

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

**ТЕПЛОТЕХНІКА**

конспект лекцій для здобувачів початкового рівня (короткий цикл) вищої освіти  
ОПП "Електроенергетика, електротехніки та електромеханіка" спеціальності 141  
«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» денної форми здобуття  
вищої освіти

Миколаїв 2023

Рекомендовано до друку науково-методичною комісією інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 30.01.2023, протокол № 5

**Укладачі:**

**Вахоніна Лариса Володимирівна** - кандидат фізико-математичних наук, доцент, кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

**Мартиненко Володимир Олександрович** - кандидат технічних наук, доцент, кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

**Рецензенти:**

**Гавриш Валерій** док. екон. наук., професор кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу Миколаївського національного аграрного університету.

**Ставинський Андрій** док. тех. наук, професор кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки МНАУ.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
Лекція 1 .....	5
Лекція 2 .....	6
Лекція 3 .....	11
Лекція 4 .....	16
Лекція 5 .....	18
Лекція 6 .....	30
Лекція 7 .....	36
Лекція 8 .....	39
Лекція 9 .....	44
Лекція 10 .....	49
Лекція 11 .....	51
Лекція 12 .....	50
Лекція 13 .....	66
Лекція 14 .....	69
Лекція 15 .....	72
Лекція 16 .....	78
Лекція 17 .....	84
Лекція 18 .....	87
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	92

## ВСТУП

Мета курсу лекцій – теоретична і практична підготовка майбутніх фахівців щодо методів отримання, перетворення, передачі і використання теплоти в оптимальній мірі; можливості підбору і, за потреби, експлуатації необхідного теплотехнічного обладнання; максимальної економії теплових енергоресурсів і матеріалів при цьому; інтенсифікації і оптимізації технологічних процесів; виявлення і використання вторинних і нетрадиційних теплоенергоресурсів.

Задача курсу лекцій – формування у студентів наступних знань та умінь: теплотехнічної термінології, законів отримання і перетворення енергії, методів аналізу ефективності використання теплоти; принципів дії, конструкцій, областей застосування і потенціальних можливостей теплових двигунів і теплообмінників.

Курс лекцій складений на основі типових програм із теплотехнічних дисциплін та базується на знаннях, отриманих при вивченні вищої математики, фізики, хімії і є основою для розуміння дисциплін, пов'язаних з різноманітними технологічними процесами у виробництві та переробці, що використовують теплову енергію.

Після засвоєння дисципліни майбутній інженер повинен знати роль і місце теплових процесів, що відбуваються в різних теплоенергетичних агрегатах і машинах, які використовуються в промисловості.

Курс лекцій повинен сприяти формуванню знань в області філософії (тлумачення першого і другого законів термодинаміки), в економічній області (правильна оцінка рішень, направлених на економію паливно-енергетичних ресурсів) і захист навколишнього середовища від шкідливих викидів роботи теплових машин.

# Термодинаміка і теплотехніка (ТТ)

## Лекція 1

Вступ. ТТ, її місце і роль у підготовці фахівців. Зв'язок ТТ з іншими галузями знань. Історія становлення і її роль в розвитку нової техніки і технологій. Проблеми економії паливно-енергетичних ресурсів. Шляхи підвищення ефективності теплоенергопостачання і захист довкілля.

ТТ—загально-інженерна дисципліна, що вивчає закономірності перетворення теплоти, роботи і внутрішньої енергії, а також властивості робочих тіл, які беруть участь в цьому перетворенні. Вивчає методи отримання передачі і використання перерахованих видів енергій, принципові особливості конструкції теплових машин, тепло- і парогенераторів, теплообмінників та їх розрахунки.

Теоретичною основою ТТ є два розділи науки:

1. Технічна термодинаміка.
2. Теорія тепло-масообміну (теплопередача).

## Сучасний стан теплоенергопостачання

1. У багатьох розвинутих державах (Франція, Японія, Росія) спостерігається подальше зростання використання і виробництва теплової енергії на основі перспективних ядерних реакторів. Це реактори, що працюють на швидких нейтронах.

2. Продовження робіт по освоєнню і промислового впровадженню магніто-газодинамічного методу отримання електричної енергії (МГД—генератори). Принцип полягає у безпосередньому отриманні електроенергії з плазми. У конструкції відсутні рухомі частини та парогенеруючий контур. ККД=55-60% .

3. Подальше вдосконалення конструкцій елементів паросилових установок (ПСУ), на основі яких працюють теплові електричні станції (ТЕС). Так, порівняно з

50-ми роками XX ст. параметри використовуваної пари змінились наступним чином. Було: тиск 2,5—3,0 МПа, температура 400—450°C з коефіцієнтом корисної дії (ККД) до 35%;  $\epsilon$ —тиск перегрітої пари після пароперегрівача 25—30 МПа, температура 650—700°C з ККД до 45%.

4. Ширше використання газотурбінних установок (ГТУ) невеликої потужності до 100 кВт·год, що дозволяє гнучкіше покривати піки споживання електричної енергії.

5. Використання комбінованого методу виробництва теплової і електричної енергії на теплоелектроцентралях (ТЕЦ).

6. Метод отримання електричної енергії від використання термоелектричних перетворювачів, що дозволяє безпосередньо перетворювати теплоту в електроенергію з ККД до 20%.

7. Подальші наукові дослідження над установками для безпосереднього перетворення хімічної енергії палива в електричну без фази згоряння (паливні елементи). Тобто, створення електрохімічних генераторів енергії. Їх ККД сягає 80%. Перші зразки, що працюють на  $H_2$  і  $O_2$  вже впроваджені у розвинутих країнах.

8. Продовження вдосконалення установок, що використовують нетрадиційні поновлювані джерела енергії (НПДЕ),—вітру, сонця, термальних вод, припливів і відпливів, температурного градієнта глибини землі або океану.

9. Застосування методів і шляхів у відповідних комбінаціях перелічених вище способів отримання теплової, електричної енергій з максимальним використанням вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) і повної бережливості.

## Лекція 2

### Технічна термодинаміка

Основні поняття і визначення технічної термодинаміки. Предмет і метод технічної термодинаміки. Основні визначення. Основні теплотехнічні величини і їх розмірності у СІ. Основні параметри стану. Теплоємність. Масова, об'ємна молярна

теплоємності. Теплоємність за сталих об'ємі і тиску. Середня і істинна теплоємності. Залежність теплоємності від температури.

Технічна термодинаміка—теоретичний розділ ТТ—наука, що вивчає закони перетворень між теплотою, роботою і внутрішньою енергією; властивості робочих тіл, за допомогою яких відбуваються ці перетворення у теплових машинах; принципи дії та конструктивні особливості усіх теплових машин, двигунів тощо.

Предметом технічної термодинаміки є визначення термічного ККД, що вказує на долю перетворення підведеної теплоти у зовнішню корисну роботу. Метою термодинамічного аналізу роботи теплової машини є визначення термічного ККД, величин, що впливають на його зростання, з метою підвищення термічного ККД, а отже, і підвищення ефективності машини. Подальший крок—внесення змін у конструкцію машин.

Основні теплотехнічні одиниці вимірювань у СІ.

Одиниця довжини [м];

Маси [кг];

Часу [с];

Температури [К, °С];

Теплової енергії роботи [Дж];

Тиску [Па];

Тепловий потік; потужність [Вт=Дж/с];

Густина теплового потоку [Вт/м<sup>2</sup>];

Кількість речовини [кмоль];

Основні поняття і визначення.

Робоче тіло—газ, рідина та їх суміші. Найбільш широко використовуване робоче тіло—водяна пара. У процесі виконання робочим тілом термодинамічного циклу водяна пара змінює фізичні властивості.

Джерело теплоти—тіло, що віддає або сприймає від іншого теплову енергію.

Верхнє джерело теплоти (тепловіддавач)—віддає конструкції машини або іншому тілу теплоту.

Нижнє джерело теплоти (теплоприймач)—сприймає від конструкції машини або іншого тіла теплоту. Для теплових машин таким джерелом, за звичай, є оточуюче середовище.

Термодинамічна система—множина верхнього та нижнього джерел теплоти, конструкції машини і робочого тіла або окремо вибраний об'єкт для термодинамічних досліджень.

Термодинамічний процес—зміна стану або хоча б одного із параметрів робочого тіла. Розрізняють ізобарний ( $P=\text{const}$ ), ізохорний ( $V=\text{const}$ ), ізотермічний ( $T=\text{const}$ ), адіабатний ( $Q=\text{const}$ )—без теплообміну з оточуючим середовищем, політропний ( $C=\text{const}$ ) термодинамічні процеси.

Термодинамічний цикл—замкнений термодинамічний процес. Усі машини працюють за циклами.

Параметри робочого тіла—величини, які характеризують стан робочого тіла. Розрізняють основні параметри робочого тіла, теплові або колоритні параметри, допоміжні параметри робочого тіла.

## Параметри стану робочого тіла

### 1. Основні параметри стану робочого тіла.

Сюди відносять тиск, об'єм (питомий), температуру.

#### 1.1. Об'єм. Питомий об'єм.

$V[\text{м}^3]$ —об'єм.

$U[\text{м}^3/\text{кг}]$ —питомий об'єм.

$U=1/\rho$ ;  $\rho$ —густина.

#### 1.2. Тиск.

$P[\text{Па}]$ —тиск. Розрізняють абсолютний (повний) тиск, надлишковий (манометричний) тиск, атмосферний (барометричний) тиск, вакуум.

Тиск—це сила в 1Н, що діє на площу  $1\text{м}^2$  [ $\text{Па}]=[\text{Н}/\text{м}^2]$

Існує наступні співвідношення між тисками:

$$P_{\text{абс.}}=P_{\text{над.}}+P_{\text{атмосф.}}; P_{\text{пов.}}=P_{\text{маном.}}+P_{\text{баром.}}; P_{\text{абс.}}=P_{\text{атмосф.}}-P_{\text{вак.}}; P_{\text{пов.}}=P_{\text{баром.}}-P_{\text{вак.}}$$



Існує наступне співвідношення між одиницями вимірювання тисків:

$$1 \text{ тех.атм.} = 1 \text{ кг/см}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па} = 10 \text{ м.вод.ст.} = 735 \text{ мм.рт.ст.} \approx 0,1 \text{ МПа} \approx 1 \text{ Бар.}$$

$$1 \text{ Бар} = 750 \text{ мм.рт.ст.}$$

$$1 \text{ фіз.атмосф.} = 760 \text{ мм.рт.ст.}$$

### 1.3. Температура.

$$T[\text{K}]; t[^\circ\text{C}].$$

Температура—ступінь нагріву тіла. Визначають за шкалами Кельвіна та Цельсія. Температура тіла змінюється пропорційно кінетичній енергії руху його молекул.  $T(f) = (mU^2)/2$ , де  $m$ —маса молекули, кг;  $U$ —швидкість руху молекул, м/с.

Спільне між шкалами Кельвіна і Цельсія—ціна поділок шкал, або різниця температур, або темп падіння чи зростання температури. За початок відліку по шкалі Цельсія прийнята температура, що відповідає потрійному стану води при нормальному атмосферному тиску. Потрійний стан—суміш води, льоду, водяної пари. За початок відліку по шкалі Кельвіна прийнята температура абсолютного нуля, за якої припиняється тепловий рух молекул, тіло перестає існувати, розпадається. Усі температури за шкалою Кельвіна додатні. Вірне наступне співвідношення між температурами:  $T = t + 273,15$ .

### 2. Теплоємність.

Теплоємність—теплофізичний параметр стану робочого тіла, що вказує на те, яку кількість теплоти (Дж) необхідно підвести до тіла, щоб його температура зросла на 1 К або  $^\circ\text{C}$  [Дж/К]

Залежно від одиниці вимірювань робочого тіла розрізняють наступні теплоємності:

$$\text{масову (питому)} \quad c = \frac{C}{m} \text{ [Дж/(К} \cdot \text{кг)]};$$

$$\text{об'ємну} \quad c' = \frac{C}{V} \text{ [Дж/(К} \cdot \text{м}^3)];$$

$$\text{мольну} \quad c_\mu = \frac{C}{n} \text{ [Дж/(К} \cdot \text{кмоль)]}.$$

Залежно від характеру термодинамічного процесу розрізняють ізобарну теплоємність (коли робоче тіло змінює свої параметри при сталому тиску)  $C_p$

[Дж/(К·кг)], а також ізохорну теплоємність (зміна параметрів при сталому об'ємі)  $C_v$  [Дж/(К·кг)].

Для одного і того ж тіла за однакових параметрів стану  $C_p > C_v$ .

$C_p$  і  $C_v$  зв'язані між собою наступними двома рівняннями:

1) рівняння Майера:

$$C_p - C_v = R$$

де  $R$ —газова стала конкретного газу [Дж/(кг·К)], береться з таблиць або підраховується для даного газу за наступною формулою (наприклад, для  $O_2$ ,  $n=32$ ,  $R_{O_2} = 8314:32 = 259,8125$  [Дж/(кг·К)]. Знак „=”—для ідеальних газів, знак „>”—для реальних;

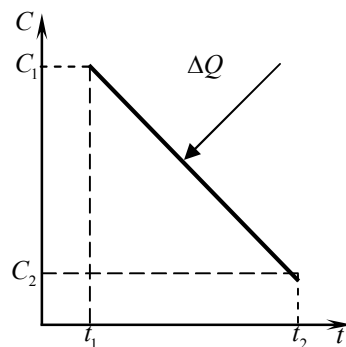
2) рівняння показника адиабати:

$$k = \frac{C_p}{C_v} > 1.$$

де  $k$ —показник адиабати (для одноатомних  $K=1,67$ ; двоатомних і повітря— $K=1,4$ ; трьох- і багатоатомних  $K=1,33$ ).

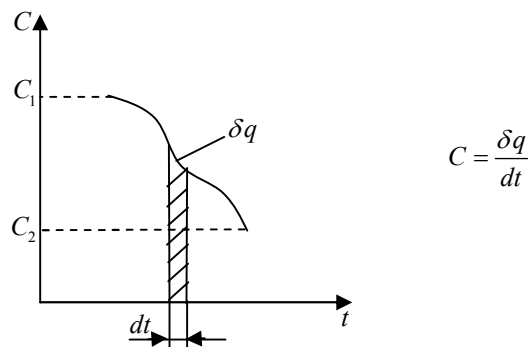
Теплоємність для кожного тіла залежить від температури. Залежність, у загальному вигляді, є поліноміальною, а для теплотехнічних розрахунків обмежується температурою в третій степені.

Розрізняють середню теплоємність даного тіла в термодинамічному процесі.



$$\bar{C} = \frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{\Delta Q}{t_2 - t_1}$$

Розрізняють миттєву теплоємність



### Лекція 3

Внутрішня енергія. Ентропія. Ентальпія. Робота і теплота як форми передачі енергії. Графічне зображення роботи і теплоти в  $P_v$  – і  $T_s$  – координатах. Ідеальний газ. Рівняння стану ідеальних газів. Суміш ідеальних газів. Способи задавання суміші ідеальних газів.

#### 3. Теплові або колоритні параметри стану тіла.

До цих параметрів стану відносять внутрішню енергію, ентальпію та ентропію.

3.1. Внутрішня енергія— $U$  [Дж], питома –  $u$  [Дж/кг] – енергія взаємодії між молекулами тіла. В загальному випадку  $U$  складається з внутрішньої початкової потенційної енергії, для термодинамічного аналізу—рівна 0; внутрішньої потенційної і внутрішньої кінетичної енергії. Оскільки в термодинамічному процесі робоче тіло знаходиться, як правило, під тиском, то, по відношенню для цих випадків, внутрішня потенційна енергія дорівнює нулю. Отже,  $U$  визначається кінетичною складовою і залежить від температури робочого тіла або середньої кінетичної енергії молекул, тобто:

$$U = U_k = f(t) = \frac{mv^2}{2},$$

де  $m$ —маса молекули, кг;  $v$ —середня швидкість руху (поступального, обертального, коливального) молекули, м/с.

В технічній термодинаміці  $U$  підраховують наступним чином:

$$\delta U = C_v dt = \int_{t_1}^{t_2} C_v dt = C_v (t_2 - t_1).$$

За своїм фізичним змістом внутрішня енергія не є величиною повного диференціалу, оскільки на наступний момент часу не має попереднього значення, а виникає лише за наявності зміни температур у різних точках робочого тіла.

3.2. Ентропія —  $S$  [Дж/К], питома —  $s$  [Дж/(кг·К)] – штучно введений у 1852р.

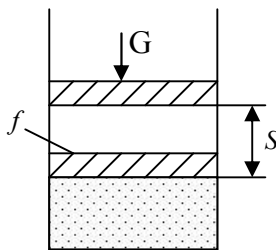
Р. Клаузіусом параметр, що є величиною повного диференціалу і у диференціальних рівняннях представляє теплоту, але за фізичним змістом не є такою величиною. Тобто:

$$dS = \frac{\Delta Q}{T},$$

де  $dS$  – нескінченно малий приріст ентропії, Дж/К;  $\Delta Q$  – кількість теплоти, що підведена до тіла в даному процесі, Дж;  $T$  – температура тіла в даний момент часу, К.

Існує кілька тлумачень ентропії. Одне з них має наступний вигляд:

“Параметр, що змінюється лише від кількості переданої теплоти таким ж чином, як об’єм під час виконання роботи (при  $dv > 0$  робота позитивна, при  $dv < 0$  – від’ємна).”



3.3. Ентальпія— $H(I)$  [Дж], питома  $h(i)$  [Дж/кг] – повний запас теплової енергії, яким володіє робоче тіло. Фізичний зміст. Якщо в циліндрі з нижньою стінкою є газ з поршнем над ним у стані спокою, і на поршень прикласти зусилля  $G$ , то через деякий час поршень займе нижче положення, стиснувши газ і перемістившись на крок  $S$ . Тоді, остаточно, повний запас енергії, яким володіє газ під поршнем, дорівнює сумі внутрішньої енергії взаємодії між молекулами газу і зовнішній енергії тиску поршня з вантажем  $G$  на газ. Це і буде ентальпія.

$$H = U + G \cdot f \cdot S = U + PV ,$$

де  $P$  – тиск газу, Па;  $V$  – об’єм газу, м<sup>3</sup>;  $f$  – площа поперечного перерізу циліндра, м<sup>2</sup>;  $S$  – переміщення поршня, м;  $U$  – внутрішня енергія газу, Дж;  $G$  – зусилля, кг.

У технічній термодинаміці ентальпію підраховують за формулою:

$$\delta h = C_p dt = \int_{t_1}^{t_2} C_p dt = C_p (t_2 - t_1).$$

( $\delta h > \delta U$ ) - для однакових умов.

Всі параметри будь-якого робочого тіла представлені в довідникових таблицях параметрів стану в залежності від тиску і температури.

### Теплота і робота

Існує дві основні форми передачі теплової енергії від одного тіла до іншого упродовж термодинамічного процесу. Перший спосіб передачі енергії реалізується при безпосередньому контакті двох тіл з різними температурами. Кількість енергії, що передається таким способом, називається теплотою або кількістю теплоти. Отже, теплота виникає лише за наявності найменшої різниці температур у різних точках тіла або між тілами.

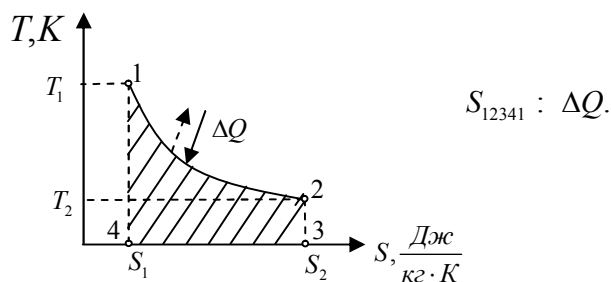
Звідси, теплота не є повним диференціалом, оскільки не має конкретного числового значення на наступний момент часу, а є лише кількість теплоти, що передається за якийсь проміжок часу.

Теплота— $Q$  [Дж], питома  $q$  [Дж/кг]. Підраховується за формулою:

$$\delta q = c_x dt = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = c_x (t_2 - t_1),$$

де  $c_x$  – теплоємність робочого тіла в даному термодинамічному процесі, Дж/(кг·К).

Для термодинамічного аналізу циклів теплових машин користуються TS-діаграмою. Зручність користування полягає в тому, що площа фігури, обмежена



ділянкою процесу і віссю абсцис, еквівалентна кількості підведеної або відведеної теплоти.

Друга форма передачі енергії реалізується за допомогою силових полів або зовнішнього тиску. Для передачі енергії тіло повинно або пересуватись в силовому полі, або змінювати свій об'єм під дією зовнішнього тиску. Такий спосіб передачі енергії називається роботою і позначається  $L$  [Дж], питома  $l$  [Дж/кг]. В технічній термодинаміці „зовнішню корисну” роботу підраховують за формулою:

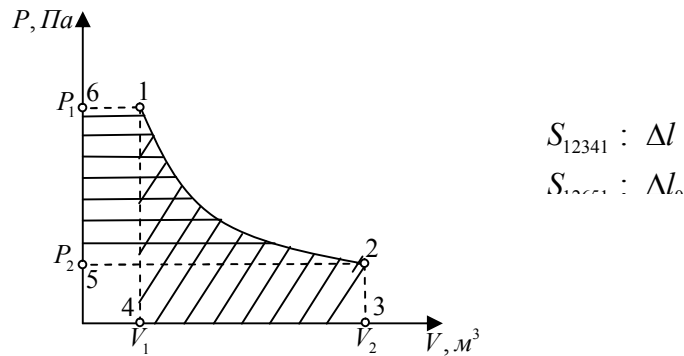
$$\delta l = p dV = \int_{V_1}^{V_2} p dV = p(V_2 - V_1)$$

Розрізняють також роботу, що затрачується ззовні на привід термодинамічної системи. Її позначають  $l_0$ , і по відношенню до термодинамічної системи вона є „від'ємною”:

$$\delta l_0 = -v dp = -\int_{p_1}^{p_2} v dp = -v(p_2 - p_1) = v(p_1 - p_2)$$

Цю роботу підраховують для розрахунку процесів роботи компресорів, холодильних машин. Робота, як і теплота, не є величиною повного диференціалу, оскільки виникає лише за наявності зміни об'єму.

Для термодинамічного аналізу циклів теплових машин поруч з TS-діаграмою застосовують PV-діаграму зміни стану робочого тіла в процесі роботи машин. Зручність користування полягає у тому, що зовнішня корисна робота еквівалентна площі фігури, обмеженої ділянкою процесу і віссю абсцис, а робота підведена ззовні — ділянкою процесу і віссю ординат.



Аналіз одного і того ж циклу даної теплової машини одночасно проводиться за допомогою PV і TS-діаграм. Цикли мають різну геометричну форму, оскільки це різні системи координат.

### Ідеальний газ. Універсальне рівняння стану ідеального газу Клапейрона-Менделєєва.

Ідеальний газ—це газ, в якому відсутні сили взаємодії між молекулами, а розміри молекул значно менші, ніж об’єм, який вони займають. Отже, нехтуються сили взаємодії між молекулами та їх розмірами.

Ідеальний газ—це такий стан газу, тиск якого прямує до нуля. У ТТ, для спрощення розрахунків і пояснення фізичного змісту, часто виконують розрахунки, замінюючи реальний газ ідеальним. Основні параметри стану ідеального газу зв’язані між собою рівнянням Клапейрона- Менделєєва:

$$PV = mRT; \quad PV = \frac{m}{\mu} R_{\mu} T,$$

де  $P$  – тиск, Па;  $V$  – об’єм, м<sup>3</sup>;  $m$  – маса, кг;  $R$  – газова стала, Дж/(кг·К);  $T$  – абсолютна температура, К;  $\mu$  – молекулярна маса газу, кг/кмоль;  $R_{\mu}$  – універсальна газова стала, кг/(кмоль·К),  $R_{\mu} = 8314$ .

## Лекція 4

Перший закон термодинаміки. Визначення і аналітичний вираз першого закону термодинаміки. Рівняння першого закону термодинаміки для потоку. Загальний метод дослідження термодинамічних процесів.

### Перший закон термодинаміки

Перший закон термодинаміки—це застосування загального закону збереження матерії щодо видів енергій, має філософське і важливе технічне значення, тому існує ряд визначень:

1. Енергія безслідно не зникає і не виникає з нічого, а лише переходить із одного виду в інший.
2. Неможлива робота вічного двигуна першого роду, тобто двигуна, що працював би без періодичного підведення любого виду енергії.
3. Кількість підведеної до термодинамічної системи теплоти йде на зміну внутрішньої енергії робочого тіла і виконання зовнішньої корисної роботи цим тілом:

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta L,$$

$\Delta Q$  – кількість підведеної теплоти, Дж;  $\Delta U$  – зміна внутрішньої енергії робочого тіла, Дж;  $\Delta L$  – зовнішня корисна робота, виконана системою, Дж.

Предметом дослідження першого закону термодинаміки є термодинамічний процес. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки описується наступними рівняннями:

$$\delta q = \delta u + \delta l = c_v dT + p dv;$$

$$\delta q = c_p dT;$$

$$\delta q = \delta h - \delta l_0 = c_p dT - v dp;$$

$$\delta q = \delta s \cdot T .$$



## Термодинамічний аналіз процесів зміни стану робочого тіла

Розрізняють п'ять термодинамічних процесів зміни стану робочого тіла— ізохорний, ізобарний, ізотермічний, адіабатний, політропний. Ці процеси утворюють термодинамічні цикли, за якими працюють усі теплові машини, компресори, термотрансформатори.

### Методика дослідження термодинамічних процесів зміни стану робочого тіла (ідеального газу)

1. Формулюється визначення термодинамічного процесу.
2. Записується умова перебігу процесу.
3. Формулюється рівняння термодинамічного процесу.
4. В  $PV$  і  $TS$ -координатах графічно зображається процес.
5. Підраховується зміна внутрішньої енергії робочого тіла в процесі

по наступній загальній формулі:

$$\delta u = c_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

6. Підраховується зовнішня корисна робота, виконана двигуном за цикл, і робота, підведена ззовні, за допомогою наступних рівнянь:

$$\delta l = p dv = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1); \quad \delta l_0 = -v dp = -\int_{p_1}^{p_2} v dp = -v(p_2 - p_1) = v(p_1 - p_2).$$

7. Підраховується зміна ентальпії робочого тіла за наступною формулою:

$$\delta h = c_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1).$$

8. Підраховується кількість підведеної теплоти до робочого тіла або відведеної в даному процесі:

$$\delta q = c_x dT = \int_{T_1}^{T_2} c_x dT = c_x dT = c_x (T_2 - T_1),$$

де  $c_x$  – питома теплоємність робочого тіла в даному процесі, Дж/(кг·К).

9. Формується аналітичний вираз першого закону термодинаміки для даного процесу:

$$\begin{aligned}\delta q &= \delta u + \delta l = c_v dT + p dv; & \delta q &= c_x dT; \\ \delta q &= \delta h - \delta l_0 = c_p dT - v dp; & \delta q &= \delta s \cdot T\end{aligned}$$

10. Визначається розподіл між теплотою, внутрішньою енергією і роботою в даному термодинамічному процесі

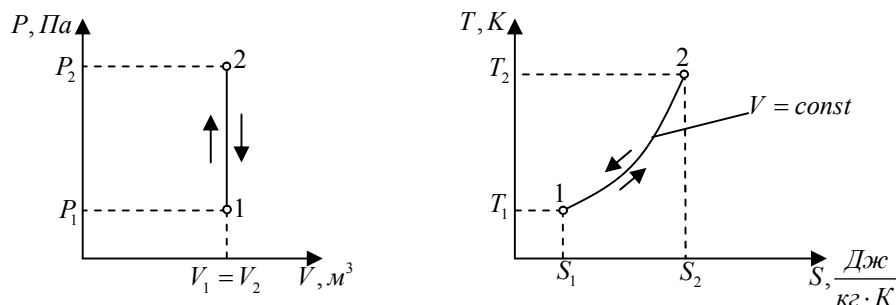
$$\varphi = \frac{\Delta u}{\Delta q}; \quad \psi = \frac{\Delta l}{\Delta q}.$$

## Лекція 5

Термодинамічний аналіз ізохорного, ізобарного, ізотермічного, адіабатного і політропного процесів. Другий закон термодинаміки. Основні визначення і аналітичний вираз другого закону термодинаміки. Прямий і обернений цикли Карно.

### Ізохорний термодинамічний процес (при сталому об'ємі)

1. Зміна стану робочого тіла без зміни його об'єму—ізохорний процес.
2. Умова перебігу процесу:  $v = \text{const}; dv = 0$ .
3. Рівняння процесу:  $\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$ ,  $P_1 T_2 = P_2 T_1$ .
4. Графічне зображення процесу в PV і TS-координатах.



5. Зміна внутрішньої енергії робочого тіла в ізохорному процесі підраховується за формулою:

$$\delta u = c_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

6. Зовнішня корисна робота, яка виконувалась би робочим тілом в ізохорному процесі рівна нулю:

$$\delta l = p dV = 0,$$

а робота, підведена ззовні, підраховується з рівняння:

$$\delta l_0 = -V dp = -\int_{p_1}^{p_2} V dp = -V(p_2 - p_1) = V(p_1 - p_2).$$

7. Зміна ентальпії в цьому процесі не підраховується.

8. Кількість підведеної або відведеної теплоти в цьому процесі йде лише на зміну внутрішньої енергії робочого тіла і підраховується:

$$\delta q = \delta u = c_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

9. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки для даного процесу

матиме наступний вигляд:

$$\delta q = \delta u = c_v dT,$$

$$\delta q = ds \cdot T.$$

10. Вся теплота, що підводиться до системи в цьому процесі, витрачається

лише на зміну внутрішньої енергії робочого тіла:

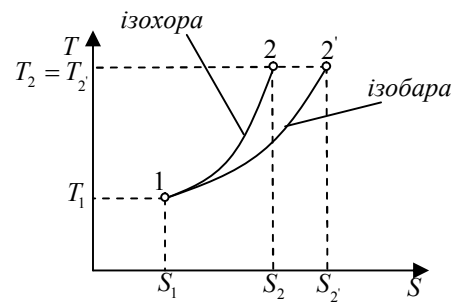
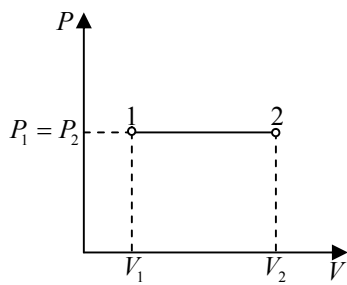
$$\varphi = \frac{\delta u}{\delta q} = 1.$$

### Аналіз ізобарного термодинамічного процесу

1. Процес зміни стану робочого тіла без зміни його тиску називають ізобарним термодинамічним процесом.

2. Умови перебігу процесу  $p = const$ ;  $dp = 0$ .

3. Рівняння процесу



$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}, \quad V_1 T_2 = V_2 T_1.$$

4. Ізобарний процес в PV і TS-координатах

5. Зміна внутрішньої енергії підраховується за загальною формулою:

$$\delta u = c_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

6. Зовнішня корисна робота підраховується за загальною формулою, а робота, що підводиться ззовні на привід, дорівнює нулю:

$$\delta l = p dV = \int_{V_1}^{V_2} p dV = p(V_2 - V_1),$$

$$\delta l_0 = -V dp = 0.$$

7. Зміну ентальпії підраховують за загальною формулою:

$$\delta h = c_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1).$$

8. Кількість підведеної або відведеної теплоти в цьому процесі рівна зміні

ентальпії:

$$\delta q = \delta h = c_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1).$$

9. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки матиме вигляд:

$$\delta q = \delta u + \delta l = c_v dT + p dV; \quad \delta q = \delta h = c_p dT; \quad \delta q = ds \cdot T.$$

10. Доля теплоти, що йде на зміну внутрішньої енергії:

$$\varphi = \frac{\delta u}{\delta q} = \frac{c_v dT}{c_p dT} = \frac{1}{k},$$

де  $k$  – показник адіабати,

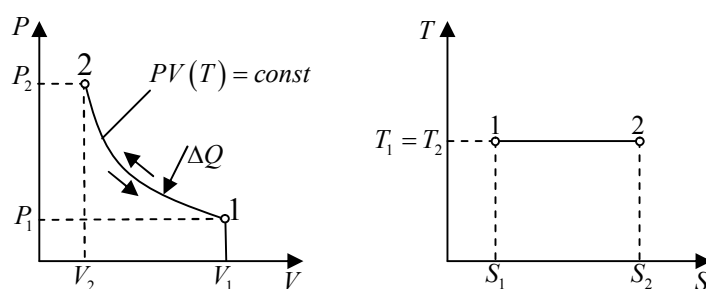
$$\psi = \frac{\delta l}{\delta q} = 1 - \frac{1}{k}.$$

### Ізотермічний термодинамічний процес

1. Процес зміни стану робочого тіла без зміни його температури називається ізотермічним процесом. Такий процес може виникнути в циліндрі машини, якщо теплота, що підводиться, витрачається на зміну внутрішньої енергії, а не на переміщення поршня, таким чином, щоб температура робочого тіла лишалась сталою.

2. Умови перебігу процесу  $T = const, dT = 0$ .

3. Рівняння процесу  $P_1 V_1 = P_2 V_2, PV(T) = const$ .



4. Зображення процесу в PV і TS-координатах

5. Зміна внутрішньої енергії в ізотермічному процесі дорівнює нулю:

$$\delta u = c_v dT = 0.$$

6. Зовнішня корисна робота і робота, затрачена ззовні, підраховуються за наступними загальними формулами:

$$\delta l = pdV = \int_{V_1}^{V_2} pdV = p(V_2 - V_1),$$

$$\delta l_0 = -Vdp = -\int_{p_1}^{p_2} Vdp = -V(p_2 - p_1) = V(p_1 - p_2).$$

7. Зміна ентальпії дорівнює нулю:

$$\delta h = c_p dT = 0.$$

8. Кількість підведеної теплоти в процесі не витрачається на зміну температури робочого тіла, тому через теплоємність рівна нулю:

$$\delta q = c_x dT = 0.$$

9. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки матиме вигляд:

$$\delta q = \delta l = pdV,$$

$$\delta q = -\delta l_0 = -Vdp,$$

$$\delta q = ds \cdot T.$$

10. Розподіл між видами енергій у даному процесі є наступним.

Доля теплоти, що йде на зміну внутрішньої енергії дорівнює нулю:

$$\varphi = \frac{\delta u}{\delta q} = 0.$$

Доля теплоти на використання зовнішньої корисної роботи рівна одиниці:

$$\psi = \frac{\delta l}{\delta q} = 1.$$

Оскільки вся підведена теплота в цьому процесі йде на виконання зовнішньої корисної роботи—реальні робочі процеси теплових машин необхідно наближати до ідеальних ізотермічних.

## Адіабатний ізотермічний процес

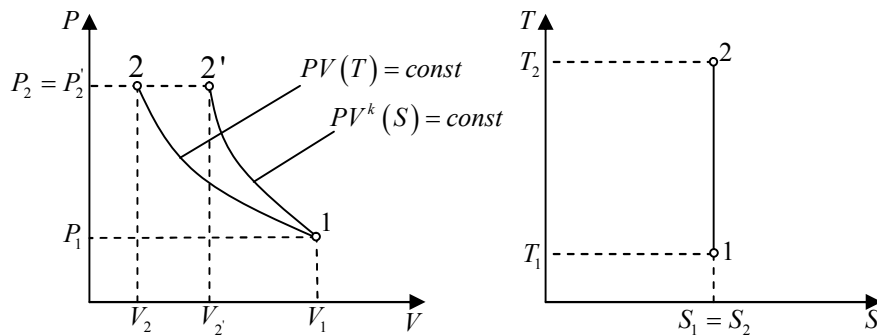
1. Адіабатний термодинамічний процес—зміна стану робочого тіла без його теплообміну з оточуючим середовищем. Обмін енергії з оточуючим середовищем відбувається лише у формі роботи.

2. Умови перебігу процесу  $q = const, \delta q = 0, s = const, ds = 0$ .

3. Рівняння процесу:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k, PV^k = const,$$

де  $k$  – показник адіабати.



4. Графічне зображення процесу в PV і TS-координатах

5. Зміна внутрішньої енергії в адіабатному процесі підраховується за наступною формулою:

$$\delta u = c_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

6. Зовнішня корисна робота і робота, затрачена ззовні, підраховуються за наступними формулами:

$$\begin{aligned} \delta l &= p dV = p(V_2 - V_1), \\ \delta l_0 &= -V dp = V(p_1 - p_2). \end{aligned}$$

7. Кількість підведеної або відведеної теплоти рівна нулю:

$$\delta q = c_x dT = 0.$$

8. Зміна ентальпії в процесі підраховується по загальній формулі:

$$\delta h = c_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1).$$

9. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки матиме вигляд:

$$\delta u = -\delta l, \quad c_v dT = -pdV,$$

$$\delta l_0 = \delta h, \quad c_p dT = Vdp.$$

10. Розподіл між видами енергій в адіабатному процесі відбувається лише між внутрішньою енергією та роботою  $\delta q$  й  $\delta l$ .

### Політропний термодинамічний процес

1. Процес зміни стану робочого тіла при сталій теплоємності називають політропним. Цей процес є узагальнюючим процесом для попередніх чотирьох і за конкретних умов може бути або ізобарним, або ізохорним, або ізотермічним, або адіабатним.

2. Умови перебігу процесу:  $c = c_x = const$ .

3. Рівняння політропного процесу:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n; \quad pV^n = const,$$

де  $n$  – показник політропи.

$$n = \frac{c_x - c_p}{c_x - c_v},$$

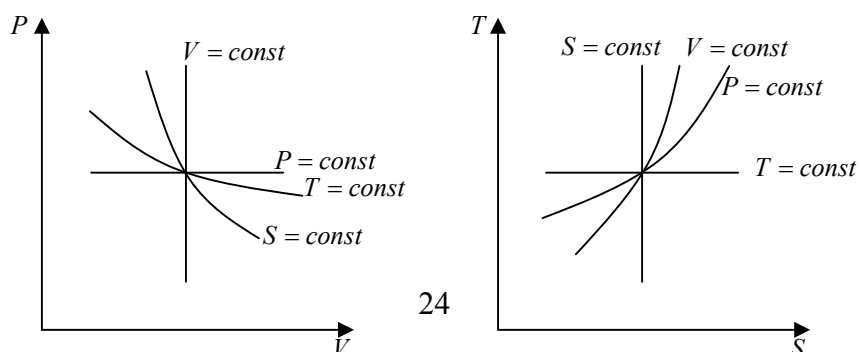
де  $c_x$  – теплоємність робочого тіла в даному політропному процесі,

Дж/(кг·К);

$c_p, c_v$  – відповідно, ізобарна і ізохорна теплоємності даного робочого тіла

Дж/(кг·К).

4. Графік зображення політропного процесу лежить в межах між





лініями сталих температури, тиску, об'єму та ентропії.

5. Зміна внутрішньої енергії в політропному процесі підраховується за загальною формулою:

$$\delta u = c_v dT = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1).$$

6. Зовнішня корисна робота і робота, підведена ззовні, підраховуються за формулами:

$$\delta l = p dV = \int_{V_1}^{V_2} p dV = p(V_2 - V_1),$$
$$\delta l_0 = -V dp = -V(p_2 - p_1) = V(p_1 - p_2).$$

7. Зміна ентальпії підраховується за формулою:

$$\delta h = c_p dT = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1).$$

8. Кількість підведеної або відведеної теплоти підраховується за формулою:

$$\delta q = c_x dT = \int_{T_1}^{T_2} c_x dT = c_x (T_2 - T_1),$$
$$c_x = \text{const.}$$

9. Аналітичний вираз першого закону термодинаміки має наступний загальний вигляд:

$$\delta q = \delta u + \delta l = c_v dT,$$
$$\delta q = \delta h - \delta l_0 = c_p dT - V dp,$$
$$\delta q = ds \cdot T = c_x \cdot dT.$$

10. Розподіл між видами енергій в політропному процесі є наступним. Доля теплоти, що йде на зміну внутрішньої енергії:

$$\varphi = \frac{\delta u}{\delta q} = \frac{c_v dT}{c_x dT} = \frac{n-1}{n-k}.$$

Доля теплоти, що йде на виконання зовнішньої корисної роботи:

$$\psi = \frac{\delta l}{\delta q} = \frac{c_p dT}{c_x dT} = \frac{1-k}{n-k}.$$

## Другий закон термодинаміки

Якщо предметом дослідження першого закону термодинаміки є термодинамічний процес, то предметом дослідження другого закону термодинаміки є термодинамічний цикл.

Перший закон термодинаміки встановлює кількісні співвідношення між теплотою, внутрішньою енергією та роботою, другий — напрямком перебігу циклу або якісний розподіл між видами енергій. Другий закон, як і перший, має ряд визначень.

1. Довільно, сама собою теплота не передається від тіл з вищою температурою до тіл з нижчою, тобто передача теплоти здійснюється до досягнення рівності температур.

2. Перетворення теплоти в корисну роботу у теплових машинах відбувається лише при переході теплоти від нагрітого тіла до холодного.

3. Неможлива робота вічного двигуна другого роду, в якому вся підведена теплота перетворювалася б у зовнішню корисну роботу; частина теплоти обов'язково передається нижньому джерелу теплоти.

4. Неможливий цикл, для якого теплота самостійно переходила б від холодних до нагрітих тіл (термотрансформатори). Для здійснення цього циклу необхідно затратити або підвести енергію ззовні.

Отже, в результаті здійснення прямого циклу отримується зовнішня корисна робота. Прямий перебіг циклу зображається за годинниковою стрілкою. Цикл, для здійснення якого необхідно затратити роботу ззовні—називається оберненим, зображається і протікає проти годинникової стрілки. За прямим циклом працюють усі теплові машини, за оберненим—термотрансформатори (холодильні машини, теплові насоси) і компресори.

На основі другого закону термодинаміки формулюється термодинамічний аналіз циклів машин, тобто ефективність перетворення теплоти в роботу. Основною частиною аналізу є поняття термічного коефіцієнта корисної дії і холодильного коефіцієнта. Аналітичним виразом другого закону термодинаміки є рівняння:

$$\oint \frac{dq}{T} \leq 0,$$

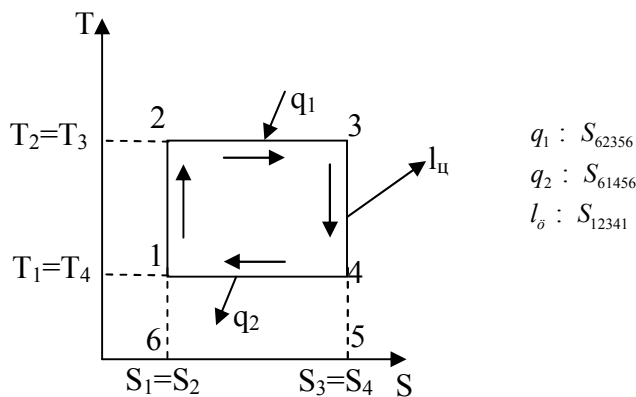
де знак „=” для ідеальних циклів, а знак „<” для реальних. Цей інтеграл в термодинаміці відомий як інтеграл Клаузіуса.

### Термічний ККД та холодний коефіцієнт

Термічний ККД—вказує на ефективність перетворення підведеної теплоти у зовнішню корисну роботу:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_u}{q_1},$$

де  $q_1$  – кількість підведеної теплоти до термодинамічної системи від верхнього джерела теплоти, Дж/кг;  $q_2$  – кількість відведеної теплоти від термодинамічної



системи до нижнього джерела теплоти, Дж/кг;  $l_u$  – питома зовнішня корисна робота, виконана машиною за цикл, Дж/кг.  $\eta_t < 1$ .

Термічний ККД зручно підраховувати за допомогою фігур в TS-координатах.

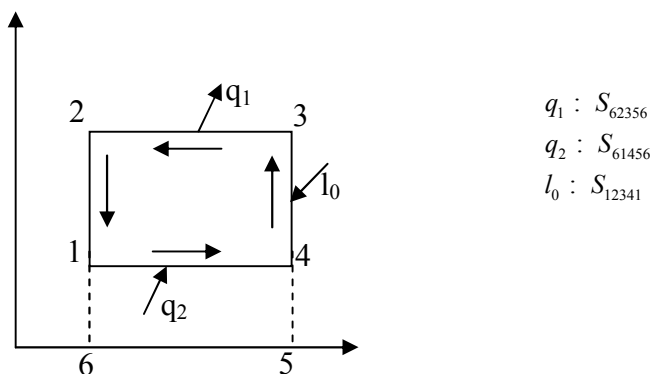
Якщо в TS-координатах, у масштабі, побудувати конкретний цикл теплової машини, то числові значення площ фігур дорівнюватимуть числовим значенням підведеної і відведеної теплоти і теплоті, що перетворюється у зовнішню корисну роботу. Існують загальні методи підвищення термічного ККД, що полягають у збільшенні  $q_1$  без зміни  $q_2$ ; у зменшенні  $q_2$  без зміни  $q_1$ ; в одночасному збільшенні  $q_1$  і зменшенні  $q_2$ .

Холодний коефіцієнт (ХК)—вказує на ефективність даної холодильної машини і дорівнює відношенню відведеної теплоти від нижнього джерела теплоти (холодильна потужність) до роботи, підведеної ззовні для здійснення циклу:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2},$$

де  $q_1$ —кількість теплоти, що відводиться від машини до верхнього джерела теплоти, Дж/кг;  $q_2$ —кількість теплоти, що підводиться до машини від нижнього джерела теплоти Дж/кг;  $l_0$ —питома робота, затрачена ззовні для здійснення машиною циклу, Дж/кг. Холодильний коефіцієнт  $\varepsilon$  може бути меншим від одиниці, більшим від одиниці, або рівним їй.

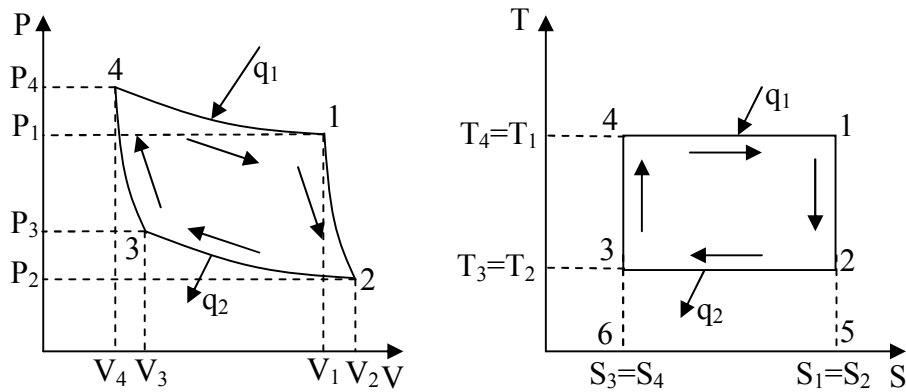
Цикл холодильної машини—обернений цикл, який зображається проти годинникової стрілки.



Термічний ККД і ХК характеризують ефективність теплових машин та термотрансформаторів.

### Цикл Карно. Теорема Карно.

У 1824 році французький інженер С.Карно вперше запропонував термодинамічний цикл ідеальної теплової машини, який неможливо здійснити в будь-якій реальній машині і який складається з двох ізотерм і двох адіабат.



Зображення циклу Карно в PV і TS-координатах.

Ділянка 1-2—адіабатний процес розширення робочого тіла (робочий процес);

2-3—ізотермічне відведення теплоти  $q_2$  від системи до нижнього джерела теплоти;

3-4—адіабатний стиск робочого тіла;

4-1—ізотермічне підведення  $q_1$  від верхнього джерела теплоти до термодинамічної системи.

Термічний ККД може бути підрахований за наступними рівняннями:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{S_{63256}}{S_{64156}}.$$

Якщо врахувати рівняння 4-1; 2-3 ізотермічного процесу, то вираз для термічного ККД циклу Карно набуде вигляду:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

де  $T_2$  – абсолютна температура теплоприймача або нижнього джерела теплоти, К;  $T_1$  – абсолютна температура тепловіддавача або верхнього джерела теплоти, К.

З попереднього рівняння і розглянутого циклу можна зробити такі висновки:

1. Термічний ККД ідеального циклу Карно залежить лише від абсолютних значень температур  $T_2$  і  $T_1$ .  $\eta_t$  зростає із збільшенням  $T_1$  і зменшенням  $T_2$ .

2.  $\eta_t < 1$ . Вся теплота  $q_1$  не може бути повністю перетворена у роботу.

3. Якщо  $T_1 = T_2$ , то  $\eta_t = 0$ . Отже, якщо всі тіла системи мають однакову температуру, то неможливе перетворення теплоти в роботу.

4. Теорема Карно. Термічний ККД не залежить від конструкції двигуна і фізичних властивостей робочого тіла, а залежить лише від значень  $T_1$  і  $T_2$ .

Важливість ідеального циклу Карно полягає в тому, що для усіх циклів реальних теплових машин він вказує на верхню межу перетворення теплоти у роботу для заданого діапазону температур  $T_1$  і  $T_2$ . Для холодильних машин, для порівняння, використовують обернений цикл Карно, перебіг якого відбувається проти годинникової стрілки, а процеси співпадають з прямим циклом Карно. Холодний коефіцієнт оберненого циклу Карно підраховується за формулою:

$$\varepsilon_k = \frac{T_2}{T_1 - T_2}.$$

Ексерсія (технічна роботоздатність)—це максимальна робота, що здійснює робоче тіло, якщо в якості нижнього джерела теплоти приймають оточуюче середовище із своєю температурою.

Ексерсія підраховується за формулою із першого закону термодинаміки:

$$\delta q = \delta h - \delta l_0 = c_p dT - V dp.$$

## Лекція 6

Реальний газ. Властивості реальних газів. Водяна пара. Термодинамічні таблиці води і водяної пари.  $P_V$  —,  $T_S$  —,  $H_S$  — діаграми водяної пари. Розрахунок термодинамічних процесів водяної пари з допомогою таблиць і  $H_S$  — діаграми.

### Реальний газ

Реальний газ—це газ, в якому враховуються сили взаємодії між молекулами і розміри самих молекул. У зв'язку з тим, що реальні гази суттєво відрізняються між собою, існує ряд рівнянь, які описують стани цих газів. Одне із головних рівнянь, що описує стан реального газу, є рівняння Ван-дер-Вальса. Воно враховує поправки на сили взаємодії між молекулами і розміри самих молекул:

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT,$$

де  $a, b$  – постійні, експериментально отримані величини, що властиві даному конкретному газу і вибираються із довідникових таблиць;  $\frac{a}{v^2}$  — поправка на сили молекулярного зчеплення.

Інертним газам властиве рівняння Бертло, що має вигляд:

$$\left(P + \frac{a}{v^2 T}\right)(v - b) = RT.$$

### Суміші газів

У переважній більшості випадків реальним робочим тілом є суміші реальних газів, наприклад, в поршневих двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) на початку циклу робочим тілом є бензиново-повітряна суміш, а в кінці—продукти згоряння. Існує три способи задавання сумішей реальних газів: масовими долями; об'ємними долями; мольними долями.

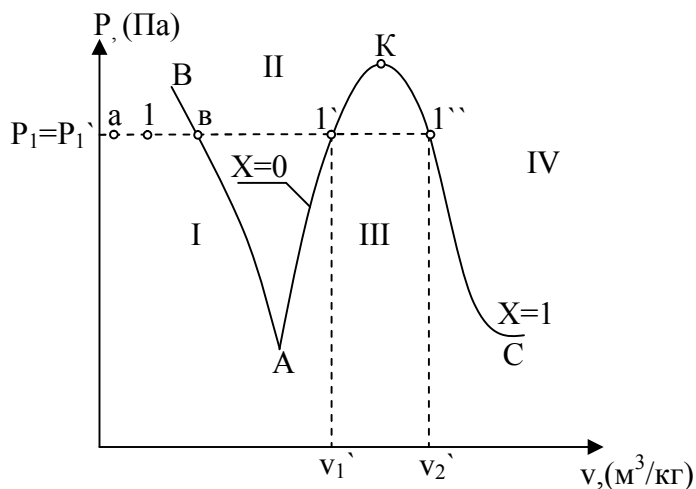
В рекомендованій літературі наводяться рівняння способів задавання сумішей, підрахунків основних параметрів сумішей ( $P, V, T$ ) та газової сталої сумішей, теплоємності сумішей. А у спеціальній літературі—інших параметрів сумішей.

### Фазова $PV$ діаграма води і водяної пари.

Найбільш розповсюдженим робочим тілом є вода і водяна пара. Близько 80% теплової і електричної енергії виробляється машинами за допомогою цього робочого тіла. На прикладі фізичних властивостей води і водяної пари в термодинаміці можна розглянути властивості усіх інших робочих тіл. Експериментально встановлено, що кожному тиску води і пари відповідає температура насичення.

Насичення води—кипіння, тобто випаровування рідини по всьому її об'єму.

Насичення пари—це коли завершується процес пароутворення і пара з вологої перетворюється у суху. Із збільшенням температури насичення води або її пари тиск, що відповідає цим температурам, зростає.



Фазова PV діаграма

I—область льоду;

II—область рідини (вода);

III—область вологої насиченої пари;

IV—область сухої перегрітої пари.

Точка А—стан речовини, який відповідає одночасному перебуванню її в трьох агрегатних станах (потрійна точка стану води):  $T_a=273,16$  К;  $P_a=750$  мм.рт.ст.; К—критична точка, в якій одночасно можуть існувати вода і водяна пара:  $t_k=374,15$  °С;  $P_k=22,129$  МПа;  $v_k=0,00326$  м<sup>3</sup>/кг. В критичному стані густина води і пари рівні.

Лінія ВА—перехід води із твердого у рідкий стан.

Лінія АК—лінія насичення води, тобто її кипіння.

Лінія КС— лінія насичення пари, завершується процес пароутворення; пара із вологої перетворилась у суху перегріту.

Для АК  $x=0$ , КС  $x=1$ , де  $x$ —ступінь сухості пари—відношення маси сухої перегрітої пари до загальної маси вологої пари, який змінюється від нуля до одиниці.

Якщо взяти стан льоду у точці 1 і підводити до нього теплоту за сталого тиску, то його температура зростатиме до досягнення параметрів, близьких ВА. При



подальшому підводі теплоти вона витратиться на фазове перетворення льоду у воду за сталої температури. При підведенні теплоти до води температура її зростатиме до досягнення стану, близького АК. На цій лінії теплота, що підводиться, буде йти на початок кипіння води (випаровування по всьому об'єму). При подальшому ж підведенні теплоти до води на лінії насичення температура не зростатиме. Теплота витратиться на пароутворення. Якщо правіше від лінії АК волога насичена пара вміщує багато крапель води (густий туман), то лівіше від КС вологої водяної пари майже немає. Пара стає сухою. На лінії КС процес пароутворення завершився і при подальшому підведенні теплоти за  $P=\text{const}$ , температура сухої перегрітої пари різко зростатиме.

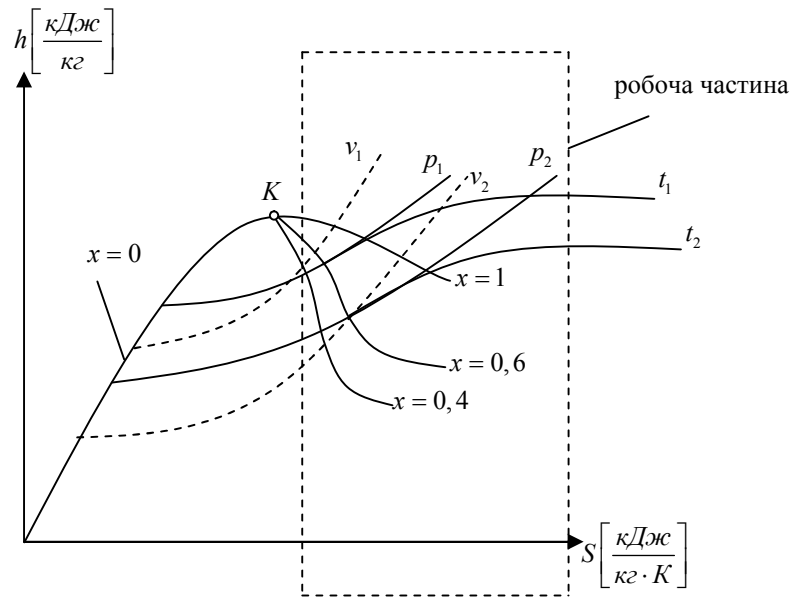
Кожній точці на лініях АК і КС відповідає стан води і водяної пари на лініях насичення за конкретних температур і тисків, з певним кроком, що зведені у таблиці термодинамічних властивостей води і водяної пари (на лініях насичення).

Таблиці є довідниковими і використовуються для інженерних розрахунків парових турбін, пароперегрівачів, конденсаторів.

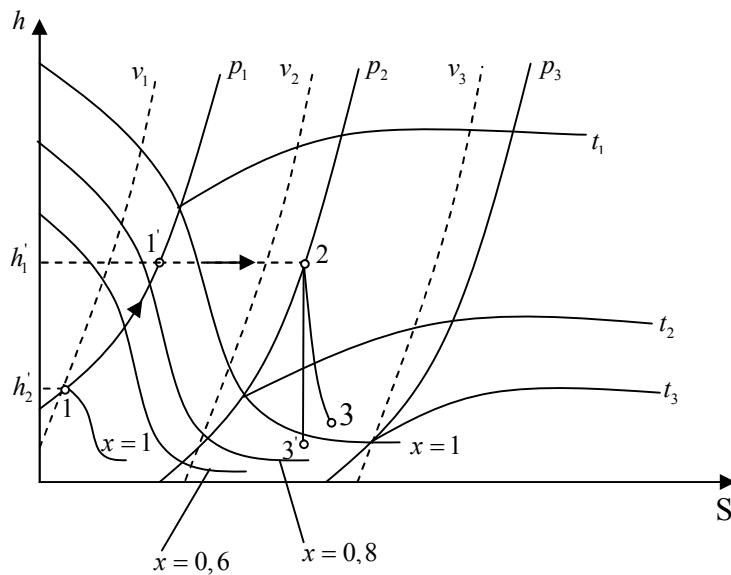
У таблиці параметри  $V', S', h'$  відносяться до води на лінії насичення,  $V'', S'', h''$ —до пари на лінії насичення.

### **hs-діаграма води і водяної пари**

Для інженерних теплових розрахунків парових процесів елементів паросилових установок застосовують hs-діаграму водяної пари. За початок координат прийнята потрійна точка стану води. Наноситься нижня і верхня граничні криві, точки (отримані з аналітичних розрахунків) сталих питомих об'ємів  $v$ , сталих тисків  $p$ , сталих температур  $t$  і сталих значень ступеня сухості пари  $x$ .



### Робоча частина діаграми



$p_1, p_2, p_3$ —лінії сталих тисків (ізобари);

$v_1, v_2, v_3$ —лінії сталих питомих об'ємів (ізохори);

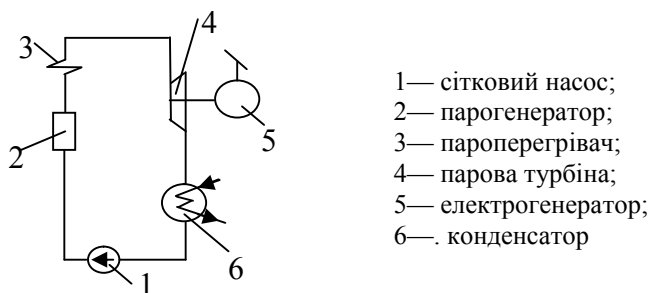
$t_1, t_2, t_3$ — температура вологої насиченої (сухої перегрітої) пари в  $^{\circ}\text{C}$ .

Зручність користування  $hs$ -діаграмою полягає в тому, що по двох відомих параметрах можна визначити місце знаходження точки і, відповідно, усі інші параметри пари, що відповідають даному її стану ( $p, v, t, h, s, x$ ).

В області вологої насиченої пари (нижче  $x=1$ ) ізобари співпадають з ізотермами, тому для визначення температури в точці 1 по ізобарі піднімаємось до  $x=1$  далі— по ізотермі відхиляємось до правого поля діаграми, де читаємо відповідну температуру.

За допомогою  $hs$ -діаграми можна розрахувати теплові потужності пароперегрівача, турбіни і конденсатора.

#### Принципова схема паросилової установки (ПСУ)



- 1— сітковий насос;
- 2— парогенератор;
- 3— пароперегрівач;
- 4— парова турбіна;
- 5— електрогенератор;
- 6— конденсатор

Отже, за допомогою діаграми можна розрахувати теплову потужність 2, 3, 4 елементів ПСУ. Процес перегріву пари в пароперегрівачі протікає при сталому тиску, створюваному сітковим насосом, і на  $hs$ -діаграмі зображається лінією 1-1'. Кількість теплоти, що підводиться до водяної пари в пароперегрівачі, еквівалентна довжині відрізка  $h_1' - h_1$ , а не площі фігури.

Процес дроселювання пари в паропроводах при її русі від 3 до 4 позначається пунктирною горизонтальною лінією при сталій ентальпії 1'-2.

Процес розширення пари в турбіні 4 відбувається по політропі 2-3, а для спрощених розрахунків його вважають адіабатним ( $S=\text{const}$ ) 2-3'.

В сучасних ПСУ використовують вторинні процеси перегріву пари і розширення пари у різних ступенях турбіни. Отже, процеси зміни стану пари відрізняються від приведених вище для елементів ПСУ.

$hs$ -діаграма є прикладною для інженерних теплових розрахунків елементів ПСУ. Аналогічним чином можна побудувати діаграму, що зв'язує основні та інші параметри стану любого іншого робочого тіла для відповідного типу машини.

## Лекція 7

Вологе повітря. Визначення поняття “вологе повітря”. Основні величини, що характеризують стан вологого повітря.  $H_d$  – діаграма вологого повітря. Розрахунок основних процесів вологого повітря в сушарках і сушильних камерах.

### Вологе повітря. $h_d$ -діаграма вологого повітря

Вологе повітря—це суміш сухого повітря і водяної пари. Оскільки повітря—це суміш, то згідно з законом Дальтона, загальний тиск суміші визначається за формулою:

$$P_{\text{вол.пов.}} = P_{\text{сух.пов.}} + P_{\text{вод.пари.}}$$

де  $P_{\text{сух.пов.}}$  – парціальний тиск сухого повітря, Па;  $P_{\text{вод.пари.}}$  – парціальний тиск водяної пари, Па.

Максимальний парціальний тиск водяної пари за даної температури називається тиском насичення і позначається  $P_s$ . Величина  $P_s$  водяної пари у вологому повітрі визначається тільки температурою суміші та не залежить від тиску суміші  $P_{\text{вол.пов.}}$ . Вологе повітря, в якому парціальний тиск пари  $P_{\text{вод.пари.}}$  менший  $P_s$ , називається ненасиченим. Якщо ненасичене вологе повітря охолоджувати при сталому тиску, то можна досягнути стану, при якому  $P_{\text{вод.пари.}} = P_s$ . Вологе повітря у такому стані називається насиченим, тобто, вологе повітря складатиметься із сухого повітря і насиченої водяної пари. Температура вологого повітря, при якій  $P_{\text{вод.пари.}} = P_s$ , називається температурою точки роси. При подальшому охолодженні насиченого повітря  $P_{\text{вод.пари.}}$  буде більшим ніж  $P_s$ , водяна пара стане вологою та почне конденсуватись (випадання роси).

Для характеристики пароповітряної суміші необхідно знати її склад. Склад суміші характеризують такі величини: абсолютна вологість повітря—це кількість водяної пари в повітрі, яка утримується в одному метрі кубічного вологого повітря і позначається:

$$D = \frac{m_{\text{вод.парі}}}{V_{\text{вол.пов.}}} = \rho_n ;$$

відносна вологість повітря— відношення дійсної абсолютної вологості до максимальної абсолютної вологості при цій температурі:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_s} \cdot 100\% ;$$

вологовміст—відношення маси водяної пари, що утримується в повітрі, до маси сухого повітря:

$$d = \frac{m_{\text{вод.парі}}}{m_{\text{сух.пов.}}} , \text{ г/кг};$$

ентальпія вологого повітря—визначається як сума ентальпій одного кілограма сухого повітря і добутку одного кілограма водяної пари на вологовміст:

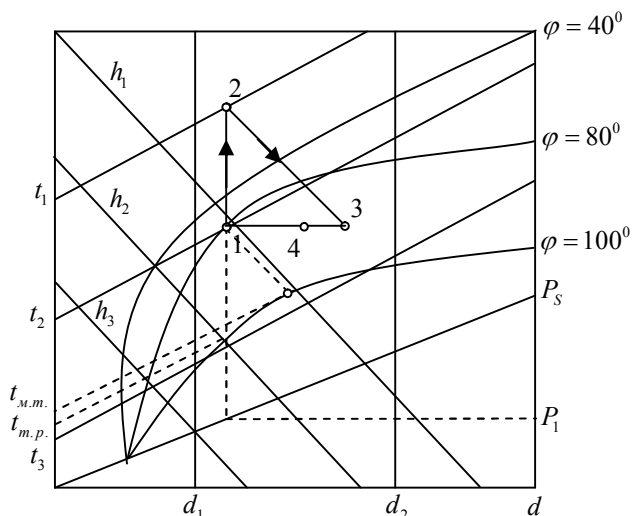
$$h = h_{\text{сух.пов.}} + h_{\text{вод.парі}} \cdot d ,$$

при практичних розрахунках:

$$h = t + (2500 + 1,9t) \cdot d .$$

На основі цього рівняння побудована  $hd$ -діаграма вологого повітря. Для практичних інженерних розрахунків термодинамічних процесів вологого повітря зручно користуватися  $hd$ -діаграмою вологого повітря.

Діаграма побудована для середнього атмосферного тиску  $P_{\text{атм.}} = 0,0991 \text{ МПа}$  та з



достатньою точністю може використовуватись для невеликих відхилень від цього

тиску і для робочих тіл—продуктів згоряння. За початок координат прийнято точку, в якій  $t = 0$  °С;  $d = 0$  г/кг;  $h = 0$  Дж/кг. На  $hd$ -діаграмі наносяться точки однакових вологовмістів, температур, ентальпій, відносної вологості, які потім сполучаються у відповідні криві.

За допомогою  $hd$  - діаграми можна виконати наступні розрахунки.

1. По двох відомих параметрах стану вологого повітря можна знайти місцезнаходження точки, а отже і інші параметри ( $h, t, \varphi, d, p_{\text{вод.пар.}}$ ), всього п'ять.

2. Для знаходження парціального тиску водяної пари необхідно із заданої точки опустити вертикальну пряму до перетину з лінією  $P_{\text{вод.пар.}}$ , з точки перетину по вертикалі пройти до правого поля діаграми, де прочитати парціальний тиск водяної пари.

3. Для кожного стану вологого повітря можна знайти температуру точки роси  $t_{m.p.}$ . Для цього з даної точки опустити вертикальну пряму до лінії  $\varphi = 100\%$ , і з точки перетину дійти по ізотермі до лівого поля діаграми. Можна визначити температуру мокрого термометра  $t_{m.m.}$ . Для цього із даної точки по ізоентальпії пройти до перетину із лінією  $\varphi = 100\%$  і далі по ізотермі до лівого поля діаграми ( $t_{m.m.} > t_{m.p.}$ ).

4. Процес підігріву повітря у калорифері зображають вертикальною прямою, направленою вгору (1-2).

5. Процес випаровування вологи із осушеного тіла, що відповідає зволоженню підігріваємого повітря зображаються ізоентальпією, направленою вниз (2-3).

6. Якщо змішати два об'єми повітря  $V_1$  і  $V_3$  із різними параметрами, то точка, що характеризує параметри суміші лежить на прямій, що з'єднує точку 1 і точку 3, і ділить цей відрізок обернено-пропорційно об'ємам складових сумішей:

$$\frac{1-4}{4-3} = \frac{V_3}{V_1}.$$

Ці переваги використовують для теплових розрахунків сушильних камер, систем вентиляцій та кондиціонування. Метою цих розрахунків є визначення кількостей повітря і теплоти.

## Лекція 8

Термодинаміка потоку. Витікання і дроселювання газів і парів. Основні положення. Рівняння витікання. Швидкість витікання і потенційна робота тіла. Критичне відношення тисків. Критичний режим. Сопла Лавалю. Розрахунок процесів витікання водяної пари з допомогою  $H_S$  – діаграми.

### Термодинаміка потоку

Витіканням називають прискорений рух газу через відносно короткі канали особливої форми –сопла. Якщо в каналах проходить збільшення тиску і зменшення швидкості руху, то такі канали називаються дифузорами. Сопла і дифузори мають звужуючу і розширюючу форми. Процеси руху газів в каналах різної форми зустрічаються при проектуванні конструкцій елементів теплових машин.

Усталений або стаціонарний рух—це рух, при якому в кожній точці простору параметри потоку газу не змінюється з часом.

Одномірний рух—рух в одному напрямку, параметри потоку змінюються лише в напрямку однієї осі  $X$ . При дослідженні одномірного руху визначають зміну тиску при зміні координати  $X$ . Для описання руху газів застосовують наступну систему алгебраїчних і диференціальних рівнянь: рівняння руху середовища; рівняння нерозривності або суцільності потоку; рівняння збереження енергії або першого закону термодинаміки; рівняння стану газу або суміші (для ідеальних—рівняння Клапейрона-Менделєєва, реальних—Ван-дер-Вальса).

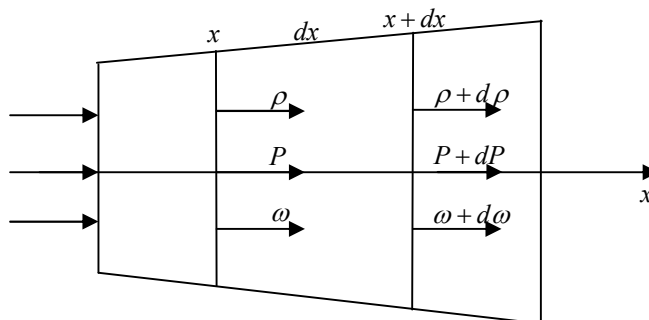
Розглянемо рівняння, за допомогою яких описується фізична модель руху середовища через канал змінної форми.

#### 1. Рівняння руху.

В це рівняння, у загальному випадку, входять такі параметри рухомого середовища: зміна тиску  $\partial P$ ; зміна швидкості  $\partial \omega$ ; зміна густини  $\partial \rho$  – в середовищі, що стискається.

Ці параметри можуть змінюватись як з часом, так і в напрямках трьох осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Але на невеликій ділянці трубопроводу з достатньою точністю можна вважати, що параметри змінюються лише вздовж осі  $X$ .

Схема зміни параметрів рухомого середовища через трубопровід змінного перерізу



Для приведенного випадку в кінцевому вигляді рівняння руху матиме наступний вигляд:

$$d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) + \frac{dP}{\rho} = 0,$$

де  $\omega, P, \rho$  – функції лише координати  $X$ . Це рівняння Бернуллі у диференціальній формі. Якщо  $\rho = const$  для нестискуваних середовищ, то, взявши інтеграл з попереднього рівняння, можна отримати остаточний вираз:

$$P + \frac{\rho\omega^2}{2} = const,$$

де  $\frac{\rho\omega^2}{2}$  – швидкісний напір.

## 2. Рівняння енергії для потоку середовища.

Виводиться на основі першого закону термодинаміки і має вигляд:

$$\delta q = \delta h - V dp .$$

З урахуванням попереднього рівняння руху це рівняння енергії може бути переписане у наступному вигляді:

$$dq = \delta h + \frac{d\omega^2}{2} .$$



Отримане рівняння енергії зручне для дослідження газових потоків, оскільки в нього входить основний параметр руху—швидкість.

### 3. Рівняння суцільності потоку.

Воно засноване на аксіомі, що через різні перерізи трубопроводу проходить одна й та ж кількість середовища (маса):

$$\rho \cdot F \cdot \omega = const ,$$

де  $\rho$ —густина середовища, кг/м<sup>3</sup>;  $F$ —площа перерізу в даному січенні, м<sup>2</sup>;  $\omega$ —швидкість середовища в даному січенні, м/с.

Для нестискуваних середовищ попереднє рівняння спрощується і має вигляд:

$$F_1 \omega_1 = F_2 \omega_2 , F \cdot \omega = const.$$

4. Рівняння стану рухомого середовища записується на основі рівняння Клапейрона-Менделєєва для ідеальних газів і на основі рівняння Ван-дер-Вальса для реальних.

В рекомендованих літературних джерелах наведені рівняння, що описують рух середовища в реальних конкретних трубопроводах із змінним перерізом елементів систем і для реальних робочих тіл. При русі середовища має місце

поняття—місцева швидкість звуку  $a = \frac{dp}{d\rho}$ .

Характеристикою рухомого середовища є число Маха, що дорівнює відношенню дійсної швидкості руху середовища до місцевої швидкості звуку в даній точці:

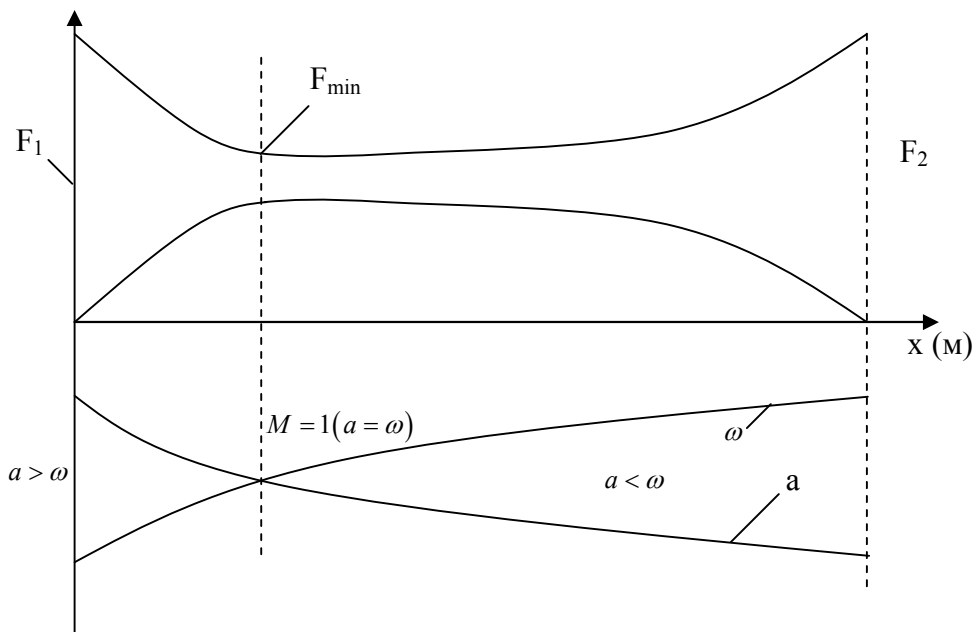
$$M = \frac{\omega}{a} .$$

### **Сопла Лаваля.**

В елементах теплових машин для збільшення швидкості витікання широко застосовують сопла Лаваля (класичне, комбіноване). Класичне сопло Лаваля в проекції на площину має різке звуження після вхідного отвору і таке ж різке розширення на невеликій довжині трубопроводу. Для комбінованого сопла Лаваля

характерне плавне розширення (кут конусності  $\sim 10-12^\circ$ ) на значно більшій довжині.

Схема сопла і графіки зміни швидкості витікання  $\omega$  і місцевої швидкості звуку  $a$



$F_1$ —площа перерізу вхідного отвору,  $m^2$ ;  $F_2$ —площа перерізу вихідного отвору,  $m^2$ ;

$F_{min}$ —мінімальна площина перерізу сопла,  $m^2$ .

У літературі наведені рівняння для визначення геометричних розмірів сопла при різних вхідних параметрах середовища ( $P, V$ ) і різних фізичних властивостях середовища.

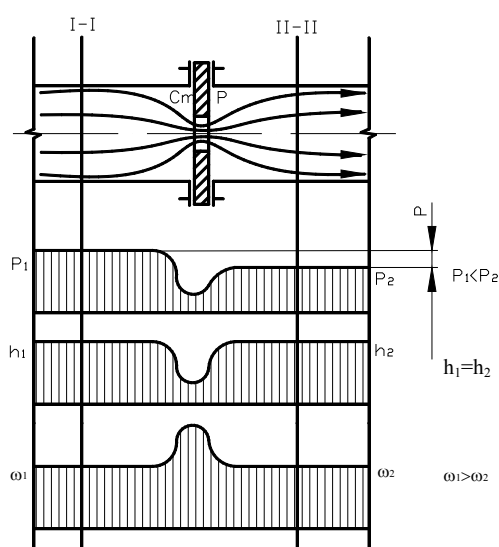
### Дроселювання газів і парів

Дроселювання—процес зміни параметрів потоку шляхом гальмування при різкому (миттєвому) звуженні у каналі. Звуження досягається встановленням у трубопроводі сопла або дросельної шайби, діаметр отвору якої вдвічі менший за діаметр трубопроводу.

Експериментально встановлено, що при проходженні середовища через різке звуження його тиск зменшується і не повертається до попереднього значення за ділянкою звуження.

Процес дроселювання має прикладне значення і покладений в основу принципу роботи витратомірів.

Схема дроселювання рухомого середовища і діаграми зміни тиску, швидкості та ентальпії.



Якщо ентальпія і швидкість руху в першому і другому перерізах рівні, то тиск дещо зростає після звуження, але не повертається до попереднього значення. Цю різницю можна виміряти, під'єднавши дифманометр (U- подібну трубку) до звуження і по значенню  $\Delta P$  за ним, визначити швидкість руху середовища.

Процес дроселювання широко використовується в термотрансформаторах (холодильна машина, тепловий насос).

Це явище використовується в пристрої—дросельний вентиль для зменшення тиску і конденсації робочого тіла (зменшення температури).

Через свою незворотність процес дроселювання на діаграмах у технічній термодинаміці позначається пунктирною лінією.

## Лекція 9

Процеси стиску газів в компресорах. Класифікація компресорів і принцип дії. Індикаторна діаграма. Термодинамічний аналіз процесів у компресорах. Повна робота, затрачена на привід компресора. Багатоступінчастий стиск. Зображення термодинамічних процесів, що відбуваються у компресорах в  $P_V$  – і  $T_S$  – діаграмах.

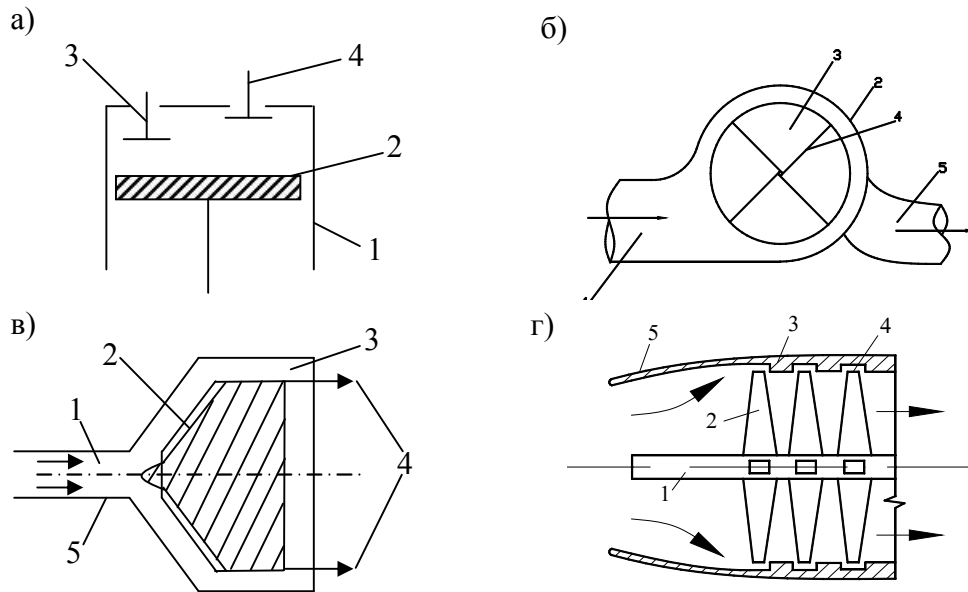
### Машини для стиску та розширення газів

Компресор—машина для стиску газу і детандер—машина для розширення газу.

Принципи дії, конструкція і особливості цих машин подібні, тому детально розглянемо компресори.

Залежно від принципу стиску газу усі компресори діляться на два типи. До першого типу (квазістатичний стиск) відносяться поршневі та ротаційні, в яких із стиском газу відбувається зменшення його об'єму. До другого типу відносять компресори (динамічний стиск) відцентрові та осьові, в яких на початку газіві надається кінетична енергія, що далі переходить у енергію стиску.

Принципи дій поршневого, ротаційного, відцентрового  
та осьового компресорів



а) поршневий компресор: 1– циліндр; 2– поршень; 3– всмоктувальний клапан; 4– нагнітаючий клапан.

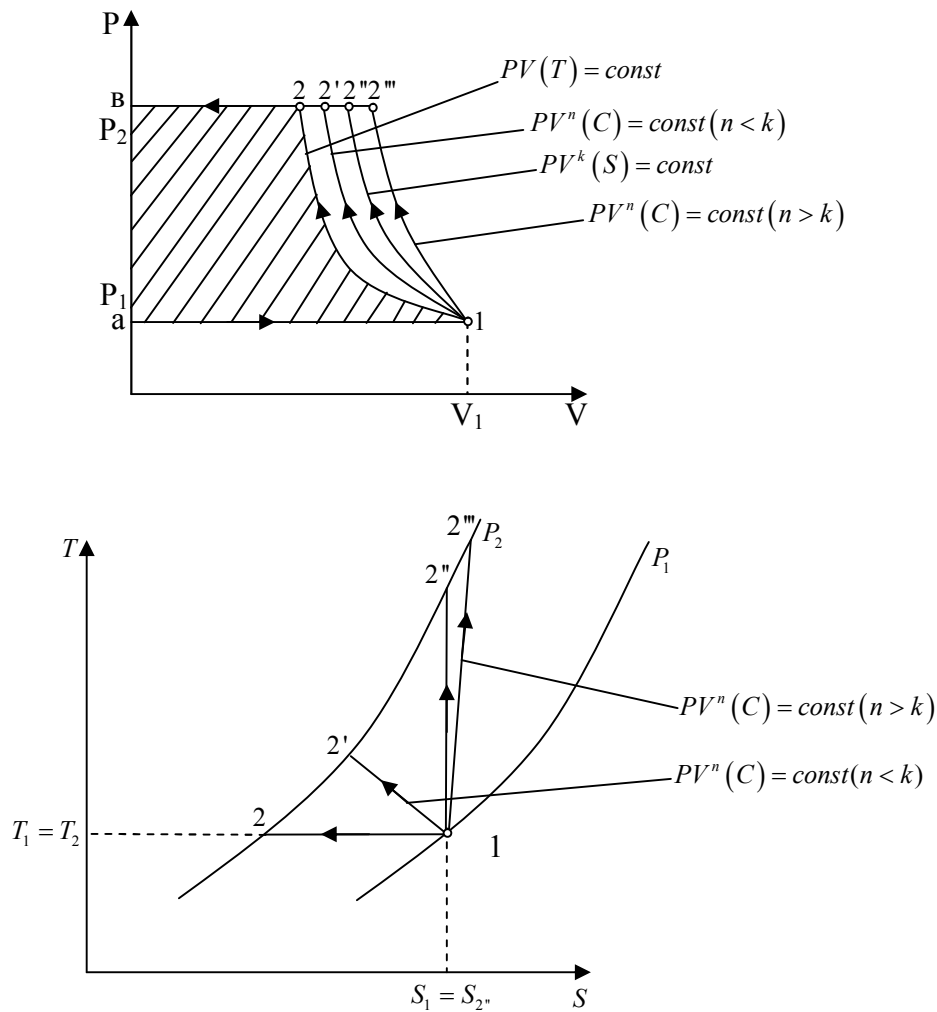
б) ротаційний компресор: 1– вхідний патрубок; 2– корпус; 3– ротор; 4– пластини; 5– вихідний патрубок.

в) центробіжний компресор: 1–вхідний патрубок; 2– робоче колесо з робочими лопатками; 3– дифузори; 4– вихідні патрубки; 5– корпус.

г) осьовий компресор: 1– ротор; 2– лопатки на роторі; 3– ряди нерухомих лопаток на статорі; 4– корпус; 5– вхідний патрубок.

### **Одноступінчастий поршневий компресор. Дійсна індикаторна діаграма.**

Процес стиску газу, залежно від умов теплообміну з оточуючим середовищем, може відбуватись по ізотермі, адіабаті і політропі. В даному випадку розглядаємо стиск газу в ідеальному компресорі: коли геометричний об'єм циліндра компресора дорівнює його робочому об'єму; відсутнє тертя поршня об стінки циліндра таким чином, що затрати роботи на тертя дорівнюють нулю; відсутні втрати роботи на дроселювання газу в клапанах 1,2. Тоді, ці процеси стиску газу у компресорі виглядатимуть на  $PV$  і  $TS$ - діаграмах наступним чином



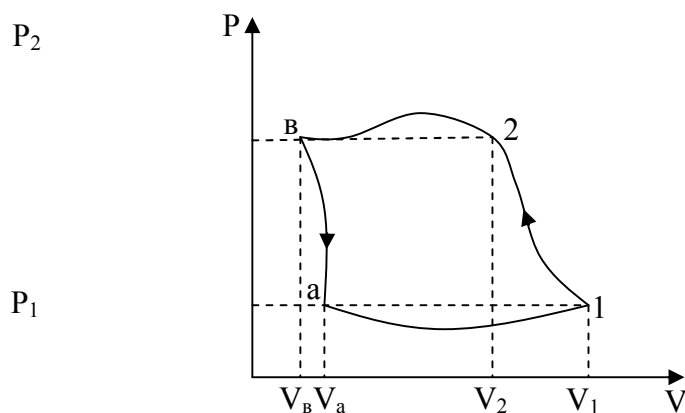
Ділянка а-1—ізобарне всмоктування газу через клапан 3 із зростанням його об'єму до  $V_1$ . Стиск газу може відбуватися по ізотермі 1-2, політропі 1-2', при цьому показник політропи  $n$  менший за  $k$  (показник адіабати), по адіабаті 1-2'' і далі по політропі 1-2''' ( $n > k$ ). Стиск газу в охолоджуваному компресорі близький до політропи 1-2', а стиск газу в неохолоджуваному компресорі близький до політропи 1-2'''. Ділянка 2-в—ізобарний випуск стисненого газу через нагнітаючий клапан 4 в мережу високого тиску споживача або резервуар.

Робота, що затрачається ззовні на стиск, найменша для випадку стиску газу по ізотермі 1-2 і еквівалентна площі фігури  $a12ва$ .

Найбільша робота, затрачена на стиск одного кілограма газу, буде для неохолоджуваних компресорів і еквівалентна площі фігури  $a12'''ва$ .

Реальний процес стиску газу в одноступінчастому поршневному компресорі необхідно наближувати до ізотерми 1-2.

Дійсна індикаторна діаграма одноступінчастого компресора за відсутності припущень (наявність шкідливого об'єму, затрати роботи на дроселювання у клапанах і затрати роботи на тертя) виглядатиме наступним чином:



Площа фігури, що знаходиться над ізобарою  $P_2$  і під ізобарою  $P_1$ , еквівалентна втратам на дроселювання газу у клапанах 4 і 3 відповідно.

$V_b$ —шкідливий об'єм, що не використовується конструкцією через відкривання клапана 3.

Характеристикою ефективності стиску газу в охолоджуваному компресорі є ізотермічний ККД, що підраховується з рівняння:

$$\eta_t = \frac{\delta l_{0\text{ізотер.}}}{\delta l_{0\text{стиску}}} = \frac{S_{a12\epsilon}}{S_{a12'\epsilon}}, \%$$

Показником стиску газу в неохолоджуваному компресорі є адіабатний ККД:

$$\eta_{ад.} = \frac{\Delta l_{0\text{адіаб.}}}{\Delta l_{0\text{стиску}}} = \frac{S_{a12''\epsilon}}{S_{a12'''\epsilon}}, \%$$

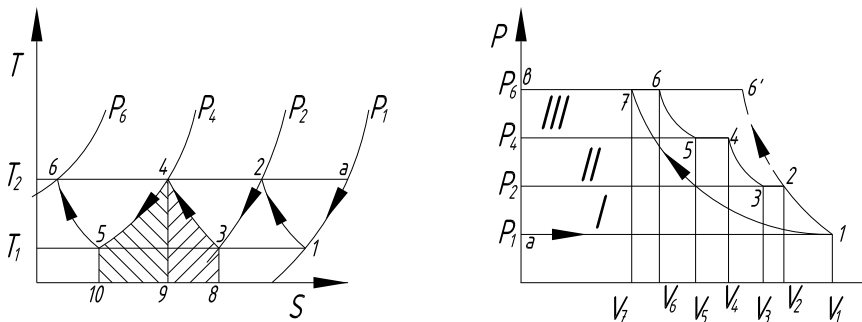
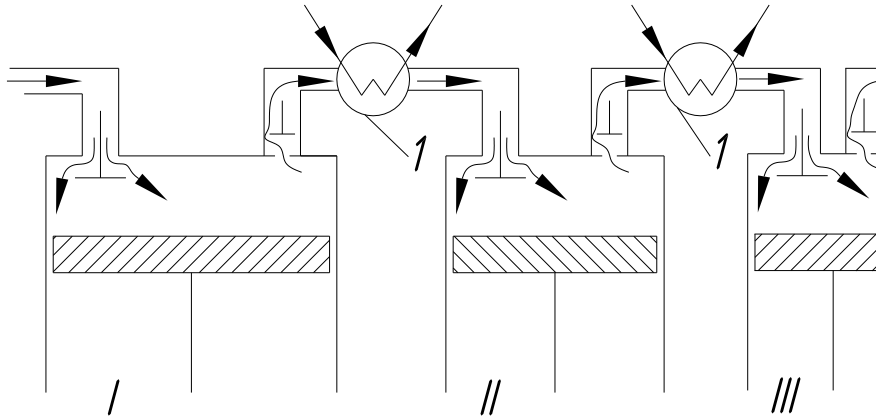
Кількість теплоти, що відводиться від одного кілограма стискуваного газу, можна підрахувати за формулою (відсутнє тертя):

$$\delta q = c_p \frac{k-n}{n-1} (T_1 - T_2) .$$

У рекомендованій літературі наводяться рівняння для визначення роботи, затраченої ззовні на стиск для різних процесів стиску за різних вхідних даних.

## Багатоступінчастий поршневий компресор

Принципова схема. Теоретична індикаторна діаграма в PV і TS- координатах трьохступінчастого охолоджуваного компресора



I, II, III—перша, друга і третя ступені трьохступінчастого компресора.

1—проміжні холодильники.

а-1—ізобарне всмоктування газу в першій ступені компресора;

1-2—політропний стиск газу в першій ступені;

2-3—ізобарне охолодження газу в першому проміжному холодильнику;

3-4— політропний стиск в другій ступені;

4-5—ізобарне охолодження в другому проміжному холодильнику;

5-6— політропний стиск в третій ступені;

6-в—ізобарне нагнітання стиснутого газу в резервуар високого тиску або мережу;



1-7—ізотермічне стискування газу в уявному ідеальному компресорі від  $P_1$  до  $P_6$ ;

1-6'— політропний стиск газу у компресорі в таких же межах тиску від  $P_1$  до  $P_6$ .

Робота, що затрачається ззовні на стиск газу в ізотермічному процесі, є найменшою і еквівалентна  $S_{a176a}$  :

$$\delta l_{0\text{ізотер.}} : S_{a176a} .$$

Робота, що підводиться ззовні на стиск газу в трьохступінчастому компресорі з проміжними холодильниками еквівалентна  $S_{a1234566a}$  .

Стиск газу в компресорі без проміжних холодильників є найменш ефективним, тому що робота, яка підводиться ззовні на стиск є найбільшою і еквівалентна площі  $S_{a16'6a}$  . Таким чином використання в конструкції проміжних холодильників дає економію роботи, яка підводиться ззовні і еквівалентна площі  $S_{234566'2}$  і наближає реальний процес стиску до ідеального ізотермічного 1-7.

В TS- координатах площа фігури  $S_{83498}$  еквівалентна кількості теплоти, яку отримує газ при його стисненні в другій східці на ділянці 3-4, а площа фігури  $S_{945109}$  еквівалентна кількості теплоти, що відведена від газу в другому проміжному холодильнику при ізобарному охолодженні 4-5.

Робота, що підводиться ззовні для стиску на всіх ділянках і кількість теплоти, що виділяється при стиску і відводиться в проміжному холодильнику обчислюються, відповідно, за загальними формулами з понять роботи і теплоти.

В рекомендованій літературі наводяться рівняння для підрахунків теплоти і роботи для різних процесів і різних вхідних даних.

## Лекція 10

Цикли двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Принцип дії поршневих ДВЗ із підведенням теплоти при сталому тиску, сталому об'ємі та із змішаним підведенням теплоти.

## Цикли теплових двигунів. Цикли поршневих ДВЗ.

Усі теплові двигуни поділяються на два основні типи:

1. Двигуни внутрішнього згорання. В яких паливно-повітряна суміш згоряє всередині двигуна (робочої машини), безпосередньо перед процесом розширення. До них відносяться поршневі, газотурбінні, реактивні.

2. Теплові двигуни із зовнішнім згоранням паливно-повітряної суміші або підведенням теплоти: ПСУ, що встановлюють на теплових електричних станціях, АТЕС, ТЕЦ, АТЕЦ і т.д. та двигуни Стірлінга.

Поршневі ДВЗ мають ряд переваг перед іншими двигунами—малі геометричні розміри і маса у порівнянні з ПСУ, вища температура верхнього джерела теплоти, тобто ширший діапазон температур робочого тіла, а отже, і вищий термічний ККД.

В основі принципу дії поршневого ДВЗ є перетворення зворотно-поступального руху поршня за допомогою кривошипно-шатунного механізму в обертальний рух вала.

Метою термодинамічного аналізу циклу будь-якого теплового двигуна є визначення величин, які безпосередньо впливають на термічний ККД даного двигуна, виявлення параметрів, що впливають на зміну термічного ККД і внесення подальших конструкційних вдосконалень для зміни усіх параметрів і підвищення загального ККД.

При термодинамічному аналізі також визначають середній індикаторний тиск робочого тіла в процесі виконання ним циклу, що підраховується за формулою:

$$P_u = \frac{\delta l_u}{V_1 - V_2},$$

де  $V_1$  і  $V_2$  — початковий і кінцевий об'єми робочого тіла, м<sup>3</sup>;  $\delta l_u$  — питома зовнішня корисна робота, виконана двигуном за цикл, Дж/кг.

Також визначається зовнішня корисна робота, що підраховується за такими загальними залежностями:

$$\delta l_u = q_1 \cdot \eta_t = q_1 - q_2,$$

де  $q_1$  – кількість підведеної до двигуна теплоти за цикл від верхнього джерела теплоти, Дж/кг;  $\eta_i$  – термічний ККД даного двигуна за цикл;  $q_2$  – кількість відведеної теплоти від двигуна до нижнього джерела теплоти, Дж/кг.

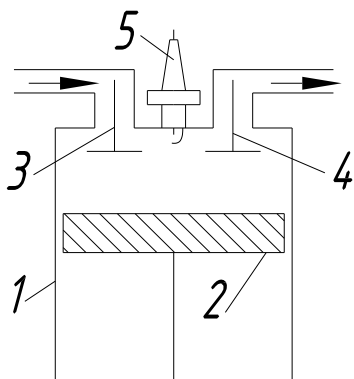
## Лекція 11

Термодинамічний аналіз циклів ДВЗ з ізохорним, ізобарним і змішаним підведенням теплоти. Методи підвищення термодинамічного ККД циклів ДВЗ.

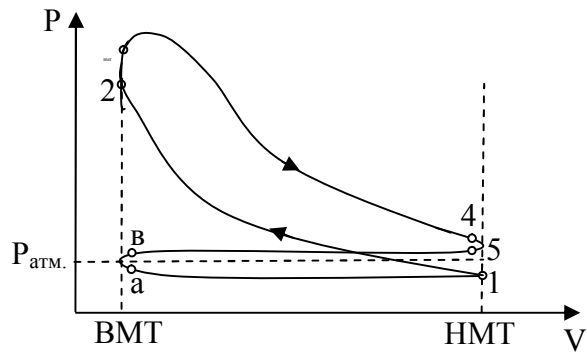
### Термодинамічний аналіз поршневого ДВЗ з підведенням теплоти при сталому об'ємі (цикл Отто, цикл бензинового двигуна).

Принципова схема та індикаторна діаграма.

У 1867р. німецький механік Ніколаус Отто запропонував конструкцію і цикл ДВЗ з попереднім стиском горючої суміші в циліндрі, що дало змогу суттєво покращити ККД.



- 1—циліндр;
- 2—поршень;
- 3—впускний клапан;
- 4—випускний клапан;
- 5—електрична свічка.



а-1—ізобарний впуск паливно-повітряної суміші через відкритий впускний клапан 3 в циліндр, в тому числі за рахунок тиску  $P_{\text{атм.}}$ . При цьому поршень рухається із ВМТ до НМТ;

1-2—політропний стиск паливно-повітряної суміші до досягнення температури, нижчої від температури самозаймання палива.

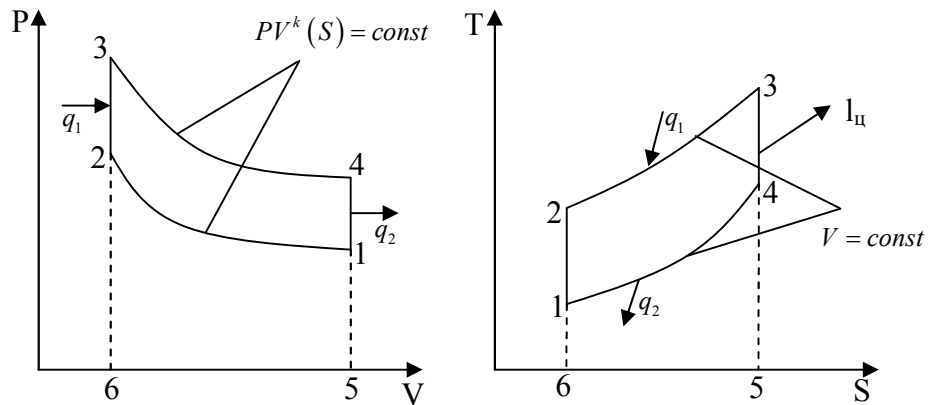
2-3—ізохорне (миттєве) згоряння паливно-повітряної суміші від електричної свічки;

3-4—політропне розширення продуктів згоряння (поршень рухається із ВМТ у НМТ)—робочий хід;

4-5—ізохорне, майже миттєве, відведення теплоти  $q_2$  з продуктами згоряння через відкритий випускний клапан 4;

5-в—повне ізобарне очищення циліндра від продуктів згоряння при русі поршня з НМТ у ВМТ і відкритому клапані 4;

в-а—ізохорне закриття клапана 4 і відкриття клапана 3.



Аналіз циклу в PV і TS координатах

1-2—адіабатний стиск робочого тіла, що відповідає стиску паливно-повітряної суміші в циліндрі по політропі;

2-3—ізохорне підведення теплоти  $q_1$ , що відповідає миттєвому згорянню паливно-повітряної суміші, підпаленої від електричної іскри, в реальному двигуні;

3-4—адіабатне розширення робочого тіла, що відповідає робочому ходу;

4-1—ізохорне відведення теплоти  $q_2$  з продуктами згорання в оточуюче середовище.

Цей цикл характеризується наступними параметрами.

1. Ступінь адіабатного стиску:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}.$$

Параметр  $\varepsilon$  відповідає конкретному конструкційному параметру двигуна—ступеню стиску, який для реального бензинового двигуна складає 7-16. Це число для двигуна обмежене температурою самозаймання паливно-повітряної суміші і залежить від антидетонаційних властивостей палива.

2. Ступінь підвищення тиску:

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2}.$$

$\lambda$  змінюється в межах від 1,2 до 1,8. При термодинамічному аналізі циклів визначають  $\eta_i$ , вплив величин  $\varepsilon$  та  $\lambda$  на його ріст для подальшого аналізу, з метою підвищення цих величин і відповідною зміною в конструкції двигуна.

$\eta_t$  визначається з наступних рівнянь:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де  $q_2 = C_v(T_4 - T_1)$ ,  $q_1 = C_v(T_3 - T_2)$ .

З урахуванням рівнянь параметрів циклу ( $\varepsilon, \lambda$ ) і рівнянь 1-2 і 3-4 адіабатного процесу можна отримати вираз для  $\eta_t$  в наступному вигляді:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

де  $k$  – показник адіабати робочого тіла.

З останнього виразу можна зробити наступні висновки.

1.  $\eta_t$  залежить від ступеня стиску  $\varepsilon$  (конструкцій двигуна) і показника адіабати  $k$  (властивостей робочого тіла).
2. Із зростанням  $\varepsilon$  зростає  $\eta_t$ , але при досягненні  $\varepsilon = 10-12$ , зростання  $\eta_t$  зменшується.

При досягненні  $\varepsilon > 12$  можлива детонація двигуна. Детонація—некерований процес згоряння паливно-повітряної суміші, який є вибухоподібним, тобто згоряння починається не від електричної свічки, а від температури паливно-повітряної суміші, що перевищує температуру самозаймання палива ще до приходу поршня у ВМТ. При цьому падає потужність, швидко виходять з ладу конструкційні елементи і зростають витрати палива.

За допомогою PV- і TS- діаграм ( площ фігур на них ) можна обчислити роботу, затрачену на стиск (  $\delta l_{cm.} : S_{51265}$  ), роботу, отриману при розширенні (  $\delta l_{розш.} : S_{63456}$  ), а  $S_{12341}$  приблизно рівна зовнішній корисній роботі, виконаній двигуном за циклом (  $\delta l_y : S_{12341}$  ).

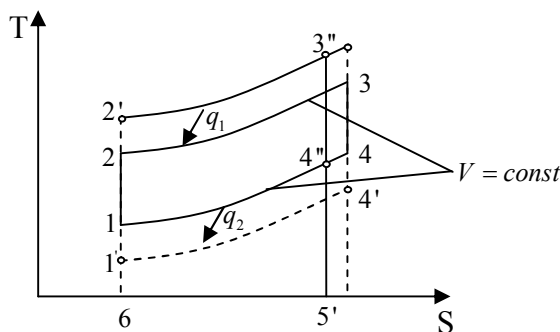
Термічний ККД можна підрахувати за допомогою площ фігур в TS- координатах .

$$q_2 : S_{61546}, q_1 : S_{62356}$$

$S_{12341}$  – еквівалентна корисно використаній теплоті в даному циклі.

Існують наступні методи підвищення  $\eta_i$ : зменшення кількості відведеної теплоти  $q_2$  без зміни підвищення теплоти  $q_1$ ; збільшення кількості теплоти  $q_1$  без зміни відведеної теплоти  $q_2$ ; одночасне збільшення  $q_1$  і зменшення  $q_2$ .

Розглянемо методи підвищення термічного ККД на TS-діаграмі.



Для зменшення  $q_2$  необхідно понизити температуру робочого тіла в кінці адіабатного процесу розширення, тобто більше охолодити робоче тіло після робочого ходу. Кількість відведеної теплоти  $q_{2'} < q_2$ ,  $q_{2'} : S_{61'4'56}$ .

В реальних двигунах зниження  $q_2$  досягається наступними конструкційними змінами—використанням теплоти продуктів згорання для підігріву паливно-повітряної суміші перед впуском.

Для підвищення  $q_1$  необхідно підвищити температуру  $T_2$  робочого тіла в кінці стиску, тоді  $q_{1'} > q_1$ ,  $q_{1'} : S_{62'3'56}$ . Підвищення  $q_1$  в основному зумовлене підвищенням температури в кінці стиску, а отже, підвищенням ступеня стиску  $\varepsilon$ .

Одночасне збільшення  $q_1$  і зменшення  $q_2$  може досягатись наступним перерозподілом площ фігур в TS-координатах. Наприклад, найвища температура робочого тіла  $3'$  дещо зменшується до  $3''$ , тоді кількість підведеної теплоти  $q_{1''} : S_{62'3''5'6}$ , ( $q_{1''} > q_1$ ). Кількість відведеної теплоти  $q_2$  стає дещо меншою.  $q_{2''} : S_{614''5'6}$ , ( $q_{2''} < q_2$ )

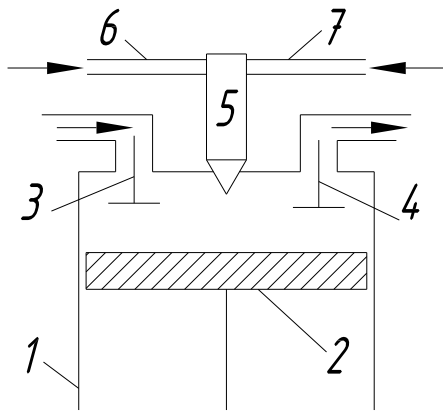
Середній індикаторний тиск і зовнішню корисну роботу підраховують за такими загальними формулами:

$$P_u = l_u \cdot \eta_t = l_u \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right), \quad l_u = \frac{P_u}{V_1 - V_2}.$$

**Цикл поршневого ДВЗ з підведенням теплоти при  $P = const$  . Цикл Дизеля  
(компресорного дизельного двигуна)**

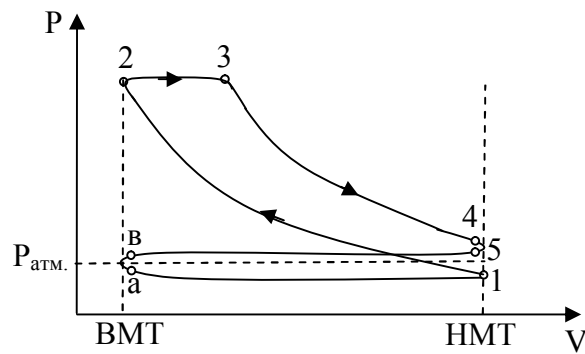
Принципова схема та індикаторна діаграма

Ідея циклу двигуна Дизеля полягає в роздільному стиску повітря і палива, що сприяє зростанню ступеня стиску  $\varepsilon$ , а отже, збільшенню термічного ККД і підвищенню ефективності двигуна.



- 1— циліндр;
- 2— поршень;
- 3— впускний клапан;
- 4— випускний клапан;
- 5— форсунка;
- 6— канал підведення палива до форсунки;
- 7— канал підведення до форсунки стиснутого повітря від компресора.





в-1—ізобарний впуск по-вітря через впускний клапан 3 при русі поршня 2 із ВМТ до НМТ;

1-2—політропний стиск по-вітря до температури, біль-шої за температуру само-займання палива;

2-3—ізобарне повільне утворення паливно-повітряної суміші та її згоряння при подачі попередньо стиснутого компресором повітря, яке розпилює паливо. В точці 2—робоче тіло повітря, в точці 3—продукти згоряння (змінюються фізико-хімічні властивості робочого тіла);

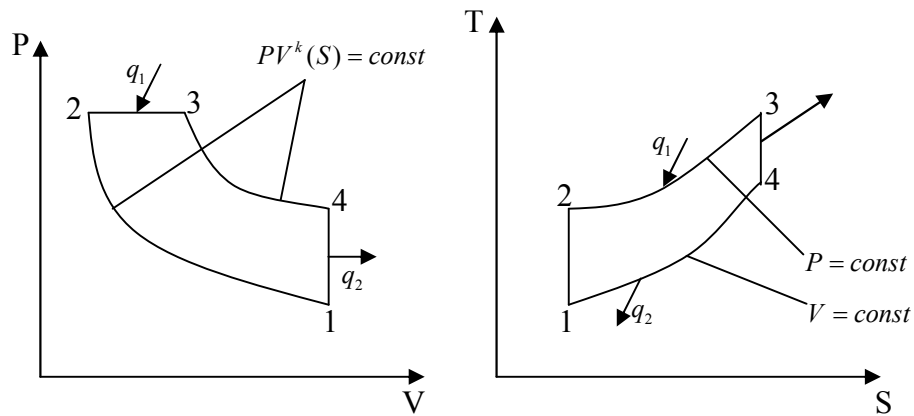
3-4—продовження робочого ходу, політропне розширення робочого тіла;

4-5—ізохорне відведення теплоти  $q_2$  з продуктами згоряння через випускний клапан 4;

5-а—повне очищення циліндра від продуктів згоряння через клапан 4 при русі поршня із НМТ до ВМТ;

а-в—ізохорне закриття клапана 4 і відкриття клапана 3.

### Аналіз циклу в PV-і TS-діаграмах



1-2—адіабатний стиск робочого тіла; 2-3—ізобарне підведення теплоти  $q_1$ ; 3-4—адіабатне розширення робочого тіла; 4-1—ізохорне відведення теплоти  $q_2$ .

Цикл характеризують наступні параметри.

1. Ступінь адіабатного стиску:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}.$$

2. Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{V_3}{V_2}.$$

3. Ступінь адіабатного розширення:

$$\delta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}.$$

Термічний ККД підраховується наступним рівнянням:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де  $q_2 = c_v (T_4 - T_1)$ ,  $q_1 = c_p (T_3 - T_2)$ .

З урахуванням параметрів циклу  $(\varepsilon, \rho, \delta)$ , а також рівнянь 1-2 і 3-4 адіабатного процесу, отримаємо вираз для термічного ККД в остаточному вигляді:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} (\rho - 1)},$$

де  $k$  — показник адіабати робочого тіла, який характеризує параметри робочого тіла.

Аналогічно, як і при аналізі циклу поршневого ДВЗ з підведенням теплоти при сталому об'ємі, можна обчислити  $\eta_i$  за допомогою площ фігур в TS-координатах, а також підрахувати зовнішню корисну роботу, виконану двигуном за цикл з допомогою площ фігур у PV-координатах.

Існують наступні методи підвищення  $\eta_i$ : збільшення кількості теплоти  $q_1$  без зміни  $q_2$ ; зменшення  $q_2$  без зміни  $q_1$ ; одночасне збільшення  $q_1$  і зменшення  $q_2$ .

При термодинамічному аналізі обчислюється середній індикаторний тиск робочого тіла за цикл і зовнішня корисна робота, виконана двигуном за цикл за наступними формулами:

$$P_u = \frac{l_u}{V_1 - V_2}; \quad l_u = \eta_i \cdot q_1.$$

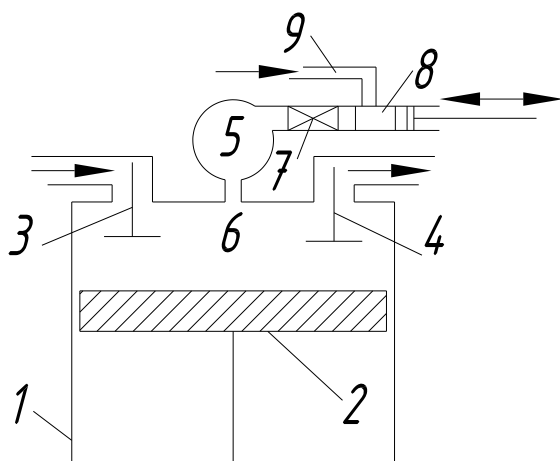
За допомогою PV- і TS-координат можна порівняти цикли поршневих ДВЗ з підведенням теплоти при  $V = const$  і  $P = const$  для однакових вхідних даних. Наприклад, коли температури в точці 2 для двох циклів однакові, або коли температури в точці 3 для двох циклів однакові.

### **Цикл поршневого ДВЗ із змішаним підведенням теплоти (цикл Трінклера)**

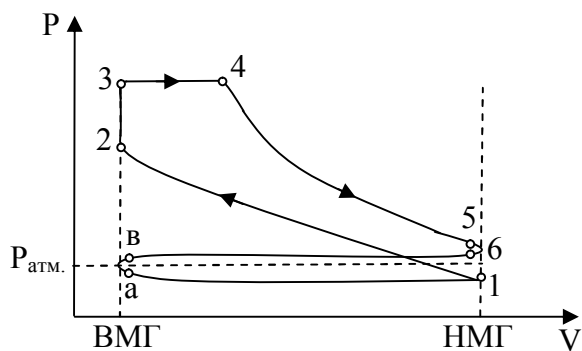
Принципова схема та індикаторна діаграма.

У 1904р. російський вчений Густав Васильович Трінклер запропонував цикл ДВЗ із механічним способом подачі палива у передкамеру 5 за допомогою спеціального поршенька 8. Це дало змогу позбавитись громіздкого компресора і додатково покращити показники циклу.

Проведені у німецькому місті Ганновер випробування, за участі професора Майера, продемонстрували специфічні особливості перебігу циклу, відмінні від вищевказаних циклів.



- 1—циліндр;
- 2—поршень;
- 3—впускний клапан;
- 4—випускний клапан;
- 5—передкамера;
- 6—з'єднувальний канал;
- 7—сопло Лавалля (розпилювач);
- 8—поршень подачі палива;
- 9—канал підведення палива.



- а-1—ізобарне розширення повітря (заповнення через відкритий клапан 3);
- 1-2—політропний стиск повітря до температури, що перевищує температуру самозаймання палива;
- 2-3—ізохорне підведення частини теплоти  $q_1$ , що відповідає інтенсивному змішуванню і частковому миттєвому згорянню палива у передкамері 5;
- 3-4—ізобарне підведення решти теплоти  $q_1$ , що відповідає згорянню паливно-повітряної суміші в камері згорання на початку робочого ходу, при русі поршня із

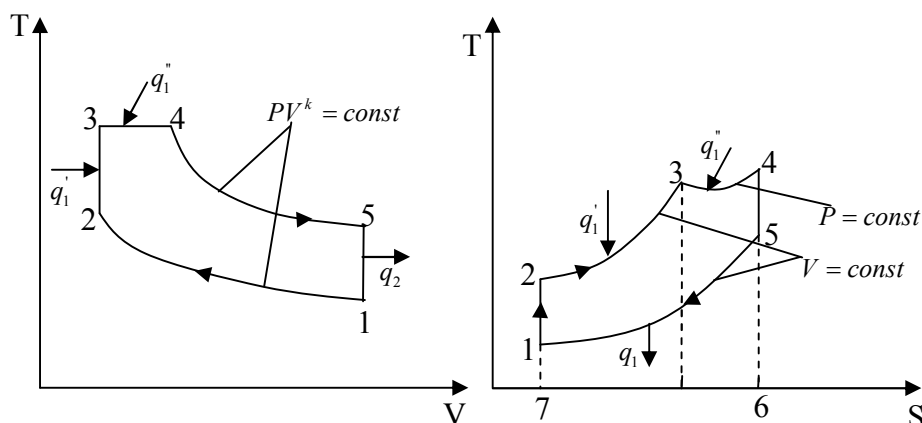
ВМТ до НМТ. В точці 2 робоче тіло—повітря; в точці 3—суміш палива, повітря і продуктів згоряння; в точці 4—продукти згоряння;

4-5—політропне розширення продуктів згоряння або продовження робочого ходу;

5-6—ізохорне відведення теплоти  $q_2$  з продуктами згоряння через клапан 4.

6-в—повне очищення циліндра від продуктів згоряння при русі поршня із НМТ до ВМТ;

в-а—ізохорне закриття клапана 4 і відкриття клапана 3.



### Термодинамічний аналіз циклу PV та TS-координатах

1-2—адіабатний стиск робочого тіла; 2-3—підведення  $q_1$ , при  $V = const$ ;

3-4—підведення  $q_1$ , при  $P = const$ ; 4-5—адіабатне розширення робочого тіла;

5-1—відведення  $q_2$  при  $V = const$ .

Параметри циклу:

1. Ступінь адіабатного стиску:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_5}{V_3}.$$

2. Ступінь підвищення тиску:

$$\rho = \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_3}{P_2}.$$

3. Ступінь попереднього розширення:

$$\lambda = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2}.$$

4. Ступінь адіабатного розширення:

$$\delta = \frac{V_5}{V_4} = \frac{V_1}{V_4}.$$

Термічний ККД підраховують із наступних рівнянь:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1 + q_1'}, \quad q_2 = C_v (T_5 - T_1), \quad q_1' = C_v (T_3 - T_2), \quad q_1 = C_p (T_4 - T_3).$$

З урахуванням рівнянь параметрів циклу і 1-2 та 4-5 адіабатного процесу можна отримати вираз для термічного ККД у кінцевому вигляді:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda (\rho - 1)}.$$

$\eta_t$  зростає із збільшенням  $\varepsilon, k, \lambda$  та зменшенням  $\rho$ .

Для таких двигунів, як правило, приймається  $\varepsilon = 14-22$ ;  $\lambda = 1,2-1,7$ ;  $\rho = 1,1-1,5$ .

$\eta_t$  можна підрахувати за допомогою площ фігур в TS-координатах по формулі:

$$\eta_t = \frac{S_{123451}}{S_{723467}}$$

Існують наступні методи підвищення  $\eta_t$ : збільшення  $q_1$  без зміни  $q_2$ ; зменшення  $q_2$  без зміни  $q_1$ ; одночасне збільшення  $q_1$  і зменшення  $q_2$ .

Підрахувати середній індикаторний тиск і зовнішню корисну роботу, виконану двигуном за циклом можна з допомогою приведених вище відповідних рівнянь.

Доцільно порівняти цикли поршневих ДВЗ з підведенням теплоти при  $V = \text{const}$ , при  $P = \text{const}$ , та при  $P = \text{const}$  і  $V = \text{const}$  для однакових вхідних даних.

## Лекція 12

Цикли газотурбінних установок (ГТУ) і паросилових установок (ПСУ). Принцип дії ГТУ. Цикли ГТУ з ізобарним підведенням теплоти. Загальні відомості про цикли реактивних двигунів. Цикл Ренкіна і його термодинамічний аналіз.

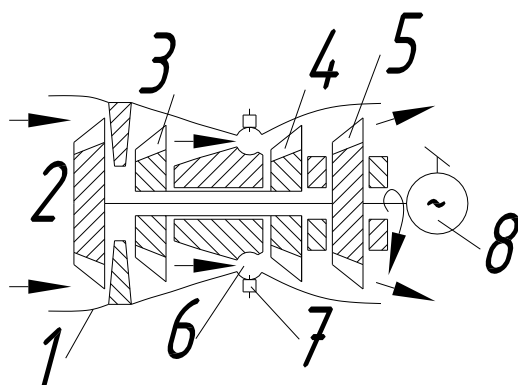
### Цикли газотурбінних установок (ГТУ)

Принципова схема і зображення циклу в PV і TS-координатах з підведенням теплоти при  $P = \text{const}$ .

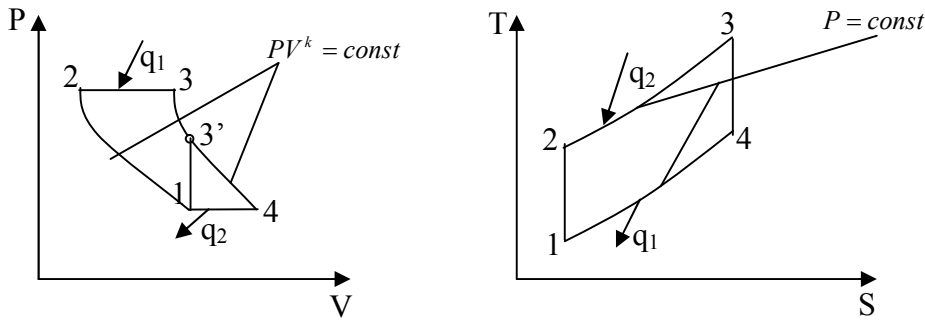
Принцип роботи ГТУ полягає у використанні в якості робочого тіла горючих газів, кінетична енергія потоку яких використовується для обертання турбіни. На теперішній момент часу переважного застосування набули так звані „багатовальні ГТУ”. Завдяки цьому, ГТУ ефективніша від поршневого ДВЗ тим, що в ній адіабатне розширення продуктів згоряння більш глибоке— до тиску оточуючого середовища.

ГТУ набули переважного застосування в авіації, де вони використовуються у двохконструктивному виконанні: турбогвинтові двигуни (ТГД), коли потужність, знята з турбіни, передається на гвинт (пропелер); газотурбінні двигуни (ГТД), коли турбіна використовується лише на привід компресора, з метою створення потужного реактивного струменя горючих газів.

Якщо порівняти ГТУ з поршневим ДВЗ ( $P=\text{const}$ ), то ГТУ ефективніша, тому що відведення теплоти здійснюється по ізобарі 4-1, а отже, отримується додаткова зовнішня корисна робота, еквівалентна  $S_{13'41}$  в  $PV$ -координатах.



- 1—корпус;
- 2—компресор низького тиску;
- 3—компресор високого тиску;
- 4—турбіна високого тиску;
- 5—турбіна низького тиску;
- 6—камера згоряння;
- 7—паливна форсунка;
- 8—електрогенератор.



Ефективність ГТУ визначається термічним ККД, що підраховується за загальною формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де  $q_2$  – кількість теплоти, що відводиться з відпрацьованими газами в оточуюче середовище при атмосферному тиску, Дж/кг;  $q_1$  – кількість теплоти, що підводиться до ГТУ у процесі згоряння в камері згоряння паливно-повітряної суміші, Дж/кг.

ГТУ з підведенням теплоти при сталому об'ємі відрізняється від ГТУ з підведенням теплоти при  $P = \text{const}$  розміщенням в камері згоряння електричної свічки.

### Цикл реактивних двигунів

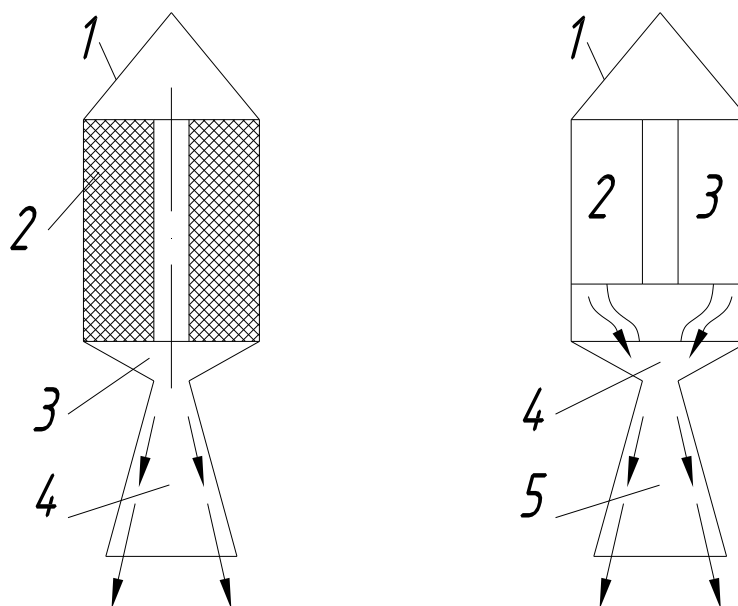
Реактивний двигун—пристрій, принцип дії якого ґрунтується на використанні реактивної сили (сили віддачі), що виникає при відкиданні деякої маси. Напрямок реактивної сили протилежний руху транспортного засобу. Усі реактивні двигуни класифікують на два основні типи:

- 1) повітряно-реактивні (експлуатуються в атмосфері)— для згоряння палива використовується кисень з повітря (ГТД);
- 2) реактивні двигуни (ракетні), в яких паливо і окислювач на літальному апараті знаходяться одночасно.

Останні двигуни використовуються для польотів поза атмосферою. В свою чергу, реактивні ракетні двигуни, залежно від агрегатного стану палива, поділяються на два основні типи: ракетні двигуни твердого палива (РДТП); ракетні

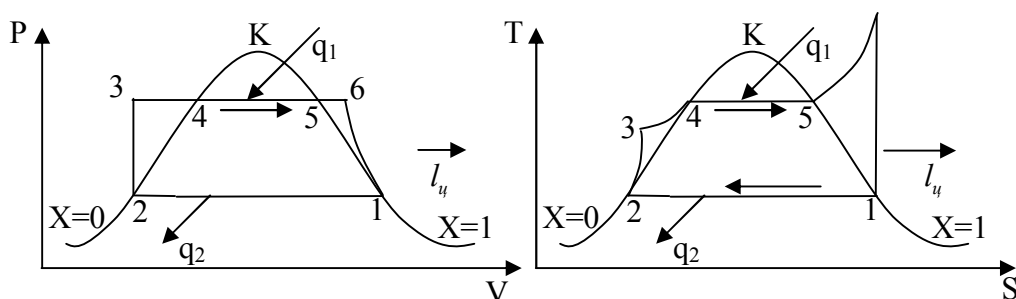


двигуни рідкого палива (РДРП). Цикл реактивних двигунів подібний до циклів ГТУ.



- |   |                                     |
|---|-------------------------------------|
| 1—корпус;                               | 1—корпус;                           |
| 2—циліндрична паливна шашка (порохова); | 2—паливний бак;                     |
| 3—камера згоряння;                      | 3—резервуар окислювачем;            |
| 4—сопло (комбіноване сопло Лаваля).     | 4—камера згоряння;                  |
|   | 5—сопло (комбіноване сопло Лаваля). |

Цикл Ренкіна (ПСУ) і його термодинамічний аналіз.



1-2—ізобарно-ізотермічне відведення теплоти від відпрацьованої пари у конденсаторі 6 (див. лекц. 6). В точці 1—пара на лінії насичення, в точці 2— вода на

лінії насичення.

2-3—ізохорне підвищення тиску води у сітковому насосі 1.

3-4—підігрів води в теплогенераторі 2 до стану її насичення.

4-5—ізобарно-ізотермічне підведення теплоти до води з метою пароутворення.

5-6—додаткове підведення теплоти в пароперегрівачі для отримання сухої перегрітої пари з високою температурою і тиском в точці 6.

6-1—адіабатне розширення пари в паровій турбіні 4. Після виходу із турбіни волога насичена пара, з тиском приблизно 5 кПа і температурою приблизно 50°C, надходить у конденсатор. Ефективність роботи ПСУ визначається з рівняння:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

де  $q_2$  – кількість відведеної теплоти від пари у конденсаторі 6;  $q_1$  – кількість підведеної теплоти до робочого тіла в теплогенераторі 2 і пароперегрівачі 3 .

ККД кращих зразків ПСУ сягає 45%.

### Лекція 13

Цикли холодильних машин (ХМ) і теплових насосів (ТН). Принципова схема і термодинамічний аналіз холодильної машини парокомпресійного типу. Робочі тіла. Холодильний коефіцієнт і холодильна потужність. Принципова схема і термодинамічний аналіз ТН. Коефіцієнт перетворення теплоти. Нові способи перетворення енергії. Прямі перетворювачі енергії. Паливні елементи. Термоелектричні генератори. Термомульсійні перетворювачі магнітогідродинамічні (МГД) генератори.

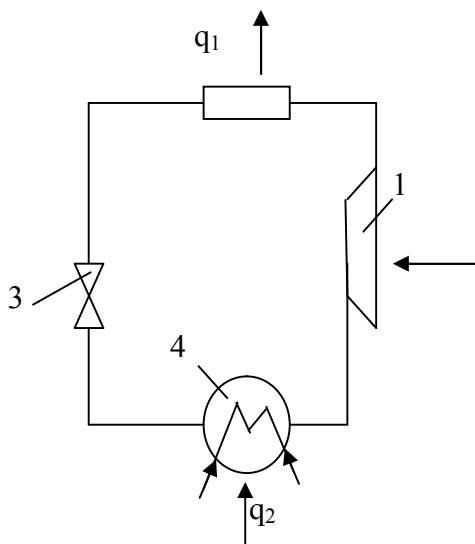
### Цикли холодильних машин і теплових насосів

Термотрансформатор—пристрій призначений для передачі теплоти від нижнього джерела з меншим тепловим потенціалом до верхнього з більшим

тепловим потенціалом і з підведенням ззовні роботи для здійснення цього циклу.

Усі термотрансформатори розділяють на холодильні машини і теплові насоси. Принципи дії холодильних машин і теплових насосів, їх конструкція, особливості подібні. Відмінність полягає лише в температурному діапазоні нижнього і верхнього джерел теплоти холодильної машини і теплового насоса. Наприклад для холодильної машини  $-20\text{—}+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , для теплових насосів  $+20^{\circ}\text{C—}60^{\circ}\text{C}$ . Ці відмінності в температурних діапазонах відповідно впливають на деякі особливості конструкції елементів і вибір робочого тіла.

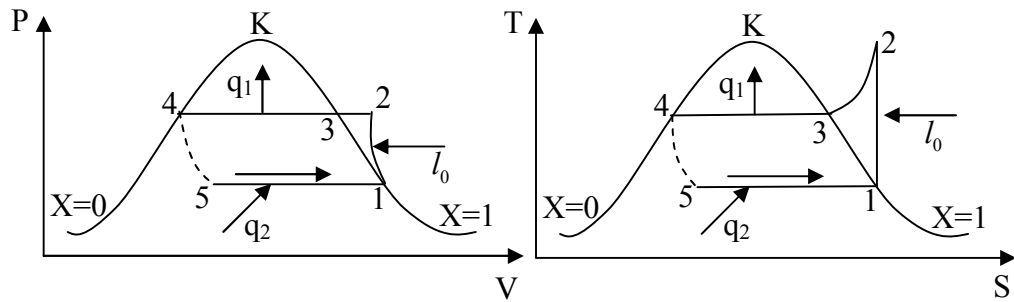
Принципова схема холодильної машини парокомпресійного типу і цикл



в PV і TS- координатах.

- 1— компресор (двигун-компресор);
- 2— конденсатор;
- 3— дросельний вентиль;
- 4— випарник.

Робочі тіла—фреони, аміак, вугільна кислота, сірчаний ангідрид і т.д. в PV і TS- координатах цикл холодильної машини і теплових насосів зображають проти годинникової стрілки, тому що їх метою є не отримання зовнішньої корисної роботи, а виробництво холоду  $q_2$  (холодильна машина) і вищого теплового потенціалу  $q_1$  (тепловий насос), для чого необхідно затратити, або підвести роботу ззовні.



5-1—ізобарно-ізотермічне підведення теплоти  $q_2$  від нижнього джерела до термодинамічної системи для випаровування робочого тіла у випарнику 4;

1-2—адіабатний стиск робочого тіла в компресорі 1 з підводом ззовні роботи  $l_0$  для стиску;

2-3 і 3-4, відповідно ізобарне та ізобарно-ізотермічне відведення теплоти  $q_1$  від робочого тіла у доквілля (верхнього джерела теплоти) в конденсаторі 2;

4-5—дроселювання робочого тіла у дросельному вентилі 3 для зниження температури і тиску.

Ефективність оцінюється холодильним коефіцієнтом з рівняння:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{l_0},$$

де  $q_2$  – холодильна потужність холодильної машини, Дж/кг;  $l_0$  – робота, підведена ззовні для забезпечення холодильної потужності  $q_2$ , Дж/кг.

$\varepsilon$  може бути  $<, =, > 1$ .

Ефективність роботи теплових насосів оцінюється коефіцієнтом перетворення теплоти  $\varphi$ , який завжди більший від одиниці, дорівнює, для сучасних теплових насосів, 4—12 і підраховується з рівняння:

$$\varphi = \frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{q_1}{l_0},$$

де  $q_1$  – теплова потужність теплового насоса, Дж/кг;  $l_0$  – робота, затрачена ззовні для забезпечення цієї теплової потужності, Дж/кг.

## Лекція 14

Основні поняття і визначення теорії теплообміну. Передача теплоти теплопровідністю, конвекцією і тепловим випромінюванням. Складний теплообмін. Теплопровідність. Основні поняття і визначення. Закон Фур'є. Коефіцієнт теплопровідності. Механізм передачі теплоти в твердих тілах. Диференційне рівняння теплопровідності. Теплопровідність при стаціонарному режимі. Теплопровідність одношарової і багатшарової плоскої, циліндричної стінок при граничних умовах першого роду.

### Теорія тепломасообміну (теплопередача)

Теорія тепломасообміну (теплопередача)—наука про закономірності процесів розповсюдження теплоти в просторі з різнорідними полями температур. Якщо є тіла з різними температурами, то починається передача теплоти від тіл з вищою температурою до тіл з нижчою доволіно до вирівнювання температур цих тіл.

Теплота розповсюджується в просторі трьома способами:

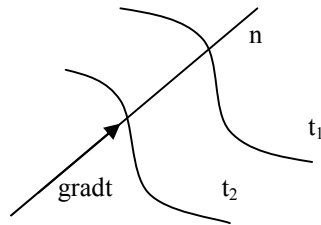
1. Теплопровідність—перенос теплоти безпосередньо при дотику елементарних частинок тіл з різними температурами. У чистому вигляді теплопровідність властива твердим тілам, але має місце при переносі теплоти в газах і рідинах.

2. Теплова конвенція—передача теплоти шляхом переміщення в просторі об'ємів середовища з різними температурами.

3. Теплове випромінювання—складне явище, що поєднує випромінювання теплової енергії тілом, розповсюдження її в просторі з допомогою електромагнітних хвиль та поглинання іншими тілами.

Теплопередача—передача теплоти від одного рухомого середовища до іншого через нерухому стінку.

Тепловіддача—передача теплоти від рухомого середовища до нерухомої стінки або навпаки. Щодо тепловіддачі, розрізняють внутрішню задачу—



тепловіддача від рухомого середовища до внутрішньої поверхні труби і зовнішню задачу—тепловіддача від зовнішньої поверхні труби до оточуючого середовища.

Складний теплообмін—обмін теплотою між тілами трьома способами у рівновеликих долях.

### Температурне поле. Градієнт температури.

Якщо любе тіло з різними температурами у його точках перетнути площиною, то на ній можна отримати сімейство кривих— ізоترم, які замикаються на цій площині, або закінчуються на межі тіла.

Ізотерма—крива, що з'єднує точки тіла з однаковою температурою. Залежно від кількості координат і наявності часу, температурні поля називаються трьохмірним нестационарним, що описується рівнянням виду  $t = f(x, y, z, \tau)$ .

Градієнт температури, векторна величина, що направлена у бік зростання температури і рівна відношенню нескінченно малого приросту температури до приросту відстані по нормалі (найкоротша відстань) між двома сусідніми ізотермами і підраховується з рівняння,

$$\vec{\text{grad}}t = \frac{\partial t}{\partial n} \quad [\text{K/M}]$$

де  $t$  – температура, К;  $n$  – відстань, м.

Вектор  $\vec{\text{grad}}t$  направлений у бік її зростання, а вектор переносу теплоти має протилежний напрямок, оскільки теплота передається від точки тіла з більшою температурою до точки тіла з меншою.

## Теплопровідність. Закон Фур'є.

Теплопровідність в чистому вигляді спостерігається лише в твердих тілах, нерухомих газах і рідинах при неможливості виникнення в останніх конвекції. В основі задач теплопровідності лежить запропонована Фур'є гіпотеза про пропорційність густини теплового потоку  $q$  і  $gradt$ , тобто:

$$q = -\lambda \cdot gradt,$$

де  $q$  - густина теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  $gradt$  - градієнт температури, К/м;  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності (пропорційності) даного тіла, Вт/(м·К).

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності будь-якого тіла (газу, рідини, твердого тіла, суміші) визначається для даного конкретного тіла лише в результаті його лабораторних досліджень. Ніяким аналітичним шляхом коефіцієнт теплопровідності для даного тіла отримати неможливо. Коефіцієнт теплопровідності для будь-якого тіла залежить від його температури та із зростанням температури тіла коефіцієнт теплопровідності зростає прямопропорційно. Для кожного тіла за конкретної температури коефіцієнт теплопровідності береться з таблиць. Коефіцієнт теплопровідності для газів—0,5 - 0,05 Вт/(К·м); води—0,5 – 0,7 Вт/(К·м); сталей—20 – 100 Вт/(К·м). В самому загальному випадку, процес теплопровідності через тіло у формі куба з одиничною довжиною грані і додатковим джерелом теплоти всередині куба, описується диференціальним рівнянням теплопровідності, що має вигляд:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{q_v}{c \cdot \rho},$$

де  $\frac{\partial t}{\partial \tau}$  - зміна температури одиничного об'єму тіла з часом, К/с;  $a$  - коефіцієнт

температуропровідності одиничного об'єму твердого тіла, м<sup>2</sup>/с,  $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ ,

де  $\rho$  - густина тіла, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  - теплоємність тіла Дж/(кг·К);  $q_v$  - кількість теплоти, що виділяється в одиничному об'ємі тіла за рахунок внутрішніх джерел, Дж;  $\nabla$  - оператор Лапласа:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z},$$

$$\nabla^2 t = \left[ \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right].$$

Із загального рівняння теплопровідності, за наявності умов однозначності, виділяють конкретну простішу задачу теплопровідності, що описує дане фізичне явище теплопровідності. Існують різні умови однозначності:

- 1) геометричні, що описують розміри і форму тіла, в якому розглядають процес теплопровідності;
- 2) фізичні, що описують характерні фізичні властивості тіла;
- 3) часові—характеризують розподіл температур тіла на початку і в кінці розгляду процесу теплопровідності (початковий і кінцевий момент часу);
- 4) граничні—характеризують взаємодію тіла з оточуючим середовищем.

В свою чергу, граничні умови є трьох видів:

- а) першого роду—задані законом розподілу температур по всій поверхні і за часом;
- б) другого роду—задаються густиною теплового потоку для поверхні тіла за часом;
- в) третього роду—задаються температурою омиваючого середовища ззовні тіла і законом тепловіддачі між зовнішньою поверхню тіла і омиваючим середовищем (законом Ньютона-Ріхмана).

## Лекція 15

Конвективний теплообмін. Основні поняття і визначення. Рівняння Ньютона-Ріхмана. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією  $\alpha$ . Диференціальне рівняння теплообміну. Основи теорії подібності. Визначуваний і визначаючий критерій. Метод моделювання. Фізичний зміст основних критеріїв подібності. Тепловіддача



при русі середовища. Розрахункові рівняння коефіцієнта тепловіддачі основних задач.

### Конвективний теплообмін

Явище конвективного переносу теплоти спостерігається лише у рідинах і газах, коли теплота переноситься разом з масою рухомого середовища. Розрізняють вимушену конвекцію, коли збудником руху є насос, компресор, вільну—що відбувається за рахунок руху підігрітого середовища вгору.

В інженерній практиці широко застосовують явище тепловіддачі, тобто конвективний обмін між рухомим середовищем і нерухомою стінкою. Тепловіддача конвекцією описується в загальному випадку рівнянням Ньютона-Ріхмана:

$$\delta Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot dF \cdot d\tau ,$$

де  $\delta Q$  - кількість теплоти, що передається теплопровідністю, Дж;

$\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі конвекцією Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t$  - середній температурний напір між нерухомою стінкою і середовищем, К;

$F$  - площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;

$\tau$  - час, с.

Для випадку стаціонарної тепловіддачі попереднє рівняння матиме вигляд

$$\Delta Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t ,$$

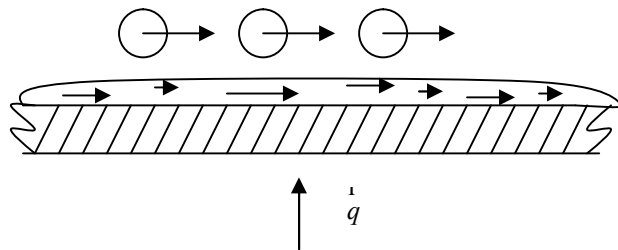
$\Delta Q$  - тепловий потік, Вт;

$\alpha$  - складна величина, на значення якої впливають найменші зміни наступних факторів: вимушена або вільна конвекція; фізичні властивості тіла і середовища; геометричні форми нерухомої стінки; напрямок руху середовища (кут атаки).

Враховують три режими руху середовища у середині каналу змінної форми або вздовж нерухомої стінки: турбулентний—коли є інтенсивне переміщення сусідніх шарів середовища; ламінарний—коли сусідні шари рухомого середовища не перемішуються; перехідний—режим, коли мають місце елементи ламінарного і турбулентного режимів.

## Диференційне рівняння конвективного теплообміну

Диференційне рівняння конвективного теплообміну засноване на наступному припущенні: кількість теплоти (тепловий потік), що проходить теплопровідністю через стінку, дорівнює тепловому потоку, що проходить теплопровідністю через ламінарний шар або підшар, утворений омиваючим середовищем в безпосередній близькості від поверхні теплообміну і дорівнює тепловому потоку, що конвекцією від ламінарного шару передається загальному об'єму омиваючого середовища. Товщина ламінарного шару залежить від фізичних властивостей середовища (густини, в'язкості), а також шорсткості матеріалу поверхні і фізичних властивостей середовища, які в ламінарному шарі приймаються при температурі стінки поверхні.



На основі цього припущення для омиваючого середовища можна написати рівняння:

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = \alpha_p \Delta t ,$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності середовища в ламінарному шарі або підшарі при температурі стінки труби, Вт/(м·К);  $\frac{\partial t}{\partial n}$  - градієнт температури, направлений у бік її зростання (векторна величина) або нескінченно малий приріст температури по нормалі через ламінарний шар або підшар, К/м;  $\alpha_p$  - коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від ламінарного шару до загального об'єму омиваючого середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t$  - різниця температур між середньою температурою стінки і омиваючим середовищем.

Якщо ліву і праву частини рівняння одночасно розділити на ліву частину, то отримаємо основне критеріальне рівняння тепловіддачі, критерій або число Нуссельта:

$$N_u = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}.$$

Критерій Нуссельта є основним або визначаємим у теорії теплообміну, тому що включає основну величину конвективного теплообміну—  $\alpha$ . Усі інші критерії визначаючі (визначають критерій Нуссельта). У теорії теплообміну (тепловіддачі конвекцією) використовується приблизно 20 визначаючих критеріальних чисел, кількість яких може зростати для нової задачі. Вони називаються іменами вчених, які вперше їх запропонували: критерій Рейнольдса (Re); критерій Прандтля (Pr); критерій Грасгофа (Gr); критерій Архімеда (Ar) та ін.

Для того, щоб можна було використовувати дану конкретну задачу тепловіддачі конвекцією на подібних моделях її описують у критеріальному, безрозмірному вигляді, виду:

$$N_u = f(Gr, Pr, Ar, Re \dots)^n.$$

Наприклад, тепловіддача конвекцією від горизонтальної стінки труби до вільноомиваючого повітря описується залежністю  $N_u = 0,5Gr^n$  або тепловіддача конвекцією від стінки вертикальної трубки до вільноомиваючого повітря описується рівнянням виду:

$$N_u = C(Gr \cdot Pr)^n,$$

де  $n, C$  – сталі числа.

Для того, щоб підрахувати  $\alpha$  для конкретної фізичної задачі тепловіддачі конвекцією необхідно знайти у літературі залежність в критеріальній формі, яка описує цю задачу; обчислити визначаючі критерії; визначити визначуваний критерій Нуссельта і, далі, встановити значення  $\alpha$ .

### **Основи теорії подібності і моделювання**

Теорія подібності дає можливість із диференціальних рівнянь і крайових обмежуючих умов отримати ряд узагальнених висновків і дати теоретичну основу для того, щоб поставити експеримент задачі конвективного теплообміну і обробити отримані дані.

Застосування математичних методів до явищ конвективного теплообміну дозволяє отримати диференціальні рівняння (систему), що описують весь клас явищ, а не конкретну задачу. А недоліком експериментальних досліджень є неможливість узагальнення результатів експерименту на клас явищ. Таким чином, теорія подібностей поєднує математичні методи і результати експерименту для їх використання у подібних задачах.

Вперше подібність була використана у геометрії. В елементах конструкцій теплотехнічного обладнання теорія використовується для подібних фізичних явищ (подібній фізичній моделі тепловіддачі), тобто конкретне критеріальне рівняння для конкретної фізичної моделі можна використати лише на подібній моделі (коли змінюються лише числові величини коефіцієнтів).

На прикладі отриманого вище критерія Нуссельта отримано ряд наступних визначаючих критеріїв. Наприклад,

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot l}{\nu},$$

де  $\omega$  – швидкість руху середовища, м/с;  $l$  – лінійний розмір, м;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості середовища, м<sup>2</sup>/с.

Цей критерій вказує на співвідношення сил інерції і сил в'язкості рухомого середовища.

Критерій Прандтля— описує співвідношення молекулярних властивостей переносу кількості руху середовища і теплоти:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a},$$

де  $a$  – коефіцієнт температуропровідності, м<sup>2</sup>/с.

Критерій Грасгофа вказує на відношення підйімальної сили, що виникає внаслідок різниці густин холодної і нагрітої частин середовища, до сил в'язкості:

$$\text{Gr} = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \cdot \Delta t,$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , прискорення вільного падіння;  $l$  – лінійний розмір (еквівалентний діаметр, довжина, діаметр), м;  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення,

$K^{-1}$ ;  $\Delta t$  – середній температурний напір між гарячою стінкою і омиваючим середовищем,  $K$ .

Основні положення теорії подібності формулюються у вигляді трьох теорем. Перша і друга теореми формулюють основні властивості подібних між собою явищ. Третя теорема встановлює ознаки, за якими можна визначити чи подібні явища, що розглядаються. У подібних явищах всі однойменні критерії подібності повинні бути чисельно однаковими або знаходитись в конкретних числових межах.

Моделювання – метод штучного вивчення явища на моделі замість натурального зразка, що подібні між собою. Для кожного моделювання натурних явищ необхідно виконати наступні умови:

1. Моделювати можна лише якісно однакові процеси, що мають однакову фізичну природу і описуються однаковими диференціальними рівняннями;
2. Умови однозначності повинні бути однаковими в усьому, крім числових значень сталих величин;
3. Однойменні критерії подібності для моделі і зразка повинні мати однакові числові значення.

Найбільш широко розповсюджені наступні критеріальні співвідношення, що описують відповідні фізичні задачі:

1. Тепловіддача при вільній конвекції середовища навколо вертикальної і горизонтальної труб (в обмеженому і необмеженому об'ємах).
2. Тепловіддача при вимушеній конвекції навколо труб, а також всередині них.
3. Тепловіддача при поперечному обтіканні під різними кутами, а також тіла або групи тіл.
4. Тепловіддача при фазовій зміні омиваючого середовища навколо тіла або групи тіл, залежно від зміни його температури (кипіння, конденсація і т.д.).

## Лекція 16

Теплообмін випромінюванням. Загальні поняття і визначення. Закони теплового випромінювання Планка, Стефана-Больцмана, Кірхгофа. Теплообмін випромінюванням між тілами. Теплопередача. Теплопередача через плоску і циліндричну багат шарові стінки. Коефіцієнт теплопередачі  $K$ . Коефіцієнт термічного опору  $R$ .

### Теплове випромінювання

Теплове випромінювання—складне явище, що поєднує в собі випромінювання теплової енергії шляхом електромагнітних хвиль у повному спектрі інфрачервоних невидимих хвиль і довгохвильового випромінювання частково зліва у спектрі ультрафіолетового випромінювання, і частково справа у спектрі видимого випромінювання (короткохвильового). Поглинання цієї енергії іншим тілом і пропускання крізь себе деякими тілами.

Будь-яке тіло можна охарактеризувати випромінювальною здатністю, поглинальною здатністю і пропускнуою здатністю. У тепловому випромінюванні розрізняють монохроматичне, в дуже вузькому інтервалі довжин хвиль, та інтегральне, при зміні довжини хвилі від нуля до нескінченності. Розрізняють абсолютно чорне тіло, що позначається індексом „0” і сірі тіла.

Поглиналина здатність—відношення поглинутої кількості теплоти до кількості падаючої теплової енергії випромінювання:

$$A = \frac{Q_{\text{поглин.}}}{Q_{\text{падаюча}}}.$$

Відбиваюча здатність—відношення кількості відбитої теплової енергії до кількості падаючої теплової енергії випромінювання:

$$R = \frac{Q_{\text{відб.}}}{Q_{\text{пад.}}}.$$

Пропускаюча здатність тіла—відношення пропущеної кількості теплової енергії тілом до кількості падаючої теплової енергії:

$$D = \frac{Q_{\text{пропущ.}}}{Q_{\text{пад.}}}$$

Абсолютно чорне тіло, для якого  $A=1$ ,  $R$  і  $D$  рівні нулю. У природі не існує абсолютно чорних тіл, тому це поняття використовується для порівнянь.

Абсолютно дзеркальне тіло (біле), в якому енергія відбивається дифузно і для якого  $R=1$ ,  $A$  і  $D$  рівні нулю.

Абсолютно прозоре тіло, для якого  $D=1$ ,  $A$  і  $R$  рівні нулю.

Усі прикладні розрахунки обміну теплового випромінювання між тілами виконуються на основі трьох законів теплового випромінювання—закону Планка, закону Стефана-Больцмана, закону Кірхгофа.

### Закон Планка

Отримано для абсолютно чорного тіла у монохроматичному діапазоні довжин хвиль при виконанні багатьох експериментальних досліджень, тому майже не підлягає фізичному розумінню процес теплового випромінювання, що описується наступним рівнянням:

$$Q_{0\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} \left( e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)^{-1},$$

де  $Q_{0\lambda}$  - теплота випромінювання абсолютно чорного тіла у монохроматичному діапазоні довжин хвиль, Вт;

$\lambda$  - довжина хвилі теплового випромінювання, м;

$T$  - абсолютна температура випромінюючого тіла, К;

$c_1$  - перша стала Планка,  $c_1=3,74 \cdot 10^{16}$ , Вт·м<sup>2</sup>;

$c_2$  - друга стала Планка,  $C_2=1,44 \cdot 10^{-2}$ , м·К.

Отже, для всіх тіл у різному діапазоні довжин хвиль випромінювальна теплота більша, чим більша абсолютна температура випромінюючого тіла.

## Закон Стефана-Больцмана

Закон (рівняння) Стефана-Больцмана отримано на основі інтегрування рівняння Планка по зміні довжини хвилі від нуля до нескінченності, тобто:

$$\int_0^{\infty} Q_{\lambda T} = \int_0^{\infty} \frac{c_1}{\lambda^5} \left( e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)^{-1} d\lambda = c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4,$$

де  $c_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла,  $C_0=5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$ .

Отже, інтегрування теплоти випромінювання абсолютно чорного тіла по усіх довжинах хвиль простору рівне абсолютній температурі тіла у четвертій степені.

Для сірих тіл попереднє рівняння набуде наступного вигляду:

$$Q = c_0 \varepsilon \left( \frac{T}{100} \right)^4 = c \left( \frac{T}{100} \right)^4,$$

де  $Q$  – поверхнева теплота випромінювання сірого тіла,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $\varepsilon$  – ступінь чорноти тіла, безрозмірна величина, що береться з таблиці і є фізичним параметром цього тіла,  $\varepsilon < 1$ ;  $c$  – коефіцієнт випромінювання сірого тіла,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$ ;  $T$  – абсолютна температура випромінюючого сірого тіла,  $\text{К}$ .

## Закон Кірхгофа

Відношення випромінювальної здатності тіла до його поглинаючої здатності при тепловій рівновазі не залежить від природи тіла і дорівнює енергії випромінювання абсолютно чорного тіла при тій самій температурі. Закон справедливий для абсолютно чорного тіла при тій самій температурі:

$$\frac{Q_{\lambda}}{A_{\lambda}} = Q_{0\lambda} = f(\lambda, T),$$

де  $A_{\lambda}$  – поглинаюча здатність у вузькому діапазоні довжини хвиль;  $Q_{\lambda}$  – випромінювальна здатність у вузькому діапазоні довжини хвиль,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $Q_{0\lambda}$  – енергія випромінювання абсолютно чорного тіла у вузькому діапазоні довжини хвиль,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .



Із закону Кірхгофа видно, що поглинаюча здатність сірого тіла  $A$  рівна степені чорного тіла  $\varepsilon$ . Тіло, що випромінює енергію у певному діапазоні довжин хвиль здатне поглинати енергію в цьому ж діапазоні.

На основі розглянутих вище законів випромінювання можна підрахувати кількість теплоти, що передається тепловим випромінюванням між тілами. Теплота, що передається тепловим випромінюванням від тіла із значно меншою площею теплового випромінювання і більшою температурою до тіла із більшою площею поверхні поглинання і меншою температурою і випромінююче тіло знаходиться всередині поглинаючого підраховується за формулою:

$$Q = C \cdot F_1 \cdot \left( \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right),$$

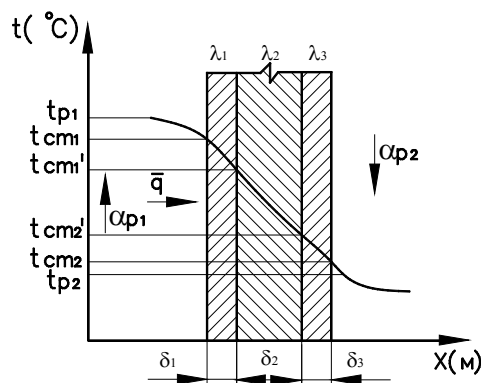
де  $F_1$  – площа поверхні випромінюючого тіла,  $m^2$ ;  $F_2$  – площа поверхні поглинаючого тіла,  $m^2$ ;  $T_1$  – абсолютна температура випромінюючого тіла, К;  $T_2$  – абсолютна температура поглинаючого тіла, К;  $C$  – коефіцієнт випромінювання випромінюючого тіла,  $Вт/(m^2 \cdot K^4)$ .

Для розрахунків інших задач теплового випромінювання необхідно користуватися рекомендованою літературою з відповідними назвами розділів.

### Процеси теплопередачі

Теплопередача—передача теплоти від одного рухомого середовища до іншого крізь нерухому стінку.

Фізична модель теплопередачі крізь трьохшарову плоску стінку



Дано трьохшарову плоску стінку з товщинами  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  в метрах.  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  – відповідно, коефіцієнти теплопровідності шарів стінки,  $Вт/(m \cdot K)$ .

В протилежних напрямках, вздовж стінки, рухаються гарячий теплоносій (гріюче середовище) зліва і справа—нагріваєме середовище.

Густина  $\overset{1}{q}$  теплового потоку, направлена по нормалі до повздовжньої осі стінки, Вт/м<sup>2</sup>.

$t_{p_1}, t_{p_2}$  – температури гарячого і холодного теплоносіїв, °С.

$\alpha_{p_1}, \alpha_{p_2}$  – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією від гарячого теплоносія до стінки і від протилежного боку стінки до холодного теплоносія, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$t_{co}$  – температура кожного шару стінки на їх межах, °С.

Якщо припустити, що  $\overset{1}{q}$  в процесі тепловіддачі від гарячого теплоносія до нерухомої стінки рівна кількості теплоти, що передається через перший шар трьохшарової стінки, рівна кількості теплоти через другий шар і рівна кількості теплоти через третій шар, рівна кількості теплоти, що передається тепловіддачею справа від стінки до середовища, яке нагрівається.

На основі попередніх принципів можна записати наступні рівняння:

$$\begin{aligned} q &= \alpha_{p_1} (t_{p_1} - t_{cm_1}) = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{cm_1} - t_{cm_1'}) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{cm_1'} - t_{cm_2'}) = \\ &= \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_{cm_2'} - t_{cm_2}) = \alpha_{p_2} (t_{cm_2} - t_{p_2}) = \\ &= K (t_{p_1} - t_{p_2}) = \frac{1}{R} (t_{p_1} - t_{p_2}), \end{aligned}$$

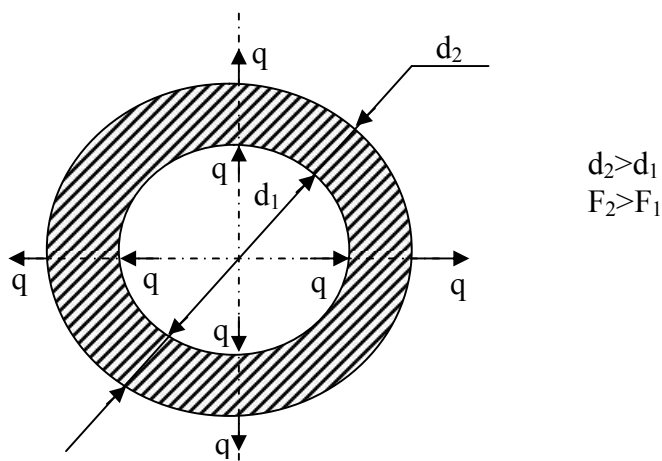
$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{p_1}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{p_2}}}, \left[ \frac{Вт}{К \cdot м^2} \right],$$

$$R = \frac{1}{\alpha_{p_1}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{p_2}}, \left[ \frac{К \cdot м^2}{Вт} \right].$$

$K$  – коефіцієнт теплопередачі.  $R$  – коефіцієнт термічного опору, величина обернена  $K$ .

## Теплопередача крізь циліндричну стінку

Особливість теплопередачі полягає в тому, що теплота, яка передається від гарячого середовища в середині циліндричної труби до холодного омиваючого



середовища, зовні ніби розширяється, оскільки внутрішня площа поверхні теплопередачі менша, ніж зовнішня.

Для такого випадку густина теплового потоку  $q$ , що передається теплопередачею від гарячого теплоносія всередині труби до холодного зовні, підраховується за формулою:

$$q = K_l \lambda (t_{p_1} - t_{p_2}),$$

де  $K_l$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі через трубу довжиною один метр, Вт/(м·К) і визначається за формулою:

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{p_1} d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{p_2} d_2}},$$

де  $\alpha_{p_1}, \alpha_{p_2}$  – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією від гарячого теплоносія до внутрішньої стінки і від зовнішньої стінки до холодного, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби, Вт/(м·К);  $d_1, d_2$  – внутрішній і зовнішній діаметри труби, м.

## Лекція 17

Основи теплового розрахунку теплообмінних апаратів. Класифікація, призначення і схеми теплообмінних апаратів. Конструкторський і перевірочний теплові розрахунки теплообмінників. Середній температурний напір.

### Теплообмінні апарати

Теплообмінник – пристрій для підігріву (охолодження) одного рухомого середовища за рахунок вищої (нижчої) температури іншого рухомого середовища.

За способом передачі теплоти усі теплообмінники поділяються на два типи:

1. Контактні (змішувальні), де передача теплоти від гарячого до холодного теплоносія здійснюється при безпосередньому контакті молекул гарячого і холодного теплоносія (скрубери, градирні).

2. Поверхневі, в яких передача теплоти від гарячого до холодного теплоносія здійснюється через теплопередаючу поверхню.

Поверхневі теплообмінники можна розділити на три види:

а) ємкісні поверхневі, в яких об'єм або площа поверхні гарячого тіла (теплоносія) значно менші ніж об'єм підігріваємого тіла (електричний чайник);

б) поверхневі теплообмінники регенеративного типу, в яких гарячий і холодний теплоносії по черзі омивають одну і ту ж теплоємкісну поверхню;

с) рекуперативні поверхні теплообмінники, в яких передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного здійснюється через теплопередаючу поверхню (швидкісні теплообмінники для приготування гарячої води, випарники, конденсатори, радіатори систем охолодження і т. д).

## Тепловий розрахунок на прикладі рекуперативного поверхневого теплообмінника

Основні положення зберігаються для теплового розрахунку теплообмінників інших типів і різновидів. Розрізняють конструктивний тепловий розрахунок, мета якого по відомих кількостях передачі теплоти  $q$  і температурах теплоносіїв на вході в теплообмінник і виході з нього визначити площу поверхні теплопередачі  $F$ . Розрізняють також перевірочний розрахунок, в якому за відомою величиною площі поверхні теплопередачі визначають кількість теплоти, що передається від гарячого теплоносія до холодного і температури теплоносіїв на вході у теплообмінник і виході.

В основі теплових розрахунків є наступні рівняння.

1. Рівняння теплових балансів теплоносіїв. Кількість теплоти, що віддає в теплообміннику гарячий теплоносій, рівна кількості теплоти, яку отримує в теплообміннику холодний теплоносій:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{p_1} &= \Delta Q_{p_2}, \\ \dot{\sigma}_1 (h_1' - h_1'') &= \dot{\sigma}_2 (h_2'' - h_2'),\end{aligned}$$

де  $\dot{\sigma}_1, \dot{\sigma}_2$  – масові витрати гарячого і холодного теплоносіїв, кг/с;

$h_1', h_1''$  – ентальпії гарячого теплоносія на вході в теплообмінник і виході із нього, Дж/кг;  $h_2'', h_2'$  – ентальпії холодного теплоносія на виході із теплообмінника і вході в нього, Дж/кг;

Індекс 1 – гарячий теплоносій. Індекс 2 – холодний теплоносій. Показник ‘ – параметри на вході. Показник ‘’ – параметри на виході з теплообмінника.

При відсутності фазових перетворень теплоносіїв попереднє рівняння матиме вигляд:

$$\dot{\sigma}_1 c_{p_1} (t_1' - t_1'') = \dot{\sigma}_2 c_{p_2} (t_2'' - t_2'),$$

$c_{p_1}, c_{p_2}$  – питомі ізобарні теплоємності гарячого і холодного теплоносіїв при  $p = \text{const}$ , Дж/(К·кг);  $t_1', t_1''$  – температури гарячого теплоносія на вході в

теплообмінник і виході із нього;  $t_2'', t_2'$  – температури холодного теплоносія на виході із теплообмінника і вході в нього.

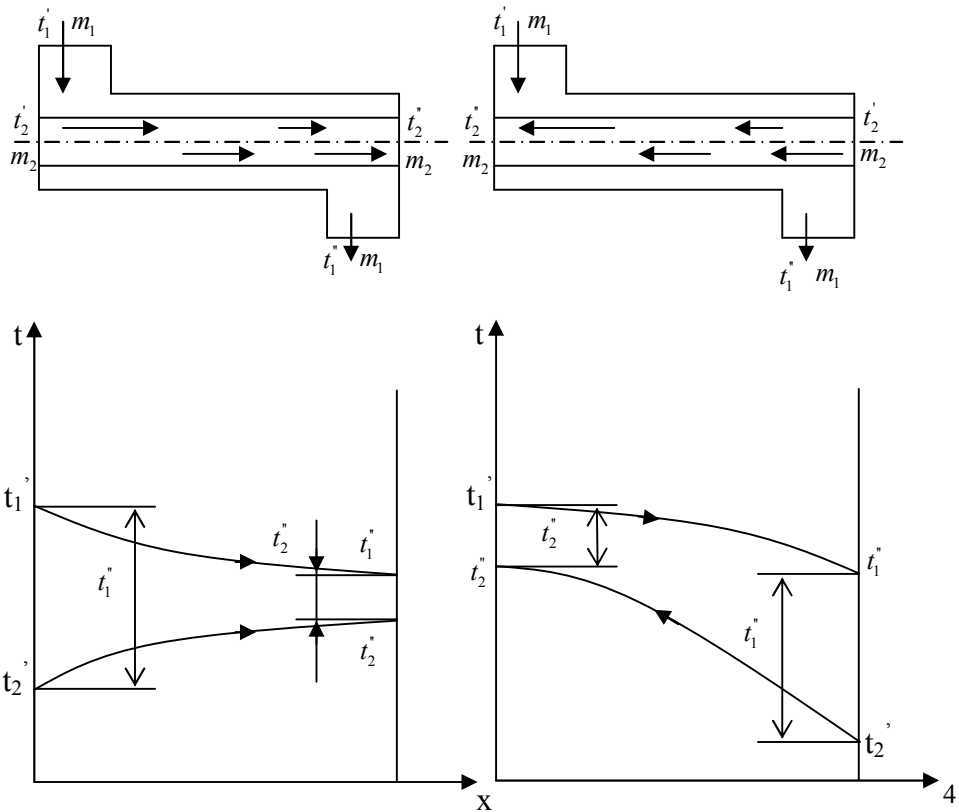
2. Рівняння теплопередачі, зміст якого полягає в тому, що теплота, яка передається теплопередачею від гарячого до холодного теплоносія в теплообміннику через теплопередачу поверхню, рівна кількості теплоти, що віддає гарячий теплоносіє і рівна кількості теплоти, що отримує холодний:

$$\Delta Q = kF \Delta t = \Delta Q_{p_1} = \Delta Q_{p_2},$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі від гарячого до холодного теплоносія через теплопередаючу поверхню, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площа поверхні теплопередачі, м<sup>2</sup>, шукана величина в тепловому конструктивному розрахунку теплообмінника;  $\Delta t$  – середньоарифметичний або середньологарифмічний температурний напір між гарячим і холодним теплоносіями через теплопередаючу поверхню.

Розглянемо дві схеми рухів теплоносіїв через теплообмінник (прямоток, протиток).

Схеми кожухотрубних рекуперативних теплообмінників із різними схемами руху теплоносіїв та зміною температур по довжині апаратів.



Середньологарифмічний температурний напір підраховується з наступного рівняння:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}}$$

## Лекція 18

Промислова теплотехніка. Види органічних палив та їх характеристики. Класифікація палив. Елементарний склад палив. Теплота згоряння. Коефіцієнт надлишку повітря. Основи енерготехнології, вторинні енергетичні ресурси і захист оточуючого середовища від шкідливих викидів продуктів згоряння палива.

Палива, що застосовуються в теплотехніці, ділять за агрегатним станом на тверді, рідкі і газоподібні. Розрізняють палива органічні і ядерні. При використанні органічних палив теплота виділяється у результаті реакцій сполучення горючих елементів палива з окислювачем, яким є кисень. Ядерне паливо при реакціях

розпаду атомних ядер, деяких протонів важких елементів (природного  $U^{235}$ , штучного  $U^{233}$  і  $Pu^{239}$ ) виділяє теплоту, у мільйони разів більшу, ніж найкраще органічне паливо. За походженням палива бувають штучні і природні. До природних твердих палив відносяться антрацит, кам'яне і буре вугілля, торф, горючі сланці; до штучних – кокс, деревне вугілля. Природним рідким паливом є нафта, а штучними рідкими – бензин, гас, дизпаливо, мазут і ін. Природні газоподібні палива – природний газ, супутній нафтовий газ, а штучні – інертні гази, гази сухої перегонки, побічні гази і ін.

### Елементарний склад палив

До складу органічних палив входять різноманітні з'єднання горючих і негорючих елементів. Тверді і рідкі палива містять вуглець  $C$ , водень  $H$ , летючу сірку  $S$  і негорючі речовини – кисень, азот, золу. Летюча сірка складається з органічних  $S_{op}$  і колчеданних  $S_k$  сполук:  $S_A = S_{op} + S_k \frac{n!}{r!(n-r)!}$ . Органічні палива характеризуються робочою масою  $C^p + H^p + S_{\xi}^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\%$ , сухою масою  $C^c + H^c + S_{\xi}^c + O^c + N^c + A^c + W^c = 100\%$  і горючою масою  $C^o + H^o + S^o + O^o + N^o = 100\%$ . Можна перерахувати склад палива з одної маси на іншу за допомогою відповідних коефіцієнтів.

Теплота спалювання  $Q_B$ , що виділяються в результаті спалювання 1 кг твердого (рідкого) палива чи 1 м<sup>3</sup> газоподібного при перетворенні водяних парів, які містяться в продуктах згоряння, в рідину називається вищою теплотою згоряння. Нижча теплота  $Q_H$  – менше вищої на величину теплоти пароутворення води, що є в паливі  $W^p$  чи такої, що утворюється в результаті згоряння водню палива.

Приблизно робоча нижча теплота згоряння твердого і рідкого палива в (кДж/кг) може бути визначена за допомогою елементарного складу палива по формулі Менделєєва:

$$Q_H^p = 338C^p + 1025H^p + 108(O^p + S_{\xi}^p) - 25W^p.$$



Умовне паливо використовують для порівняльних розрахунків. Перерахунок дійсної кількості палива в умовне проводиться множенням кількості даного палива на його еквівалент  $E = Q_p^p / 29,35$ . При порівняльних розрахунках користуються приведеною .....  $A^r = A^p / Q_H^p$ . Сірка  $s$  – це дуже небажаний елемент палива. При її спалюванні утворюються окисли  $SO_2$  і  $SO_3$ , які викликають корозію елементів енергетичних установок і здійснює негативний вплив на навколишнє середовище. Рідкі штучні палива ділять на рідкі дистилатні, важкі дистилатні і залишкові палива.

Горіння палива супроводжується сумішоутворенням, дифузією, загоранням, теплообміном та іншими процесами, що протікають в умовах тісного взаємозв'язку. Тому, організація процесу горіння у спалювальних пристроях потребує врахування не тільки властивостей палив і кінетики реакцій горіння, але й особливостей всіх фізичних процесів при горінні.

Розрізняють гомогенне і гетерогенне горіння. При гомогенному горінні тепло- і масообмін відбуваються між речовинами, що знаходяться в однаковому агрегатному стані (зазвичай газоподібному). Гетерогенне горіння властиве рідкому і твердому паливам.

Розрахунок процесу горіння. При проектуванні спалювальних пристроїв необхідно визначити кількість потрібного для горіння палива, окислювача і газоподібних продуктів згорання. Дані для цих розрахунків можуть бути отримані в результаті аналізу елементарних реакцій горіння горючих елементів, що містяться у паливі. Горіння може бути повним і неповним. Повне горіння проходить при достатній кількості окислювача і завершується повним окисленням горючих елементів палива. Продукти згорання при цьому складаються з  $CO_2, SO_2$  і  $H_2O$ . При недостатній кількості окислювача відбувається неповне згорання вуглецю  $C$  з утворенням  $CO$ .

Коефіцієнт надлишку повітря — відношення повного об'єму повітря, що подається в камеру згорання до теоретично-необхідного об'єму повітря для згорання одного кілограму цього палива:

$$\alpha = \frac{V_{пов.}}{V_{т.пов.}} \text{ безрозмірна.}$$

Для топок теплогенераторів: 1,05-1,5.

Для поршневих ДВЗ:  $\alpha < 1$  (збагачена суміш);  $\alpha = 1$  (стехіометрична, „нормальна” суміш);  $\alpha > 1$  (збіднене суміш).

Нижча теплота згоряння палива—кількість теплоти, що виділяється при згорянні одного кілограма твердого або рідкого палива, або одного метра кубічного газоподібного, без врахування теплоти пароутворення . У будь-якому органічному паливі є вода або пара і деяка кількість теплоти, що виділяється при згорянні, йде на фазову зміну води з рідкого в газоподібний стан.

Вища теплота згоряння палива—кількість теплоти, що виділяється при згорянні однієї маси або об’єму палива з урахуванням теплоти пароутворення.

Одним з найбільш дієвих засобів підвищення ефективності споживання палива є перехід до комплексних методів використання палива при обов’язковому комбінуванні процесу спалювання частини палива для виробництва теплової і електричної енергії з різними технологічними процесами.

Вторинні енергетичні ресурси – енергетичний потенціал продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів, що утворюються в технологічних агрегатах (установках), який не використовується в самому агрегаті , але може бути частково чи повністю використаний для енергопостачання інших агрегатів.

Нижча теплота згоряння палива—кількість теплоти, що виділяється при згорянні одного кілограма твердого або рідкого палива, або одного метра кубічного газоподібного без урахування теплоти пароутворення . У будь-якому органічному паливі є вода або пара і деяка кількість теплоти, що виділяється при згорянні, йде фазову зміну води з рідкого в газоподібний стан.

Вища теплота згоряння палива—кількість теплоти, що виділяється при згорянні однієї маси або об’єму палива з урахуванням теплоти пароутворення.

Одним з найбільш дієвих засобів підвищення ефективності споживання палива є перехід до комплексних методів використання палива при обов’язковому

комбінуванні процесу спалювання частини палива для виробництва теплової і електричної енергії з різними технологічними процесами.

Вторинні енергетичні ресурси – енергетичний потенціал продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів, що утворюються в технологічних агрегатах (установках), який не використовується в самому агрегаті , але може бути частково чи повністю використаний для енергопостачання інших агрегатів.

## Література

1. Константинов С. М. Технічна термодинаміка. Київ : Політехніка, 2001. 377 с.
2. Буляндра О. Ф. Технічна термодинаміка : підручник. Київ : Техніка, 2006. 320 с.
3. Константинов С. М. Теоретичні основи теплотехніки. Київ : Золоті ворота, 2012. 592 с.
4. Дубровська В. В., Шкляр В. І. Термодинаміка та теплообмін : навч. посіб. Київ : Вид-во “Політехніка», 2016. 152 с.
5. Константинов С. М., Луцик Р. В. Збірник задач з технічної термодинаміки, Київ : Політехніка, 2002. 378 с.
6. Обертюх Р. Р., Слабкий А. В. Теоретичні основи теплотехніки : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання. Вінниця : ВНТУ, 2020. 180 с. URL : <https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog/download/586/1066/2148-1?inline=1>
8. Константинов С. М., Луцик Р. В. Збірник задач з технічної термодинаміки та теплообміну : навч. посіб. Київ : Видавництво «Освіта України», 2009. 544 с.

Навчальне видання

## **ТЕПЛОТЕХНІКА**

конспект лекцій

Укладачі: **Вахоніна** Лариса Володимирівна

**Мартиненко** Володимир Олександрович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,8.

Тираж 20 прим. Зам. № \_\_\_\_\_

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.