 \frac{0,337}{0,515} = 1,07 \text{ м}.$$

**Задача 20.** Визначити силу гідростатичного тиску на квадратний затвор і глибину занурення центра тиску (рис. 13). Радіус затвора  $r = 2,5$  м, довжина затвора  $b = 4$  м, глибина води  $H = r$ , питома вага води  $\gamma = 1 \text{ т/м}^3$ .

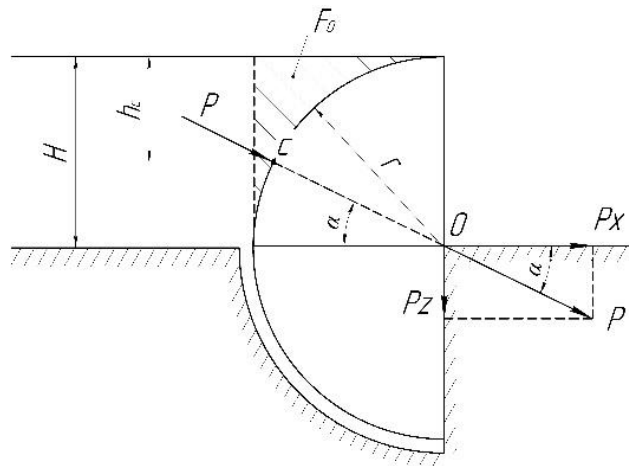


Рисунок 13 – Схема затвора

*Розв'язок*

Сила гідростатичного тиску бензину на фігурну частину резервуара:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2},$$

де горизонтальна складова сили визначається за формулою:

$$P_x = \gamma \cdot h_0 \cdot \omega = \gamma \frac{H}{2} b \cdot H = 1 \frac{2,5}{2} 4 \cdot 2,5 = 12,5 \text{ т},$$

вертикальна складова визначається за формулою:

$$\begin{aligned} P_z &= \gamma \cdot F_0 \cdot b = \gamma \left( r^2 - \frac{1}{2} \pi \cdot r^2 \right) b = \\ &= 1 \left( 2,5^2 - \frac{1}{2} 3,14 \cdot 2,5^2 \right) 4 = 5,32 \text{ т} = 52200 \text{ Н}, \end{aligned}$$

де  $F_0$  – площа поперечного перерізу тіла тиску (фіктивне, не заповнене рідиною).

Таким чином, повна сила:

$$P = \sqrt{12,5^2 + 5,32^2} = 13,55 \text{ т} = 132900 \text{ Н}.$$

Глибина занурення центра тиску:

$$h_c = r - r \sin \alpha = r - r \frac{P_z}{P} = 2,5 - 2,5 \frac{5,32}{13,55} = 1,52 \text{ м}.$$

## ДОДАТКИ

### Додаток А – Густини крапельних рідин

Рідина	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Рідина	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Ртуть	13600	Дизельне паливо	830
Сірчиста кислота	1800	Гас	800
Охолоджуюча рідина	1074	Спирт	800
Вода морська	1030	Нафта	800
Вода чиста	1000	Ацетон	790
Масило машинне	900	Ефір	710
Толуол	866	Бензин	710

### Додаток Б – Коефіцієнт об'ємного стиснення води

$t$ , °C	$\beta_w \cdot 10^{10}$ , Па <sup>-1</sup> , при тиску, Па $\cdot 10^{-4}$				
	50	100	200	390	780
0	5,4	5,37	5,31	5,23	5,15
5	5,29	5,23	5,18	5,08	4,93
10	5,23	5,18	5,08	4,98	4,81
15	5,18	5,1	5,03	4,88	4,7
20	5,15	5,05	4,95	4,81	4,6

### Додаток В – Коефіцієнт температурного розширення

$t$ , °C	$\beta_t \cdot 10^6$ , °C <sup>-1</sup> , при тиску, Па $\cdot 10^5$				
	1	100	200	500	900
1–10	14	43	72	149	229
10–20	150	165	183	236	289
40–50	422	422	426	429	437
60–70	556	548	539	523	514
90–100	719	704	–	661	621

## Список літератури

1. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка / О. Ф. Булянда. – Київ: Техніка, 2001. – 320 с.
2. Константинов С. М. Технічна термодинаміка / С. М. Константинов. – Київ: Політехніка, 2001. – 368 с.
3. Луканин В. Н. Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров и др. – Москва: Высшая школа, 1999. – 671 с.
4. Кудинов В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кудиянов, Э. М. Карташов, Г. М. Камфер и др. – Москва: Высшая школа, 2000. – 261 с.
5. Тихомиров К. В. Теплотехника, теплоснабжение и вентиляция / К. В. Тихонов. – Москва: Стройиздат, 1981. – 248 с.
6. Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычов, А. Е. Шейндлин. – Москва: Энергоиздат, 1983. – 414с.
7. Лоренц Г. А. Лекции по термодинамике / Г. А. Лоренц. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 176 с.
8. Сорокин В. С. Макроскопическая необратимость и энтропия. Введение в термодинамику / В. С. Сорокин. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 176 с.
9. Жуховицкий Д. Л. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие / Д. Л. Жуховицкий. – 2-е изд. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 98с.
10. Козлов Н. А. Техническая термодинамика и теплотехника: учеб. Пособие / Н. А. Козлов. – Владим. гос. ун-т. Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2010. – 180 с.
11. Чухин И. М. Техническая термодинамика / И. М. Чухин. – Иваново: ИГЭУ, 2006. Ч. 1. – 224 с.
12. Чухин И. М. Техническая термодинамика / И. М. Чухин. – Иваново: ИГЭУ, 2008. Ч. 2. – 228 с.

13. Лариков Н. Н. Теплотехника / Н. Н. Лариков: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Москва: Стройиздат, 1985. – 432 с.
14. Некрасов А. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах / А. Б. Некрасов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 368 с.
15. Лабораторный курс гидравлики, насосов, гидропередат / под ред. С. С. Руднева и Л. Г. Подвидза. – Москва: Машиностроение, 1974. – 415 с.
16. Башта Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Башта Т. М., С. С. Руднев и др.: – Москва: Машиностроение, 1970. – 503 с.
17. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины / А. А. Угинчус. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1960. – 400 с.
18. Мхитарян А. М. Гидравлика и основы газодинамики / А. М. Мхитарян. – Киев: Гостехиздат, 1959. – 279 с.
19. Рабинович Е. З. Гидравлика / Е. З. Рабинович. – Москва: Изд-во «Недра», 1974. – 307 с.
20. Френкель Н. Э. Гидравлика / Н. Э. Френкель. – Москва – Ленинград: Госэнергоиздат, 1947. – 456 с.
21. Старк С. Б. Основы гидравлики, насосы и воздухоудвнные машины / С. Б. Старк. – Москва: Металлургиздат, 1954. – 460 с.
22. Акинин А. В. Гидравлика, насосы, вентиляторы и компрессоры / А. В. Акинин, П. И. Алешко. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1960.
23. Конторин М. А. Гидравлика / М. А. Конторин. – Ленинград: ЛПИ, 1966.
24. Гидравлика и гидравлические машины, в том числе гидравлические приводы: программа, методические указания, контрольные задания. – Москва, 1974.
24. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / под ред. И. М. Куколевского и Л. Г. Подвидза. – Москва: Машиностроение, – 1972.

25. Грабовский А. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлический привод: конспект лекций / А. М. Грабовский, А. И. Гусак, И. С. Загребин и др. – Одесса: Гидравлика. Ч. 1, 2. 1971, 1973.

26. Альтшуль А. Д. Примеры расчетов по гидравлике / А. Д. Альтшуль и др.: учеб. пособ. для вузов. – Москва: Стройиздат, 1977, – 255 с.

27. Береза А. И. Примеры гидравлических расчетов / под общей ред. А. И. Береза: учебное пособие. – Саратов. 1968. – 199 с.

28. Вильнер Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Коваль, Некрасов Б. Б. – Минск: Вышэйш. школа, 1976. – 416 с.

29. Метревели В. Н. Сборник задач по курсу гидравлики с решениями / В. Н. Метревели. – Москва: Высшая школа, 2008. – 192 с.

30. Лепешкин А. В. Гидравлика и гидропневмопривод / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак: учебник в 2-х частях. – Москва: МГИУ, 2003. Ч. 2. – 352 с.

31. Гейер В. Г. Гидравлика и гидропривод / В. Г. Гейер, Дулин В. С., Заря А. Н.: учеб. для вузов. – 3-е изд., перераб и доп. – Москва: Недра, 1991. – 331 с.

32. Зайченко Е. Т. Гидравлика, гидро - и пневмоприводы / Е. Т. Зайченко Е. Т.: краткий курс лекций. – Харьков: НТУ ХПИ, 2007. – 153 с.

## ЗМІСТ

<b>Вступ</b> .....	3
<b>Розділ I. Основи термодинаміки</b> .....	4
<b>Тема 1. Введення. Основні поняття і визначення термодинаміки</b> ...	4
1.1. Введення.....	4
1.2. Термодинамічна система.....	5
1.3. Параметри стану.....	6
1.4. Рівняння стану і термодинамічний процес.....	8
<b>Тема 2. Перший закон термодинаміки</b> .....	9
2.1. Тепло і робота.....	9
2.2. Внутрішня енергія.....	10
2.3. Перший закон термодинаміки.....	11
2.4. Теплоємність газу.....	12
2.5. Універсальне рівняння стану ідеального газу.....	13
2.6. Суміш ідеальних газів.....	15
<b>Тема 3. Другий закон термодинаміки</b> .....	16
3.1. Основні положення другого закону термодинаміки.....	16
3.2. Ентропія.....	18
3.3. Цикл і теореми Карно.....	19
3.4. Цикли теплових і холодильних машин, їх ефективність.....	22
3.5. Третій закон термодинаміки.....	26
<b>Тема 4. Термодинамічні процеси</b> .....	28
4.1. Метод дослідження термодинамічних процесів.....	28
4.2. Ізопроееси ідеального газу.....	29
4.3. Політропний процес.....	37
<b>Тема 5. Термодинамічні цикли</b> .....	39
5.1. Цикли паротурбінних установок.....	39
5.2. Цикли двигунів внутрішнього згоряння.....	41

5.3. Цикли газотурбінних установок .....	48
5.4. Цикл Гемфрі.....	51
5.5. Цикл рідинного ракетного двигуна.....	52
<b>Контрольні запитання.....</b>	<b>55</b>
<b>Задачі.....</b>	<b>57</b>
<b>Розділ II. Теплоенергетичні установки.....</b>	<b>77</b>
<b>Тема 6. Термодинаміка теплових машин. Загальний підхід.....</b>	<b>77</b>
<b>Тема 7. Компресорні установки.....</b>	<b>82</b>
7.1. Об'ємний компресор.....	82
7.2. Лопатевий компресор.....	90
<b>Тема 8. Енергетичне паливо.....</b>	<b>92</b>
8.1. Склад палива.....	92
8.2. Характеристика палива.....	96
8.3. Моторні палива для поршневих двигунів внутрішнього згорання....	99
<b>Тема 9. Горіння палива.....</b>	<b>100</b>
9.1. Фізичний процес горіння палива.....	100
9.2. Визначення теоретичної і дійсної витрати повітря на горіння палива.....	104
9.3. Кількість продуктів згорання палива.....	106
9.4. Теплотехнічна оцінка елементів, що містяться у паливі.....	109
<b>Тема 10. Питання екології при використанні теплоти.....</b>	<b>112</b>
10.1. Токсичні гази продуктів згорання.....	112
10.2. Вплив токсичних газів.....	116
10.3. Наслідки парникового ефекту.....	118
<b>Контрольні запитання .....</b>	<b>120</b>
<b>Задачі.....</b>	<b>121</b>
<b>Розділ III. Гідравліка.....</b>	<b>130</b>
<b>Тема 11. Вступ. Об'єкт вивчення гідравліки, історія становлення і розвитку. Рідина та її властивості.....</b>	<b>130</b>

11.1. Вступ.....	130
11.2. Об'єкт вивчення гідравліки.....	132
11.3. Історія становлення і розвитку гідравліки.....	133
11.4. Рідини та їх основні фізичні властивості.....	135
<b>Тема 12. Гідростатика. Гідростатичний тиск. Основне рівняння гідростатики.....</b>	<b>139</b>
12.1. Сили, що діють у рідині.....	139
12.2. Гідростатичний тиск і його властивості.....	141
12.3. Диференціальні рівняння гідростатики Ейлера.....	143
12.4. Основне рівняння гідростатики.....	145
12.5 Способи і прилади для вимірювання тиску.....	146
<b>Тема 13. Сили тиску рідини на плоскі і криволінійні стінки. Плавання тіл і відносний спокій рідини.....</b>	<b>151</b>
13.1. Сила тиску рідини на плоскі стінки.....	151
13.2. Сила тиску рідини на криволінійні стінки.....	153
13.3 Закон Архімеда.....	154
13.4 Плавання тіл.....	156
13.5. Остійне і неостійне положення тіл.....	157
13.6. Відносний спокій нестисливої рідини.....	158
<b>Тема 14. Основи кінематики рідини. Основні поняття і визначення. Рівняння нерозривності.....</b>	<b>161</b>
14.1. Кінематика рідини. Основні поняття і визначення.....	161
14.2. Витрата. Рівняння нерозривності рідини.....	166
<b>Контрольні запитання .....</b>	<b>169</b>
<b>Задачі.....</b>	<b>170</b>
<b>Додатки.....</b>	<b>187</b>
<b>Список літератури.....</b>	<b>188</b>

Навчальне видання

ДРАНКОВСЬКИЙ Віктор Едуардович

МИРОНОВ Костянтин Анатолійович

ФАТЄЄВА Надія Миколаївна

РЄЗВА Ксенія Сергіївна

КРУПА Євгеній Сергійович

## ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА, ГІДРАВЛІКА І ГІДРОМАШИНИ

Навчальний посібник для студентів спеціальності

«Галузеве машинобудування»

Частина I

Технічна термодинаміка та гідростатика

Відповідальний за випуск проф. М.В. Черкашенко

Роботу до видання рекомендував проф. О.В. Потетенко

Редактор Л.А. Пустовойтова

План 2019 р., п. 116

Підп. до друку 27.12.19 р. Формат 60\*84 1/16. Папір офсетний.

Riso -друк. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. .

Наклад прим. Зам № \_\_\_\_\_. Ціна договірна

---

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

---

Виготовлювач