

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЧЕРКАСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**„ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА”  
ПРАКТИКУМ**

**для студентів спеціальностей «Нетрадиційні джерела енергії»  
та «Теплоенергетика»**

Черкаси 2009

УДК 536.7

ББК 31.31я73

Укладачі: Беспалько С.А., к.т.н., асистент  
Йовченко А.В., аспірант

Рецензент:  
Калейніков Г.Є., к.т.н., доцент

Методичні вказівки до практичних робіт та курсової роботи з дисципліни «Технічна термодинаміка» для студентів спеціальностей «Нетрадиційні джерела енергії» та «Теплоенергетика» /Укл. Беспалько С.А., Йовченко А.В. – Черкаси: ЧДТУ, 2009. – 65 с.

Перша частина практикуму містить короткі теоретичні відомості та задачі для самостійного розв'язку. Друга частина практикуму містить варіанти завдань та методичні вказівки до виконання розрахункового завдання «Термодинамічний аналіз циклу паротурбінної установки. Теплофікаційний цикл» з дисципліни «Технічна термодинаміка», а також приклад виконання типового розрахунку.

Для студентів спеціальностей «Нетрадиційні джерела енергії» та «Теплоенергетика».

## ЗМІСТ

<b>ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ</b> .....	4
<b>ЧАСТИНА I. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ</b> .....	5
1. Параметри стану.....	5
2. Газові закони.....	12
3. Теплоємність.....	15
4. Суміші ідеальних газів.....	17
5. Перший закон термодинаміки і газові процеси.....	19
6. Другий закон термодинаміки і цикли теплових двигунів.....	27
<b>ЧАСТИНА II. МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВОГО ЗАВДАННЯ</b> .....	33
1. Теплофікаційний цикл ТЕЦ.....	33
1.1. Опис принципової схеми циклу ТЕЦ.....	33
1.2. Визначення характеристик стану робочого тіла.....	34
1.3. Енергетичний аналіз циклу.....	38
2. Установа ТЕЦ.....	44
2.1. Опис принципової схеми.....	44
2.2. Енергобаланс установки ТЕЦ.....	45
3. Роздільне виробництво електроенергії і теплоти.....	48
3.1. Витрати палива при виробленні електроенергії на КЕС.....	48
3.2. Витрата палива при виробленні теплоти в районній котельній.....	50
3.3. Економія палива на ТЕЦ в порівнянні з роздільним виробленням електроенергії і теплоти.....	51
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	52
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ</b> .....	53

## ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Обов'язковою складовою частиною вивчення студентами дисципліни «Технічна термодинаміка» є виконання індивідуальних розрахункових завдань, що сприяють закріпленню знань, отриманих при вивченні відповідних розділів даної дисципліни та інших загальноінженерних дисциплін.

Виконання розроблених і запропонованих у практикумі завдань дозволить студентам засвоїти ряд загальних методологічних підходів, що широко використовуються при розв'язуванні інженерних задач і сприяти розвитку необхідних практичних навичок.

Завдання виконуються на аркушах паперу формату А4. Оформлення розрахункових завдань повинно відповідати вимогам єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), розрахунки бажано вести в міжнародній системі одиниць СІ.

# ЧАСТИНА I. ОСНОВИ ТЕРМОДИНАМІКИ

## 1. Параметри стану

Величини, що характеризують стан робочої речовини, називаються параметрами.

Параметри, які можна виміряти, називаються основними. До основних параметрів робочих речовин (пари або газу) відносяться тиск, густина, питомий об'єм і температура.

З 1 січня 1963 р. ГОСТ 9867—61 в СРСР в якості переважаючої введена Міжнародна система одиниць вимірювання (СІ).

**Тиск.** За одиницю сили в СІ прийняти ньютон (Н):  $1\text{Н} = \frac{1\text{кг}\cdot 1\text{м}}{\text{сек}^2}$ ; за одиницю тиску — ньютон на квадратний метр:  $1\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \frac{1\text{Н}}{1\text{м}^2}$ .

При вимірюванні тиску висотою стовпа рідини необхідно враховувати зміну густини рідини в приладі залежно від температури. При відхиленні температури рідини в приладі від 0 °С на покази приладу слід вводити поправку. Для ртуті ці поправки приведені в таблиці I.1.

Таблиця I.1

Поправки на покази приладу при відхиленні температури ртуті від 0 °С

Відхилення температури ртутного стовпа від 0 °С	±5	±10	±15	±20	±25	±30
Поправка в мм на 1000 мм рт. ст.	0,87	1,72	2,59	3,45	4,31	5,17

Так, наприклад, якщо ртутним барометром виміряно атмосферний тиск при температурі ртуті  $t$  °С, то

$$B_0 = B \cdot \left(1 \pm \frac{x}{1000}\right),$$

де  $B_0$  — атмосферний тиск при температурі ртуті 0 °С, мм рт. ст.;  $B$  — висота ртутного стовпа в барометрі при температурі ртуті  $t$  °С;  $x$  — поправка, мм рт. ст.

Якщо поправка  $x$  невідома, то для підрахунку  $B_0$  можна використовувати формулу

$$B_0 = B \cdot (1 - 0,172 \cdot 10^{-3} \cdot t).$$

В тих випадках, коли температура стовпа ртуті не називається, її слід вважати вже приведеною до нуля.

При віддаленні від поверхні землі атмосферний (барометричний) тиск знижується. В межах тропосфери (до висоти 11000 м) закон падіння тиску може бути описаний формулою

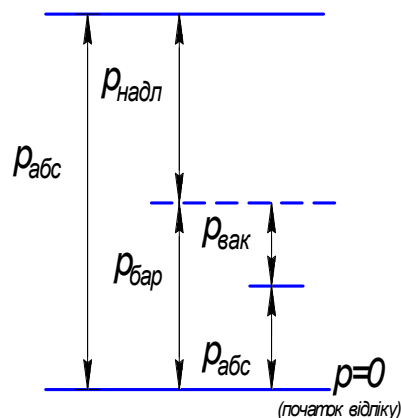
$$B_T = B_0' \cdot \left(1 - \frac{H}{44300}\right)^{5,256},$$

де  $B_T$  — барометричний тиск в тропосфері при температурі ртуті 0 °С, мм. рт. ст.;  $B_0'$  — барометричний тиск на рівні моря при температурі ртуті 0 °С, мм. рт. ст.;  $H$  — висота над рівнем моря, м.

За параметр стану робочої речовини в термодинаміці приймають абсолютний тиск. Абсолютний тиск зазвичай підраховується за показниками двох приладів. Якщо абсолютний тиск  $p_{абс}$  менший атмосферного, то він підраховується за показниками барометра і вакуумметра, тобто

$$p_{абс} = p_{бар} - p_{вак},$$

де  $p_{бар}$  — атмосферний тиск, що визначається барометром;  $p_{вак}$  — покази вакуумметра — приладу, що використовується для вимірювання вакууму, тобто різниці тиску атмосферного і абсолютного (рис. I.1).



**Рис. I.1.**

Якщо абсолютний тиск більший за атмосферний, то він підраховується за

показниками барометра і манометра, тобто

$$P_{абс} = P_{бар} + P_{надл},$$

де  $P_{надл}$  — покази манометра — приладу, що служить для вимірювання надлишкового тиску, тобто тиску, більшого за атмосферний (рис. I.1).

**Густина.** В СІ густина робочої речовини визначається за формулою

$$\rho = \frac{m}{V},$$

де  $m$  — маса робочої речовини, кг;  $V$  — об'єм, що займає речовина,  $м^3$ .

За одиницю густини приймається кілограм на кубічний метр:  $\frac{1 \text{ кг}}{1 \text{ м}^3} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

З підйомом на висоту густина атмосферного повітря знижується. В межах тропосфери закон зміни густини повітря може бути описаний формулою

$$\rho_T = \rho_o \cdot \left(1 - \frac{H}{44300}\right)^{4,256},$$

де  $\rho_T$  — густина повітря в тропосфері,  $кг/м^3$ ;  $\rho_o$  — густина повітря на рівні моря,  $кг/м^3$ .

Густина сухого повітря при  $0^\circ \text{C}$  і тиску  $101325 \text{ Н/м}^2$  складає  $1,293 \text{ кг/м}^3$ .

**Питомий об'єм.** Величина, зворотна густині, називається питомим об'ємом.

Питомий об'єм визначається по формулі:

$$v = \frac{V}{m}, \quad v = \frac{1}{\rho}.$$

За одиницю питомого об'єму приймається кубічний метр на кілограм:

$$\frac{1 \text{ м}^3}{1 \text{ кг}} = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

**Температура.** При вимірюванні температури використовують

термометричну і термодинамічну температурні шкали.

Термометрична шкала Цельсія побудована таким чином: вибрані дві постійні температури (реперні точки) — танення льоду і кипіння води — при нормальному атмосферному тиску. Перша прийнята за початок відліку  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , друга — за  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; за градус прийнято  $1/100$  частину цього температурного інтервалу. Температура за термометричною шкалою Цельсія позначається  $t\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Термометричну шкалу легко відтворити експериментально, наприклад в рідинному або газовому термометрі. Проте термометрична шкала має істотний недолік; покази термометра залежать від властивостей термометричної речовини.

Термодинамічна шкала не має такого недоліку. Вона побудована на основі другого закону термодинаміки, згідно якого для будь-якого тіла, що здійснює цикл Карно, справедливе співвідношення

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2},$$

де  $Q_1$  — тепло, отримане тілом від нагрівача;  $Q_2$  — тепло, що передається охолоджувачу;  $T_1$  — температура джерела тепла;  $T_2$  — температура охолоджувача.

Якщо взяти яку-небудь постійну температуру за реперну точку, то з приведенного співвідношення можна визначити будь-яку іншу температуру, якщо величини  $Q_1$  і  $Q_2$  виміряні.

В термодинамічній шкалі за реперну точку прийнята потрібна точка води, тобто температура, при якій можуть одночасно існувати лід, вода і пара. Ця температура рівна  $273,16^{\circ}$ .

Цю шкалу називають також абсолютною, оскільки температура, що вимірюється по ній, не залежить від властивостей теплоносія циклу Карно.

Термодинамічна абсолютна шкала була запропонована Кельвіном. Градус Кельвіна ( $^{\circ}\text{K}$ ) — одиниця вимірювання температури за термодинамічною температурною шкалою — рівна  $1/273,16$  частині інтервалу від абсолютного



нуля температури до температури потрійної точки води.

Температура точки танення льоду за шкалою Цельсія на  $0,01^\circ$  менша температури потрійної точки. Тому за шкалою Кельвіна точка плавлення льоду має температуру  $273,15^\circ$ .

Практично використовувати шкалу Кельвіна дуже важко. У зв'язку з цим використовується термометрична «Міжнародна температурна шкала 1948 року», яка з достатньою для практичних цілей точністю відтворює шкалу Кельвіна.

За параметр стану робочої речовини в термодинаміці приймають термодинамічну (абсолютну) температуру

$$T = t + 273,15^0 .$$

З підйомом на висоту температура атмосферного повітря знижується. В межах тропосфери закон зміни температури може бути описаний формулою

$$T_T = T_0 - 0,0065H ,$$

де  $T_T$  — температура повітря в тропосфері,  $^\circ\text{K}$ ;  $T_0$  — температура повітря на рівні моря,  $^\circ\text{K}$ .

**Нормальні умови.** В термодинаміці розрізняють нормальні фізичні умови і нормальні технічні умови.

Нормальні фізичні умови — це умови, при яких робоча речовина знаходиться під тиском  $1,0133 \cdot 10^5 \text{ H} / \text{m}^2$  (760 мм. рт. ст.) при температурі  $0^\circ\text{C}$ .

Рідше використовуються нормальні технічні умови при  $p_{\text{абс}} = 0,980665 \cdot 10^5 \text{ H} / \text{m}^2$  (735,6 мм. рт. ст.) і  $t = 15^\circ\text{C}$ .

Якщо, наприклад, об'єм газу приведений до нормальних умов, то одиницю об'єму прийнято позначати  $V_H, \text{ м}^3$ .

В даний час разом з Міжнародною системою одиниць вимірювання (СІ) використовується система МКГСС (метр, кілограм-сила, секунда) ГОСТ 7664-61, тому нижче приводиться таблиця І.2 співвідношень між одиницями

вимірювання тиску.

Таблиця І.2

Таблиця співвідношень між одиницями вимірювання тиску

Одиниці вимірювання	Фізична атмосфера (атм)	Технічна атмосфера (ат)	Бар	Міліметри ртутного стовпа
1 атм	1	1,03323	1,01325	760,000
1 ат	0,967841	1	0,980665	725,550
1 бар	0,986923	1,01972	1	750,062
1 000 мм рт. ст.	1,31579	1,35951	1,33322	1000

### Задачі

**Задача 1.** Визначити барометричний тиск при 0 °С у ньютонях на квадратний метр, якщо ртутний барометр при 30 °С показує 755 мм.рт.ст.

**Задача 2.** Для умови задачі 1 визначити барометричний тиск в технічних атмосферах, фізичних атмосферах, в міліметрах ртутного стовбчику та в міліметрах водяного стовбчику.

**Задача 3.** При стисненні повітря в компресорі у визначені моменти процесу тиск повітря послідовно складав:  $4 \frac{\text{Т}}{\text{М}^2}$ ;  $6000 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^2}$ ;  $0,8 \frac{\text{КГ}}{\text{СМ}^2}$ . Виконати перерахунок вказаних значень тиску на ньютони на квадратний метр, міліметри ртутного стовбчику та міліметри водяного стовбчику.

**Задача 4.** Для запуску дизельних двигунів використовується стиснене повітря. Визначити відношення абсолютного тиску в балоні, якщо до пуску манометр показував надлишковий тиск  $54 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{М}^2}$ , а після пуску  $29,4 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{М}^2}$ . Тиск оточуючого середовища 742 мм.рт.ст. при температурі 293,15 °К.

**Задача 5.** З ресивера повітря поступає в колектор двигуна (рис. І.2). Розрідження в ресивері вимірюється вакуумметром з наклонною

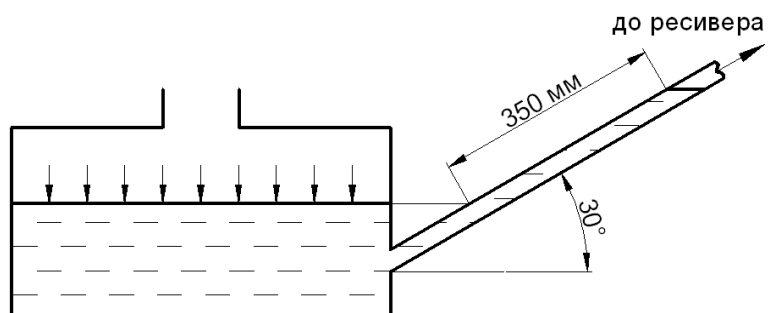


Рис. І.2.

трубкою (кут нахилу трубки  $30^\circ$ ). Вакуумметр заповнений водою. Визначити абсолютний тиск в ресивері, якщо рідина у вакуумметрі піднялась на 350 мм. Тиск оточуючого середовища 1 бар.

**Задача 6.** Згідно даних випробувань парової турбіни розрідження в його конденсаторі складає 94% при барометричному тиску  $97 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$  і  $0^\circ\text{C}$ . Який абсолютний тиск в конденсаторі.

**Задача 7.** Абсолютний тиск в конденсаторі парової турбіни 0,04 бар. Яке при цьому значення вакууму у відсотках, якщо барометричний тиск  $96 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$  при температурі  $25^\circ\text{C}$ .

**Задача 8.** В трубці манометра, що сполучений з оточуючим середовищем, присутня вода та ртуть (рис. I.3). Стовбчик води має висоту 50 мм. Визначити абсолютний тиск в ресивері, якщо різниця рівнів ртуті манометра складає 120 мм, а тиск оточуючого середовища 0,95 атм.

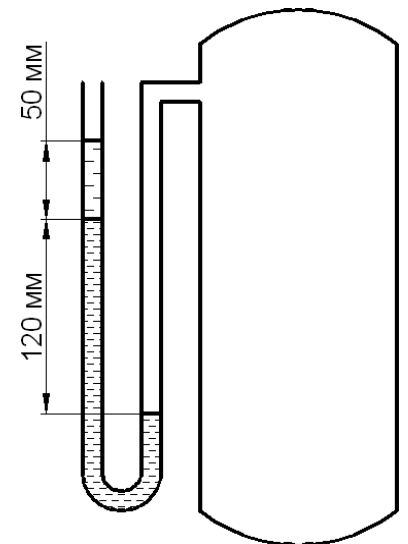


Рис. I.3.

**Задача 9.** Манометр показує, що тиск в балоні заповненого киснем складає 40 атм. Визначити надлишковий тиск кисню в балоні при підніманні його на висоту 6000 м, якщо барометричний тиск на рівні моря 770 мм.рт.ст. при температурі оточуючого середовища  $303,15^\circ\text{K}$ .

**Задача 10.** В приміщенні, де встановлена барокамера (рис. I.4) тиск по водяному манометру складає 50 мм.вод.ст. Барометр, що встановлений зовні приміщення, показує 750 мм.рт.ст. при температурі  $30^\circ\text{C}$ . В барокамері створений вакуум 180 мм.рт.ст. Знайти абсолютний тиск в барокамері.

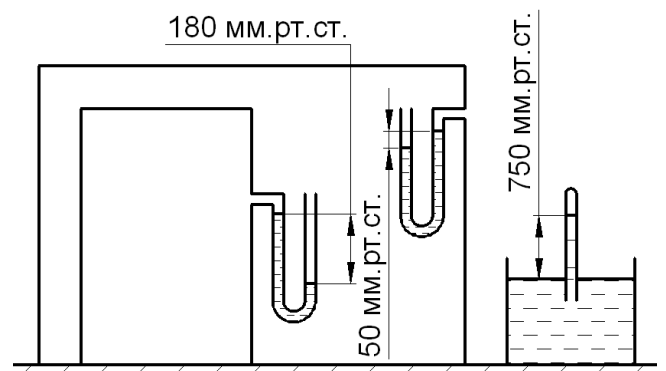


Рис. I.4.

## 2. Газові закони

Гази, що підкоряються законам Бойля—Маріотта, Гей-Люссака, Авогадро і Дальтона, називаються ідеальними. Ці закони і співвідношення, що побудовані на їх основі, можна застосовувати також до реальних газів при порівняно невисокому тиску і порівняно високих температурах.

З молекулярно-кінетичної точки зору ідеальний газ є системою матеріальних точок, що знаходяться в безперервному русі, причому між ними відсутні сили взаємодії.

**Закон Бойля-Маріотта.** При постійній масі і постійній температурі добуток тиску газу на його питомий або абсолютний об'єм є величиною постійною:

$$p \cdot v = \text{const}, p \cdot V = \text{const}.$$

**Закон Гей-Люссака.** При постійному тиску і масі питоми або абсолютні об'єми газів відносяться як абсолютні температури;

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}, \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

При об'єднанні законів Бойля-Маріотта і Гей-Люссака одержують рівняння Менделєєва-Клапейрона:

для 1 кг газу

$$\frac{p \cdot v}{T} = \text{const} = R \text{ або } p \cdot v = R \cdot T.$$

Для  $m$  кг газу

$$p \cdot v = m \cdot R \cdot T,$$

де  $R$  — газова постійна — робота 1 кг газу при постійному тиску і зміні температури газу на 1 °К. Газова постійна  $R$  для ідеального газу залежить тільки від природи робочої речовини.

**Закон Авогадро.** В рівних об'ємах газів і їх сумішей при однаковому тиску і температурах знаходиться однакове число молекул.

Маса газу в кілограмах, чисельно рівна молекулярній масі, називається кілограм-молекулою, або кіломолем. Із закону Авогадро виходить, що добуток  $\mu \cdot \nu$  (тобто об'єм одного кмоля, де  $\mu$  кг/кмоль — молекулярна маса однорідного газу, а для суміші уявна молекулярна або середня молекулярна маса) є величина однакова для всіх газів і газових сумішей при однакових  $p$  і  $T$ .

За нормальних фізичних умов

$$\mu \cdot \nu = 22,4 \text{ м}^3 / \text{кмоль}.$$

Рівняння Менделєєва-Клапейрона для 1 кмоля, газу має вигляд

$$p \cdot V_\mu = \mu \cdot R \cdot T,$$

де  $V_\mu = \mu \cdot \nu$ , а  $\mu \cdot R = R_\mu = 8,314$  кДж / кмоль · град.

Тут  $R_\mu$  — універсальна газова постійна, однакова для однорідних газів і газових сумішей.

Всі приведені закони справедливі тільки для ідеальних газів.

### Задачі

**Задача 1.** Для наповнення калориметричних бомб, що використовуються для визначення теплотворної здатності палива, використовується кисень, який знаходиться у балоні об'ємом  $0,006 \text{ м}^3$  при надлишковому тиску  $11,68 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}$ .

Визначити на скільки зарядів вистачить кисню, якщо об'єм бомби  $0,0004 \text{ м}^3$ , а абсолютний тиск кисню в бомбі  $2,16 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}$ . Зміною температури в процесі заповнення знехтувати.

**Задача 2.** Ідеальний газ об'ємом  $273 \text{ м}^3$  нагрівають при постійному тиску від  $546 \text{ °К}$  до  $547 \text{ °К}$ . Визначити збільшення об'єму.

**Задача 3.** В балоні об'ємом 100 л знаходиться 25 кг стиснутого кисню при температурі  $20 \text{ °С}$ . Знайти тиск кисню.

**Задача 4.** В герметично замкнутому циліндрі поршень рухається без тертя. По

одну з сторін поршня міститься 1 г водню, а по іншу 1 г вуглекислого газу. Визначити відношення об'ємів з права і з ліва від поршня при його рівновазі.

**Задача 5.** Газоподібна органічна речовина масою  $0,37 \cdot 10^{-3}$  кг, формула якої  $C_nH_n$ , при температурі 400 °К і абсолютному тиску  $0,0958 \frac{MN}{M^2}$  займає об'єм  $164 \cdot 10^{-6} m^3$ . Визначити хімічну формулу речовини.

**Задача 6.** Визначити підйомну силу шара-зонда об'ємом  $1 m^3$ , що наповнений воднем. Абсолютний тиск повітря  $0,1 \frac{MN}{M^2}$ . Надлишковий тиск в шарі  $0,0333 \frac{MN}{M^2}$ . Температура водню дорівнює температурі повітря 288 °К. Зміною температури і тиском при підніманні шару знехтувати.

**Задача 7.** В балоні ємністю 200 л знаходиться кисень при температурі 20 °С під тиском 100 атм. Привести його об'єм до нормальних умов. Нормальні умови: температура 0 °С, тиск 760 мм.рт.ст.

**Задача 8.** Скільки молекул повітря знаходиться в кімнаті з розмірами:  $8 \times 4 \times 3$  м при температурі 18 °С і тиску 740 мм.рт.ст.

**Задача 9.** Визначити густину метану  $CH_4$  при нормальних фізичних умовах.

**Задача 10.** З герметичної ємності загальною висотою 3,24 м, наповненої до висоти 2,24 м водою, а вище повітрям, витікає рідина через капілярний отвір у дні (рис. 1.5). На скільки зменшиться рівень води, якщо припустити, що температура повітря в процесі витікання не зміниться? Абсолютний тиск  $98066 \frac{H}{M^2}$ .

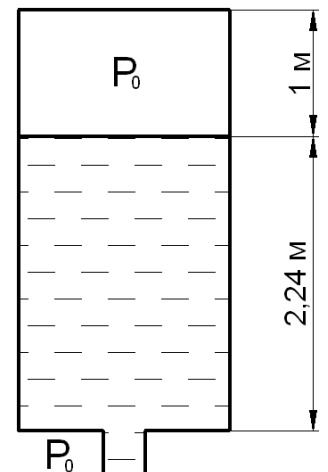


Рис. 1.5.

**Задача 11.** Повітряний нагнітач повинен поставляти для доменної печі при нормальних фізичних умовах  $300 \frac{M^3}{xв}$

повітря. Атмосферне повітря має температуру 298 °К і абсолютний тиск  $0,0958 \frac{MN}{M^2}$ . На який об'єм повітря повинен бути розрахований повітряний нагнітач, щоб він міг забезпечити безперервну роботу доменної печі.

**Задача 12.** В балоні знаходилось 10 кг газу при тиску  $10^7 \frac{H}{M^2}$ . Знайти, яку кількість газу взяли з балону якщо кінцевий тиск став рівним  $2,5 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$ .

Температуру вважати постійною.

**Задача 13.** Побудувати в  $p, v$ -координатах ізоТЕРМИ 0,5 г водню для температур: а) – 0 °С; б) – 100 °С.

**Задача 14.** Побудувати в  $p, v$ -координатах ізоТЕРМИ 15,5 г кисню для температур: а) – 29 °С; б) – 180 °С.

### 3. Теплоємність

Розрізняють істинну і середню теплоємності. Істинною теплоємністю  $c$  називають границю відношення

$$c = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta q}{\Delta t} = \frac{dq}{dt}.$$

Середньою теплоємністю називають відношення

$$c_{cp} = \frac{q}{t_1 - t_2},$$

де  $q$  — тепло;  $t_1, t_2$  — температури початку і кінця процесу.

Витрати тепла на нагрівання або охолодження робочого тіла в якому-небудь процесі можна визначити, якщо відомі середня теплоємність процесу, температура початку і кінця процесу і кількість речовини.

Теплоємність газу залежить від характеру процесу, температури і тиску.

Середня молярна теплоємність в довільному діапазоні температур визначається по формулі

$$\mu \cdot c_{cp} = \frac{\mu \cdot c_p \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - \mu \cdot c_p \Big|_0^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1} \quad \text{кДж / кмоль} \cdot \text{град},$$

де  $\mu \cdot c_{cp}$  - середня молярна теплоємність в довільному діапазоні температур від  $t_1$  до  $t_2$  °С кДж / кмоль · град;  $\mu \cdot c_p \Big|_0^{t_2}$  - середня молярна теплоємність в інтервалі

температур від 0 до  $t_2$  °C (береться з таблиць)  $\kappaДж/кмоль \cdot град$ ;  $\mu \cdot c_p \Big|_0^{t_1}$  - середня молярна теплоємність в інтервалі температур від 0 до  $t_1$  °C (береться з таблиць)  $\kappaДж/кмоль \cdot град$ ;  $t_1, t_2$  — температури початку і кінця процесу.

Середня масова теплоємність визначається по формулі

$$c_{Pcp} = \frac{\mu \cdot c_{Pcp}}{\mu} \quad \kappaДж/кг \cdot град,$$

де  $\mu$  — молекулярна маса газу, кг/кмоль.

Середня об'ємна теплоємність визначається по формулі

$$c_{Pcp} = \frac{\mu \cdot c_{Pcp}}{22,4} \quad \kappaДж/м^3 \cdot град,$$

де 22,4 — об'єм одного моля газу за нормальних фізичних умов ( $p=760$  мм. рт. ст.,  $t=0$  °C).

Теплоємності процесів при  $p=const$  і  $v=const$  зв'язані між собою наступними співвідношеннями:

а) молярні

$$\mu \cdot c_p - \mu \cdot c_v = 8,314 \quad \kappaДж/кмоль \cdot град;$$

б) масові

$$c_p - c_v = R;$$

в) об'ємні

$$c_p - c_v = 0,37 = \rho_H \cdot R,$$

де  $\rho_H$  — густина при нормальних фізичних умовах.

Витрати тепла на нагрівання або охолодження робочих тіл визначається із співвідношень:

а) для  $\nu$  молі

$$Q = M \cdot \mu \cdot c_{Pcp} \cdot (t_2 - t_1) \quad \kappaДж;$$

б) для  $m$  кг

$$Q = m \cdot c_{cp} \cdot (t_2 - t_1) \quad \kappaДж;$$



в) для  $V \text{ м}^3$

$$Q = V \cdot c_{cp} \cdot (t_2 - t_1) \text{ кДж}.$$

Залежно від умов, при яких відбувається нагрівання або охолодження робочого тіла ( $p = \text{const}$ ,  $v = \text{const}$  і т. д.), у формулах ставиться відповідне значення теплоємності.

#### 4. Суміші ідеальних газів

В якості робочих тіл можуть використовуватися суміші, що складаються з декількох газів.

Якщо суміш складається з ідеальних газів, то для неї справедливі всі співвідношення, одержані для однорідного ідеального газу. Наприклад, рівняння стану ідеального газу для  $1 \text{ кг}$  суміші

$$p \cdot v = R_{\text{сум}} \cdot T;$$

для  $m \text{ кг}$

$$p \cdot V = m \cdot R_{\text{сум}} \cdot T,$$

де  $R_{\text{сум}}$  — газова постійна суміші  $\text{Дж/кг} \cdot \text{град}$ ;

для  $1 \text{ кмоль}$

$$p \cdot V_{\mu} = R_{\mu} \cdot T,$$

де  $V_{\mu} = v_{\text{сум}} \cdot \mu_{\text{сум}}$  — об'єм  $1 \text{ кмоль}$  суміші;  $R_{\mu} = 8314 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{град}$  — універсальна газова стала;  $v$  — питомий об'єм суміші,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\mu_{\text{сум}}$  — уявна або середня молекулярна вага суміші,  $\text{кг/кмоль}$ .

Для визначення  $R_{\text{сум}}$ , і  $\mu_{\text{сум}}$  необхідно знати склад суміші, який може бути заданий масовими або об'ємними частками.

Масова частка

$$g_i = \frac{m_i}{m_{\text{сум}}},$$

де  $m_i$  — маса даного газу в суміші,  $\text{кг}$ ;  $m_{\text{сум}}$  — маса суміші,  $\text{кг}$ .

Об'ємна частка

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{сум}}}$$

де  $V_i$  — об'єм даного газу, узятий при тиску суміші,  $\text{м}^3$ ;  $V_{\text{сум}}$  — об'єм суміші,  $\text{м}^3$ .

Якщо суміш задана масовими частками, то  $R_{\text{сум}}$  і  $\mu_{\text{сум}}$  визначають з наступних співвідношень:

$$R_{\text{сум}} = \sum g_i \cdot R_i,$$

або

$$R_{\text{сум}} = 8314 \sum \frac{g_i}{\mu_i}.$$

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{8314}{R_{\text{сум}}},$$

або

$$\mu_{\text{сум}} = \frac{8314}{\sum g_i \cdot R_i} = \frac{1}{\sum \frac{g_i}{\mu_i}}.$$

Якщо суміш задана об'ємними частками, то

$$R_{\text{сум}} = \frac{8314}{\mu_{\text{сум}}},$$

або

$$R_{\text{сум}} = \frac{8314}{\sum r_i \cdot \mu_i}.$$

$$\mu_{\text{сум}} = \sum r_i \cdot \mu_i,$$

або

$$\mu_{\text{сум}} = 8314 \sum \frac{r_i}{R_i}.$$

Парціальний тиск окремих газів, що входять в суміш, визначають з наступних співвідношень:

а) якщо суміш задана масовими частками, то

$$p_i = g_i \cdot \frac{\mu_{\text{сум}}}{\mu_i} \cdot p_{\text{сум}} = g_i \cdot \frac{R_i}{R_{\text{сум}}} \cdot p_{\text{сум}};$$

б) якщо суміш задана об'ємними частками, то

$$p_i = r_i \cdot p_{\text{сум}}.$$

Теплоємність суміші визначають з наступних співвідношень:

а) якщо суміш задана частками моля, то

$$\mu \cdot c_{\text{сум}} = r_1 \cdot \mu_1 \cdot c_1 + r_2 \cdot \mu_2 \cdot c_2 + \dots + r_n \cdot \mu_n \cdot c_n, \quad \text{кДж/кмоль} \cdot \text{град}$$

де  $\mu_1 \cdot c_1$ ,  $\mu_2 \cdot c_2$ ,  $\mu_n \cdot c_n$  — молярні теплоємності окремих газів, що входять в суміш (беруться з таблиць теплоємності);

б) якщо суміш задана масовими частками, то

$$c_{\text{сум}} = g_1 \cdot c_1 + g_2 \cdot c_2 + \dots + g_n \cdot c_n, \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$$

де  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_n$  — масові теплоємності окремих газів, що входять в суміш;

в) якщо суміш задана об'ємними частками (за нормальних фізичних умов),

то

$$c_{\text{сум}} = r_1 \cdot c_1 + r_2 \cdot c_2 + \dots + r_n \cdot c_n, \quad \text{кДж/м}^3 \cdot \text{град}$$

де  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_n$  — об'ємні теплоємності окремих газів, що входять в суміш.

## 5. Перший закон термодинаміки і газові процеси

Перший закон термодинаміки є закон збереження і перетворення енергії, застосований до термодинамічної системи, яка може обмінюватися енергією з навколишнім середовищем різними способами (в різних формах). В окремому випадку, коли обмін енергією може проводитися тільки у формі тепла і механічної роботи, рівняння першого закону термодинаміки для  $1 \text{ кг}$  однорідної речовини записується так:

$$du = dq - dl,$$

або, для кінцевого процесу

$$\Delta u = q - l,$$

де  $\Delta u$  — зміна внутрішньої енергії,  $\text{кДж/кг}$ ;  $q$  — кількість тепла (вважається позитивним при підведенні і негативним при відведенні його від системи),  $\text{кДж/кг}$ ;  $l$  — робота процесу (робота розширення, вважається позитивною при відведенні її від системи, тобто при розширенні, і негативної при підведенні до системи, тобто при стисненні),  $\text{кДж/кг}$ .

Внутрішня енергія ідеального газу залежить тільки від його температури, в цьому випадку

$$du = c_v \cdot dT,$$

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v \cdot dT = c_v \Big|_{T_1}^{T_2} \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{кДж/кг},$$

де  $c_v \Big|_{T_1}^{T_2}$  — середня в інтервалі температур  $(T_2 - T_1)$  ізохорна теплоємність газу  $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$ .

Кількість тепла також може бути виражено через зміну температури газу:

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

де  $c$  — теплоємність газу в даному процесі  $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$ .

Робота процесу завжди може бути обчислена, якщо відома залежність тиску від об'єму в ході процесу (рівняння процесу):

$$l = \int_1^2 dl = 10^{-3} \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv, \quad \text{кДж/кг},$$

де  $p$  — тиск,  $\text{Н/м}^2$ .

Вводячи вираз для ентальпії  $i = u + p \cdot v$  в рівняння першого закону термодинаміки, отримуємо це рівняння в іншому вигляді:

$$di = dq + v \cdot dp,$$

де  $\nu dp = dl_0$  — розташовувана робота,  $\kappa\text{Дж}/\text{кг}$ .

Ентальпія ідеального газу залежить також тільки від його температури:

$$di = c_p \cdot dT,$$

$$\Delta i = \int_{T_1}^{T_2} c_p \cdot dT = c_p \Big|_{T_1}^{T_2} \cdot (T_2 - T_1) \quad \kappa\text{Дж}/\text{кг},$$

де  $c_p \Big|_{T_1}^{T_2}$  — середня в інтервалі температур  $(T_2 - T_1)$  ізобарна теплоємність газу,  $\kappa\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град}$ .

Зіставляючи дві форми рівняння першого закону термодинаміки і залежності  $u$  і  $i$  від температури, можна отримати зв'язок між теплоємностями  $c_p$  і  $c_v$  ідеального газу (рівняння Майера):

$$c_p - c_v = R \quad \kappa\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{град},$$

або для молярних теплоємностей

$$\mu \cdot c_p - \mu \cdot c_v = R \cdot \mu = 8,314 \quad \kappa\text{Дж}/\text{кмоль}\cdot\text{град},$$

При дослідженні термодинамічних процесів знаходять співвідношення між параметрами газу (рівняння процесу), значення параметрів в характерних точках процесу, зміну внутрішньої енергії  $\Delta u$ , ентальпії  $\Delta i$ , роботу процесу  $l$ , кількість тепла  $q^*$ .

**Ізохорний процес ( $v=\text{const}$ ).** Рівняння процесу

$$p = \frac{R}{v} \cdot T.$$

Тиск пропорційний температурам:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Тепло, що бере участь в процесі, йде на зміну внутрішньої енергії газу:

$$q = \Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{кДж / кг}.$$

Робота, що розташовується

$$l_0 = 10^{-3} \cdot \nu \cdot (p_1 - p_2), \quad \text{кДж / кг}.$$

**Изобарний процес ( $p=\text{const}$ ).** Рівняння процесу

$$\nu = \frac{R}{p} \cdot T.$$

Об'єми пропорційні температурам:

$$\frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{T_2}{T_1}.$$

Робота процесу визначається з рівняння

$$l = 10^{-3} \cdot p \cdot \int_{\nu_1}^{\nu_2} d\nu = 10^{-3} \cdot p \cdot (\nu_2 - \nu_1) = R \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{кДж / кг}.$$

Тепло процесу рівне зміні ентальпії, оскільки розташовувана робота рівна нулю:

$$dl_0 = -\nu \cdot dp = 0, \quad q = \Delta i = c_p \cdot (T_2 - T_1).$$

**Изотермічний процес ( $T=\text{const}$ ).** Рівняння процесу

$$p \cdot \nu = R \cdot T = \text{const},$$

тиск обернено пропорційний об'ємам:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\nu_1}{\nu_2}.$$

Внутрішня енергія і ентальпія в процесі не змінюються:

$$\Delta u = 0, \quad \Delta i = 0.$$

Тепло процесу дорівнює роботі процесу:

$$q = l = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = R \cdot T \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = R \cdot T \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = R \cdot T \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Розташовувана робота, що рівна роботі процесу:

$$l_0 = l.$$

**Адіабатний процес ( $dq = 0$ ).** Рівняння процесу

$$p \cdot v^k = const,$$

де  $k = \frac{c_p}{c_v} > 1$  — показник адіабати.

Співвідношення між параметрами в адіабатному процесі:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Зміна внутрішньої енергії, що взята із зворотним знаком, рівна роботі процесу:

$$\begin{aligned} -\Delta u = l &= p_1 \cdot v_1^k \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v^k} \\ -\Delta u = l &= c_v \cdot (T_1 - T_2) = \frac{10^{-3}}{k-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) = \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2) = \\ &= \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot 10^{-3} = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot 10^{-3}, \quad \text{кДж / кг} \end{aligned}$$

Розташовувана робота в  $k$  раз більше роботи процесу:  $l_0 = kl$ .

**Політропний процес.** Рівняння процесу

$$p \cdot v^n = const,$$

де  $n$  — показник політропи, який для різних процесів може мати різне значення від  $+\infty$  до  $-\infty$ , але залишається постійним в даному процесі.

Співвідношення між параметрами в політропному процесі:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Робота процесу може бути обчислена по формулі

$$l = \frac{10^{-3}}{n-1} \cdot (p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2) = \frac{R}{n-1} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \cdot 10^{-3} = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right] \cdot 10^{-3}.$$

Розташована робота в  $n$  раз більше роботи процесу:  $l_0 = nl$ .

Тепло може бути знайдено за рівнянням:

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{кДж/кг}$$

де  $c_n$  — теплоємність політропного процесу:

$$c_n = c_v \cdot \frac{k - n}{1 - n} \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}.$$

Показник політропи  $n$  може бути визначений графічно як тангенс кута нахилу лінії політропного процесу в координатах  $\lg p - \lg v$ , взятий із зворотним знаком, або за формулами:

$$n = \frac{c_n - c_v}{c_n - c_v}, \quad n = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{v_1}{v_2}}.$$

### Задачі

**Задача 1.** Для стиснення 3 кг метану затрачено 800 кДж роботи, при цьому внутрішня енергія газу збільшилась на 595 кДж. Визначити кількість теплоти і вказати, підводиться вона чи відводиться; визначити зміну температури і ентальпії газу, якщо мольна теплоємність метану при постійному об'ємі дорівнює  $26,48 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$ .



**Задача 2.** Двигун внутрішнього згорання приводить в рух вал генератора, який віддає в мережу струм силою 225 А при напрузі 110 В. ККД генератора 0,95. Визначити ККД двигуна, якщо він споживає 7 кг палива за годину. Теплотворна здатність палива  $42300 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

**Задача 3.** Визначити середні значення мольної, об'ємної та масової теплоємності в процесах при постійному тиску і постійному об'ємі в інтервалі температур від 0 до 1300 °С для суміші газів, що має такий склад: CO<sub>2</sub> – 8%; CO – 2%; N<sub>2</sub> – 85%; H<sub>2</sub> – 5%.

**Задача 4.** В закритому резервуарі об'ємом 100 л знаходиться повітря при 0 °С та постійному тиску. Визначити теплоту, яку необхідно витратити на нагрівання цього повітря до 200 °С.

**Задача 5.** Чому дорівнює робота розширення та збільшення внутрішньої енергії 1 кг ртуті, що випаровується при постійному зовнішньому тиску 3,98 бар, якщо для випаровування необхідно підвести  $293 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  теплоти, а значення питомого об'єму рідкої ртуті та її пари при температурі кипіння відповідно рівні  $0,0798 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  та  $0,0756 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ .

**Задача 6.** До якого тиску необхідно заряджати пусковий балон двигуна внутрішнього згорання продуктами згорання з циліндра двигуна, якщо температура в балоні під час заряджання 420 °К, а після охолодження до температури 288 °К тиск повинен бути 32 бар? Визначити кількість теплоти, що втрачається газами під час охолодження, якщо об'єм балону дорівнює 90 л, теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі  $0,732 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ , газова стала  $280 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ .

**Задача 7.** Кулеподібний газгольдер діаметром 8 м заповнений метаном при тиску 1,5 бар і температурі 273 °К. Визначити підвищення тиску в газгольдері та зміну внутрішньої енергії газу, якщо в результаті нагрівання сонячними променями температура газу підвищиться до 293 °К. Мольна теплоємність

метану при постійному тиску  $34,7 \frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{град}}$ .

**Задача 8.** Визначити кількість теплоти, що отримано воднем в балоні ємністю 40 л та зміну його температури, внутрішньої енергії і ентальпії, якщо надлишковий тиск в результаті нагрівання балону збільшився з 140,3 бар до 152 бар. Барометричний тиск 743 мм. рт. ст., теплоємність водню при постійному тиску  $14,05 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ , початкова температура 290 °К.

**Задача 9.** В кінці ходу стиснення об'єм робочої суміші в циліндрі двигуна внутрішнього згорання складає  $109 \text{ см}^3$ , температура 645 °К, тиск 13 бар. Визначити теоретичну температуру і тиск після згорання суміші у випадку коли горіння проходить миттєво, а фізичні властивості суміші такі ж як у повітря. Кількість палива, що згорає дорівнює 19 мг, його теплотворна здатність  $43800 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Задачу розв'язати для першого наближення використовуючи метод послідовних наближень.

**Задача 10.** В циліндрі компресора ізотермічно стискується повітря від початкового тиску 0,96 бар до кінцевого 3,4 бар. Визначити масу, кінцевий об'єм повітря, що стискується і роботу стиснення, якщо початковий об'єм складає 4,3 л, а стиснення відбувається при температурі 293 °К.

**Задача 11.** В калориметричній бомбі ємністю  $300 \text{ см}^3$ , що заповнена киснем при тиску 25 бар і температурі 293 °К, спалюється 0,3 г палива з теплотворною здатністю  $25100 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Визначити підвищення тиску і температуру в кінці згорання за умови відсутності тепловіддачі до стінок бомби.

**Задача 12.** В газгольдері знаходиться 3 кг азоту, при початковій температурі 293 °К та постійному тиску 1,32 бар. Знайти збільшення об'єму газу, роботу розширення та підвищення його температури в результаті передачі газу 60 кДж теплоти за рахунок сонячного опромінення. Теплоємність азоту при постійному тиску  $1,03 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ .

**Задача 13.** Яка повинна бути потужність електричного нагрівача надзвукової

аеродинамічної труби для підігрівання повітря у кількості  $2 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  при постійному тиску від  $298 \text{ }^\circ\text{К}$  до  $900 \text{ }^\circ\text{К}$ .

**Задача 14.** Визначити масову витрату води через проміжний холодильник компресора, в який поступає повітря у кількості  $1,3 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$  при постійному тиску і температурі  $480 \text{ }^\circ\text{К}$ . Повітря охолоджується до  $300 \text{ }^\circ\text{К}$ , вода нагрівається на  $25 \text{ }^\circ\text{К}$ .

**Задача 15.** В циліндрі двигуна внутрішнього згорання на одній з ділянок циклу продукти згорання розширюються при постійному тиску  $64 \text{ бар}$  від об'єму  $39 \text{ см}^3$  до об'єму  $66 \text{ см}^3$ . Температура в кінці цього процесу  $2220 \text{ }^\circ\text{К}$ . Визначити: температуру на початку процесу розширення, зміну питомої внутрішньої енергії та ентальпії продуктів згорання, роботу, що виконується на даній ділянці циклу та кількість палива, що згоріло. Теплотворна здатність палива складає  $42200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Вважати фізичні властивості продуктів згорання такими ж як у повітря.

**Задача 16.** При ізотермічному стисненні  $1,3 \text{ кмоль}$  гелію відведено  $3500 \text{ кДж}$  теплоти. Стиснення відбувається при температурі  $303 \text{ }^\circ\text{К}$  до тиску  $6 \text{ бар}$ . Визначити тиск в початковій точці процесу, питомий об'єм в початковій і кінцевій точках процесу та роботу стиснення.

## 6. Другий закон термодинаміки і цикли теплових двигунів

Другий закон термодинаміки встановлює напрям процесів переходу тепла від одного тіла до іншого.

Тепло не може само собою переходити від тіл з більш низькою температурою до тіл з більш високою температурою без витрати роботи (компенсації).

Для перетворення тепла в роботу необхідний, окрім джерела тепла високої температури, охолоджувач низької температури, тобто температурний перепад.

За допомогою рівнянь, що описують другий закон термодинаміки, можна

визначати ступінь досконалості процесу переходу тепла в роботу в теплових двигунах, який здійснюється в результаті кругових процесів або циклів.

На рис. 1.6, а зображений цикл Карно в координатах  $T-s$ , який складається з двох ізотерм  $A-B$  і  $C-D$  і двох адіабат  $B-C$  і  $D-A$ .

В циклі Карно так само, як і в будь-якому іншому циклі, не можна перевести все підведене тепло  $q_1 = \text{пл.}ABB'A'$  в роботу  $l_u$ .

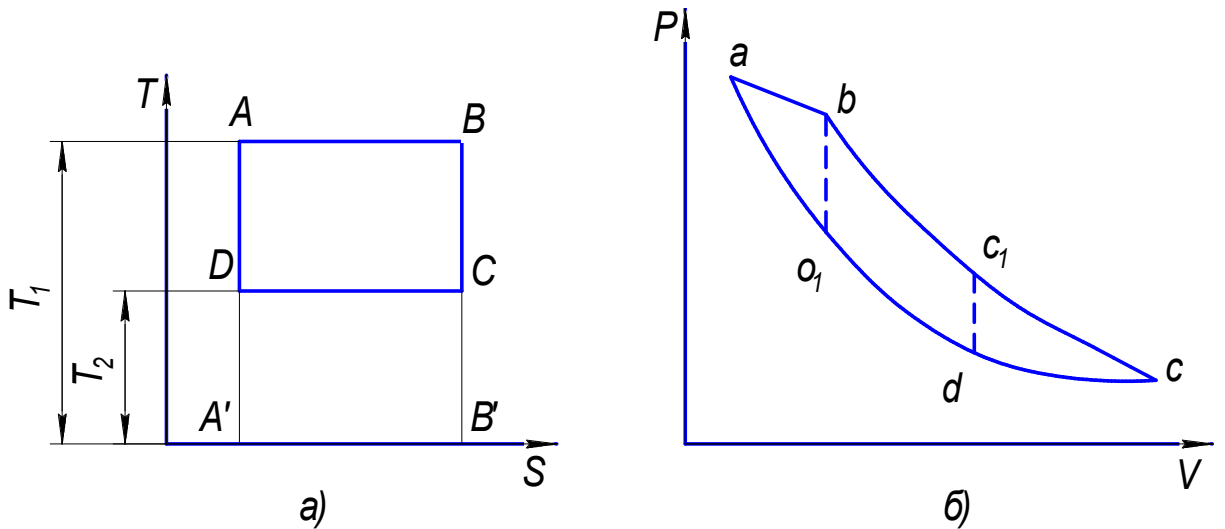


Рис. 1.6.

Для оцінки ступеня досконалості будь-якого циклу вводять термічний коефіцієнт корисної дії  $\eta_t$ , який визначають як відношення корисно витраченого тепла  $l_u$  до всього підведеного тепла  $q_1$  тобто

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_u}{q_1} = \frac{\text{пл.}ABCD}{\text{пл.}ABB'A'}$$

а для циклу Карно це рівняння приймає вигляд

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Цикл Карно в заданому діапазоні температур  $T_1$  і  $T_2$  має найбільший

термічний ККД в порівнянні з будь-яким іншим циклом.

Проте по ряду практичних міркувань цикл Карно в теплових двигунах не здійснюється.

В даний час в двигунах внутрішнього згорання здійснюються наступні цикли:

а) з підведенням тепла по ізохорі (рис. I.7), для якого термічний ККД визначають по формулі

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

де  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$  - ступінь адіабатного стиснення;  $k = \frac{c_p}{c_v}$  - показник адіабати;

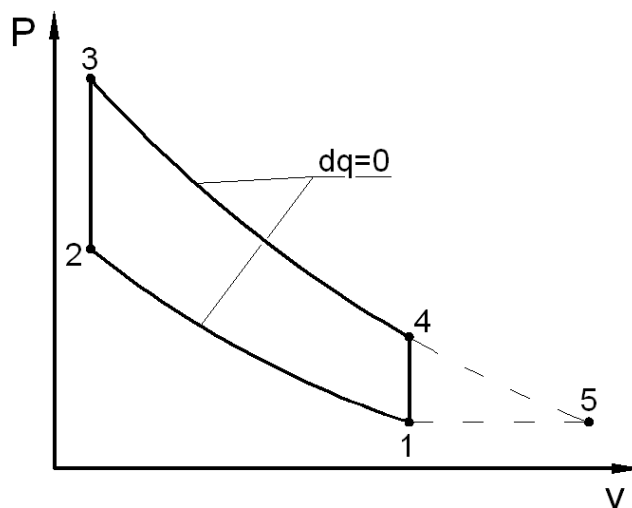
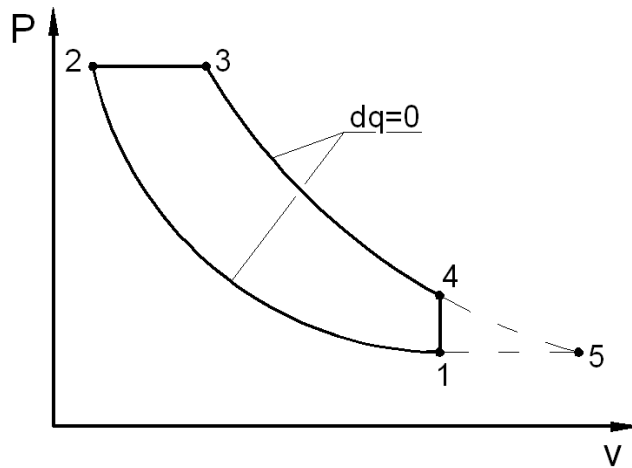


Рис. I.7.

б) з підведенням тепла по ізобарі (рис. I.8), для якого термічний ККД визначають по формулі

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

де  $\rho = \frac{v_3}{v_2}$  - ступінь ізобарного (попереднього) розширення;

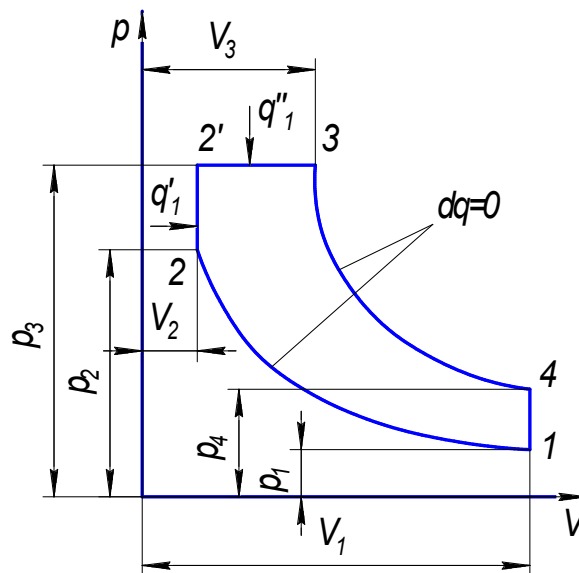


**Рис. І.8.**

в) змішаний, з підведенням частини тепла по ізохорі і частини по ізобарі (рис. І.9), для якого термічний ККД визначають по формулі

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

де  $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$  — підвищення тиску при підведенні тепла по ізохорі.



**Рис. І.9.**

В газових турбінах здійснюються наступні цикли:

а) з підведенням тепла по ізобарі (рис. І.10), для якого термічний к.к.д. визначають по формулі

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

де  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$  — ступінь адиабатного стиснення;

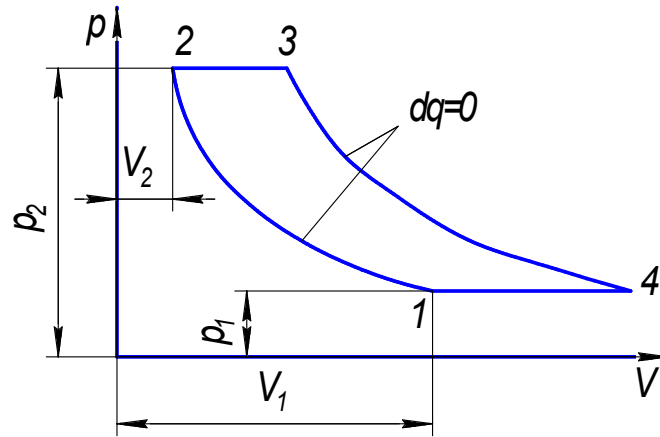


Рис. I.10.

б) з підведенням тепла по ізохорі (рис. I.11), для якого термічний к.к.д. визначають по формулі

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

де  $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$  — ступінь підвищення тиску.

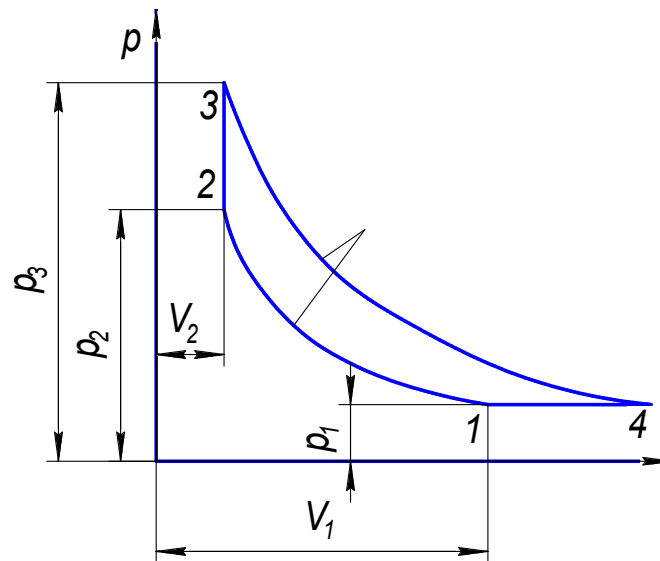


Рис. I.11.

## Задачі

**Задача 1.** Два термодинамічних цикла – цикл Карно a-b-c-d і цикл з ізохорним підведенням теплоти o1-b-c1-d здійснюються в одному діапазоні зміни температури:  $T_{\max}=2073$  °К і  $T_{\min}=288$  °К (рис. I.6.). Ступінь адіабатного розширення для цикла з ізохорним підведенням теплоти  $\varepsilon = \frac{v_d}{v_{a1}} = 7$ . Тиск  $p_d=1$  бар. Робоче тіло – 1 кг сухого повітря. Визначити: у скільки разів термічний ККД цикла Карно більше ККД цикла з ізохорним підведенням теплоти; ступінь адіабатного стиснення у циклі Карно  $\varepsilon = \frac{v_d}{v_a}$ ; тиск  $p_a$  і  $p_c$ . При цьому прийняти, що цикл o1-b-c1-d цикл двигуна внутрішнього згорання.

**Задача 2.** Визначити ККД і роботу цикла 1-2-3-4 з підведенням теплоти по ізохорі (рис. I.7), якщо тиск  $p_1=1$  бар; температура  $t_1=0$  °С; тиск  $p_3=53$  бар; тиск  $p_4=3,5$  бар. Робоче тіло – 1 кг сухого повітря.

**Задача 3.** Чому буде дорівнювати термічний ККД циклу, що приведений на рис. I.7, якщо процес адіабатного розширення 3-4 продовжити до тиску  $p_5=1$  бар (точка 5) і на скільки процентів при цьому збільшиться робота циклу?

**Задача 4.** Визначити термічний ККД цикла з підведенням теплоти по ізобарі (рис. I.8), якщо тиск  $p_1=1$  бар; температура  $t_1=0$  °С; тиск  $p_4=3,5$  бар; тиск  $p_3=55$  бар. Робоче тіло – 1 кг сухого повітря.

**Задача 5.** Для цикла, що приведений на рис. I.8 визначити корисно витрачену і підведену теплоту.

**Задача 6.** Чому буде дорівнювати термічний ККД цикла, що наведений на рис. I.8, якщо процес адіабатного розширення 3-4 продовжити до тиску  $p_5=1$  бар і в скільки разів при цьому збільшиться робота циклу?

**Задача 7.** Визначити зміну ентропії 10 кг води при нагрівання від 20 °С до 60 °С при атмосферному тиску. Теплоємність води в цьому інтервалі температур в першому наближенні вважати незалежною від температури і дорівнює  $4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ .



## **ЧАСТИНА II. МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВОГО ЗАВДАННЯ**

Теплоелектрична станція промислового району з електричною потужністю  $N_E=135$  МВт (табл. II.1), обладнана паровою турбіною з двома відборами пари для теплопостачання. Параметри пари: тиск перед турбіною  $P_1=13$  МПа; температура пари перед турбіною  $t_1=565$  °С; тиск пари після турбіни  $P_2=0,0035$  МПа; тиск пари в першому відборі  $P_{01}=1,8$  МПа; тиск пари в другому відборі  $P_{02}=0,25$  МПа. Витрати пари у відборах: в першому відборі  $D_{01}=350$  т/год; в другому відборі  $D_{02}=200$  т/год.

Визначити теплове навантаження ТЕЦ, загальну витрату палива і порівняти його з витратою палива при роздільному постачанні споживачів теплотою і електроенергією. У випадку роздільного теплопостачання прийняти, що теплова електростанція (КЕС) працює по циклу Ренкіна при тих же значеннях  $P_1$ ,  $t_1$ ,  $P_2$ ,  $\eta_{ПГ}$ ,  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_{ЕМ}$ ,  $N_E$ , що і ТЕЦ, а теплове навантаження покривається станцією теплопостачання (котельною), ККД котлів якої  $\eta_{PK}$  рівний  $\eta_{ПГ}$  ТЕЦ.

При проведенні розрахунків прийняти  $\eta_{ПГ}=\eta_{PK}=0,85$ ;  $\eta_{oi}=0,82$ ;  $\eta_{ЕМ}=0,95$ ;  $Q^p_H=29$  МДж/кг. Втратами в трубопроводах і роботою на привід живильних насосів знехтувати.

### **1. Теплофікаційний цикл ТЕЦ**

#### **1.1. Опис принципової схеми циклу ТЕЦ**

Частина теплоти, отриманої в результаті згорання палива, передається робочому тілу в парогенераторі (рис. II.1). Перегріта пара, що утворюється в парогенераторі, поступає в турбіну, де відбувається її відбір: два теплофікаційних і один конденсаційний. Перший і другий відібрані потоки пари поступають тепловим споживачам (теплопостачання промислового вузла і комунально-побутове теплопостачання відповідно), які будемо вважати

теплообмінниками поверхневого типу і в яких пар віддає теплоту і конденсується. В результаті розширення пари лопаткам турбіни передається механічна потужність  $N_i$ . Завдяки конденсаційному відбору можливо незалежне регулювання  $Q_{T1}$ ,  $Q_{T2}$ ,  $N_i$  шляхом зміни витрат  $D_2$ ,  $D_{O1}$ ,  $D_{O2}$  за допомогою автоматичних регуляторів. Конденсаційний відбір у вигляді вологої насиченої пари поступає в конденсатор, де в результаті відводу теплоти перетворюється в насичену рідину. Конденсат, що поступає від теплових споживачів та з конденсатора, передається в збірник конденсату – теплообмінник змішуючого типу. Живильна вода, що отримується в збірнику, подається в парогенератор.

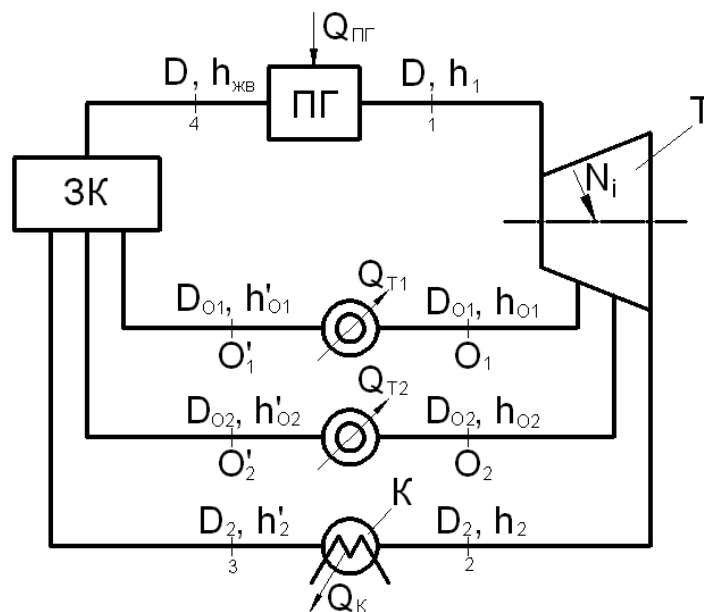


Рис. П.1. Принципова схема ТЕЦ.

Елементи установки: ПГ – парогенератор, теплообмінник поверхневого типу; Т – турбіна;  $O_1$  – перший теплофікаційний відбір пари (вузол тепlopостачання промислового споживача);  $O_2$  – другий теплофікаційний відбір пари (для комунально-побутового тепlopостачання); 2-3 – конденсаційний потік пари; К – конденсатор; ЗК – збірник конденсату.

## 1.2. Визначення характеристик стану робочого тіла

Зображення циклу ТЕЦ в  $h-s$  і  $T-s$  діаграмах води і водяної пари представлено на рис. П.2 і рис. П.3.

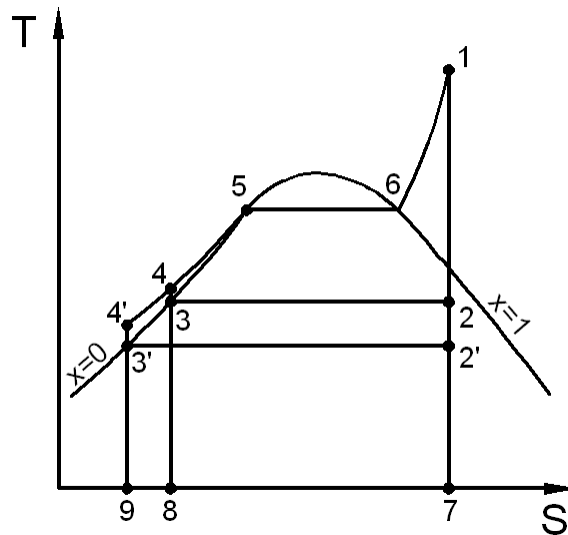


Рис. П.2. Термодинамічний цикл ТЕЦ і КЕС в T-s діаграмі: 123456 – цикл ТЕЦ;  
12'3'4'56 - цикл КЕС.

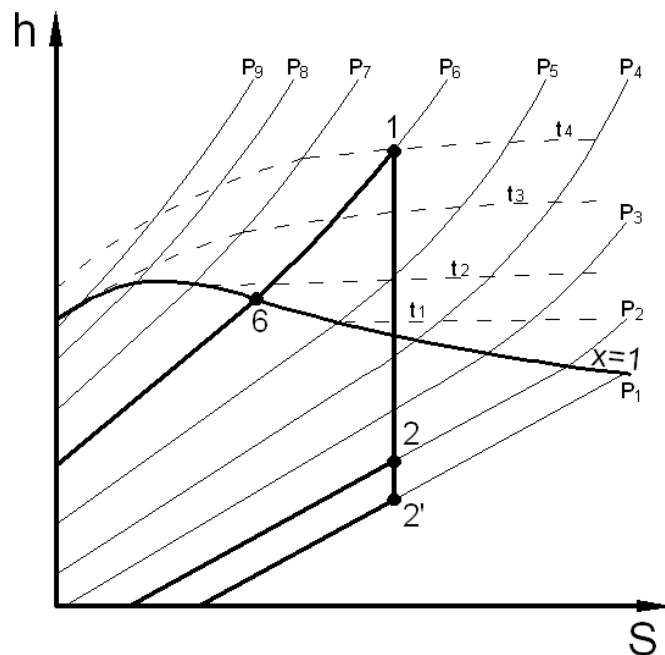


Рис. П.3. Ділянка термодинамічного циклу ТЕЦ і КЕС в h-s діаграмі: - 612 –  
ділянка циклу ТЕЦ; - 612' – ділянка циклу КЕС.

В даній курсовій роботі параметри робочого тіла визначаються за допомогою h-s діаграми водяної пари і по таблицях теплофізичних властивостей води і водяної пари, виходячи з умови, що процес в усіх теплообмінниках схеми ізобарний, а в турбіні – адіабатний незворотній.

По відомим параметрам точки 1 ( $P_1, t_1$ ), тиск пари, що відбирається  $P_{01}, P_{02}$ ,

$P_2$  в  $h$ - $s$  діаграмі знаходимо теоретичні термодинамічні параметри в точках  $O_{1t}$ ,  $O_{2t}$ ,  $2_t$ . Параметри насиченої рідини в точках  $O_1'$ ,  $O_2'$  і 3 визначаємо по таблиці теплофізичних властивостей води і водяної пари виходячи з відповідних значень тиску  $P_{01}$ ,  $P_{02}$ ,  $P_2$ .

Представлені на рис. П.2 і рис. П.3 парові цикли складаються тільки з внутрішніх зворотних процесів і їх називають ідеальними. В реальних, дійсних умовах їх здійснення всі процеси циклу є не тільки зовнішньо, але і внутрішньо незворотними. Особливо різко позначається наявність втрат в живильному насосі, втрат на тертя і втрат від вологості в паровій турбіні. Все це призводить до росту ентропії і відхилення вправо адіабатних процесів стиснення і розширення (рис. П.4).

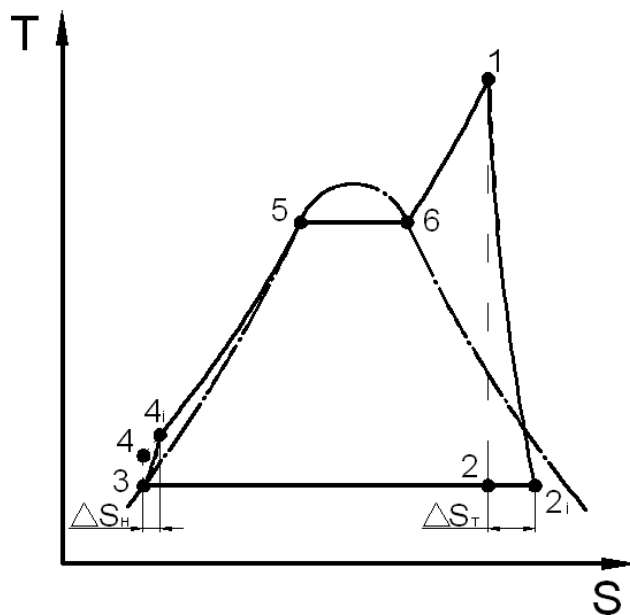


Рис. П.4. Реальний цикл Ренкіна, що враховує втрати в турбіні і насосі

Як видно з рисунка, при заданих впливах пари в точці 1 і конденсату в точці 3 в результаті вказаних втрат ентропія відпрацьованої пари збільшується на  $\Delta S_T$ , а ентропія води на виході мережі з насоса зростає на  $\Delta S_H$ .

Згідно з умовою задачі робота насоса рівна нулю через її невелике значення в порівнянні з роботою турбіни. Тому визначимо істинні значення температур і живильних ентальпій тільки відібраної і відпрацьованої пари на виході турбіни.

З точки 1 – точки стану перегрітої пари (рис. П.5) опускаємо ізентропу (лінію  $S_1=S_2=\text{const}$ ) до перетину з ізобарою  $P_2=\text{const}$ . Проекція точки 2 на вісь ординат дає теоретичне значення ентальпії  $h_{2t}$ .

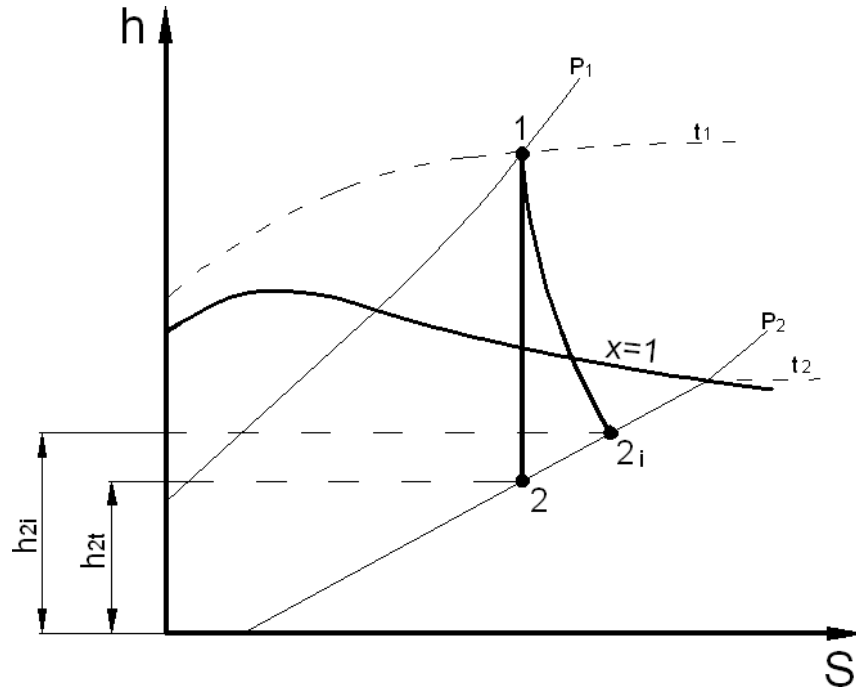


Рис. П.5. До визначення дійсних ентальпій

По формулі  $h_{2i} = h_1 - \eta_{oi} \cdot (h_1 - h_{2t})$  визначимо істинне значення ентальпії. Від точки 2 вертикально вгору відкладаємо відрізок величиною, що дорівнює  $h_{2i} - h_{2t}$ . Через знайдену точку проводимо горизонтальну лінію (ізоентальпу  $h_{2i}=\text{const}$ ) до перетину з ізобарою  $P_2=\text{const}$ . Для знайденої точки визначаємо значення істинної температури  $t_{2i}$ .

Істинні значення живильних ентальпій в точках  $O_{1i}$ ,  $O_{2i}$ ,  $2_i$  визначаються по формулах, що наведені нижче, з врахуванням внутрішніх незворотніх процесів в турбіні:

а)  $\eta_{oi} = \frac{h_1 - h_{01i}}{h_1 - h_{01t}}$ , звідси

$$h_{01i} = h_1 - \eta_{oi} \cdot (h_1 - h_{01t}) = 3504 - 0,82 \cdot (3504 - 2944) = 3045 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

б)  $\eta_{oi} = \frac{h_1 - h_{02i}}{h_1 - h_{02t}}$ , звідси

$$h_{02i} = h_1 - \eta_{0i} \cdot (h_1 - h_{02t}) = 3504 - 0,82 \cdot (3504 - 2540) = 2714 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

в)  $\eta_{0i} = \frac{h_1 - h_{2i}}{h_1 - h_{2t}}$ , звідси

$$h_{2i} = h_1 - \eta_{0i} \cdot (h_1 - h_{2t}) = 3504 - 0,82 \cdot (3504 - 2010) = 2379 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Значення знайдених параметрів робочого тіла в характерних точках циклу ТЕЦ представлені в табл. II.2.

Таблиця II.2

Параметри робочого тіла в циклі ТЕЦ

Стан	Тиск, МПа	Температура, °С		Питома ентальпія, кДж/кг	
1	$P_1=13$	$t_1=565$		$h_1=3504$	
$O_1$	$P_{01}=1,8$	$t_{01t}=265$	$t_{01i}=312$	$h_{01t}=2944$	$h_{01i}=3045$
$O'_1$	$P'_{01}=1,8$	$t'_{01}=207$		$h'_{01}=884,6$	
$O_2$	$P_{02}=0,25$	$t_{02t}=130$	$t_{02i}=130$	$h_{02t}=2540$	$h_{02i}=2714$
$O'_2$	$P'_{02}=0,25$	$t'_{02}=127$		$h'_{02}=535,4$	
2	$P_2=0,0035$	$t_{2t}=27$	$t_{2i}=27$	$h_{2t}=2010$	$h_{2i}=2379$
3	$P'_2=0,0035$	$t_t=27$		$h'_2=111,84$	

### 1.3. Енергетичний аналіз циклу

#### Енергобаланс циклу

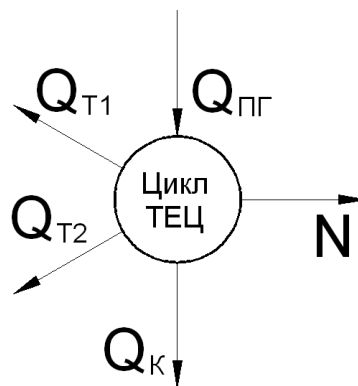


Рис. II.6. Енергобаланс теплофікаційного циклу

На рис. П.6 показана схема енергобалансу циклу ТЕЦ. Відповідно до цієї схеми рівняння енергобалансу має вигляд:

$$Q_{ПГ} = N_i + Q_{Т1} + Q_{Т2} + Q_K,$$

де  $Q_{ПГ}$  – теплова потужність парогенератора;  $N_i$  – абсолютна внутрішня потужність турбіни;  $Q_{Т1}$  – теплова потужність промислового споживача;  $Q_{Т2}$  – теплова потужність, що виробляється для побутового теплопостачання;  $Q_K$  – теплова потужність конденсатора.

Складемо енергобаланс основних складових циклу ТЕЦ.

### Промисловий споживач

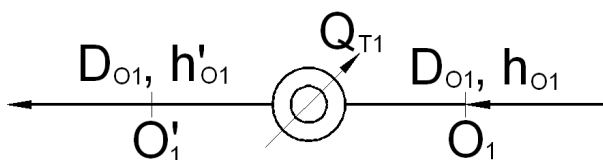


Рис. П.7. Перший теплофікаційний потік пари

Теплова потужність промислового вузла:

$$Q_{Т1} = D_{O1} \cdot (h_{O1i} - h'_{O1}) = 97 \cdot (3045 - 884,6) = 209558 \text{ kВт} = 209,5 \text{ МВт},$$

де  $D_{O1} = 350 \frac{\text{т}}{\text{ч}} = \frac{350 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} = 97 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  – масова витрата пари, що направлена до промислового споживача.

### Комунально-побутовий споживач

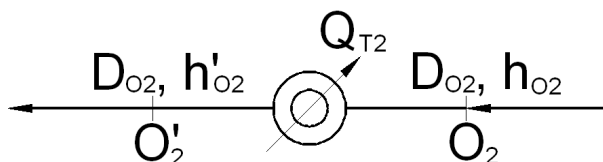


Рис. П.8. Другий теплофікаційний потік пари

Теплова потужність, що виробляється для комунально-побутового

споживача:

$$Q_{T2} = D_{02} \cdot (h_{02i} - h'_{02}) = 56 \cdot (2713,52 - 535,4) = 122001 \text{кВт} = 122 \text{МВт} ,$$

де  $D_{02} = 200 \frac{\text{т}}{\text{ч}} = \frac{200 \cdot 10^3}{3.6 \cdot 10^3} = 56 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  – масова витрата пари, що направлена до комунально-побутового споживача.

Сумарна теплова потужність що витрачається на теплопостачання:

$$Q_T = Q_{T1} + Q_{T2} = 209558 + 122001 = 331559 \text{кВт} = 331,5 \text{МВт} .$$

### Адіабатна турбіна

Адіабатна турбіна призначена для отримання корисної механічної роботи. В даній схемі циклу в турбіні здійснюється три відбори пари, тобто абсолютна потужність турбіни є сумою потужностей кожного з відборів пари.

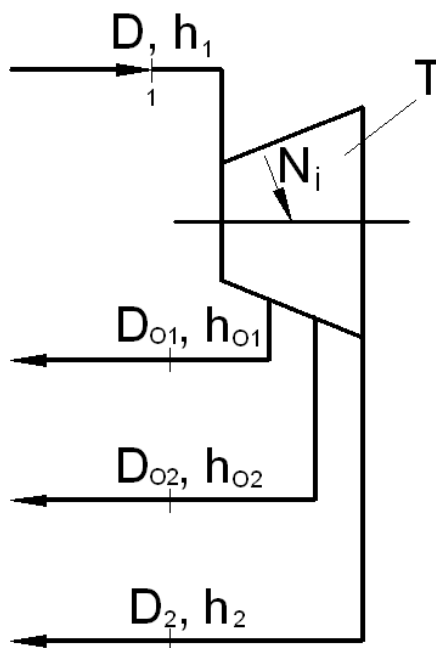


Рис. П.9. Турбіна

Абсолютна внутрішня потужність турбіни:

$$N_i = \frac{N_E}{\eta_{EM}} = \frac{135}{0,95} = 142 \text{МВт} .$$



Абсолютна внутрішня потужність турбіни  $N_i$  менше потужності, що відповідає випадку ізоентропного розширення внаслідок втрат роботи на тертя пари всередині адіабатної турбіни.

Для теплофікаційного і конденсаційного потоків пари застосуємо 1-й закон термодинаміки, відповідно до якого питома технічна робота (робота валу) будь-якої адіабатної машини визначається різницею ентальпій.

Абсолютна потужність, що генерується за рахунок пари, що поступає в перший теплофікаційний відбір:

$$N_{T1}^i = D_{01} \cdot (h_1 - h_{01i}) = 97 \cdot (3504 - 3045) = 44523 \text{кВт} = 44,5 \text{МВт},$$

або

$$N_{T1}^i = D_{01} \cdot (h_1 - h_{01t}) \cdot \eta_{0i} = 97 \cdot 0,82 \cdot (3504 - 2944) = 44523 \text{кВт} = 44,5 \text{МВт}.$$

Абсолютна потужність, що генерується за рахунок пари, що поступає в другий теплофікаційний відбір:

$$N_{T2}^i = D_{02} \cdot (h_1 - h_{02i}) = 56 \cdot (3504 - 2714) = 44240 \text{кВт} = 44,3 \text{МВт},$$

або

$$N_{T2}^i = D_{02} \cdot (h_1 - h_{02t}) \cdot \eta_{0i} = 56 \cdot 0,82 \cdot (3504 - 2540) = 44267 \text{кВт} = 44,3 \text{МВт}.$$

Абсолютна потужність, що генерується конденсаційним потоком пари з рівняння енергобалансу турбіни рівна:

$$N_K^i = N_i - N_{T1}^i - N_{T2}^i = 142 - 44,5 - 44,3 = 53,2 \text{ МВт}.$$

З рівняння енергобалансу для конденсаційного потоку:

$$N_K^i = D_2 \cdot (h_1 - h_{2i}),$$

знайдемо масову витрату конденсаційного потоку:

$$D_2 = \frac{N_K^i}{h_1 - h_{2i}} = \frac{53,2 \cdot 10^3}{3504 - 2379} = 47,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

або  $N_K^i = D_2 \cdot (h_1 - h_{2t}) \cdot \eta_{0i}$ , звідки:

$$D_2 = \frac{N_K^i}{(h_1 - h_{2t}) \cdot \eta_{oi}} = \frac{53.2 \cdot 10^3}{(3504 - 2010) \cdot 0.82} = 47,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальну витрату пари, що поступає в турбіну, знаходимо з рівняння матеріального балансу турбіни:

$$D = D_{01} + D_{02} + D_2 = 97 + 56 + 47,3 = 200,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

### Конденсатор

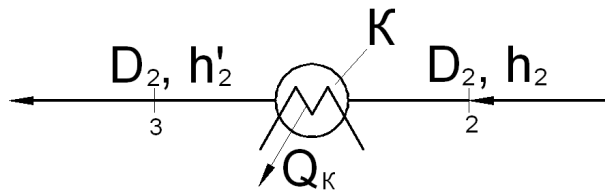


Рис. П.10. Конденсатор

Теплова потужність конденсатора визначається з рівняння енергобалансу для конденсаційного потоку:

$$Q_K = D_2 \cdot (h_{2i} - h'_2) = 47,3 \cdot (2379 - 111,84) = 107237 \text{ кВт} = 107,2 \text{ МВт}.$$

### Збірник конденсату

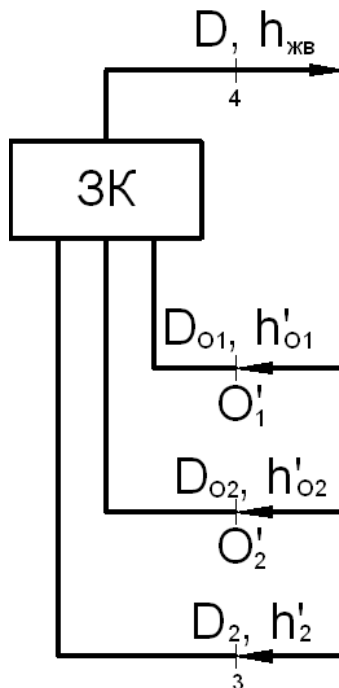


Рис. П.11. Збірник конденсату

З рівняння енергобалансу збірника конденсату знаходимо ентальпію живильної води:

$$h_{\text{ЖВ}} \cdot D = h'_{01} \cdot D_{01} + h'_{02} \cdot D_{02} + h'_2 \cdot D_2,$$

$$h_{\text{ЖВ}} = h'_{01} \cdot \frac{D_{01}}{D} + h'_{02} \cdot \frac{D_{02}}{D} + h'_2 \cdot \frac{D_2}{D} = 884,6 \cdot \frac{97}{200,3} + 535,4 \cdot \frac{56}{200,3} + 111,84 \cdot \frac{47,3}{200,3} = 606 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

З наближеної формули для ентальпії води:  $h_{\text{ЖВ}} = C_{P_{\text{ЖВ}}} \cdot t_{\text{ЖВ}}$ , можна оцінити температуру живильної води:

$$t_{\text{ЖВ}} = \frac{h_{\text{ЖВ}}}{C_{P_{\text{ЖВ}}}} = \frac{604,6}{4,19} = 145 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

## Парогенератор

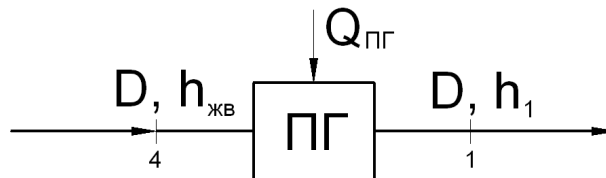


Рис. II.12. Парогенератор

З рівняння енергобалансу парогенератора, знаходимо теплову потужність, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі:

$$Q_{\text{ПГ}} = D \cdot (h_1 - h_{\text{ЖВ}}) = 200,3 \cdot (3504 - 606) = 580469 \text{ кВт} = 580,5 \text{ МВт}.$$

## Аналіз енергобалансу теплофікаційного циклу

Відповідно до рис. II.6 енергобаланс має вигляд:

$$Q_{\text{ПГ}} = N_i + Q_T + Q_K,$$

де частина енергії, що надходить до циклу у вигляді теплоти рівна тепловій потужності парогенератора  $Q_{\text{ПГ}} = 580,5 \text{ МВт}$ , а витратна частина –  $N_i + Q_T + Q_K = 142 + 331,5 + 107,2 = 580,7 \text{ МВт}$ .

Звідси, нев'язка балансу складає величину:

$$\frac{(N_i + Q_T + Q_K) - Q_{ПГ}}{Q_{ПГ}} \cdot 100\% = \frac{|580,7 - 580,5|}{580,5} \cdot 100\% = 0,04\% .$$

Результати розрахунків зведені в таблицю П.3.

Таблиця П.3

Енергетичний баланс теплофікаційного циклу

Складова балансу	Позначення	Значення складової балансу	
		МВт	% від $Q_{ПГ}$
Частина енергії, що надходить до циклу у вигляді теплоти			
Теплота, підведена до робочого тіла в парогенераторі	$Q_{ПГ}$	580,5	100
Витратна частина			
Теплота, відпущена споживачам на базі першого відбору	$Q_{Т1}$	209,5	36,04
Теплота, відпущена споживачам на базі другого відбору	$Q_{Т2}$	122	21
Теплота, передана зовнішнім тепловим споживачам: $Q_{Т1} + Q_{Т2}$	$Q_T$	331,5	57,1
Теплота, відведена від робочого тіла в конденсаторі	$Q_K$	107,2	18,46
Абсолютна внутрішня потужність турбіни	$N_i$	142	24,46
Разом сумарна витрата теплоти	$Q_T + N_i + Q_K$	580,7	100,04
Нев'язка балансу		0,2	0,04

## 2. Установка ТЕЦ

### 2.1. Опис принципової схеми

Опис циклічної частини ТЕЦ приведено в п. 1.1. Опис окремих приладів, не вказаних при розгляді циклічної частини приведено нижче.

В парогенераторі теплота від продуктів горіння передається робочому тілу, однак деяка її частина втрачається в зовнішнє середовище у вигляді фізичних втрат  $Q_{ФВ}$ . В турбогенераторі від робочого тіла лопаткам турбіни передається абсолютна внутрішня потужність  $N_i$ .

Враховуючи те, що в підшипниках є тертя, на вихідному валу турбіна має ефективну потужність  $N_{еф}$ . В електрогенераторі також втрачається деяка потужність і на виході генерується електрична потужність  $N_E$ . Втрати в

турбогенераторі рівні  $Q_{EM}$ .

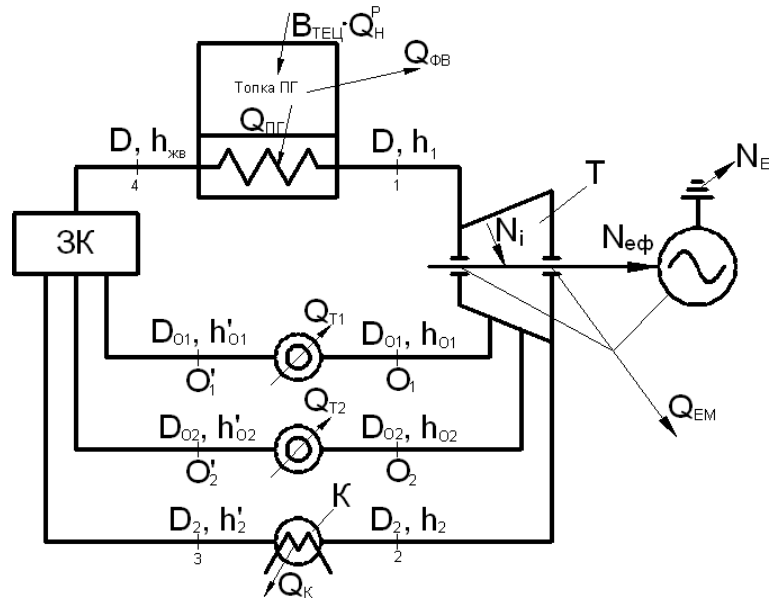


Рис. П.13. Принципова схема установки ТЕЦ

## 2.2. Энергобаланс установки ТЕЦ

### Энергобаланс установки ТЕЦ

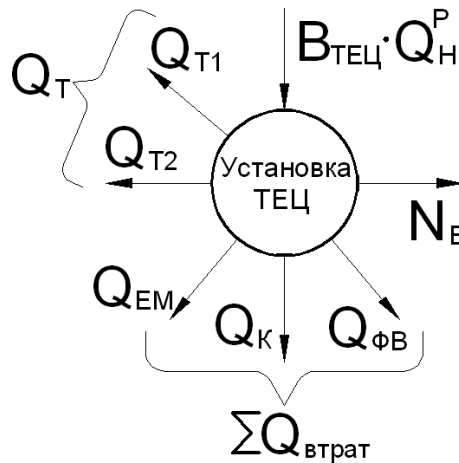


Рис. П.14. Энергобаланс установки

Відповідно до схеми енергобалансу установки ТЕЦ (рис. П.14), рівняння енергобалансу має вигляд:

$$B_{TEC} \cdot Q_H^p = N_E + Q_T + \sum Q_{\text{втр}} ,$$

де  $B_{TEC}$  – витрата палива, кг/с;  $Q_H^p$  – теплота згорання палива, кДж/кг;  $Q_T$  – теплота, що передається зовнішнім споживачам, МВт;  $Q_{\text{втр}}$  – сумарні теплові

втрати установки:

$$\sum Q_{втрат} = Q_K + Q_{ФВ} + Q_{ЕМ} ;$$

де  $Q_K$  – теплота, що відводиться в конденсаторі;  $Q_{ЕМ}$  – електромеханічні втрати в електрогенераторі;  $Q_{ФВ}$  – фізичні втрати в парогенераторі.

Знайдемо окремо кожну складову енергобалансу установки ТЕЦ.

### Турбогенератор

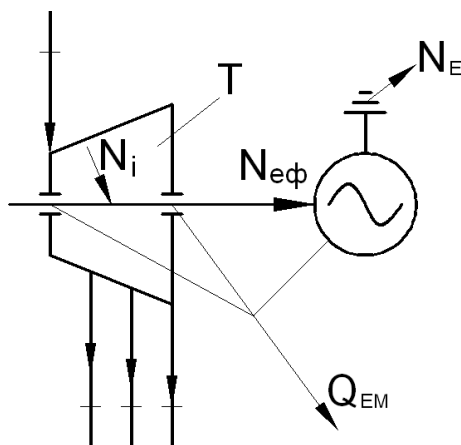


Рис. II.15. Турбогенератор

З рис. II.15 рівняння енергобалансу турбогенератора має вигляд:

$$N_E = N_i - Q_{ЕМ} ,$$

тоді електромеханічні втрати будуть рівні:

$$Q_{ЕМ} = N_i - N_E = 142 - 135 = 7 \text{ MBm} .$$

### Парогенератор

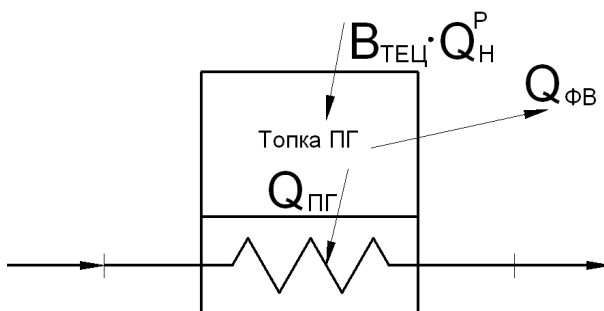


Рис. II.16. Парогенератор

З рівняння енергобалансу парогенератора витрата палива на ТЕЦ рівна:

$$B_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q_H^p \cdot \eta_{\text{ПГ}} = Q_{\text{ПГ}},$$

$$B_{\text{ТЕЦ}} = \frac{Q_{\text{ПГ}}}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{ПГ}}} = \frac{580,5}{29 \cdot 0,85} = 23,55 \frac{\text{кВт}}{\text{с}}.$$

Фізичні втрати теплоти в парогенераторі:

$$Q_{\text{ФВ}} = B_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q_H^p - Q_{\text{ПГ}} = 23,55 \cdot 29 - 580,5 = 102,5 \text{ МВт}.$$

## Аналіз енергобалансу ТЕЦ

Як було показано в пункті 2.2 рівняння енергобалансу має вигляд:

$$B_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q_H^p = N_E + Q_T + \sum Q_{\text{втрата}},$$

де частина енергії, що надходить у вигляді теплоти рівна:

$$B_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q_H^p = 23,55 \cdot 29 = 683 \text{ МВт},$$

а витратна:

$$N_E + Q_T + \sum Q_{\text{втрата}} = N_E + Q_T + Q_K + Q_{\text{ЕМ}} + Q_{\text{ФВ}} = 135 + 331,5 + 107,2 + 7 + 102,5 = 683,2 \text{ МВт}.$$

Звідси, нев'язка енергетичного балансу установки ТЕЦ складає:

$$\frac{(N_E + Q_T + \sum Q_{\text{втрата}}) - B_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q_H^p}{B_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q_H^p} \cdot 100\% = \frac{|683,2 - 683|}{683} \cdot 100\% = 0,03\%$$

Енергобаланс циклу ТЕЦ у вигляді смугового графіка приведено на рис. II.17.

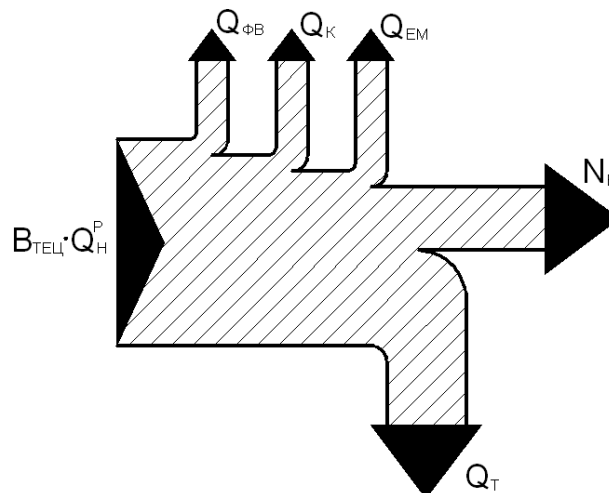


Рис. II.17. Діаграма енергобалансу ТЕЦ

Результати розрахунків зведено в таблицю П.4.

Таблиця П.4

### Енергетичний баланс установки ТЕЦ

Складова балансу	Позначення	Значення складової балансу	
		МВт	% від $V_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q^{\text{P}}_{\text{H}}$
Частина енергії, що надходить у вигляді теплоти			
Теплота згорання палива в парогенераторі	$V_{\text{ТЕЦ}} \cdot Q^{\text{P}}_{\text{H}}$	683	100
Витратна частина			
Теплота, що передається зовнішнім споживачам теплоти	$Q_{\text{T}}$	331,5	48,53
Теплота, відведена від робочого тіла в конденсаторі	$Q_{\text{K}}$	107,2	15,04
Втрати теплоти в парогенераторі	$Q_{\text{ФВ}}$	102,5	15
Електромеханічні втрати в турбогенераторі	$Q_{\text{ЕМ}}$	7	1,02
Електрична потужність електрогенератора	$N_{\text{E}}$	135	19,76
Сумарні втрати теплоти	$Q_{\text{K}} + Q_{\text{ФВ}} + Q_{\text{ЕМ}}$	216,7	31,7
Разом, сумарна витрата теплоти	$N_{\text{E}} + Q_{\text{T}} + Q_{\text{втрат}}$	683,2	100,03
Нев'язка балансу:		0,2	0,03%

### 3. Роздільне виробництво електроенергії і теплоти

#### 3.1. Витрати палива при виробленні електроенергії на КЕС

На КЕС виробляється тільки електроенергія (в турбіні відсутні теплофікаційні відбори).

В даній курсовій роботі розглядається КЕС, що працює по циклу Ренкіна. Принципова схема КЕС представлена на рис. П.18.

Теплота, що отримана в результаті згорання палива, передається робочому тілу в парогенераторі. В результаті адіабатного розширення робочого тіла, лопаткам передається механічна робота  $N_i$ . Потім пара поступає в конденсатор, де, конденсуючись, віддає теплоту  $Q_{\text{K}}$  в зовнішнє середовище. На виході з конденсатора виходить насичена рідина, яка насосом перекачується в парогенератор.



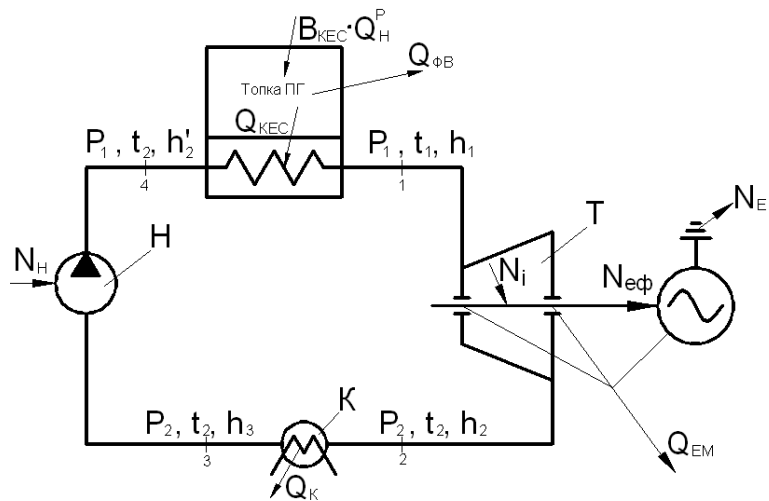


Рис. П.18. Принципова схема установки КЕС.

Елементи установки: ПГ – парогенератор, теплообмінник поверхневого типу;  
К – конденсатор; Т – турбіна.

Зображення циклу КЕС в T-s і h-s діаграмах води і водяної пари вказані на рис. П.2 і рис. П.3 відповідно.

Параметри робочого тіла приведені в табл. П.2.

### Енергобаланс циклу КЕС

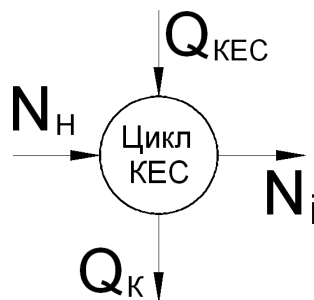


Рис. П.19. Енергобаланс реального циклу КЕС

З рис. П.19, рівняння енергобалансу реального циклу КЕС має вигляд:

$$Q_1 = Q_{КЕС} = N_i + Q_K + N_H,$$

де  $N_i = \frac{N_E}{\eta_{EM}}$  – абсолютна потужність турбіни;  $Q_K$  – теплова потужність, що відводиться в конденсаторі;  $N_H$  – потужність насоса (за умовою задачі енергією, що витрачається на привід насоса можна знехтувати)  $N_H=0$ .

## Термічний ККД ідеального циклу КЕС

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'} = \frac{3504 - 2010}{3504 - 111,84} = 0,4404 \text{ или } 44,04\% .$$

## Визначення витрати палива на КЕС

Абсолютна внутрішня потужність турбіни:

$$N_i = \frac{N_E}{\eta_{EM}} = \frac{135}{0,95} = 142,105 \text{ МВт} .$$

З рівняння енергобалансу робочого тіла, що проходить через турбіну, витрата робочого тіла дорівнює:

$$D = \frac{N_i}{h_1 - h_{2i}} = \frac{142 \cdot 10^3}{3504 - 2379} = 126,22 \frac{\text{кг}}{\text{с}} .$$

Теплова потужність парогенератора:

$$Q_{1i} = Q_{KES} = D \cdot (h_1 - h_2') = 126,22 \cdot (3504 - 111,84) = 428158 \text{ кВт} = 428,158 \text{ МВт} .$$

З рівняння енергобалансу парогенератора, загальні витрати палива на КЕС:

$$B_{KES} = \frac{Q_{KES}}{Q_H^p \cdot \eta_{ПГ}} = \frac{428,158}{29 \cdot 0,85} = 17,37 \frac{\text{кг}}{\text{с}} .$$

Питома витрата палива на КЕС:

$$b_{KES} = \frac{B_{KES}}{N_E} = \frac{17,37}{135} = 0,1287 \frac{\text{кг}}{\text{МДж}} = 0,4633 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} .$$

## 3.2. Витрата палива при виробленні теплоти в районній котельній

Районна котельня виробляє теплоту  $Q_T$  для теплопостачання. Теплота, отримана в результаті згорання палива, передається робочому тілу в котлі районної котельної. Нагріте робоче тіло (вода) по тепловим мережам поступає

до теплових споживачів, де в результаті теплообміну охолоджується і за допомогою насоса мережі подається в котел.

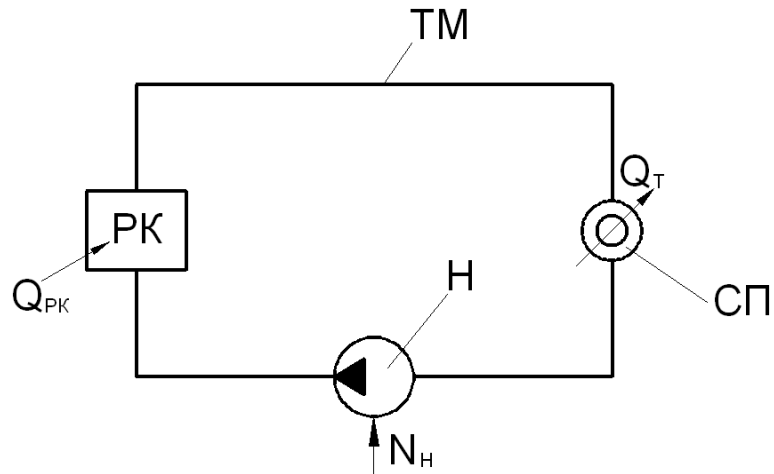


Рис. П.20. Принципова схема районної котельні.

Елементи установки: РК – районна котельня; ТМ – теплові мережі; СП – теплові споживачі; Н –насос теплової мережі

В даній роботі нехтуємо тепловими втратами через ізоляцію теплових мереж. З врахуванням цього, енергобаланс районної котельні в стаціонарному режимі має вигляд:

$$Q_{PK} = Q_T \text{ або } B_{PK} \cdot Q_H^p \cdot \eta_K = Q_T,$$

З енергобалансу котла загальні витрати палива в районній котельній складають:

$$B_{PK} = \frac{Q_T}{Q_H^p \cdot \eta_K} = \frac{331,5}{29 \cdot 0,85} = 13,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Питома витрата палива в районній котельні дорівнює:

$$b_{PK} = \frac{B_{PK}}{Q_T} = \frac{13,45}{331,51} = 0,0406 \frac{\text{кг}}{\text{МДж}} = 0,1462 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

### 3.3. Економія палива на ТЕЦ в порівнянні з роздільним виробленням електроенергії і теплоти

Загальні витрати палива при роздільному виробленні електроенергії і

теплоти споживачам складають:

$$B_p = B_{KEC} + B_{PK} = 17,37 + 13,45 = 30,82 \frac{кг}{с}.$$

Абсолютна економія палива на ТЕЦ в порівнянні з роздільним виробленням електроенергії і теплоти споживачам рівна:

$$\Delta B = B_p - B_{ТЕЦ} = 30,82 - 23,55 = 7,27 \frac{кг}{с}.$$

Відносна економія палива на ТЕЦ в порівнянні з роздільним виробленням електроенергії і теплоти споживачам складає:

$$\frac{B_p - B_{ТЕЦ}}{B_p} \cdot 100\% = \frac{30,82 - 23,55}{30,82} \cdot 100\% = 23,58\%.$$

## ВИСНОВКИ

1. В даній роботі виконані розрахунки двох альтернативних систем енергопостачання: від ТЕЦ з комбінованим виробленням електроенергії і теплоти і роздільної – відповідно від КЕС і районної котельні РК.
2. Встановлено, що при комплексному виробництві електроенергії і теплоти на ТЕЦ досягається економія палива в порівнянні з роздільним виробництвом тієї ж кількості електроенергії і теплоти. Ця економія визначається як різниця між витратою палива, яка була б при виробленні кількостей теплоти ( $Q_T$ ) і електроенергії ( $N_E$ ) роздільним способом (на КЕС і в РК) і витратою палива на ТЕЦ:

$$\Delta B = (B_{KEC} - B_{PK}) - B_{ТЕЦ} = 7,27 \frac{кг}{с}.$$

Ця різниця в процентах складає: 23,58%.

3. Доцільність вибору тієї або іншої системи енергопостачання визначається техніко-економічним розрахунком.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка. – К.: Техніка, 2006. – 320 с.
2. Беляев Н.М. Термодинамика. – К.: Вища школа, 1987. – 344 с.
3. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е., Техническая термодинамика, М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
4. Андрущенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высшая школа, 1968. – 288 с.
5. Ривкин С.А., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. – М.: Энергоатомиздат, – 1984. – 80 с.