

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Методичні вказівки для проведення практичних занять, виконання курсової
роботи та самостійної роботи
з дисципліни

ТЕРМОДИНАМІКА

*(для студентів 2 курсу денної та заочної форм навчання
освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр,
напряму підготовки 6.060101 "Будівництво"
спеціальності – "Теплогазопостачання і вентиляція"
та для слухачів другої вищої освіти заочної форми
навчання на базі диплома спеціаліста іншого напряму;
спеціальності 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і
вентиляція»)*

Методичні вказівки для проведення практичних занять, виконання курсової роботи та самостійної роботи з дисципліни „Термодинаміка” (для студентів 2 курсу денної та заочної форми навчання напряму 6.060101 - «Будівництво» спец. «Теплогазопостачання і вентиляція» та для слухачів другої вищої освіти заочної форми навчання на базі диплома спеціаліста іншого напряму; спец. 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і вентиляція») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: О. В. Ромашко, І. Є. Березняк. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 64 с.

Укладачі: О. В. Ромашко
І. Є. Березняк

Рецензент: проф., д.т.н. І. І. Капцов

Затверджено на засіданні кафедри Експлуатації газових та теплових систем, протокол № 9 від 28.09.2010 р.

ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ

I. Основні поняття термодинаміки

Практичне заняття 1.

Основні поняття термодинаміки.

Термодинаміка – наука про закономірності перетворення енергії.

В основу термодинаміки покладені два основних закони. Перший закон термодинаміки характеризує кількісну сторону процесів перетворення енергії, а другий закон встановлює якісну сторону (спрямованість) процесів, що відбуваються у фізичних системах.

Термодинамічною системою називається сукупність матеріальних тіл, що є об'єктом вивчення і перебувають у взаємодії з навколишнім середовищем.

Термодинамічна система називається ізольованою, якщо вона не допускає обміну з навколишнім середовищем як теплотою, так і роботою. Система називається напівізольованою, якщо вона допускає обмін або теплотою, або роботою. Система називається неізольованою, якщо вона допускає обмін із середовищем і теплотою, і роботою.

Робоче тіло - тіло, за допомогою якого виконується взаємне перетворення теплоти й роботи.

Під термодинамічним процесом розуміють сукупність послідовних станів, через які проходить термодинамічна система при її взаємодії з навколишнім середовищем.

Всі процеси, що відбуваються в термодинамічній системі, підрозділяються на рівноважні й нерівноважні. Рівноважними називаються такі процеси, коли система в ході процесу проходить ряд послідовних рівноважних станів. Якщо процес протікає настільки повільно, що в кожен момент часу встановлюється рівновага, то такі процеси називаються квазістатичними. Ці процеси мають властивості оборотності.

Нерівноважними називаються такі процеси, при протіканні яких, система не перебуває в стані рівноваги. Процес переходу системи з нерівноважного стану в рівноважний називається релаксацією, а час переходу в стан рівноваги - часом релаксації.

Всі реальні процеси, що протікають у природі, є нерівноважними. Це визначається тим, що при протіканні процесу з кінцевою швидкістю в робочому тілі не встигає встановитися рівноважний стан. Отже, реальні процеси, будучи нерівноважними, можуть лише в тій або іншій мірі наближатися до рівноважних, ніколи з ними в точності не збігаючись.

Кожний рівноважний стан термодинамічної системи характеризується певними фізичними величинами - рівноважними параметрами стану. Внутрішні параметри характеризують внутрішній стан системи. До них відноситься тиск, температура, об'єм та ін. Зовнішні параметри характеризують положення системи (координати) у зовнішніх силових полях та її швидкість.

Для характеристики конкретних умов, у яких перебуває дана система, або процес, що йде в системі, необхідно насамперед знати такі внутрішні параметри стану, як питомий об'єм, абсолютний тиск, абсолютна температура.

Питомий об'єм (ν , м³/кг) - це об'єм одиниці маси або величина, обумовлена відношенням об'єму до його маси:

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

де V – об'єм довільної кількості речовини, м³;

m - маса цієї речовини, кг.

Величина, зворотна питомому об'єму, називається щільністю (ρ , кг/м³); або це маса речовини, що утримується в одиниці об'єму:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{\nu}.$$

Тиск – величина, обумовлена відношенням сили (нормальної складової сили), що діє на поверхню, до площі цієї поверхні (p , Па = Н/м²):

$$p = \frac{F_N}{S},$$

де F_N – нормальна складова сили, Н;

S – площа поверхні, нормальної до діючої сили, м².

Розрізняють тиск атмосферний, надлишковий і розріджений (вакуум). Атмосферним називається тиск атмосферного повітря на рівні моря. За величину атмосферного тиску приймається тиск стовпчика ртуті висотою 760 мм (одна фізична атмосфера - позначається атм). Таким чином, 1 атм = 760 мм. рт. ст.

Тиск, більший атмосферного, називається надлишковим, а менший - розрідженим. Для виміру тиску застосовують манометри, атмосферного тиску - барометри, розрідження - вакуумметри. Термодинамічним параметром стану є тільки абсолютний тиск, що відраховується від абсолютного нуля тиску або абсолютного вакууму.

Температура (T , К) – величина, що характеризує ступінь нагрітості тіл. Вона являє собою міру середньої кінетичної енергії поступального руху молекул. Чим більше середня швидкість руху молекул, тим вище температура тіла.

1. Міжнародна практична температурна шкала Цельсія ($^{\circ}\text{C}$), у якій за основні реперні точки приймаються точка танення льоду $t_0 = 0^{\circ}\text{C}$ при нормальному атмосферному тиску $p_0 = 760$ мм рт. ст. і точку кипіння води при тому тиску $t_k = 100^{\circ}\text{C}$.

2. Термодинамічна шкала температур, заснована на другому законі термодинаміки. Початком відліку тут є температура $T = 0\text{K} = -273,15^{\circ}\text{C}$.

Між температурами, вираженими у кельвінах і градусах цельсія, є наступне співвідношення:

$$T\text{K} = 273,15 + t^{\circ}\text{C}.$$

Параметром стану є абсолютна температура, виражена в кельвінах, але градус абсолютної шкали чисельно дорівнює градусу шкали Цельсія.

Завдання 1. Знайти абсолютний тиск у паровому котлі, якщо вимірюваний пружинним манометром надлишковий тиск $p_n = 2000$ кПа. Барометричний тиск за ртутним барометром $p_0 = 740$ мм.рт.ст. при температурі 0°C .

Рішення. Абсолютний тиск у котлі визначаємо за формулою

$$p = p_n + p_0.$$

1 мм. рт. ст. створює тиск 133,32 Па, а 740 мм. рт. ст. відповідають 98,6 кПа. Звідси:

$$p = p_n + p_0 = 2000 + 98,6 = 2098,6 \text{ кПа.}$$

Практичне заняття 2.

Рівняння стану ідеального газу. Суміш ідеальних газів.

Рівняння, що встановлює зв'язок між тиском, температурою й питомим об'ємом середовища постійного складу, називається термічним рівнянням стану. Загальний вид цього рівняння

$$f(p, v, T) = 0.$$

Теорія рівняння стану поки розроблена лише для ідеального газу, і для газів, що мають невелику щільність, і в меншій мірі для щільних газів.

Рівняння стану ідеального газу вперше було отримано Клапейроном. Позначаючи константу через R , одержимо

$$pv = RT,$$

де R – питома газова постійна, віднесена до маси газу, рівної 1 кг; Дж/(кг·К).

Рівняння записане для 1 кг газу. Для m кг рівняння стану матиме вигляд

$$pV = mRT,$$

де V – об'єм газу, м^3 .

R – універсальна газова постійна, однакова для будь-якого газу. Звідси рівняння стану для одного моля ідеального газу буде

$$pV_\mu = 8,3143 \cdot T.$$

При розрахунку теплових установок доводиться мати справу із сумішами газів, а в таблицях наводяться теплоємності тільки для окремих ідеальних газів, у зв'язку з чим необхідно вміти визначати теплоємність газової суміші.

До суміші ідеальних газів входять компоненти, які хімічно не взаємодіють і підлягають закону стану ідеального газу.

Склад газової суміші визначається кількістю кожного з компонентів і задається масовою або об'ємною часткою.

Якщо суміш газів задана масовими частками, то питома теплоємність суміші визначається за формулами:

$$c_{v\text{ см}} = \sum_{i=1}^n g_i c_{vi};$$

$$c_{p\text{ см}} = \sum_{i=1}^n g_i c_{pi}$$

де g_i ($i = 1, 2, \dots$) – масові частки кожного газу, що входить до складу газової суміші.

Якщо суміш задана об'ємними частками r_i ($i = 1, 2, \dots$), то об'ємна теплоємність суміші буде визначатися за формулами:

$$c'_{v\text{ см}} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{vi}$$

$$c'_{p\text{ см}} = \sum_{i=1}^n r_i c'_{pi}$$

де c'_{vi} , c'_{pi} – об'ємні теплоємності кожного газу.

Завдання 1.

Визначити густину і питомий об'єм окису вуглецю при тиску 1 бар і температурі 300 К.

Рішення. Рівняння стану ідеального газу

$$pV = RT.$$

Питомий об'єм

$$V = \frac{RT}{P} \text{ (м}^3\text{/кг)}.$$

Густина окису вуглецю:

$$\rho = \frac{1}{V} \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Завдання 2.

У балоні знаходиться кисень при абсолютному тиску 4,0 і температурі 315 К. Визначити густину кисню в балоні.

Рішення. Рівняння стану ідеального газу

$$pV = RT.$$

Тобто для визначення густини кисню в балоні отримуємо:

$$\rho = \frac{P * M_{O_2}}{R_{O_2} * T} \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Завдання 3.

Масовий склад горючого природного газу: CH_4 – 90%, C_2H_6 – 8%, CO_2 – 2%. Визначить теплоту згорання газу. До якого тиску необхідно стиснути газ, щоб за температури 50 °С і масі 10 кг він займав би об'єм 4 м³.

Рішення. Визначаємо густину суміші газів за нормальних умов:

$$\rho^{ny} = \frac{1}{\frac{g_{CH_4}}{\rho_{CH_4}} + \frac{g_{C_2H_6}}{\rho_{C_2H_6}} + \frac{g_{CO_2}}{\rho_{CO_2}}} \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Після перерахунку масового складу суміші у об'ємний визначаємо теплоту згорання газу:

$$Q_H^P = Q^P_{H_{CH_4}} * r_{CH_4} + Q^P_{H_{C_2H_6}} * r_{C_2H_6} \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

Газова стала для суміші газів згідно із законом адитивності:

$$R = R_{CH_4} * g_{CH_4} + R_{C_2H_6} * g_{C_2H_6} + R_{CO_2} * g_{CO_2} \text{ (Дж/(кг*К))}.$$

Абсолютний тиск газу, за якого 10 кг газу будуть займати об'єм 4 м³, визначасмо із рівняння стану суміші газів:

$$P_A V = MRT,$$

$$P_A = \frac{M * T * R}{V} \text{ (Па)}.$$

Надлишковий тиск газу становитиме

$$P_H = P_A - P_{бар}.$$

Практичне заняття 3.

Рівняння стану реальних газів.

Реальні гази відрізняються від ідеальних тим, що їхні молекули мають власні об'єми й зв'язані між собою силами взаємодії, які мають електромагнітну й квантову природу. Зі збільшенням відстані між молекулами сили взаємодії зменшуються. При зменшенні відстані між ними сили взаємодії переходять в сили відштовхування, що досягають дуже великих значень.

Таким чином, властивості реальних газів як у кількісному, так і в якісному відношеннях значно відрізняються від властивостей ідеальних газів. Тому всі результати для реальних газів, отримані на підставі законів для ідеальних газів, будуть наближеними й справедливими тільки при дуже великих розрідженнях. У зв'язку із цим виникла необхідність у розробці рівняння стану, яке точно описувало би стан реального газу.

Рівняння стану газу використовують при розрахунку властивостей багатьох реальних газів. Найбільш простим, що вірно відображає зміну стану реального газу, є рівняння Ван-дер-Ваальса, яке має вигляд:

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

де b – найменший об'єм, до якого можна стиснути реальний газ;

a – коефіцієнт пропорційності, що має певне числове значення для кожного окремого газу і не залежить від параметрів стану.

Рівняння Ван-дер-Ваальса якісно правильно відбиває стан реальних речовин у рідкому й газоподібному стані. Для двофазних станів воно не застосовується.

Практичне заняття 4.

Теплоємність. Ентальпія. Повна енергія системи.

Теплоємністю називається кількість теплоти, яку потрібно підвести до тіла або відняти від нього для зміни температури тіла на 1⁰С. Теплоємність обчислюється за формулою:

$$C = \frac{dQ}{dT} \text{ (Дж/К)}.$$

Залежно від кількісної одиниці речовини, до якої підводиться теплота, розрізняють: питому масову теплоємність c_x (Дж/(кг·К)); питому об'ємну теплоємність c'_x (Дж/(м³·К)) і питому мольну теплоємність c_μ (Дж/(моль·К)).

Питома теплоємність c_x дорівнює відношенню теплоємності однорідного тіла до його маси:

$$c_x = \frac{C}{m} \text{ (Дж/кг·К)}.$$

Таким чином, питома масова теплоємність - це теплоємність одиниці маси речовини (1 кг).

Об'ємною теплоємністю c'_x називається відношення теплоємності тіла до його об'єму при нормальних фізичних умовах ($p_0 = 101325$ Па, $t_0 = 0$ °С):

$$c'_x = \frac{C}{V} = c\rho.$$

Таким чином, об'ємна теплоємність - це теплоємність кількості речовини, яка займає при нормальних фізичних умовах одиницю об'єму (1 м³).

У ряді випадків за одиницю кількості речовини зручно приймати таку її кількість, що дорівнює молекулярній масі μ цієї речовини. У цьому разі користуються мольною або молярною теплоємністю c_μ :

$$c_\mu = \mu c_x \text{ (Дж/(моль·К))},$$

де μ – молекулярна маса.

Теплоємність залежить від характеру процесу.

У термодинаміці велике значення мають теплоємності при постійному об'ємі c_v й постійному тиску, що визначаються за формулами:

$$c_v = \frac{dq_v}{dT};$$

$$c_p = \frac{dq_p}{dT}.$$

Ці теплоємності знаходяться як відношення кількості теплоти, переданої у процесі при постійному об'ємі або тиску, до зміни температури тіла.

Так як теплоємність ідеального газу залежить від температури, а реального газу й від тиску, то в технічній термодинаміці розрізняють дійсну й середню теплоємність.

Теплоємність, обумовлена відношенням елементарної кількості теплоти, надаваної термодинамічній системі до нескінченно малої різниці температур, називається дійсною теплоємністю.

У практичних розрахунках при визначенні кількості теплоти застосовують так звані середні теплоємності.

Середньою питоною теплоємністю даного процесу в інтервалі температур від t_1 до t_2 називають відношення кількості теплоти q_{1-2} , переданої в процесі, до кінцевої різниці температур $t_2 - t_1$:

$$\bar{c} = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1}.$$

З метою спрощення розрахунків багатьох термодинамічних процесів Гіббс ввів функцію I (для m кг маси) і i (для 1 кг), що називається ентальпією. Ця функція знаходиться за формулою:

$$i = u + pv.$$

Так як u , p і v – функції стану, то ентальпія також буде функцією стану.

Ентальпія ідеального газу, як і внутрішня енергія, є функцією тільки температури й не залежить від об'єму й тиску, тому що відсутні сили взаємодії між молекулами:

$$i = u(T) + pv = u(T) + RT.$$

Внутрішня енергія - це енергія, діюча в системі. Вона складається з кінетичної енергії поступального, обертального й коливального руху молекул, потенційної енергії взаємодії молекул, енергії внутрішньоатомних і внутрішньоядерних рухів часток та ін.

Внутрішня енергія є однозначною функцією внутрішніх параметрів стану (температури, тиску) і складу системи. Через те, що внутрішня енергія є функцією стану, її зміна ΔU не залежить від форми шляху процесу, а визначається лише її значеннями в кінцевому й початковому станах, тобто:

$$\Delta U = U_2 - U_1.$$

Внутрішня енергія - величина адитивна. Це означає, що для складної системи вона визначається як сума внутрішніх енергій складових частин цієї системи, тобто:

$$U = \sum U_i.$$

Практичне заняття 5.

Ентропія.

З відкриттям першого закону термодинаміки було усвідомлене значення енергії в матеріальному світі. Помічено, що всі види енергії в остаточному підсумку перетворюються в теплоту, яка потім розсіюється в навколишньому середовищі. Міра цього розсіювання була названа ентропією. Чим більше розсіюється (знецінюється) енергія, тим більше зростає ентропія.

Енергія і ентропія є невід'ємними властивостями матерії, причому енергія є міра руху матерії, а ентропія - міра розсіювання (деградації) енергії.

Завдання 1.

Знайти величину ентропії 2 кг кисня при тиску 4 бар і температурі 100 °С.

Рішення. Ентропія визначається по формулі

$$S = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0},$$

де $T_0 = 273 \text{ К} = 0^\circ\text{С}$;

$$p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1,013 \text{ бар};$$

$$R = c_p - c_v;$$

$$c_p = 0,9232 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}; c_v = 0,6632 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Підставляючи всі вихідні дані у формулу для ентропії, одержимо

$$S = 0,9232 \ln \frac{373}{273} - (0,9232 - 0,6632) \ln \frac{4}{1,03} = -0,0646 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Завдання 2.

1 кг азоту при температурі 40°C знаходиться в балоні ємкістю $0,4 \text{ м}^3$.
Знайти ентропію газу.

Рішення. Формула для визначення ентропії має вигляд

$$S = c_v \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{V}{V_0},$$

$$\text{де } T_0 = 273 \text{ К} = 0^\circ\text{C};$$

$$V_0 = 0,8 \text{ м}^3;$$

$$R = c_p - c_v;$$

$$c_p = 1,0309 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}; c_v = 0,7357 \text{ кДж/кг}.$$

З урахуванням вихідних даних одержуємо

$$S = 0,7357 \ln \frac{313}{273} - (1,0309 - 0,7357) \ln \frac{0,4}{0,8} = 0,305 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

II. Закони термодинаміки для реальних газів.

Практичне заняття 6.

Перший закон термодинаміки.

Перший закон (перший початок) термодинаміки в загальному вигляді являє собою закон збереження і перетворення енергії. Цей закон накладає строгі умови на всі процеси природи, які при всій їх розмаїтості обмежені умовою збереження енергії. Наведемо кілька формулювань першого закону.

1. Всі види енергії можуть взаємно перетворюватися в строго рівних один одному кількостях, тобто енергія не виникає з нічого й не зникає, а переходить з одного виду в інший. При переході механічної енергії в теплоту її відношення до відповідної кількості теплоти називається термічним еквівалентом роботи, що дорівнює: $J = L/Q = 4,1868$ Дж/кал, якщо робота вимірюється в джоулях, а теплота в калоріях. Якщо теплота й робота вимірюються в одних одиницях, то $J = 1$. Величина, зворотна термічному еквіваленту роботи, називається механічним еквівалентом теплоти:

$$A = 1/J = Q/L.$$

2. Неможливо побудувати таку періодично діючу машину, за допомогою якої можна було б одержати корисну роботу без витрати енергії ззовні, тобто, черпаючи енергію з нічого. Подібний пристрій називається вічним двигуном першого роду, побудова й робота якого відповідно до закону збереження енергії неможлива.

3. Внутрішня енергія повністю ізольованої системи є величина постійною. Доказ цього формулювання буде дано нижче.

Запишемо рівняння першого закону термодинаміки. Для цього допустимо, що до тіла підведена деяка кількість теплоти Q . Ця теплота буде витрачена на зміну внутрішньої енергії ΔU і на здійснення роботи L . Тоді для m кг маси тіла рівняння еквівалентності буде:

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

$$\text{де } Q = mq; \Delta U = m\Delta u; L = ml.$$

Для 1 кг маси ($m = 1$) співвідношення набуде вигляд:

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

де q , Δu , l – питомі кількості теплоти, зміни внутрішньої енергії й роботи.

Для нескінченно малого процесу:

$$dq = du + dl.$$

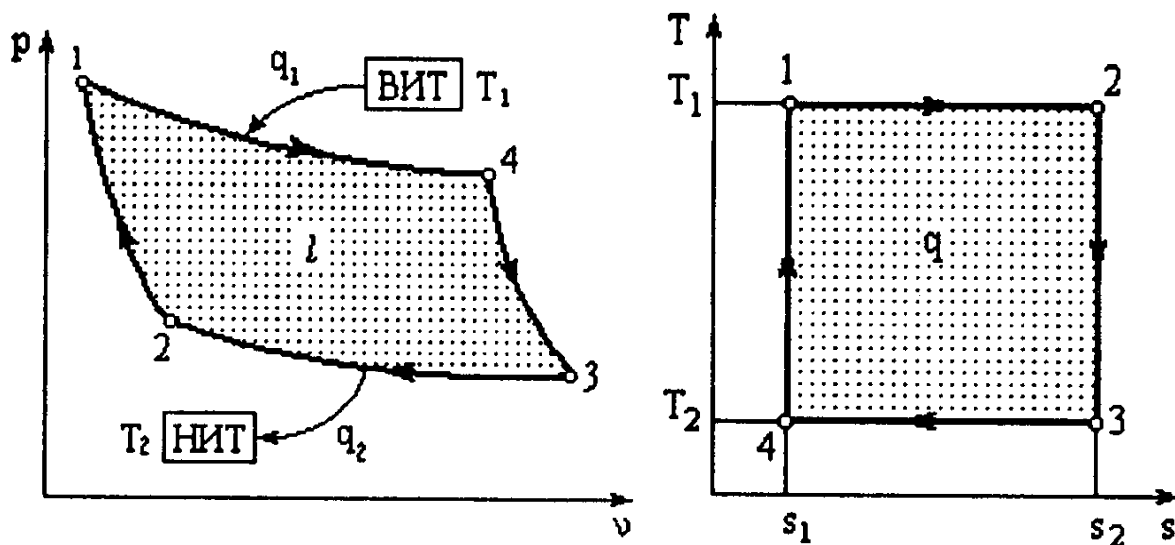
Практичне заняття 7.

Прямі і зворотні цикли. Цикл Кано. ККД.

Аналізуючи формулу $\eta_t = \frac{l_q}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$, можна помітити, що

η_t зростає при зменшенні q_2 або збільшенні q_1 . Звідси можна стверджувати, що вибираючи відповідним чином процеси розширення і стиску, що протікають із підведенням і відводом теплоти q_1 , q_2 , можна змінювати

величину ККД. Такий цикл був запропонований Саді Карно. Він складається з двох оборотних геотермічних і двох оборотних адіабатних процесів.



Ізотермічний й адіабатний процеси є самими вигідними процесами для одержання роботи, тому що в ізотермічному процесі вся теплота, яка підводиться до робочого тіла, перетворюється в роботу, а адіабатний процес протікає без теплообміну.

Розглянемо всі процеси циклу Карно. Процес 1-2 представляє процес ізотермічного розширення робочого тіла з підведенням теплоти q_1 від верхнього джерела теплоти з температурою T_1 . Кількість теплоти q_1 , дорівнює роботі l_1 , отриманій у процесі 1-2, визначається за формулою

$$l_1 = q_1 = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT_1}{v} dv = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Робота l_1 визначається також площею фігури v_1 -1-2- v_2 .

Процес 2-3 є процесом адіабатичного розширення. Газ виконує роботу, чисельно рівну площі фігури v_2 -2-3- v_3 й розраховану:

$$l_2 = \frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1},$$

де k – показник адіабати.

У процесі 3-4 відбувається ізотермічний стиск робочого тіла з відводом теплоти q_2 до нижчого джерела теплоти з температурою T_2 . На стискуванні затрачується робота l_3 , чисельно дорівнююча площі фігури v_4 -4-3- v_3 , кількості відведеної теплоти q_2 й розрахована по формулі:

$$l_3 = q_2 = -RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}.$$

У процесі адіабатного стискування 4-1 газ нагрівається до температури T_1 . Робота, затрачена на стискування, чисельно дорівнює площі фігури v_1 -1-4- v_4 і визначається за формулою:

$$l_4 = -\frac{R(T_1 - T_2)}{k - 1}.$$

Якщо в процесі 3-4 стискається газ без відводу теплоти q_2 , то цей процес буде адіабатним. Через те, що адіабати є еквідистантними кривими (не перетинаються між собою), то через одну точку (точка 3) можна провести лише одну адіабату. Тоді в результаті такого стискування процес піде не за ізотермою 3-4, а за адіабатою 3-2. У вихідний стан робоче тіло повинне бути повернуте лише за ізотермою, тому що в ізотермічному процесі на стискування затрачується найменша кількість роботи. В результаті на стискування у процесах 3-4 й 4-1 буде витрачена та сама кількість роботи, що була отримана в процесах розширення 1-2 й 2-3. Корисна робота циклу l_u й ККД η_t будуть дорівнювати нулю. Звідси можна зробити висновок: для того, щоб одержати корисну роботу, необхідно якусь частину підведеної теплоти безоплатно віддати в навколишнє середовище, тобто втратити.

Підсумовуючи формули робіт для всіх процесів циклу, одержимо:

$$l_u = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{R(T_1 - T_2)}{k-1} - RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4} + \frac{R(T_1 - T_2)}{k-1}.$$

З отриманої формули видно, що роботи в адіабатних процесах 2-3 й 4-1 взаємно знищуються. Тоді формула прийме вигляд:

$$l_u = R \left(T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \ln \frac{v_3}{v_4} \right).$$

Коефіцієнт корисної дії будь-якого циклу теплової машини (у тому числі й циклу Карно) визначається за формулою:

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1}.$$

Звідси

$$\eta_t = \frac{T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{T_1 \ln \frac{v_2}{v_1}}.$$

Для адіабат 2-3 й 4-1 справедливі наступні залежності:

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

$$T_1 v_{21}^{k-1} = T_2 v_{34}^{k-1}.$$

Після розподілу першого рівняння на друге одержимо:

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1}.$$

Логарифмуючи останнє співвідношення, матимемо:

$$\ln \frac{v_2}{v_1} = \ln \frac{v_3}{v_4}.$$

Після перетворень отримаємо:

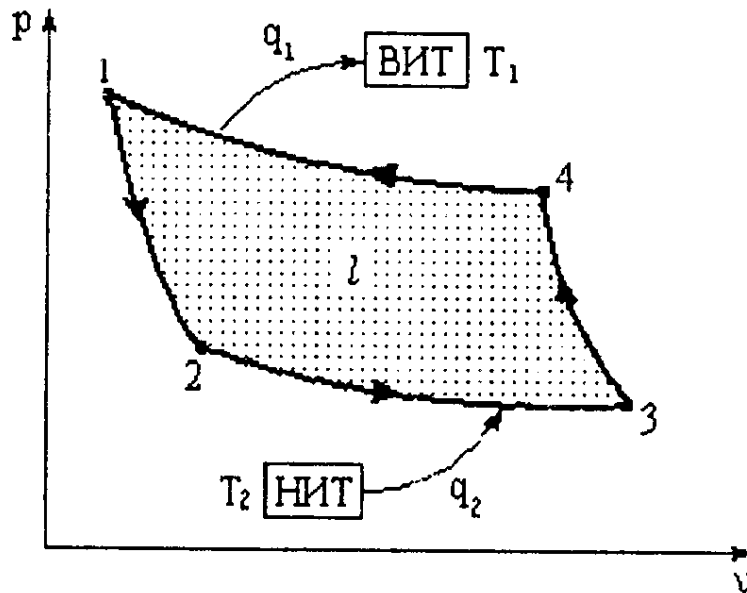
$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Аналізуючи формулу, дійдемо висновку, що η_t може дорівнювати одиниці лише у випадках, коли $T_1 \rightarrow \infty$, або $T_2 = 0$ К. Також виходить, що при $T_2 = T_1$ $\eta_t = 0$. ККД циклу Карно залежить лише від температур верхнього й нижнього джерел теплоти і, отже, не залежить від роду робочого тіла.

Цикл Карно може протікати не тільки в прямому, але й у зворотньому напрямку.

Машини, які працюють за зворотним циклом, називаються холодильними машинами. Це теплові машини, які створюють і підтримують різниці температур шляхом відібрання теплоти в більш холодного тіла й передаючи її більш гарячому. А такий процес вимагає витрати енергії (не може відбуватися без компенсації).

Розглянемо оборотний зворотний цикл Карно.



У процесі 1-2 робоче тіло (холодильний агент) розширюється за адіабатою зі зменшенням температури від T_1 у точці 1 до T_2 у точці 2. Потім газ розширюється за ізотермою 2-3 з підведенням теплоти q_2 від джерела з температурою T_2 . У адіабатному процесі стиску 3-4 відбувається збільшення температури робочого тіла від T_2 до T_1 . В ізотермічному процесі стиску здійснюється відвід від робочого тіла теплоти q_1 до верхнього джерела теплоти.

На здійснення зворотного циклу в холодильній машині затрачується: питома робота l .

$$l = q_1 - q_2.$$

Холодильний коефіцієнт оборотного зворотного циклу Карно визначається за формулою:

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

Холодильний коефіцієнт цього циклу залежить лише від абсолютних температур T_1 і T_2 і має найбільше значення в порівнянні з холодильними коефіцієнтами будь-яких інших циклів, що протікають у тих же температурних межах.

Холодильні машини, призначені для опалення приміщень шляхом передачі теплоти від джерела з більш низькою температурою до джерела з більш високою температурою, називаються тепловими насосами. Їхня ефективність оцінюється опалювальним коефіцієнтом φ , визначуваним за формулою:

$$\varphi = \frac{q_1}{l}.$$

Практичне заняття 8.

Термодинамічні процеси в газах.

Велике значення для теоретичних досліджень і прикладних робіт мають наступні процеси: ізохорний, що протікає при постійному обсязі, ізобарний - при постійному тиску, ізотермічний - при постійній температурі, адіабатний - без теплообміну з навколишнім середовищем. Крім того, існують ще політропні процеси, які за певних умов можуть переходити в усі перераховані вище процеси.

Для всіх процесів встановлюється наступний загальний метод дослідження.

1. Виводиться рівняння кривої процесу в pV й Ts координатах.
2. Встановлюється співвідношення між основними параметрами стану робочого тіла на початку й наприкінці процесу.
3. Визначається зміна внутрішньої енергії за формулою

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_{t_1}^{t_2} c_v dt = \bar{c}_v|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_v|_0^{t_1} t_1$$

або при постійній теплоємності:

$$u_2 - u_1 = c_v (t_2 - t_1).$$

4. Визначається робота зміни об'єму газу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dt = \int_{v_1}^{v_2} f(v) dt.$$

5. Знаходиться питома кількість теплоти, що бере участь у процесі:

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt = \bar{c}_x|_0^{t_2} t_2 - \bar{c}_x|_0^{t_1} t_1.$$

6. Знаходиться зміна питомої ентропії за формулами:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Розглянуті процеси вважаються оборотними.

Ізохорним називається процес, що проходить при постійному об'ємі.

Крива процесу називається ізохорою.

1. Рівняння процесу $v = \text{const}$ або $dv = 0$.

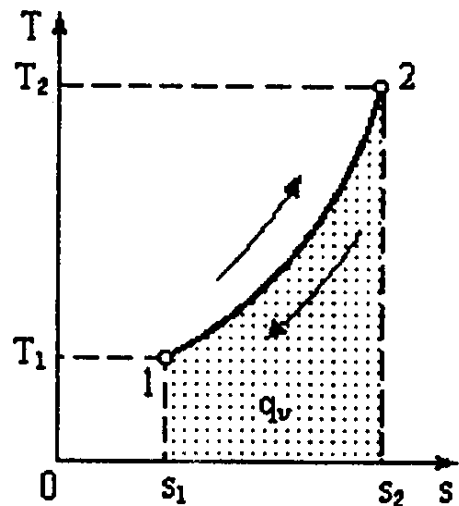
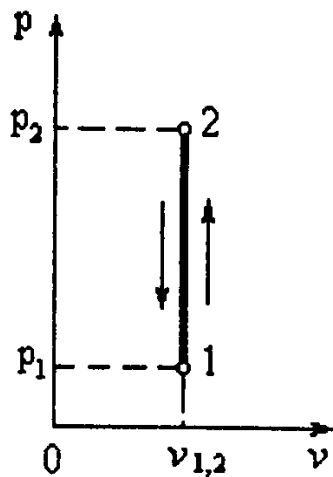
2. Співвідношення параметрів. Для процесу 1-2 запишемо рівняння стану газу в точках 1 й 2

$$p_1 v_{1,2} = RT_1; \quad p_2 v_{1,2} = RT_2.$$

Розділивши перше рівняння на друге, одержимо відомий закон Шарля:

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

тобто при ізохорному процесі зміна абсолютних тисків прямо пропорційна зміні абсолютних температур.



3. Зміна внутрішньої енергії. Для процесу 1-2 запишемо рівняння першого закону термодинаміки:

$$dq_v = du_v + pdv.$$

Оскільки $dv = 0$, то $du_v = dq_v = c_v dT$.

Інтегруючи останнє рівняння, одержимо

$$q_v = \int_{T_1}^{T_2} c_v dt = c_v (T_2 - T_1) = u_2 - u_1.$$

Якщо $T_2 > T_1$, то теплота q_v у процесі 1-2 має позитивний знак, тобто вона підводиться. Якщо $T_2 < T_1$, то теплота негативна й вона в процесі виділяється.

4. Робота зміни об'єму газу. Через те, що $dv=0$, робота $dl=pdv=0$. Тобто робота в ізохорному процесі дорівнює нулю, і вся теплота, що підводиться (що відводиться) до робочого тіла, пройде на зміну внутрішньої енергії. Питома робота l_0 визначається за формулою:

$$l_0 = - \int_{p_1}^{p_2} v dt = -v(p_2 - p_1).$$

5. Питома кількість теплоти визначається за формулою

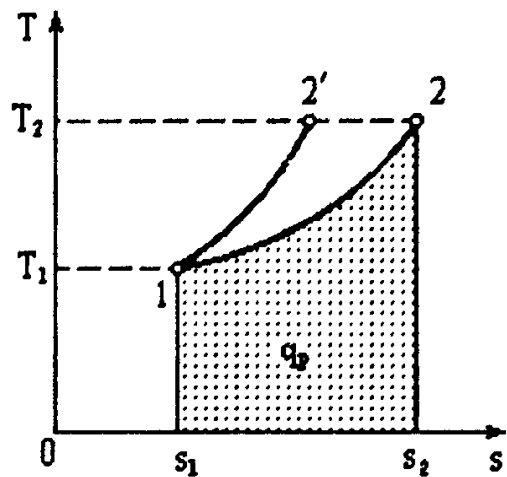
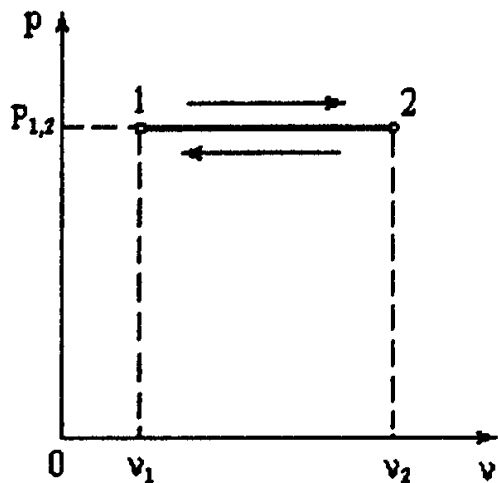
$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dt = \int_{v_1}^{v_2} f(v) dt.$$

6. Зміну питомої ентропії знайдемо з рівнянь першого й другого законів термодинаміки.

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Ізохори при різних об'ємах є еквідистантними кривими, що мають при одній і тій же температурі однакові кутові коефіцієнти.

Ізобарними називаються процеси, що протікають при постійному тиску. Криві процесів називаються ізобарами.



1. Рівняння процесу $p = const$ або $dp = 0$.
2. Співвідношення параметрів. Для процесу 1-2 запишемо рівняння стану в точках 1 й 2:

$$p_{1,2} v_1 = RT_1; \quad p_{1,2} v_2 = RT_2.$$

Розділивши перше рівняння на друге, одержимо відомий закон Гей-Люссака:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

3. Зміна внутрішньої енергії. Рівняння першого закону термодинаміки для ізобарного процесу має вигляд:

$$dq_p = du + p dv.$$

Таким чином, в ізобарному процесі частина теплоти, підведеної до робочого тіла, витрачається на зміну внутрішньої енергії, а частина, що залишилася, йде на здійснення зовнішньої роботи.

4. Робота в ізобарному процесі буде $dl = p dv$, або:

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

Робота $l_0 = -vdp = 0$, тому що $dp = 0$.

5. Питома кількість теплоти визначається за рівняннями

$$dq_p = du + pdv, dq = di = cpd.$$

6. Зміну питомої ентропії знайдемо, використовуючи співвідношення параметрів ізобарного процесу $v_2 / v_1 = T_2 / T_1$:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{T_2}{T_1} = (c_v + R) \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Так як по рівнянню Майера $c_p = c_v + R$, то $s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$.

Всі ізобари є еквідистантними кривими, що мають при одній і тій же температурі однакові кутові коефіцієнти.

Ізотермічним називається процес, що протікає при постійній температурі. Крива процесу називається ізотермою.

1. Рівняння процесу $T = \text{const}$ або $d = 0$.

2. Співвідношення параметрів. Рівняння стану ідеального газу в точках 1 й 2 ізотермічного процесу буде:

$$p_1 v_1 = RT_{1,2}; p_2 v_2 = RT_{1,2}.$$

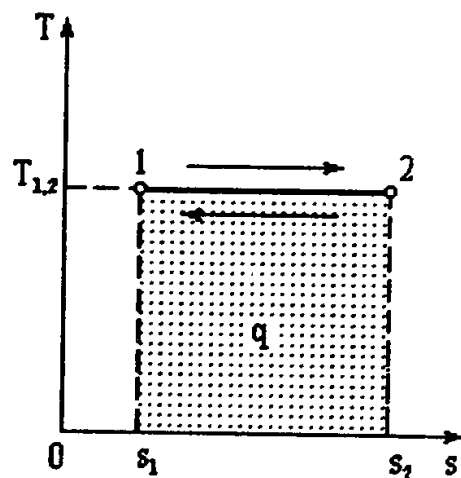
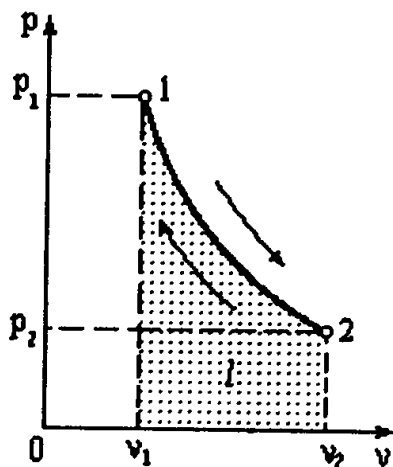
Поділивши перше рівняння на друге, одержимо:

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = 1, \text{ або } \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Звідси одержуємо ще одне рівняння ізотермічного процесу:

$$pv = \text{const}.$$

Тобто об'єм газу змінюється зворотно пропорційно його тиску (закон Бойля - Маріотта).



3. Зміна внутрішньої енергії. Запишемо рівняння першого закону термодинаміки у вигляді $dq = cvd + pdv$.

Так як $dT = 0$, то $dq = pdv - dl$.

Звідси виходить, що вся теплота, підведена до робочого тіла в ізотермічному процесі, іде на здійснення роботи. Зміна внутрішньої енергії:

$$du = cvd = 0.$$

4. Роботу в ізотермічному процесі знаходять за формулою

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Питому роботу знаходимо за формулою:

$$l_0 = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = - \int_{p_1}^{p_2} \frac{p_1 v_1}{p} dp = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Таким чином, в ізотермічному процесі ідеального газу робота зміни об'єму l , робота l_0 й питома кількість теплоти рівні між собою

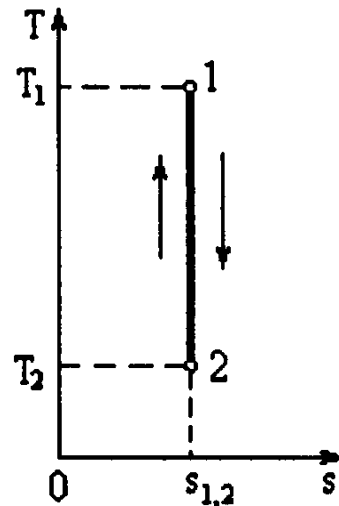
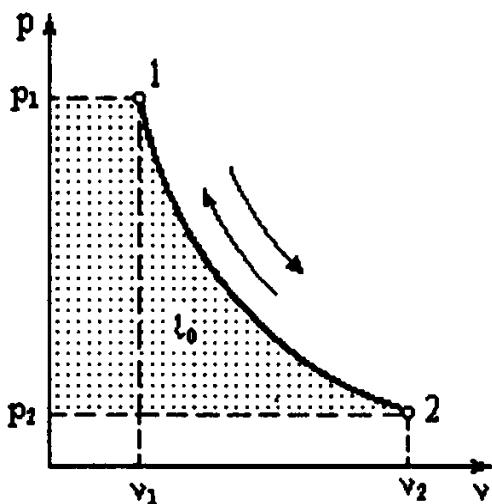
$$l = l_0 = q.$$

5. Питома кількість теплоти, що бере участь в ізотермічному процесі, буде $dq = Tds$. Інтегруючи, одержимо $q = T(s_2 - s_1)$.

6. Зміна питомої ентропії в ізотермічному процесі визначається відношенням $ds = \frac{dq}{T}$. Звідси $dq = Tds = pdv$, $ds = -pdv$. Інтегруючи, маємо:

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{T} \int_{v_1}^{v_2} pdv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{v} dv = R \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Адіабатним називається процес, що протікає без теплообміну з навколишнім середовищем. Крива цього процесу називається адіабатою.



1. Рівняння адіабатного процесу $dq = 0$.

2. Співвідношення параметрів. З рівнянь першого закону термодинаміки при $dq=0$ маємо $cpd - vdp = 0$ й $cvd + pdv = 0$.

Розділивши перше рівняння на друге, одержимо:

$$\frac{c_v dT}{c_p dT} = - \frac{v dp}{p dv} \text{ або } \frac{k dv}{v} = - \frac{dp}{p}.$$

Інтегруючи останнє рівняння при $k = \text{const}$, $c_p = \text{const}$ й $c_v = \text{const}$, матимемо $pv^k = \text{const}$.

Останнє співвідношення є ще одним рівнянням адіабатного процесу.

3. Зміна внутрішньої енергії й робота в адіабатному процесі визначаються з рівняння першого закону термодинаміки при $dq = 0$:

$$du = -dl = c_v d.$$

$$\text{Інтегруючи, одержимо } u_1 - u_2 = 1 = c_v(T_1 - T_2).$$

Робота в адіабатному процесі може також визначатися за наступною формулою:

$$l = \frac{p_1 v_2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right];$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

$$l_0 = - \int_{p_1}^{p_2} v dp.$$

4. Зміна ентропії в адіабатному процесі $ds = 0$. Звідси $s_1 = s_2 = \text{const}$. Тобто оборотний адіабатний процес одночасно є ізоентропним (при постійній ентропії).

Політропним називається процес, в якому питома теплоємність залишається постійною величиною, а лінію процесу називають політропою. Політропи - це криві, що описують газові процеси, в яких відбувається зміна всіх термодинамічних параметрів.

1. Рівняння політропного процесу. Питома кількість теплоти, що бере участь у політропному процесі, визначається за формулою $q = c(T_2 - T_1)$ и $dq = cdT$.

Після інтегрування знайдемо $n \ln v + \ln p = \text{const}$, або $pv^n = \text{const}$.

Отримане рівняння є рівнянням політропного процесу, де n показник політропи.

Таким чином, політропний процес є узагальнюючим для всіх розглянутих вище процесів.

2. Співвідношення параметрів.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n$$

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

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

3. Робота в політропному процесі.

$$l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2);$$

$$l = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2);$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right];$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right].$$

$$l_0 = nl.$$

Теплоємність у політропному процесі визначається за формулою:

$$c = c_v \frac{n-k}{n-1}.$$

4. Зміна ентропії в політропному процесі визначається за формулами:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_2}{p_1};$$

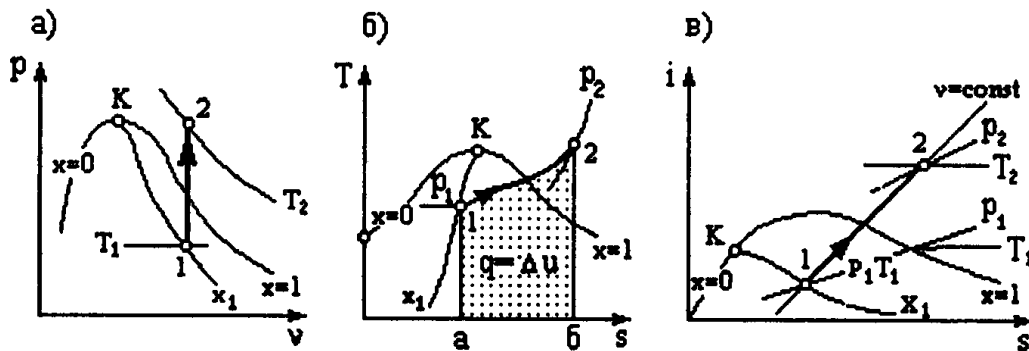
$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Практичне заняття 9.

Термодинамічні процеси в парах та їх сумішах.

Важливе значення мають термодинамічні процеси зміни стану водяного пару (ізохорний, ізобарний, ізотермічний й діабатний процеси).

Ізохорний процес ($v = \text{const}$) в pv -, Ts - і is - діаграмах представлений на рис.



На pv - діаграмі ізохорний процес зображується відрізком прямої, паралельної осі ординат (рис. а).

На Ts - діаграмі процес зображується кривою лінією, що спрямована

опуклістю вгору в області вологої пари й униз - в області перегрітої пари (рис. б).

В is - діаграмі ізохора є кривою лінією з опуклістю вниз (рис. в).

В ізохорному процесі зовнішня робота дорівнює нулю, і вся теплота, підведена до робочого тіла, витрачається на зміну внутрішньої енергії, тобто

$$dq = du,$$

або

$$q = \int_1^2 du = u_2 - u_1.$$

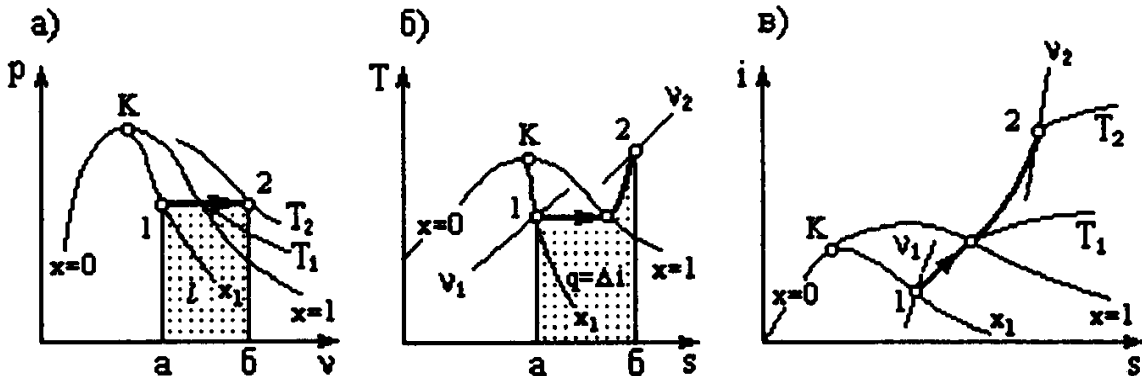
Так як $i = u + pv$, то

$$q = i_2 - i_1 - v(p_2 - p_1).$$

Всі необхідні параметри для розрахунку кількості теплоти можуть бути знайдені за допомогою is - діаграми (рис. в). Для цього варто знайти лише положення початкової й кінцевої точок процесу (точки 1 й 2) і визначити всі величини, що входять у формулу.

Кількість теплоти, передана робочому тілу в ізохорному процесі, визначається площею під кривою процесу в Ts - діаграмі (рис. б).

Ізобарний процес ($p = \text{const}$) в pv -, Ts -, і is - діаграмах представлений на рис.



В pv - діаграмі він зображується лінією, паралельною осі абсцис (рис. а).

В Ts - діаграмі - горизонтальною прямою в області вологої пари й кривою, що має опуклість униз, - в області перегрітої пари (рис. б).

В is - діаграмі ізобарний процес представляється прямою лінією в області насиченої пари й кривою з опуклістю вниз - в області перегрітої пари.

Робота в ізобарному процесі визначається по формулі

$$L = p(v_2 - v_1) = q - \Delta u$$

і чисельно дорівнює площі під лінією процесу pv - діаграмі (рис. а).

Підведена питома кількість теплоти визначається по формулі

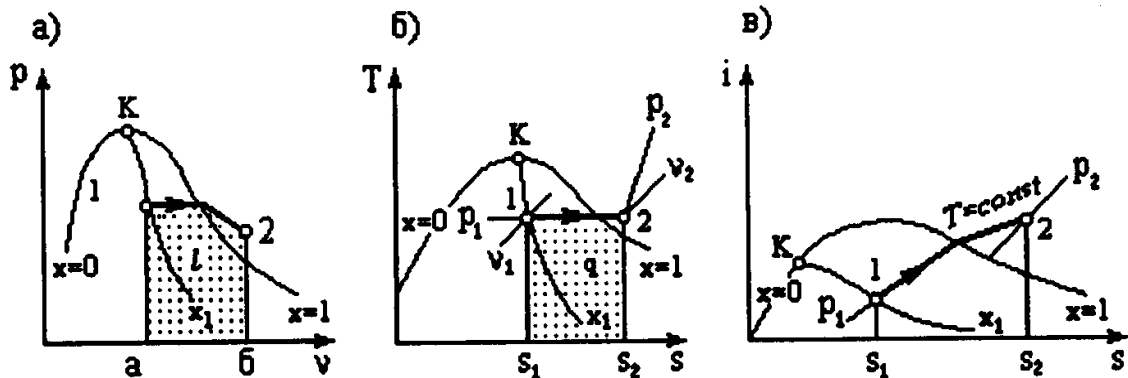
$$q = i_2 - i_1$$

і чисельно дорівнює площі під кривою ізобарного процесу в Ts - діаграмі (рис. б).

Зміна внутрішньої енергії в ізобарному процесі перебуває у вигляді

$$\Delta u = u_2 - u_1 = i_2 - i_1 - p(v_2 - v_1).$$

Ізотермічний процес ($T = \text{const}$) в pv -, Ts -, і is - діаграмах представлений на рис.



В pv - діаграмі ізотерма в області вологої пари йде паралельно осі абсцис (збігаючись із ізобарою), а в області перегрітої пари вона зображується кривою з опуклістю вниз (рис. а).

В Ts - діаграмі ізотерма представляється лінією, паралельною осі абсцис (рис. б).

В is - діаграмі в області вологої пари ізотерма має вигляд прямої лінії, що збігається з ізобарою й перетинає криві постійних ступенів сухості x , а в області перегрітої пари вона зображується кривою з опуклістю, спрямованою вгору.

Робота в ізотермічному процесі визначається по формулі

$$l = q - \Delta u$$

і чисельно дорівнює площі під кривою процесу в pv - діаграмі (рис. а). Підведена в процесі питома кількість теплоти

$$q = T(s_2 - s_1)$$

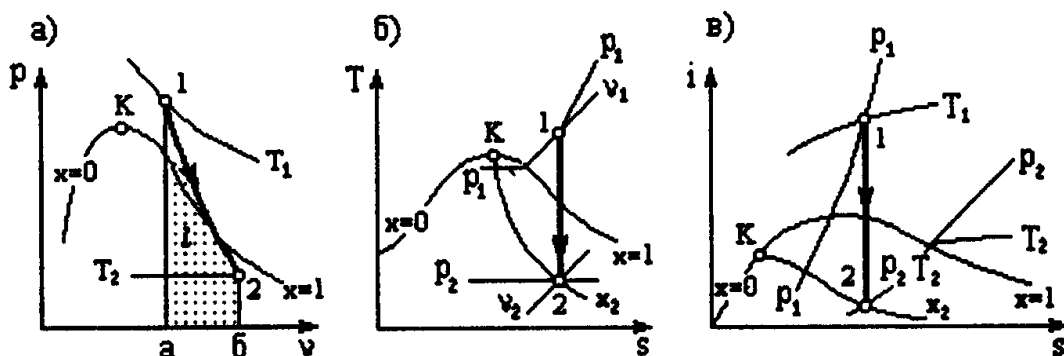
визначається площею під кривою процесу в Ts - діаграмі (рис. б).

Зміна внутрішньої енергії буде

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - p_2 v_2) - (i_1 - p_1 v_1),$$

де всі необхідні параметри можуть бути знайдені на pv -, Ts -, і is - діаграмах.

Адіабатний процес ($dq = 0$) в pv -, Ts -, і is - діаграмах представлений на рис.



В pv - діаграмі він має вигляд кривої лінії з опуклістю, спрямованою вниз (рис. а).

В Ts - , і is - діаграмах адіабатний процес зображується лінією, паралельно. осі ординат (рис. б, в).

Питома робота й зміна внутрішньої енергії в адіабатному процесі перебувають по співвідношеннях

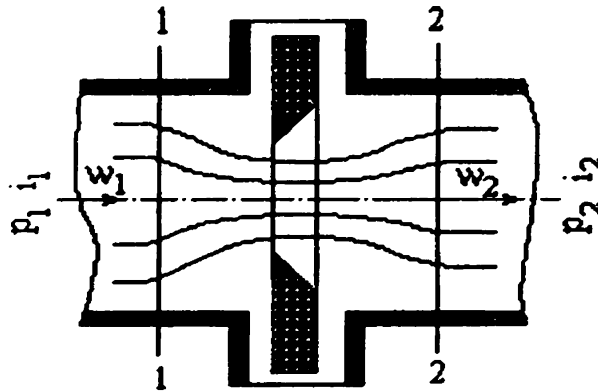
$$l = u_2 - u_1 = (i_2 - p_2 v_2) - (i_1 - p_1 v_1);$$

$$\Delta u = (i_2 - p_2 v_2) - (i_1 - p_1 v_1).$$

Практичне заняття 10.

Дроселювання газів і парів.

Адіабатним дроселюванням називається необоротний перехід робочого тіла від високого тиску до низького тиску без теплообміну. Дроселювання близьке до адіабатного, має місце на практиці при проходженні рідини або газу через вентилі, засувки і вимірювальні діафрагми.



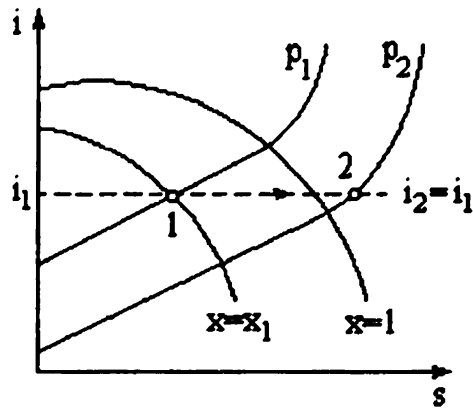
Якщо перетини каналу до (перетин 1-1) і після (перетин 2-2) розширення однакові, то

$$\frac{w_1^2}{2} = \frac{w_2^2}{2}.$$

Тоді

$$i_1 = i_2$$

і ентальпія газу в результаті дроселювання не змінюється. Останнє рівняння є рівнянням процесу дроселювання. Воно дозволяє за допомогою is - діаграми за станом робочого тіла до дроселювання знаходити його стан після дроселювання.



Дросельний ефект був виявлений Джоулем і Томсоном дослідним шляхом в 1852 р. Дослідами було встановлено, що в результаті дроселювання змінюється температура робочого тіла. Це явище було назване ефектом Джоуля-Томсона. Зміна температури при дроселюванні пов'язана з тим, що в кожному реальному газі діють сили тяжіння і відштовхування між молекулами. При дроселюванні відбувається розширення газу, що супроводжується збільшенням відстані між ними. Все це приводить до зменшення внутрішньої енергії робочого тіла, пов'язаного з витратою роботи, що приводить до зміни температури.

Температура ідеального газу в результаті дроселювання не змінюється, і ефект Джоуля-Томсона в даному випадку дорівнює нулю. Таким чином, зміна температури реального газу при дроселюванні визначається величиною відхилення властивостей реального газу від ідеального, що пов'язане з дією міжмолекулярних сил.

Розрізняють диференціальний і інтегральний температурні дросель-ефекти. При диференціальному ефекті Джоуля-Томсона температура змінюється на нескінченно малу величину, а при інтегральному - на кінцеву величину. Якщо тиск газу зменшується на нескінченно малу величину dp , то відбувається нескінченно мала зміна температури, тобто $dT_i = \alpha_i dp_i$ або

$$\alpha_i = \left(\frac{dT}{dP} \right)_i$$

Величина α називається диференціальним температурним ефектом Джоуля-Томсона. Значення, можна визначити з рівняння

$$di = c_p dT - [T(dv/dT)_p - v] dp.$$

Враховуючи, що при дроселюванні немає зміни ентальпії ($di = 0$), отримаємо

$$c_p dT = [T(dv/dT)_p - v] dp.$$

Звідси

$$\alpha_i = \left(\frac{dT}{dp} \right)_i = [T(dv/dT)_p - v] / c_p.$$

Дросельний ефект може бути позитивним, негативним і дорівнювати нулю. Позитивний дросель-ефект має місце у разі, коли при дроселюванні температура газу знижується. Негативний - коли підвищується. В разі

незмінності температури при дроселюванні спостерігається нульовий ефект Джоуля-Томсона. Стан реального газу при дроселюванні, коли дросельний ефект дорівнює нулю, називається точкою інверсії В цій точці відбувається зміна знаку температурного ефекту. Якщо температура газу перед дроселюванням менше температури інверсії, то газ при дроселюванні охолоджується, якщо більше - то нагрівається.

Для знаходження умов, при яких відбувається зміна температури газу або вона залишається незмінною, необхідно проаналізувати рівняння

$$dT = \left\{ T \left[\left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right] / c_p \right\} dp.$$

При дроселюванні $dp < 0$, оскільки тиск газу завжди зменшується.

Теплоємність c_p - величина позитивна. Звідси витікає, що знак dT залежить від знаку виразу $T \left[\left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right]$ і завжди йому протилежний.

Тоді, при $T \left[\left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right] > 0$ $dT < 0$, при $T \left[\left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right] < 0$ $dT > 0$, при $T \left[\left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right] = 0$ $dT = 0$. Випадок, коли $dT=0$ можна використовувати для отримання температури інверсії

$$T \left[\left(\frac{dv}{dT} \right)_p - v \right] = 0, \quad T_{ин} = v / \left(\frac{dv}{dT} \right)_p.$$

Останній вираз називається рівнянням кривої інверсії (кривої, на якій дросельний ефект дорівнює нулю).

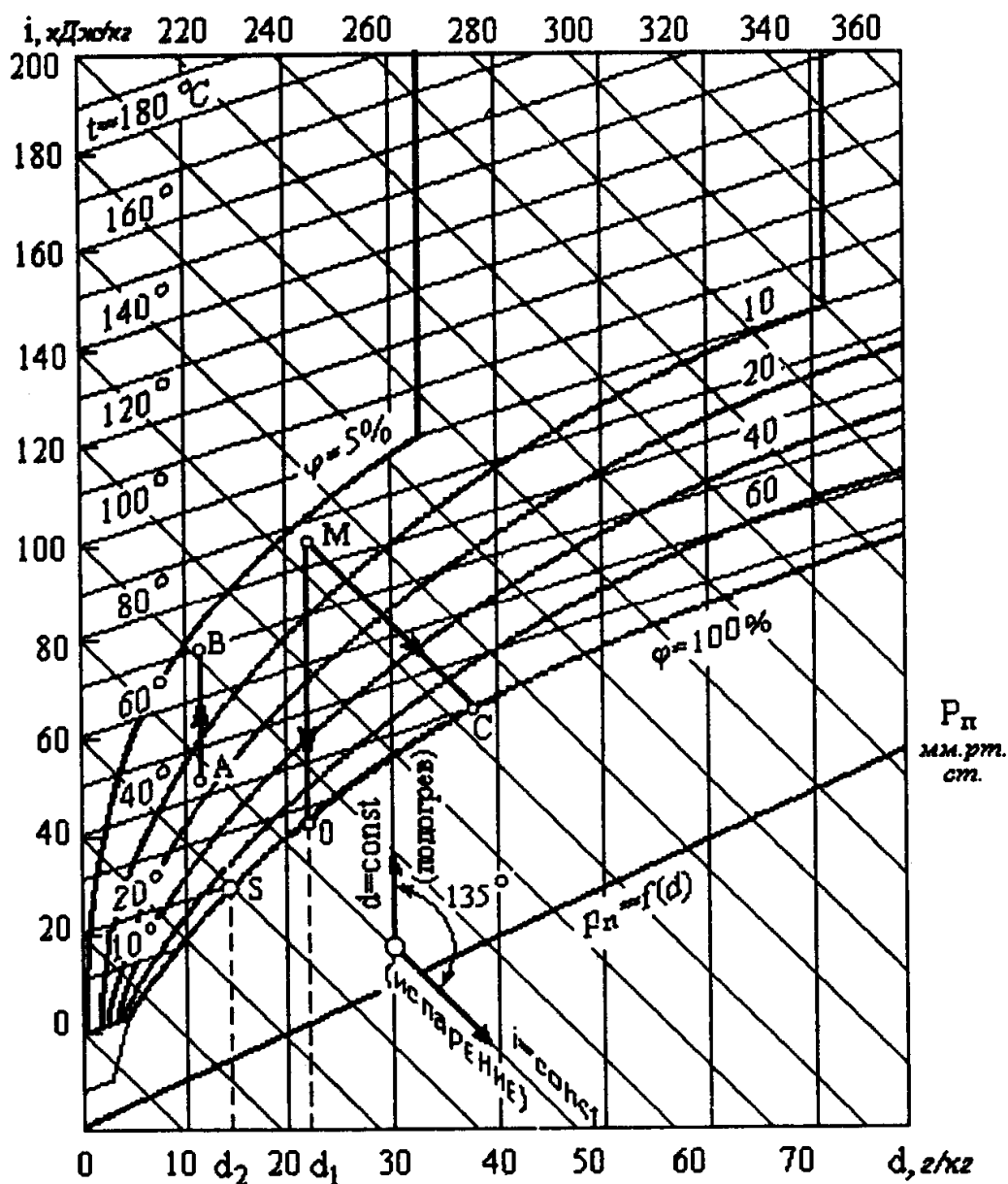
Практичне заняття 11.

Розрахунки стану вологого повітря по id-діаграмі.

Параметри вологого повітря можна визначити графічно, користуючись *id*-діаграмою вологого повітря, запропонованої Л. К. Рамзиним в 1918 р.

На цій діаграмі вертикальні лінії - лінії вологовмісту d (г/кг); лінії, нахилені до вертикальних ліній під кутом 45° є лініями постійних ентальпій. Крім того, на діаграмі є лінії постійних температур вологого повітря, криві відносної вологості φ повітря, крива парціальних тисків $p_n = f(d)$. Діаграма звичайно будується для якого-небудь середнього барометричного тиску.

По *id*-діаграмі, знаючи температуру t й відносну вологість φ , можна визначити ентальпію i , вологовміст d і парціальний тиск p_n . По температурах сухого й мокрого термометрів можна визначити температуру точки роси, тобто температуру, при якій повітря насичене водяною парою ($\varphi = 100\%$).



Процес нагрівання вологого повітря на $i-d$ діаграмі зображується вертикальною прямою лінією (лінія AB) при $d = \text{const}$. Процес охолодження також протікає при $d = \text{const}$ і зображується вертикальною прямою (лінія MO). Цей процес справедливий тільки до стану повного насичення ($\varphi = 100\%$). При подальшому охолодженні повітря буде пересичений вологою, і вона буде випадати у вигляді роси.

Процес конденсації умовно можна вважати минаючої по лінії $\varphi = 100\%$. Наприклад, при конденсації від точки O до точки S кількість води, що утворилася, буде дорівнювати $d_1 - d_2$.

Температура точки роси за допомогою $i-d$ діаграми знаходиться так: із точки, що характеризує даний стан вологого повітря, проводиться вертикаль до перетинання з лінією $\varphi = 100\%$. Ізотерма, що проходить через цю точку перетинання, і буде визначати температуру точки роси.

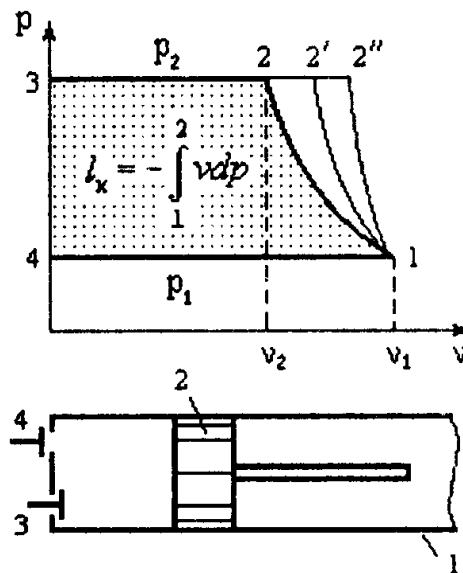
III. Теплові машини.

Практичне заняття 12.

Розрахунок стиснення газів в компресорі.

Компресори призначені для стиску й переміщення газів. По способу стиску газу компресори підрозділяються на дві групи. До першої групи відносяться об'ємні компресори (поршневі, ротаційні й ін.), а до другого - турбінні. Незважаючи на конструктивні розходження термодинаміка процесів, що протікають в обох групах компресорів, однакова.

Компресор складається із циліндра 1, поршня 2, всмоктувального 3 і нагнітального клапанів 4. Робочий процес відбувається за два ходи поршня або за один оберт колінчатого вала. При русі поршня вправо через відкритий всмоктувальний клапан газ надходить у циліндр. При зворотному русі поршня (уліво) всмоктувальний клапан закривається й відбувається стиск газу до певного тиску, при якому відкривається нагнітальний клапан і виробляється нагнітання газу в резервуар.



Термодинамічний розрахунок компресора виконується з метою визначення роботи, затрачуваної на стиск, що, у свою чергу, дає можливість визначити потужність приводного двигуна.

Питома робота l , яка затрачується на одержання стисненого газу за умови оборотності всіх процесів і відсутності збільшення кінетичної енергії газу, визначається по формулі

$$l_k = p_1 v_1 - p_2 v_2 + \int_1^2 p dv,$$

де $p_1 v_1$ – робота всмоктування (витрачається зовнішнім середовищем при заповненні циліндра);

$p_2 v_2$ – робота нагнітання (витрачається на витиснення газу із циліндра); $\int_1^2 p dv$ – робота, витрачена на стиск газу.

$$\text{Так як } p_1 v_1 - p_2 v_2 = \int_1^2 p dv = \int_1^2 (-p dv - v dp),$$

$$l_{\kappa} = \int_1^2 (-p dv - v dp + p dv) = -\int_1^2 p dv.$$

Ця робота називається технічною роботою компресора.

Робота, витрачена на привод ідеального компресора при ізотермічному стискуванні, визначається по формулі

$$l_{is}^{\kappa} = -RT \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

При адіабатному стискуванні робота на привод компресора буде

$$l_{ad}^{\kappa} = -\frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Робота на привод компресора при адіабатному стискуванні може бути також записана у вигляді формули

$$l_{ad}^{\kappa} = -(p_2 v_2 - p_1 v_1) - (u_2 - u_1) = -(u_2 - p_2 v_2) + (u_1 + p_1 v_1) = i_1 - i_2.$$

У випадку стискування по політропі формула для визначення роботи на привод ідеального компресора буде

$$l_n^{\kappa} = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Таким чином, стискування по ізотермі дає найменшу площу й, отже, найменшу витрату роботи. Найбільша витрата роботи виходить при адіабатному стискуванні.

Для того щоб процес стискування газу наблизити до ізотермічного, необхідно від нього в процесі стискування відводити теплоту. Із цією метою в стінках циліндра компресора робляться порожнини, через які протискується охолоджена рідина.

Під ККД звичайно розуміють відношення корисно використаної енергії до всієї витраченої. Для оцінки ступеня досконалості реальних компресорних машин їх порівнюють із ідеальними. При цьому для охолоджуючих компресорів вводиться ізотермічний ККД

$$\eta_{is} = \frac{l_{is}}{l_{\partial}} = \frac{N_{is}}{N_{\partial}},$$

де l_{is} – робота на привод ідеального компресора при ізотермічному стискуванні;

l_{∂} – дійсна робота на привод реального охолоджуючого компресора;

$N_{is} = m l_{is}$, N_{∂} – відповідні потужності приводних двигунів;

m – масова продуктивність компресора.

При витраті газу G кг/з затрачена робота визначається по формулі

$$L_{i3} = Gl_{i3} = GRT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Звідси потужність приводного двигуна у ватах (Вт) буде

$$N_{i3} = L_{i3} = GRT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Для неохолоджуваних машин вводиться адіабатичний ККД

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}}{l_{\partial}} = \frac{N_{ad}}{N_{\partial}},$$

де l_{ad} – робота на привод ідеального компресора при адіабатичному стиску.

Потужність двигуна для привода компресора при ізотермічному стискуванні буде визначатися по формулі

$$N_{\partial} = \frac{N_{i3}}{\eta_{i3}} = \frac{ml_{i3}}{\eta_{i3}}.$$

Адіабатний й ізотермічний процеси стискування можуть розглядатися лише як теоретичні. У реальному компресорі процес стискування відбувається по політропі. Формула для визначення ефективної потужності в політропному процесі стискування з урахуванням втрат на тертя, впливу шкідливого простору, а також зменшення подачі через нагрівання газу має вигляд

$$N_e = \frac{ml_n}{\eta_n \eta_M \eta_{nan}},$$

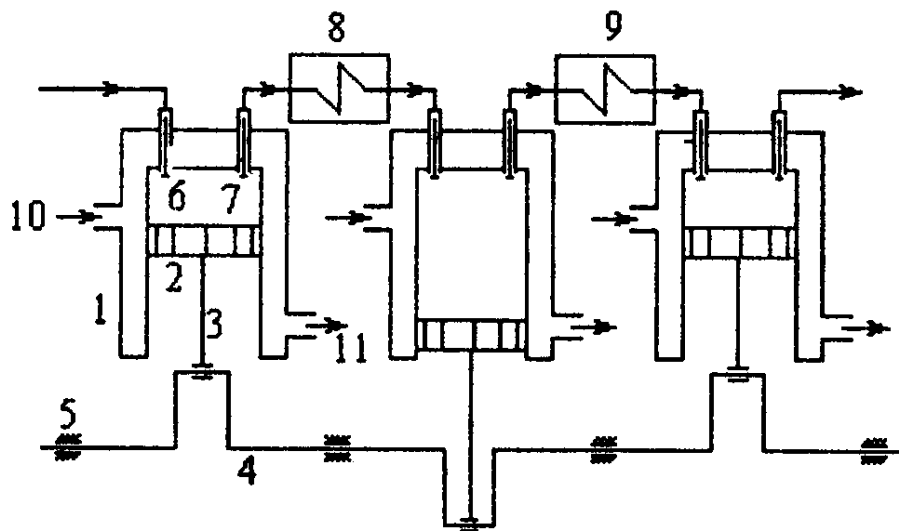
де l_n – робота на привод компресора при політропному стискуванні;

η_n – ККД компресора при політропному стискуванні;

η_M – механічний ККД, що враховує втрати на тертя.

Для одержання газів високого тиску застосовують багатоступінчасті компресори. У них стиск газу здійснюється політропно в декількох послідовно з'єднаних циліндрах із проміжним охолодженням газу після стискування в кожному циліндрі.

Принципова схема багатоступінчастого компресора, який складається із трьох рівнів, представлена на рисунку.



1 - циліндр; 2 - поршень; 3 - шатун; 4 - колінчатий вал; 5 - підшипник; 6 - всмоктувальний клапан; 7 - нагнітальний клапан; 8, 9 - проміжні охолоджувачі. У напрямку стрілок 10, 11 здійснюється вхід і вихід холодної води.

Принцип роботи багатоступінчастого компресора полягає в наступному. Через клапан 6 першого рівня відбувається всмоктування газу. Після стискування газ через охолоджувач 8 направляється в другий щабель компресора. Причому усмоктування газу в другому рівні відбувається при тиску стискування в першому рівні. Всмоктування газу в третьому рівні виконується через проміжний охолоджувач 9 при тиску стискування в другому рівні. Через нагнітальний клапан третього рівня здійснюється нагнітання газу в резервуар.

Практичне заняття 13.

Параметри циклів ДВС.

Всі сучасні двигуни внутрішнього згоряння підрозділяються на три основні групи:

1. Двигуни, у яких використовується цикл із підведенням тепла при постійному обсязі $v = \text{const}$ (цикл Отто).
2. Двигуни, у яких використовується цикл із підведенням тепла при постійному тиску $p = \text{const}$ (цикл Дизеля).
3. Двигуни, у яких використовується змішаний цикл із підведенням тепла як при $v = \text{const}$, так і при $p = \text{const}$ (цикл Тринклера).

При дослідженні ідеальних термодинамічних циклів поршневих двигунів внутрішнього згоряння до числа обумовлених величин відносяться: кількість підведеної і відведеної теплоти, основні параметри стану в характерних точках циклу, термічний ККД циклу.

Практичне заняття 14.

Параметри циклів ГТУ.

Газотурбінні установки мають багато переваг у порівнянні з поршневими двигунами. Газові турбіни мають відносно невеликі габарити й

малу масу, у них немає деталей зі зворотно-поступальним рухом, вони можуть виконуватися з більшими одиничними потужностями. У газових турбінах відсутній основний недолік поршневих двигунів - неможливість розширення робочого тіла в циліндрі двигуна до атмосферного тиску.

Практичне застосування знайшли ГТУ зі згорянням палива при постійному тиску й постійному обсязі. Їм відповідають ідеальні цикли з підведенням теплоти в процесі при постійному тиску й постійному обсязі.

Завдання 1.

Газотурбінна установка, що працює за ідеальним циклом з підведенням теплоти при $p = const$, має наступні параметри: $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$; $\beta = 8$; $t_3 = 800^{\circ}$; $k = 1,4$. Визначити термічний ККД ідеального й дійсного циклів (з урахуванням необоротності процесів у турбіні й компресорі), якщо внутрішні відносні ККД турбіни й компресора $\eta_{турб} = 0,88$ й $\eta_{ком} = 0,85$.

Рішення. Визначаємо температури у всіх точках циклу:

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{1}} = 298 \cdot 8^{0,286} = 540 \text{ К}; T_4 = \frac{T_3 T_1}{T_2} = \frac{1073 \cdot 298}{540} = 592 \text{ К.}$$

Температура в точці 5 буде

$$T_5 = \frac{T_2 - T_1}{\eta_{ком}} + T_1 = \frac{540 - 298}{0,85} + 298 = 583 \text{ К.}$$

Температура в точці 6 визначається за формулою:

$$T_6 = T_3 - \eta_{турб}(T_3 - T_4) = 1073 - 0,88 \cdot (1073 - 592) = 650 \text{ К.}$$

Термічний ККД ідеального циклу:

$$\eta_{тад}^{ГТУ} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{592 - 298}{1073 - 583} = 0,55.$$

Термічний ККД дійсного циклу:

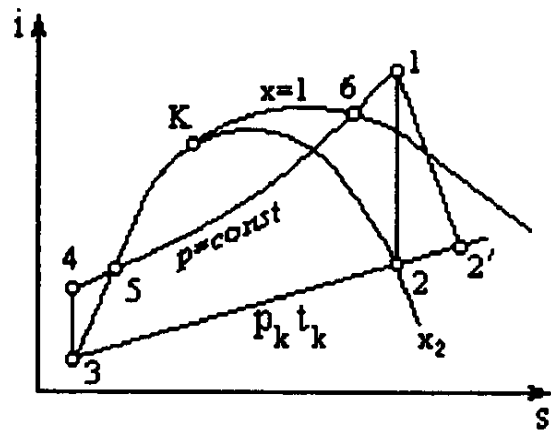
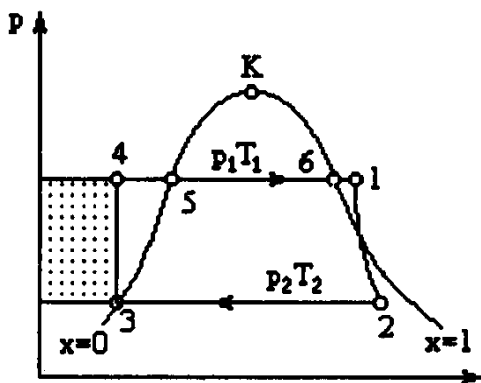
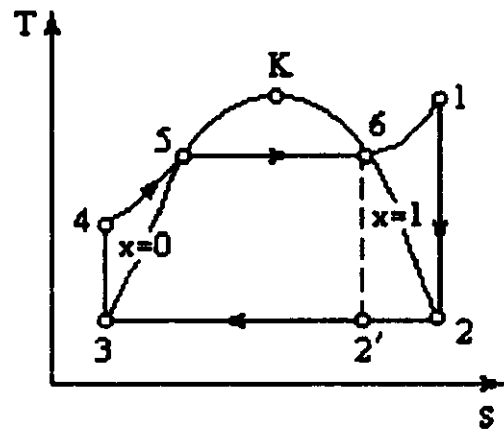
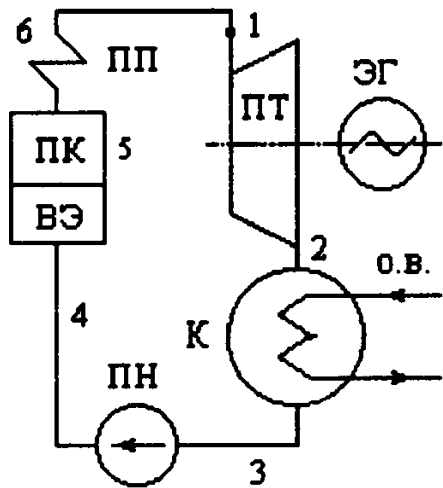
$$\eta_{тад}^{ГТУ} = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5} = 1 - \frac{650 - 298}{1073 - 583} = 0,28.$$

Практичне заняття 15.

Цикл Ренкіна. Теплофікаційний цикл.

Через недоліки парового циклу Карно за ідеальний цикл паросилової установки прийнято інший спеціальний цикл, називаний циклом Ренкіна. Цей цикл може бути здійснений у паросиловій установці. В паровому котлі за рахунок теплоти палива, відбувається процес перетворення води в пару. У пароперегрівнику він доводиться до необхідних початкових параметрів p_1, T_1 . На лопатках парової турбіни відбувається перетворення теплоти в роботу й потім в електричну енергію в електрогенераторі. Відпрацьована пара у конденсаторі конденсується з передачею теплоти охолоджуваній воді. Отриманий конденсат конденсатним (живильним) насосом подається у водяний економайзер, що служить для підігріву води, а потім у котел.

Цифрами позначені характерні точки процесів циклу Ренкіна, представленого на діаграмах в pv -, Ts - і is -координатах.



Розглянемо процеси циклу: 1-2 - адіабатне розширення пари на лопатках парової турбіни; 2-3 - конденсація пари в конденсаторі; 3-4 - стискування води в насосі; 4-5 - підігрів води до температури кипіння у водяному економайзері й котлі; 5-6 - паротворення в котлі; 6-1 - перегрів пари в пароперегрівнику.

Термічний ККД циклу Ренкіна визначається у вигляді відношення корисної роботи циклу l_u до всій витраченій у циклі теплоти q_1 :

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1}.$$

Збільшення початкового тиску пари p_1 при незмінній початковій температурі T_1 дозволяє значно збільшити ККД циклу Ренкіна. Це пов'язано з тим, що при підвищенні початкового тиску з p_1 до p'_1 зростає середня температура підведення теплоти в котлі, тому що зі збільшенням тиску зростає температура кипіння води й, отже, зменшуються втрати теплоти від необоротного теплообміну при кінцевій різниці температур.

Завдання 1.

В ідеальному циклі Ренкіна початкова температура пари й кінцевий тиск відповідно рівні $t_1 = 600^{\circ}\text{C}$, $p_2 = 0,02$ МПа. Визначити термічний ККД для випадків, коли: 1) початковий тиск $p_1 = 3,0$ МПа; 2) $p_1 = 6,0$ МПа; 3) $p_1 = 12,0$ МПа.

Рішення. Термічний ККД ідеального циклу Ренкіна

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}$$

За таблицями водяної пари знаходимо:

1. $i_1 = 3681,5$ кДж/кг; $i_2 = 2476$ кДж/кг; $i'_2 = 251,46$ кДж/кг;

$$\eta_t = (3681,5 - 2476) / (3681,5 - 251,46) = 0,35.$$

2. $i_1 = 3657,2$ кДж/кг; $i_2 = 2364$ кДж/кг;

$$\eta_t = (3657,2 - 2364) / (3657,2 - 251,46) = 0,38;$$

3. $i_1 = 3607,0$ кДж/кг; $i_2 = 2240$ кДж/кг;

$$\eta_t = (3607 - 2240) / (3607,0 - 251,46) = 0,407.$$

Збільшення початкового тиску приводить до зростання термічного ККД циклу Ренкіна.

Завдання 2.

Знайти термічний ККД циклу Ренкіна при наступних початкових параметрах: $p_1 = 6,0$ МПа, $t_1 = 400^{\circ}\text{C}$. Розглянути випадок, коли кінцевий тиск $p_2 = 0,1$ МПа; $p_2 = 0,02$ МПа; $p_2 = 0,003$ МПа.

Рішення. Термічний ККД циклу Ренкіна

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}$$

1. $i_1 = 3178,6$ кДж/кг, $i_2 = 2370$ кДж/кг; $i'_2 = 417,51$ кДж/кг;

$$\eta_t = (3178,6 - 2370) / (3178,6 - 417,51) = 0,29.$$

2. $i_1 = 3178,6$ кДж/кг, $i_2 = 2158$ кДж/кг; $i'_2 = 251,46$ кДж/кг;

$$\eta_t = (3178,6 - 2158) / (3178,6 - 251,46) = 0,349.$$

3. $i_1 = 3178,6$ кДж/кг; $i_2 = 1942$ кДж/кг; $i'_2 = 101,0$ кДж/кг;

$$\eta_t = (3178,6 - 1942) / (3178,6 - 101,0) = 0,4.$$

Зменшення кінцевого тиску при однакових початкових параметрах приводить до збільшення термічного ККД циклу Ренкіна.

Практичне заняття 16.

Парокомпресійний холодильний цикл.

Холодильними машинами або термокомпресорами називають машини, що безупинно підтримують температуру тіл нижче температури навколишнього середовища.

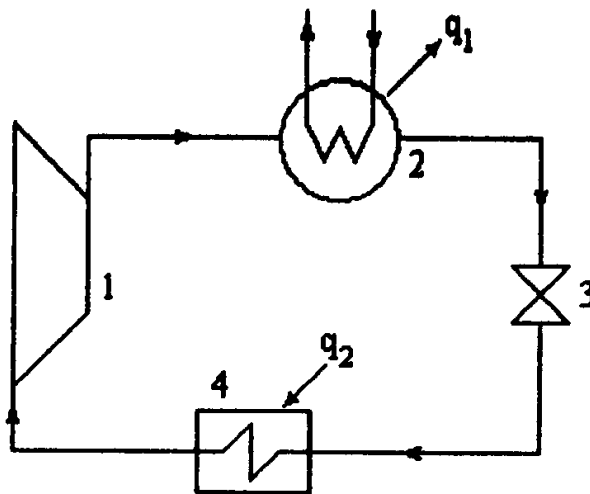
Холодильні машини підрозділяються на повітряні (газові), парові, пароежекторні, абсорбційні.

У повітряній холодильній машині як холодильний агент використовується атмосферне повітря. Ці установки не одержали великого поширення через малий холодильний коефіцієнт і складність конструкції.

У парових (парокомпресорних) холодильних установках робочим тілом є пари різних речовин - аміаку NH_3 , вуглекислоти CO_2 , сірчистого ангідриду SO_2 , фреонів (фторохлорпрохідних вуглеводнів). Через простоту конструкції (у порівнянні з повітряними), високу холодопродуктивність й велику надійність роботи, ці установки одержали велике поширення в техніці.

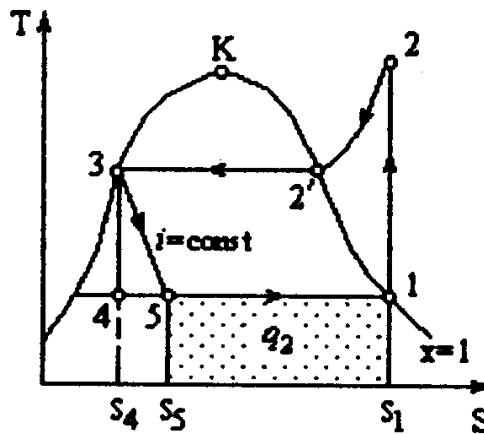
У пароежекторних й абсорбційних холодильних установках для одержання низьких температур затрачується не механічна робота, а теплота робочого тіла з високою температурою. У пароежекторної установці для стискування холодильного агента використовується кінетична енергія струменя пари речовини. Ці установки відрізняються невисоким холодильним ефектом й у промисловості застосовуються мало. Більше поширення одержали абсорбційні холодильні машини, в яких для одержання низьких температур використовується енергія у вигляді теплоти.

У парокомпресорних холодильних установках як робоче тіло використовуються низькокиплячі рідини. Завдяки цьому робочий цикл можна розташувати у двофазній області стану, в якому ізобарні процеси підведення і відводу теплоти можна замінити на ізотермічні, й тим самим зменшити витрати, пов'язані з необоротністю процесів.



Принципова схема установки

Установка працює в такий спосіб. У компресорі 1 відбувається адіабатний стиск пари (процес 1-2). У конденсаторі 2 холодильний агент спочатку охолоджується (процес 2-2') при постійному тиску й потім конденсується (процес 2'-3) з віддачею в навколишнє середовище теплоти q_1 . У дросельному вентилі 3 відбувається процес дроселювання (процес 3-5) з перетворенням рідини у вологу пару. У випарнику 4 волога пара приймає теплоту, і рідина, що міститься в ньому, випаровується (процес 5-1).



Діаграма циклу в Ts - координатах

Процес дроселювання у дросельному вентилі є необоротним процесом і на діаграмі зображується умовною кривою 3-5. Якщо замість дросельного вентиля застосовувати детандер (розширювальний циліндр), то процес протікав би по лінії 3-4. Таким чином, заміна розширювального циліндра дросельним вентилям викликає деяку втрату холодопродуктивності (площа фігури $s_4 4 5 s_5$) й викликану зростанням ентропії робочого тіла. Отже застосування дросельного вентиля приводить до зменшення кількості теплоти q_2 , одержуваної від охолоджуваних тел. Позитивними сторонами застосування дросельного вентиля є можливість легко регулювати тиск пари, а також максимальна простота конструкції.

Холодильний коефіцієнт цієї установки визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_u},$$

де $l_u = i_2 - i_1$ – питома робота, витрачена при адіабатному стискуванні пари в компресорі;

$q_2 = i_1 - i_3 = i_1 - i_4$ – питома кількість теплоти, сприймана парою у випарнику.

Звідси

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}.$$

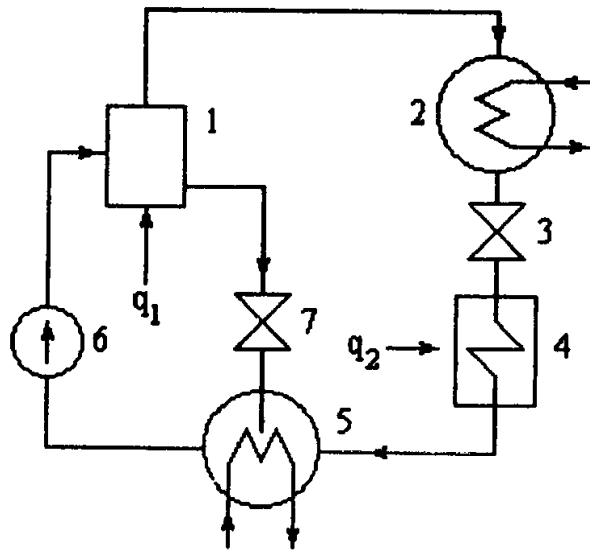
Величина холодильного коефіцієнта, яка визначаються за цією формулою, на 15-20% нижче, і значно вище, ніж у повітряних холодильних машин.

Практичне заняття 17.

Газовий та абсорбційний холодильні цикли.

Абсорбційні холодильні установки істотно відрізняються від усіх інших простотою конструкції. Холодильний ефект у них виходить не за рахунок витрати енергії у формі механічної роботи, а за рахунок енергії у формі теплоти. Для абсорбційної установки підбираються дві рідини, які повністю розчиняються одна в одній мають різні температури кипіння.

Процес поглинання всієї маси одного тіла іншим називається абсорбцією. При цьому легкокипляча рідина використовується як холодильний агент, а рідина з більш високою температурою кипіння - як абсорбент.



Принципова схема установки.

У парогенераторі 1 у результаті підведення теплоти q_1 холодильний агент випаровується з абсорбенту у вигляді майже сухої насиченої пари. У конденсаторі 2 він повністю конденсується, віддаючи теплоту паротворення охолодній воді. У дросельному вентилі 3 холодильний агент дроселюється, що супроводжується зменшенням тиску й температури та збільшенням об'єму. У теплообміннику 4 відбувається передача холодильному агенту теплоти q_2 від охолоджуваних тіл. В абсорбері 5 відбувається з'єднання холодильного агента з абсорбентом, що надходить через дроселючий вентиль 7. Отримана суміш насосом 6 направляється в парогенератор 1.

Холодильний коефіцієнт абсорбційної установки визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1}.$$

Абсорбційні холодильні установки одержали велике поширення через те, що вони прості, надійні й дешеві у виготовленні. Слід зазначити, що термодинамічно вони менш досконалі, ніж парові.

Завдання 1.

У повітряній холодильній установці повітря в холодильній камері має тиск $p = 0,2$ МПа й температуру $t_1 = -20^\circ\text{C}$. Після адиабатного стискування в компресорі до тиску $p_1 = 0,5$ МПа повітря направляється в охолоджувач, де його температура знижується до $t_3 = +15^\circ\text{C}$. У турбогенераторі відбувається адиабатне розширення повітря до початкового тиску. У холодильній камері повітря нагрівається до температури $t_1 = -20^\circ\text{C}$ і потім знову надходить в компресор.

Знайти температуру повітря, що надходить у холодильну камеру, холодопродуктивність, холодильний коефіцієнт і теоретичну роботу,

затрачену в циклі. Визначити також холодильний коефіцієнт для установки, яка працює по зворотному циклу Карно в тому ж інтервалі температур.

Рішення. Температуру повітря, що надходить у холодильну камеру, визначаємо з адіабатного процесу 3-4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot \left(\frac{0,2}{0,5} \right)^{1,4} = 221,7 \text{ К.}$$

Температуру повітря, що виходить з компресора, визначаємо з адіабатного процесу 1-2:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 253 \cdot 2,5^{0,286} = 328,7 \text{ К.}$$

Питома робота, витрачена в компресорі, буде

$$i_k = i_2 - i_1 = \bar{c}_p (T_2 - T_1) = 1,012 \cdot (328,7 - 253) = 76,6 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота в турбогенераторі

$$i_k = i_2 - i_1 = \bar{c}_p (T_3 - T_4) = 1,012 \cdot (288 - 221,7) = 67,1 \text{ кДж/кг.}$$

Робота циклу

$$l_0 = l_k - l_{m\delta} = 76,6 - 67,1 = 9,5 \text{ кДж/кг.}$$

Питому холодопродуктивність повітря визначаємо за формулою:

$$q_2 = i_1 - i_4 = \bar{c}_p (T_1 - T_4) = 1,012 \cdot (253 - 221,7) = 31,3 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильний коефіцієнт установки

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{31,3}{9,5} = 3,29.$$

Холодильний коефіцієнт установки, який працює за циклом Карно, для того ж інтервалу температур

$$\varepsilon_k = \frac{T_1}{T_3 - T_1} = \frac{253}{288 - 253} = 7,23.$$

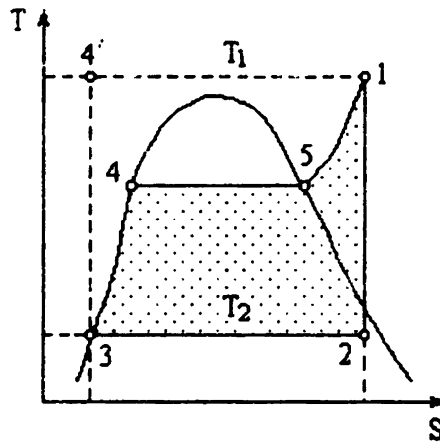
Практичне заняття 17.

Бінарні цикли, МГД генератори, паливні елементи.

У бінарних циклах в якості робочих використовуються два тіла замість одного. Застосування двох робочих тіл обґрунтовується тим, що пара води як робоче тіло разом з позитивними має і негативні властивості, які найбільш виявляються в області високих температур.

Для з'ясування причин поганого використання верхньої температурної межі в паросилових установках розглянемо цикл Ренкіна 123451 в Ts -координатах, який протікає в інтервалі температур $T_1 - T_2$. Робота l_u 1 кг пари в циклі чисельно дорівнює площі 123451. У циклі Карно 1234'1 для того ж перепаду температур робота l_u^k визначається площею 1234'1, яка значно більше, ніж площа 123451. Ступінь наближення циклу Ренкіна до циклу Карно характеризується коефіцієнтом заповнюваності

$$k_3 = l_u / l_u^k.$$

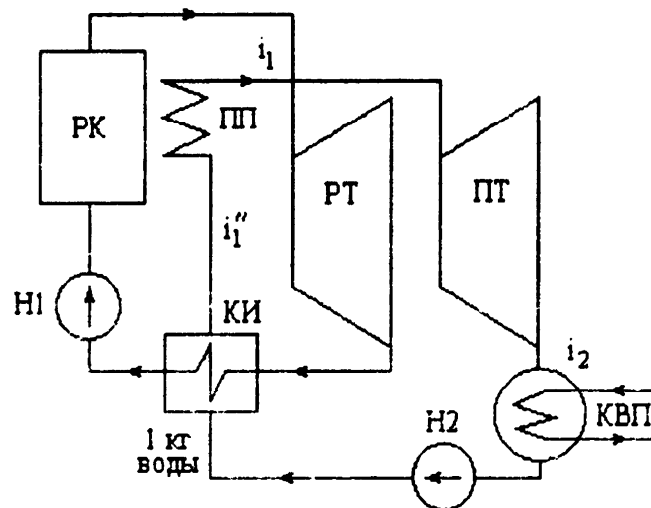


Чим більше k_3 , тим вище термодинамічна досконалість циклу. Вживання бінарних циклів дозволяє істотно збільшити k_3 .

Для того, щоб наблизитися до тих умов протікання процесів в ПСУ, які повинні виконуватися при використанні робочого тіла з позитивними властивостями (робоче тіло повинне мати низьку температуру насичення при низькому тиску, близьку до температури охолоджуючої води; рідина повинна мати малу теплоємність, а перегрітий пар рідини - велику теплоємність), був створений цикл з двома робочими тілами.

У такому циклі одне з робочих тіл має високу критичну температуру при досить низькому тиску насичення. Воно використовується в циклі, який реалізується в області високих температур. Друге робоче тіло повинне мати низьку температуру насичення, порівняну з температурою навколишнього середовища при тиску вакууму (тиск в конденсаторі).

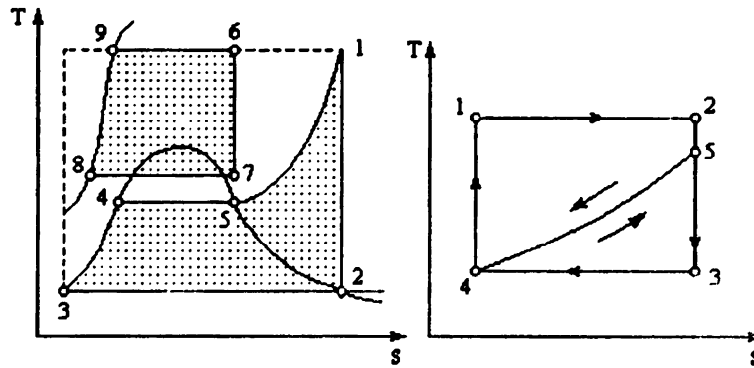
В якості першого робочого тіла використовується ртуть. В області низьких температур як робоче тіло використовується вода. Принципова схема ртутно-водяної бінарної установки представлена на рис.



Принципова схема ртутно-водяної бінарної установки

РК - ртутний котел; ПП - пароперегрівач водяної пари; РТ - ртутна турбіна; КИ - конденсатор-випаровувач, ПТ - парова турбіна; КВП - конденсатор водяної пари; Н1, Н2 - насоси ртутний і водяний відповідно.

Цикл бінарної установки в Ts -координатах представлений на рис.



Розглянемо процеси циклу: 1-2 - адиабатний процес розширення водяної пари на лопатках парової турбіни; 2-3 - конденсація пари в конденсаторі водяної пари; 3-4 - процес стиснення води в насосі Н2 і підігріву води до температури кипіння в конденсаторі ртутної пари; 4-5 - кипіння води в конденсаторі-випарнику; 5-1 - перегрів водяної пари в пароперегрівачі ПП від теплоти газів, що йдуть з ртутного котла.

Розглянемо ртутний цикл 6789. Процес 6-7 - адиабатне розширення ртутної пари на лопатках ртутної турбіни; 7-8 - конденсація пари в конденсаторі-випарнику; 8-9 - стиснення рідкої ртуті в насосі Н1 і підігрів її до температури кипіння в ртутному котлі; 9-6 - пароутворення в ртутному котлі.

Оскільки ентальпія ртутної пари значно менше ентальпії водяної пари, то за однакові відрізки часу через конденсатор-випарник повинно пройти водяної пари в 10-12 разів менше, ніж ртутної. У зв'язку з чим, на Ts -діаграмі цикл 123451 виконаний для 1 кг водяної пари, а цикл 6789 для M кг ртутної пари.

Вводиться поняття кратності циркуляції ртуті, яка дорівнює відношенню маси ртуті до маси води в циклі. Вона може бути знайдена також з теплового балансу конденсатора-випарника

$$m = \frac{i_5 - i_3}{i_7 - i_8}$$

Термічний ККД бінарного циклу знаходиться по формулі

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = \frac{L_p + l_e}{Q_1} = \frac{m(i_6 - i_7) + (i_1 - i_2)}{m(i_6 - i_8) + (i_1 - i_5)}$$

де L_p - робота M кг ртутної пари; l_e - робота 1 кг водяної пари; Q_1 - кількість теплоти, підведеної в ртутному котлі.

Для підвищення ККД бінарної установки можна застосовувати регенеративний підігрів живильної води.

Дія магнітогідродинамічного генератора (МГД) заснована на принципі виникнення електрорушійної сили в іонізованому потоці газу, який рухається між полюсами сильного електромагніту. Роль рухомого провідника в МГД-генераторі виконує потік іонізованого газу, що являється

низькотемпературною плазмою, яка містить нейтральні атоми, негативно заряджені електрони і позитивно заряджені іони. В результаті загальна нейтральна плазма є провідником електричного струму. Плазма може бути отримана шляхом нагріву газу до високих температур електричною дугою, електричним високовольтним розрядом і іншими способами.

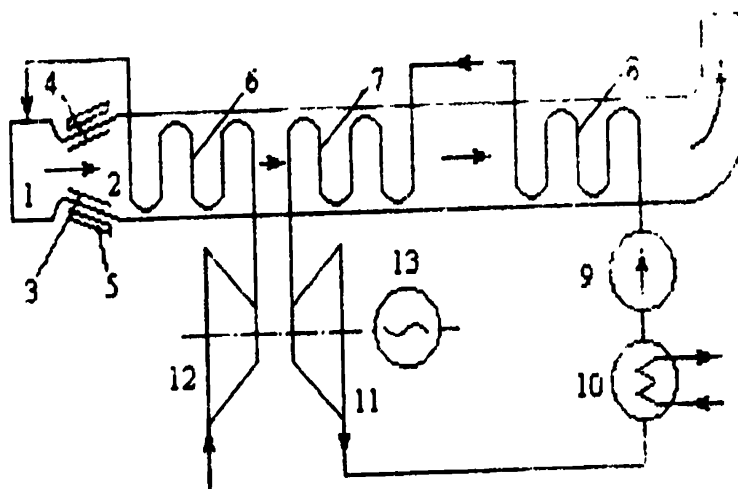
Таким чином, в МГД-генераторі робочим тілом служить іонізований газ, що рухається в магнітному полі і є одночасно провідником електричного струму. Така конструкція є значно більш простою, ніж паросилова установка. До того ж необхідність застосування високих температур (для отримання плазми) і відсутність рухомих деталей в МГД-генераторі збільшують ефективний ККД.

Збільшенню ККД сприяє також той факт, що в МГД-генераторах теплота перетворюється в електричну енергію, минувши проміжну стадію перетворення теплоти в роботу. Отже, вони є пристроями для безмашинного перетворення теплоти на електричну енергію.

Однією з важливих проблем, яку необхідно вирішувати при створенні МГД-генераторів, є підвищення електропровідності плазми. Річ в тому, що іонізовані гази - погані провідники. Електропровідність газів можна збільшити шляхом додавання незначної кількості пари речовин, що підвищують ступінь іонізації. До таких речовин належать, наприклад, пари цезію.

Іншою важливою проблемою є необхідність створення потужного магнітного поля. Це пов'язано з тим, що газ має відносно малу електропровідність і невисокі швидкості руху по каналу МГД-генератора.

Використання МГД-генераторів найдоцільніше використовувати як головну ланку паросилової установки. Це пов'язано з тим, що температура на виході з каналу МГД-генератора перевищує 2000°C. Такі параметри газу цілком достатні для перетворення води в пару і його перегріву в звичайній паросиловій установці представленій на рис.

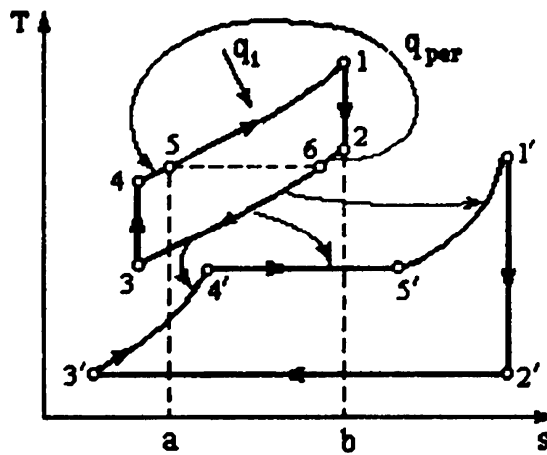


Паросилова установка

1- камера згорання; 2- канал МГД-генератора; 3,4- електроди (анод, катод); 5- електромагніт; 6- повітропідігрівач (регенератор); 7-

пароперегрівач; 8- парогенератор; 9- підживлюючий насос; 10- конденсатор;
11- парова турбіна; 12 - компресор; 13-електрогенератор.

Розглянемо процеси циклів МГД-генератора (верхній цикл) і паросилової установки (нижній цикл), зображених на рис.



1-2 - адіабатний процес розширення газів в каналі МГД-генератора;
2-6 - охолодження газів в регенераторі 6; 6-3 - охолодження газів в пароперегрівачі 7, парогенераторі 8 і в атмосфері; 3-4 - стиснення повітря в компресорі 12; 4-5 - підігрів повітря в регенераторі 6; 5-1 - підведення теплоти в камері згорання 1; 1'-2' - адіабатний процес розширення пари в паровій турбіні 11; 2'-3' - конденсація пари в конденсаторі; 3'-4' - стиснення живильної води в конденсатному насосі 9 і підігрів до температури кипіння в парогенераторі 8; 4'-5' - пароутворення (кипіння) в парогенераторі 8; 5'-1' - перегрів пари в пароперегрівачі 7.

У ідеальному МГД-генераторі кількість теплоти, витрачена на отримання електричної енергії, еквівалентна площі 12341. Кількість теплоти, що виділяється при згоранні палива, еквівалентна площі $ab15a$.

Описаним вище циклом МГД-генератора є різновид бінарної установки, що розглядела вище. Також як і в бінарному циклі, цикл МГД-генератора і цикл Ренкіна побудовані для різних кількостей робочих тіл. Цикл Ренкіна побудований для 1 кг пари, а МГД-цикл - для m кг газу, тобто на 1 кг пари доводиться m кг продуктів згорання.

Корисна зовнішня робота МГД-генератора, витрачена на отримання електричної енергії без урахування паросилового циклу, визначається по формулі

$$l_{\text{мгд}} = m(i_1 - i_2).$$

Корисна робота циклу Ренкіна буде

$$l_{\text{ц}} = i'_1 - i'_2.$$

Вся витрачена в циклі теплота визначається по формулі

$$q_1 = m(i_1 - i_5).$$

Звідси термічний ККД всієї установки буде

$$\eta_{\text{т}} = \frac{l_{\text{мгд}} + l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{m(i_1 - i_2) + (i'_1 - i'_2)}{m(i_1 - i_5)},$$

де i_1', i_2' - ентальпія водяної пари в точках 1' і 2'. ККД всієї установки може досягати величин, приблизно в 1,5 разу звичайних паросилових установок, що перевищують ККД.

Більш високий ККД в порівнянні з циклом Ренкіна пояснюється дуже високою максимальною температурою робочого тіла МГД-генератора, яка дорівнює температурі гарячого джерела, а також використанням значного температурного перепаду без втрати від необоротного теплообміну між гарячим джерелом і робочим тілом. Крім того, підвищенню ККД сприяє висока середня температура підведення теплоти в циклі (лінія 5-1), що збільшує працездатність теплоти, що підводиться.

Паливним елементом (ПЕ) є гальванічний елемент, в якому хімічна енергія пального і окислювача, безперервно і роздільно підводимих до електродів, перетворюється електрохімічним шляхом безпосередньо в електричну енергію.

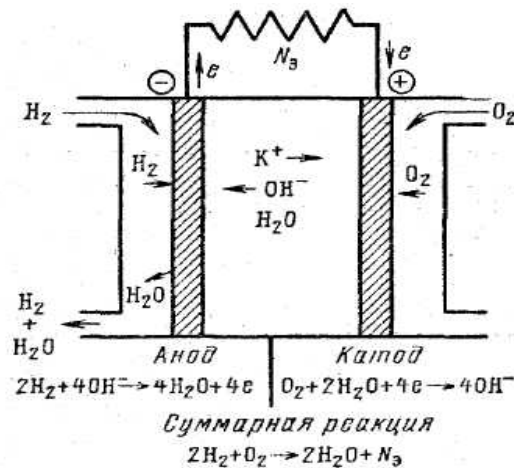


Схема паливного елемента

Основна відмінність реакції в ПЕ від реакції окислення при горінні полягає в тому, що процеси в ПЕ протікають з термодинамічної точки зору оборотно: різниця енергій електронів біля початкових речовин і продуктів реакції безпосередньо перетворюється на електричну енергію, а не переходить в енергію хаотичного теплового руху атомів, молекул і їх частин, як при горінні.

Згідно першого закону термодинаміки корисна зовнішня робота, яка може бути проведена тілом при ізобарному переході деякої системи із стану 1 в стан 2, визначається формулою

$$L = Q_{1-2} + H_1 - H_2,$$

де Q_{1-2} — підведена в процесі 1-2 теплота; H — ентальпія.

Хімічні реакції найчастіше розглядаються як ізотермічні, бо в цьому випадку можливо провести хімічну реакцію оборотно, використовуючи яке-небудь єдине джерело теплоти з температурою T (у окремому випадку навколишнє середовище з температурою T_0).

Для такого ізобарно-ізотермічного оборотного процесу корисна робота виявиться максимальною, а рівняння прийме вигляд

$$L' = T(S_2 - S_1) - (H_2 - H_1) = -\Delta G,$$

При необоротному процесі, який здійснюється між початковими і кінцевими станами 1 і 2, корисна зовнішня робота менше максимальної на позитивну величину $T_0\Delta S$, яка дорівнює добутку абсолютної температури навколишнього середовища T_0 на приріст ентропії всієї системи ΔS (тіла, проводимого роботу, і навколишнього середовища).

Оскільки робота в паливному елементі виявляється у вигляді електричної енергії, її можна записати у вигляді добутку ЕРС на кількість електрики, яка пройшла через ланцюг

$$L' = Eq_e.$$

За законом Фарадея при електрохімічному перетворенні одного грам-еквівалента речовини через систему протікає грам-моль реагуючої речовини, q_e дорівнює:

$$q_e = zF$$

де $F = 96\,500 \text{ А}\cdot\text{с}/(\text{г-екв}) = 26,8 \text{ А}\cdot\text{ч}/(\text{г-екв})$ - число Фарадея; z — число електронів, що беруть участь в електрохімічному перетворенні однієї молекули речовини.

Вираження для ЕРС оборотного паливного елемента:

$$E = -\frac{\Delta G}{zF},$$

З урахуванням термодинамічного співвідношення

$$\Delta G' = \Delta H - T\Delta S,$$

де ΔH — зміна ентальпії в реакції; ΔS - зміна ентропії в реакції; T — температура; значення ЕРС паливного елемента може бути виражене як

$$E = -\frac{\Delta H}{zF} + T \frac{\Delta S}{zF},$$

а значення максимальної корисної роботи реакції при заміні у виразі для G ентропії S — рівнянням

$$S = -\left(\frac{dG}{dT}\right)_p \quad \text{и} \quad \Delta S = -\left(\frac{d\Delta G}{dT}\right)_p;$$

$$\Delta G = \Delta H + \left(\frac{d\Delta G}{dT}\right)_p.$$

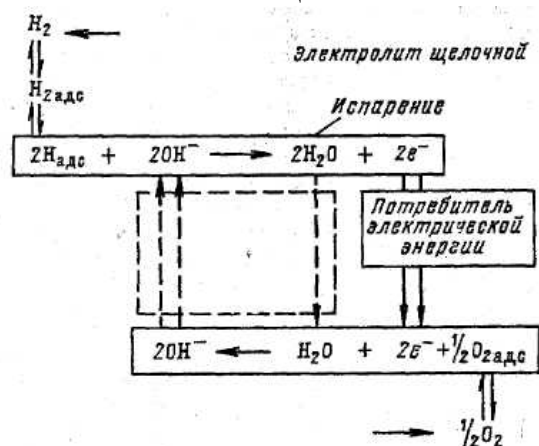
Це рівняння відоме як рівняння Гиббса — Гельмгольца.

Термодинамічний ККД ПЕ має вигляд:

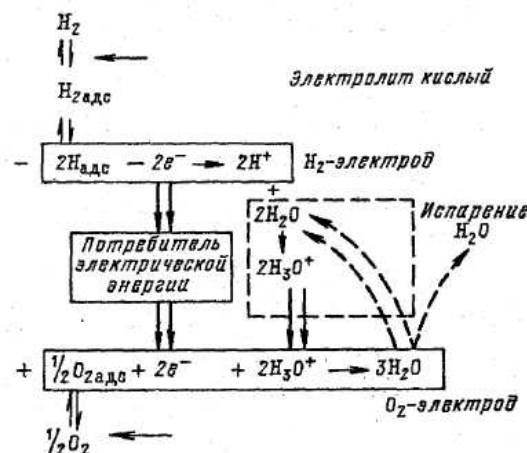
$$\eta_r = \frac{L'_{\text{макс}}}{-\Delta H} = \frac{-\Delta G}{-\Delta H} = 1 - T \frac{\Delta S}{\Delta H}.$$

Типи паливних елементів. Найбільшого поширення набули воднево-кисневі паливні елементи з лужним і кислим електролітами. Труднощі досягнення рівноважного потенціалу в них обумовлені протіканням поряд з основними реакціями і інших процесів: окислення домішок, окислення металів і відновлення кисню до перекису водню.

Всі воднево-кисневі ПЕ можна розділити на дві основні групи: з вільним електролітом і з матричним електролітом, тобто діафрагмою, яка має іонну провідність. Можуть бути використані і тверді електроліти - речовини, що володіють іонною провідністю і що мають іонну будову. Переміщення іонів в них відбувається через наявність в кристалі ділянок з мінімумом потенційної енергії (потенційних ям), куди можуть потрапляти іони, що коливаються біля своїх положень рівноваги. У вузол кристалічної решітки (дефект), що звільнився, може перейти інший іон, відповідно наступний іон пересунеться на його місце.



Процес у воднево-кисневому ПЕ з лужним електролітом



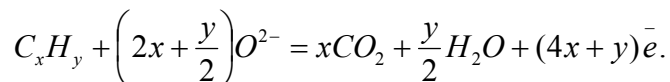
Процес у воднево-кисневому ПЕ з кислотним електролітом

Із зростанням температури вірогідність переходу іонів і дефектів в кристалічній решітці зростає. При накладенні електричного поля хаотичний рух іонів і дефектів приймає направлений характер: іони і дефекти рухаються у різних напрямках.

Тривала робота електроліту в ПЕ можлива лише у тому випадку, коли склад його не змінюється, тобто рухомі в твердому електроліті іони повинні безперервно поповнюватися біля одного електроду і витрачатися біля іншого.

Тверді електроліти володіють допустимою електричною провідністю лише при 900 °С і вище, тому ПЕ з твердими електролітами працюють зазвичай при 900 - 1000 °С.

У високотемпературному ПЕ як пальне може застосовуватися не лише водень, але і вуглеводні, наприклад метан або пропан. У загальному випадку анодна реакція має вигляд



Можна отримувати H_2 з вуглеводнів шляхом конверсії. При правильно вибраній робочій температурі ПЕ втрати ЕРС за рахунок конверсії палива можуть бути незначними.

В даний час створені і випробовувані воднево-кисневі (повітря), гідразино-кисневі (повітря), метанольні, вуглеводнево-повітряні ПЕ. Потужність експериментальних ПЕ досягає 200 кВт з питомими характеристиками 5 - 250 кг/кВт і 5 - 200 л/кВт, реальним ККД 30 - 65% і ресурсом 1000 - 5000 г.

Електрохімічні генератори можуть застосовуватися як енергетичні установки для космічних апаратів, на підводних човнах, в лабораторіях і дослідницьких станціях, на транспортних і пересувних установках, як джерела струму для зв'язку, радіо і телебачення, сигнальних і метеорологічних пристроїв.

ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ

I. Основні поняття термодинаміки.

Що складає предмет вивчення термодинаміки?

Що вивчає технічна термодинаміка?

У чому складаються особливості термодинамічного методу аналізу?

Дайте визначення терміну «термодинамічна система».

Що таке «навколишнє середовище»?

Що таке «контрольна поверхня термодинамічної системи»?

Яка термодинамічна система називається «відкритою»?

Яка термодинамічна система називається «закритою»?

Яка термодинамічна система називається «ізолюваною»?

Яка термодинамічна система називається «тепло ізолюваною»?

Яка термодинамічна система називається «адіабатною»?

Дайте визначення терміну «робоче тіло» у термодинаміці.

Що таке «термодинамічні параметри»?

Які фізичні параметри відносяться до термодинамічних?

Визначення тиску як термодинамічного параметра.

Визначення температури як термодинамічного параметра.

Визначення питомого об'єму як термодинамічного параметра.

Яку термодинамічну систему можна назвати «рівноважною»?

Яку термодинамічну систему можна назвати «нерівноважною»?

Що таке термодинамічне рівняння стану?

Що таке «ідеальний газ»?

Запишіть рівняння стану «ідеального газу».

Чим реальний газ відрізняється від «ідеального газу»?

Запишіть рівняння стану реального газу.

Що таке «термодинамічний процес»?

Дайте визначення поняттю «релаксація» у термодинаміці?

Дайте визначення поняттю «час релаксації» у термодинаміці?

Які термодинамічні процеси називають рівноважними?

Які термодинамічні процеси називають нерівноважними?

Дайте визначення поняттю «внутрішня енергія» у термодинаміці

Що означає поняття «повний диференціал» у термодинаміці

Чи є внутрішня енергія повним диференціалом?

Що таке «робота розширення»?

Чи є робота розширення повним диференціалом?

Що таке «теплота»?

Чи є теплота повним диференціалом?

Що є властивістю термодинамічної системи?

Що є характеристиками взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем?

Що є характеристикою механічної взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем?

Що є характеристикою теплової взаємодії термодинамічної системи з

навколишнім середовищем?

Чому еквівалентна площа під графіком процесу в P-V діаграмі?

Чому еквівалентна площа під графіком процесу в T-S діаграмі?

Що таке «теплоємність»?

Чи є теплоємність повним диференціалом?

Що таке «теплоємність при постійному обсязі»?

Що таке «теплоємність при постійному тиску»?

У чому розходження теплоємності при $p=\text{const}$ і $v=\text{const}$?

Що таке «середня теплоємність» у термодинамічному процесі?

Запишіть рівняння Майера

Дайте визначення поняттю «ентальпія» у термодинаміці

Чи є ентальпія функцією стану?

Дайте визначення поняттю «ентропія» у термодинаміку

Чи є ентропія повним диференціалом?

II. Закони термодинаміки для реальних газів.

Формулювання першого закону термодинаміки.

Аналітичне вираження першого закону термодинаміки.

Рівняння першого закону термодинаміки, виражене через ентальпію.

Формулювання другого закону термодинаміки.

Формулювання третього закону термодинаміки (теорема Нернста).

Дайте визначення поняттю «термодинамічний цикл»?

Дайте визначення поняттю «коефіцієнт корисної дії»?

Що таке «вічний двигун першого роду»?

Що таке «вічний двигун другого роду»?

Що таке «прямий цикл Карно»?

Що таке «узагальнений (регенеративний) цикл Карно»?

Що таке «термічний ККД циклу Карно»?

Що таке «зворотний цикл Карно»?

Що таке «холодильний коефіцієнт»?

Чим викликано зростання ентропії в нерівноважних процесах?

Сформулюйте принцип зростання ентропії.

Що таке ізохорний процес? Графічне зображення в P-V, T-S діаграмах.

Що таке ізобарний процес? Графічне зображення в P-V, T-S діаграмах.

Що таке ізотермічний процес? Графічне зображення в P-V, T-S

діаграмах.

Що таке адіабатний процес? Графічне зображення в P-V, T-S діаграмах.

Що таке політропний процес? Графічне зображення в P-V, T-S діаграмах.

Які величини визначаються при дослідженні термодинамічних процесів?

Що таке «волога насичена пара»?

Що таке «суха насичена пара»?

Що таке «перегріта пара»?

Які області діаграм стану розділяє нижня гранична крива?

Які області діаграм стану розділяє верхня гранична крива?

Якому стану відповідає стан речовини на нижньої граничної кривої?

Якому стану відповідає стан речовини на верхньої граничної кривої?

Що таке «ступінь сухості» пари?

Якому стану речовини відповідає ступінь сухості пари $x=0$?

Якому стану речовини відповідає ступінь сухості пари $x=1$?

Що таке «критична точка»?

Що таке «критична температура»?

Що таке «теплота фазового переходу»?

Укажіть значення питомої масової теплоємності води.

Укажіть зразкове значення питомої теплоти паротворення води.

Що таке «фазовий перехід»?

На що затрачається теплота фазового переходу?

Від яких параметрів залежить температура кипіння?

III. Теплові машини.

Що таке компресор?

Які процеси стиску в компресорі Ви знаєте?

При якому процесі стиску газу в компресорі питома робота менше?

У чому перевага багатоступінчастого стиску в компресорі?

Що таке «тепловий двигун»?

Що таке «двигун внутрішнього згоряння» (ДВС)?

Цикл ДВС Отто.

Цикл ДВС Дизеля.

Цикл ДВС Тринклера.

Що таке «ступінь стиску» у тепловому двигуні?

Що таке «ступінь підвищення тиску» у тепловому двигуні?

Що таке детонація в ДВС?

Цикл ГТУ з підводом теплоти при $P = \text{const}$.

Цикл ГТУ з підводом теплоти при $V = \text{const}$.

Переваги газотурбінних установок перед ДВС.

Особливості циклу Карно для насиченої водяної пари

Відмінності циклу Ренкіна від циклу Карно для водяної пари

Цикл Ренкіна на перегрітій парі

Що таке «теплофікація»?

Що таке «когенерація»?

Що таке «холодильний цикл»?

Що таке «парокомпресійний холодильний цикл»?

Що таке «газовий (повітряний) холодильний цикл»?

Що таке «абсорбційний холодильний цикл»?

Що таке «тепловий насос»?

Що таке «термоелектричний холодильний цикл»?

Які речовини доцільно вибирати як робоче тіло для холодильних циклів?

Бінарні цикли в енергетиці.

Принцип роботи МГД – генератора.

Принцип роботи паливного елемента.

КУРСОВА РОБОТА

«Розрахунок термодинамічного циклу парокомпресійної холодильної машини системи кондиціонування повітря»

Виконати розрахунок термодинамічного циклу фреонової парокомпресійної холодильної машини системи кондиціонування повітря, що проводить охолодження зовнішнього повітря в поверхневому повітроохолоджувачі безпосереднього випаровування при наступних початкових даних:

- витрата повітря L_{np} (м³/год), що подається в приміщення, його температуру t_{np} (°C) і відносну вологість ϕ_{np} (%), прийняти по таблиці 1 залежно від значення останніх двох цифр номеру залікової книжки студента;
- початкові параметри повітря – температуру t_n (°C) і ентальпію I_n (кДж/кг), прийняти згідно параметрів клімату «Б» по таблиці 2 залежно від першої букви прізвища студента;
- в якості хладагенту прийняти фреон-12.

1. Визначення витрат холоду

Початкові дані:

- 1) витрата приточного повітря L_{np} (м³/год),
- 2) параметри повітря:
 - до охолодження (зовнішнє повітря): I_3 (кДж/кг), t_3 (°C);
 - після охолодження (приточне повітря): t_{np} (°C), ϕ (%).

1. Визначаємо щільність приточного повітря при t_{np} :

$$\rho_t = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t_{np}} \text{ (кг/м}^3\text{)};$$

де ρ_0 – щільність повітря при $t_0=0$ °C.

2. По таблицях теплофізичних властивостей вологого повітря (Додаток

1) визначаємо парціальний тиск водяної пари в повітрі P_{nn} (Па) при повному насиченні ($\phi = 100$ %) при t_{np} .

3. Визначаємо парціальний тиск водяної пари при ϕ (%):

$$P_n = P_{nn} \cdot \frac{\phi}{100} \text{ (Па)};$$

4. Визначаємо щільність вологого повітря при ϕ :

$$\rho_{\text{вол}} = \rho_t - 0.00132 \cdot \frac{P_n}{273 + t_3} \text{ (кг/м}^3\text{)};$$

5. Визначаємо масову витрату подаваного вологого повітря:

$$G_{\text{вол}} = L_{np} \cdot \frac{\rho_{\text{вол}}}{3600} \text{ (кг/с)};$$

6. Визначаємо вологоємкість приточного повітря при температурі t_{np} і вологості ϕ :

$$d_{np} = \frac{623 \cdot \phi \cdot P_{nn}}{100 \cdot (B - \phi \cdot P_{nn} / 100)} \text{ (г/кг)};$$

де B – атмосферний тиск, (Па), в населеному пункті по кліматичній характеристиці (див. таблицю 2 вихідних даних). Довідка: 1гПа = 100 Па.

7. Визначаємо масові витрати сухого повітря:

$$G = \frac{G}{(1 + d_{np}/1000)} (\text{кг} / \text{с});$$

8. Визначаємо ентальпію приточного повітря при вологоємкості d_{np} і температурі t_{np} :

$$I_{np} = 2,5 \cdot d_{np} + 1,005 \cdot t_{np} + 0,0018 \cdot t_{np} \cdot d_{np} (\text{кДж} / \text{кг});$$

9. Визначаємо витрати холоду на охолодження повітря:

$$Q = G \cdot (I_s - I_{np}) (\text{кВт});$$

10. Визначаємо розрахункову кількість холоду з урахуванням витрат в навколишнє середовище у розмірі 10 %:

$$Q_p = 1,1 \cdot Q (\text{кВт});$$

11. Приймаємо температуру поверхні повітроохолоджувача. Температура поверхні повітроохолоджувача приймається t_i (задається викладачем).

2. Тепловий розрахунок термодинамічного циклу фреонової холодильної машини

Початкові дані:

1) Робоче тіло: фреон-12;

2) Розрахункова холодопродуктивність Q_p (кВт);

3) Температура конденсації парів фреону в конденсаторі: t_k ($^{\circ}\text{C}$). Приймається на 7...8 $^{\circ}\text{C}$ вище за абсолютний максимум температури по кліматичній характеристиці (див. таблицю 2 початкових даних)

$$t_k = t + t_i (\text{^{\circ}\text{C}});$$

4) Температура випару парів фреону у випарнику: t_i ($^{\circ}\text{C}$) (приймається по п.11 розділу 1, але не нижче +5 $^{\circ}\text{C}$);

5) Температура переохолодження фреону після конденсатора: $t_{по}$ ($^{\circ}\text{C}$). Приймається на 2 $^{\circ}\text{C}$ нижче температури абсолютного максимуму по кліматичній характеристиці (див. таблицю 2 початкових даних)

$$t_{по} = t - 2 (\text{^{\circ}\text{C}}).$$

1. По таблицям теплофізичних властивостей фреону-12 (Додаток 2) визначаємо:

- h_1'' - ентальпію сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі t_i ;

- v_1'' - питомий об'єм сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі t_i ;

- P_1 - тиск сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі t_i ;

- h_2'' - ентальпію пари в кінці стискування при температурі конденсації t_k ;

- v_2'' - питомий об'єм сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі t_k ;

- P_2 - тиск пари в кінці стискування при температурі конденсації t_k ;

- h_4' - ентальпію рідкої фази після конденсатора (з урахуванням переохолодження) при температурі $t_{по}$;

- P_2 - тиск рідкої фази після конденсатора при температурі конденсації $t_{по}$;

Примітка. Теплофізичні властивості фреону-12 і формули для лінійної інтерполяції приведені в Додатку 2.

2. Визначаємо холодопродуктивність 1 кг фреону-12:

$$q_0 = h_1'' - h_4' (\text{кДж} / \text{кг});$$

3. Визначаємо теоретичну роботу стискування в компресорі:

$$A_1 = h_2'' - h_1'' (\text{кДж} / \text{кг});$$

4. Визначаємо кількість тепла, що віддається в навколишнє середовище 1 кг фреону-12 в конденсаторі:

$$q_k = q_0 + A_1 (\text{кДж} / \text{кг});$$

5. Визначаємо холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{A_1};$$

6. Визначаємо масові витрати циркулюючого фреону-12:

$$G = \frac{Q_p}{q_k} \times 3600 (\text{кг} / \text{год});$$

7. Визначаємо об'ємні витрати парів фреону-12, що надходить в компресор:

$$V = G \cdot v_1'' \times 3600 (\text{м}^3 / \text{год});$$

8. Визначаємо теоретичну потужність, що витрачається в компресорі:

$$N_T = \frac{Q_p}{\varepsilon_T} (\text{кВт}).$$

3. Вибір компресора фреонової холодильної машини

Початкові дані:

1) Тиск на вході в компресор P_i (МПа);

2) Тиск на виході з компресора P_k (МПа);

3) Масова витрата фреону-12 G (кг/с);

4) Теоретична робота стискування A_1 (кДж/кг).

1. Визначаємо ступінь стискування в компресорі:

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_i};$$

2. Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\Delta P = (P_k - P_i) < 1,67 (\text{МПа});$$

Приймаємо одноступінчатий компресор. Згідно ОСТ 26.03-943 – 77 для поршневих компресорів гранична різниця тиску за умовами міцності не повинна перевищувати 1,67 МПа.

3. Визначаємо об'ємну теоретичну продуктивність компресора з урахуванням перегріву насиченої пари після випарника на 5 °С:

$$t'_i = t_i + 5(^{\circ}\text{C});$$

Визначаємо питомий об'єм фреону-12 при його температурі

$$v'_i = v_1'' \cdot \frac{T'_i}{T_i} (\text{м}^3 / \text{кг});$$

Об'ємна теоретична продуктивність компресора складе:

$$V_T = v'_i \cdot G (\text{м}^3 / \text{с});$$

4. Визначаємо коефіцієнт подачі компресора λ .

$$\lambda = \lambda_3 \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_{щ} \cdot \lambda_Q;$$

λ_3 - зниження подачі за рахунок «шкідливого простору». «Шкідливий простір» приймаємо у розмірі 5 % від об'єму циліндрів $\sigma = 0,05$, показник політропи при стискуванні пари фреону-12 $n = 1,2$.

$$\lambda_3 = 1 - \sigma \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right];$$

$\lambda_{др}$ – зниження подачі компресора за рахунок дроселювання через впускні і випускні клапани. Приймаємо для фреонових компресорів $\lambda_{др} = 0,95$;

$\lambda_{щ}$ – зниження подачі компресора за рахунок нещільності поршня. Приймаємо для фреонових $\lambda_{щ} = 0,97$;

λ_Q – зниження подачі компресора за рахунок теплообміну із зовнішньою середою:

$$\lambda_Q = \frac{T_{вип}}{T_{конд}};$$

$$\lambda = \lambda_3 \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_{щ} \cdot \lambda_Q;$$

5. Сумарний об'єм, що описується поршнями в одиницю часу:

$$V_o = \frac{V_T}{\lambda} (\text{м}^3 / \text{с});$$

6. Вибираємо розміри циліндрів компресора і їх кількість з типорозмірів, що випускаються промисловістю. Число циліндрів приймаємо рівним 2,4,6,8.

Необхідну кількість циліндрів N визначаємо діленням величини сумарного об'єму, що описується поршнем в одиницю часу V_o по п.5, на подачу одного циліндра $v_{цил}$ з графі 6 таблиць типорозмірів компресорів. Результат заноситься в графу 7 таблиці.

$$N = \frac{V_o}{v_{цил}};$$

Діаметр поршня, мм	Хід поршня, мм	Об'єм циліндра, м ³	Частота обертання, об/хв.	Число впусків, 1/с	Подача одного циліндра $v_{цил}, \text{м}^3/\text{с}$	Кіл-ть циліндрів N, шт	Прийнятий варіант
1	2	3	4	5	6	7	8
67,5	50	0,000179	1440	24	0,0043		
101,6	70	0,000568	1440	24	0,0136		
101,6	70	0,000568	960	16	0,0091		
190	130	0,00369	960	16	0,0590		
190	130	0,00369	720	12	0,0443		

7. Теоретична об'ємна продуктивність компресора складе:

$$V_T^k = N \cdot v_{цил} (\text{м}^3 / \text{с});$$

8. Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d^k = \lambda \cdot V_T^k (\text{м}^3 / \text{с});$$

9. Масова продуктивність компресора:

$$G^k = \frac{V_d^k}{v_i'} (\text{кг} / \text{с});$$

10. Теоретична потужність, яка споживається компресором:

$$N_T^k = G^k \cdot A_i (\text{кВт});$$

11. Визначаємо індикаторний ККД компресора по діаграмі в залежності від величини ε .

По діаграмі (Додаток 3) отримуємо η_i .

12. Визначаємо індикаторну потужність компресора:

$$N_i^k = \frac{N_T^k}{\eta_i} (\text{кВт});$$

13. Визначаємо потужність на подолання сил тертя. Для фреонових машин величина сил тертя може бути прийнята $P_i^{\text{тер}} = 40 \cdot 10^3 \text{ Па}$

$$N_{\text{тер}}^k = P_i^{\text{тер}} \cdot V_T^k \cdot 10^{-3} (\text{кВт});$$

14. Визначаємо ефективну потужність на валу компресора:

$$N_e^k = N_i^k + N_{\text{тер}}^k (\text{кВт});$$

По таблиці (Додаток 4) вибираємо найближчий стандартний електродвигун більшої потужності.

15. Визначаємо коефіцієнт загрузки вибраного електродвигуна:

$$k_z = \frac{N_e^k}{N_{\text{уст}}};$$

По графікам (Додаток 5) визначаємо величину $\eta_{\text{ед}}$ і $\cos \varphi$.

16. Приймаючи ККД передачі $\eta_{\text{п}} = 1,0$, визначаємо електричну потужність, яка споживається від мережі:

$$N_{\text{ел}}^k = \frac{N_e^k}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ед}}} (\text{кВт});$$

17. Добова потреба електроенергії на привід компресора з розрахунку $T_{\text{доб}} = 16$ годин роботи кондиціонера в добу складе:

$$E_{\text{доб}} = N_{\text{ел}}^k \cdot T_{\text{доб}} (\text{кВт} \cdot \text{год} / \text{добу}).$$

Приклад розрахунку курсової роботи

«Розрахунок термодинамічного циклу парокомпресійної холодильної машини системи кондиціонування повітря»

Виконати розрахунок термодинамічного циклу фреонової парокомпресійної холодильної машини системи кондиціонування повітря, що проводить охолодження зовнішнього повітря в поверхневому повітроохолоджувачі безпосереднього випаровування при наступних початкових даних:

- витрата повітря L_{np} (м³/год), що подається в приміщення, його температуру t_{np} (°C) і відносну вологість ϕ_{np} (%), прийняти по таблиці 1 залежно від значення останніх двох цифр номеру залікової книжки студента;
- початкові параметри повітря – температуру t_n (°C) і ентальпію I_n (кДж/кг), прийняти згідно параметрів клімату «Б» по таблиці 2 залежно від першої букви прізвища студента;
- в якості хладагенту прийняти фреон-12.

1. Визначення витрат холоду

Початкові дані:

- 1) витрата приточного повітря $L_{np} = 10000$ м³/час,
- 2) параметри повітря:
 - до охолодження (зовнішнє повітря): $I_3 = 56,1$ кДж/кг, $t_3 = 29,4$ °C;
 - після охолодження (приточне повітря): $t_{np} = 20$ °C, $\phi = 60$ %.

1. Визначаємо щільність приточного повітря при $t_{np} = 20$ °C:

$$\rho_t = \rho_0 \cdot \frac{273}{273 + t_{np}} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 20} = 1,205 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

де $\rho_0 = 1,293 \text{ кг} / \text{м}^3$ – щільність повітря при $t_0 = 0$ °C.

2. По таблицях теплофізичних властивостей вологого повітря визначаємо парціальний тиск водяної пари в повітрі при повному насиченні ($\phi = 100$ %) при $t_{np} = 20$ °C:

$$P_{np} = 2330 \text{ Па};$$

3. Визначаємо парціальний тиск водяної пари при $\phi = 60$ %:

$$P_n = P_{np} \cdot \frac{\phi}{100} = 2330 \cdot \frac{60}{100} = 1398 \text{ Па};$$

4. Визначаємо щільність вологого повітря при $\phi = 60$ %:

$$\rho_{вл} = \rho_t - 0,00132 \cdot \frac{P_n}{273 + t_3} = 1,205 - 0,00132 \cdot \frac{1398}{273 + 20} = 1,1987 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

5. Визначаємо масову витрату подаваного вологого повітря:

$$G_{вл} = L_{np} \cdot \frac{\rho_{вл}}{3600} = 10000 \cdot \frac{1,1987}{3600} = 3,33 \text{ кг} / \text{с};$$

6. Визначаємо вологовміст приточного повітря при температурі $t_{np} = 20$ °C і вологості $\phi = 60$ %:

$$d_{np} = \frac{623 \cdot \varphi \cdot P_{mn}}{100 \cdot (B - \varphi \cdot P_{mn} / 100)} = \frac{623 \cdot 60 \cdot 2330}{100 \cdot (101325 - 60 \cdot 2330 / 100)} = 8,71 \text{ г/кг};$$

де B – атмосферний тиск, (Па), в населеному пункті.

7. Визначаємо масову витрату сухого повітря:

$$G = \frac{G}{(1 + d_{np} / 1000)} = \frac{3,33}{(1 + 8,71 / 1000)} = 3,3 \text{ кг/с};$$

8. Визначаємо ентальпію приточного повітря при вологовмісті $d_{np} = 8,71$ г/кг і температурі $t_{np} = 20$ °С:

$$I_{np} = 2,5 \cdot d_{np} + 1,005 \cdot t_{np} + 0,0018 \cdot t_{np} \cdot d_{np} \text{ кДж/кг};$$

$$I_{np} = 2,5 \cdot 8,71 + 1,005 \cdot 20 + 0,0018 \cdot 20 \cdot 8,71 = 42,20 \text{ кДж/кг};$$

9. Визначаємо витрату холоду на охолодження повітря:

$$Q = G \cdot (I_3 - I_{np}) = 3,3 \cdot (56,1 - 42,20) = 45,87 \text{ кВт};$$

10. Визначаємо розрахункову кількість холоду з урахуванням втрат в навколишнє середовище у розмірі 10 %:

$$Q_p = 1,1 \cdot Q = 1,1 \cdot 45,87 = 50,457 \approx 50,5 \text{ кВт};$$

11. Приймаємо температуру поверхні повітроохолоджувача $t_i = + 10$ °С.

2. *Тепловий розрахунок термодинамічного циклу фреонової холодильної машини*

Початкові дані:

- 1) Робоче тіло: фреон-12;
- 2) Розрахункова холодовиробничість $Q_p = 50,5$ кВт;
- 3) Температура конденсації пари фреону в конденсаторі: $t_k = 46$ °С;
- 4) Температура випару пари фреону у випарнику: $t_i = 10$ °С;
- 5) Температура переохолодження фреону після конденсатора: $t_{no} = 37$ °С.

1. По таблицях теплофізичних властивостей фреону-12 визначаємо:

- ентальпію сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі $t_i = 10$ °С, $h_1'' = 556,45$ кДж/кг;

- питомий об'єм сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі $t_i = 10$ °С, $v_1'' = 0,04119$ м³/кг;

- тиск сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі $t_i = 10$ °С, $P_1 = 0,4235$ МПа;

- ентальпію пари в кінці стискування при температурі конденсації $t_k = 46$ °С, $h_1'' = 570,53$ кДж/кг;

- питомий об'єм сухої насиченої пари, що поступає в компресор при температурі $t_k = 46$ °С, $v_2'' = 0,016$ м³/кг;

- тиск пари в кінці стискування при температурі конденсації $t_k = 46$ °С, $P_1 = 1,1111$ МПа;

- ентальпію рідкої фази після конденсатора (з урахуванням переохолодження) при температурі $t_{no} = 37$ °С; $h_4' = 436,14$ кДж/кг;

- тиск рідкої фази після конденсатора при температурі конденсації $t_{\text{по}} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $P_4 = 0,893 \text{ МПа}$;

2. Визначаємо холодовиробничість 1 кг фреону-12:

$$q_0 = h_1'' - h_4' = 556,45 - 436,14 = 120,31 \text{ кДж / кг};$$

3. Визначаємо теоретичну роботу стискування в компресорі:

$$A_l = h_2'' - h_1'' = 570,53 - 556,45 = 14,18 \text{ кДж / кг};$$

4. Визначаємо кількість тепла, що віддається в навколишнє середовище 1 кг фреону-12 в конденсаторі:

$$q_k = q_0 + A_l = 120,31 + 14,08 = 134,39 \text{ кДж / кг};$$

5. Визначаємо холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{A_l} = \frac{120,31}{14,08} = 8,54;$$

6. Визначаємо масову витрату циркулюючого фреону-12:

$$G = \frac{Q_p}{q_k} = \frac{50,5}{134,39} = 0,376 \text{ кг / с} \times 3600 = 1353 \text{ кг / год};$$

7. Визначаємо об'ємну витрату пари фреону-12, що поступає в компресор:

$$V = G \cdot v_1'' = 0,376 \cdot 0,04119 = 0,01549 \text{ м}^3 / \text{с} \times 3600 = 55,6 \text{ м}^3 / \text{год};$$

8. Визначаємо теоретичну потужність, що витрачається в компресорі:

$$N_T = \frac{Q_p}{\varepsilon_T} = \frac{50,5}{8,54} = 5,91 \text{ кВт}.$$

3. Вибір компресора фреонової холодильної машини

Початкові дані:

Тиск на вході в компресор: $P_i = 0,4235 \text{ МПа}$;

Тиск на виході з компресора: $P_k = 1,1111 \text{ МПа}$;

Масова витрата фреону-12: $G = 0,376 \text{ кг/с}$;

Теоретична робота стискування: $A_l = 14 \text{ кг/кДж}$.

1. Визначаємо ступінь стискування в компресорі:

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_u} = \frac{1,111}{0,4235} = 2,62;$$

2. Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\Delta P = P_k - P_i = 1,111 - 0,4235 = 0,6875 < 1,67 \text{ МПа};$$

Приймаємо одноступінчатий компресор.

3. Визначаємо об'ємну теоретичну продуктивність компресора з урахуванням перегріву насиченої пари після випарника на $5 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_i' = t_i + 5 = 10 + 5 = 15 \text{ }^\circ\text{C};$$

При температурі фреону-12 $+15 \text{ }^\circ\text{C}$ визначаємо його питомий об'єм:

$$v_i' = v_1'' \cdot \frac{T_i'}{T_i} = 0,04119 \cdot \frac{(273 + 15)}{(273 + 10)} = 0,04192 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

Об'ємна теоретична продуктивність компресора складе:

$$V_T = v_i' \cdot G = 0,04192 \cdot 0,376 = 0,0158 \text{ м}^3 / \text{с};$$

4. Визначаємо коефіцієнт подачі компресора λ .

$$\lambda = \lambda_3 \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_{щ} \cdot \lambda_Q;$$

λ_3 - зниження подачі за рахунок «шкідливого простору».

$$\lambda_3 = 1 - \sigma \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - 0,05 \cdot \left[\left(\frac{1,111}{0,4235} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,938;$$

$\lambda_{др}$ - зниження подачі компресора за рахунок дроселювання через впускні і випускні клапани. Приймаємо для фреонових компресорів $\lambda_{др} = 0,95$;

$\lambda_{щ}$ - зниження подачі компресора за рахунок нещільності поршня. Приймаємо для фреонових $\lambda_{щ} = 0,97$;

λ_Q - зниження подачі компресора за рахунок теплообміну із зовнішньою середою:

$$\lambda_Q = \frac{T_{вин}}{T_{конд}} = \frac{273+10}{273+46} = 0,887;$$

$$\lambda = \lambda_3 \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_{щ} \cdot \lambda_Q = 0,938 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,887 = 0,767;$$

5. Сумарний об'єм, що описується поршнями в одиницю часу:

$$V_o = \frac{V_T}{\lambda} = \frac{0,0158}{0,767} = 0,0205 \text{ м}^3 / \text{с};$$

6. Вибираємо розміри циліндрів компресора і їх кількість.

Необхідну кількість циліндрів N визначаємо

$$N = \frac{V_o}{v_{цил}};$$

Діаметр поршня, мм	Хід поршня, мм	Об'єм циліндра, м ³	Частота обертання, об/хв.	Число впусків, 1/с	Подача одного циліндра $v_{цил}$, м ³ /с	Кількість циліндрів N , шт	Прийнятий варіант
1	2	3	4	5	6	7	8
67,5	50	0,000179	1440	24	0,0043	4,770758	
101,6	70	0,000568	1440	24	0,0136	1,508401	*
101,6	70	0,000568	960	16	0,0091	2,254314	
190	130	0,00369	960	16	0,0590	0,347699	
190	130	0,00369	720	12	0,0443	0,463076	

Приймаємо 2-х циліндровий компресор з діаметром поршня 101,6 мм, ходом поршня 70 мм і частотою обертання валу 1440 об/хв.

7. Теоретична об'ємна продуктивність компресора складе:

$$V_T^k = N \cdot v_{цил} = 2 \cdot 0,0136 = 0,0272 \text{ м}^3 / \text{с};$$

8. Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_o^k = \lambda \cdot V_T^k = 0,767 \cdot 0,0272 = 0,0209 \text{ м}^3 / \text{с};$$

9. Масова продуктивність компресора:

$$G^k = \frac{V_{\partial}^k}{v_i'} = \frac{0,0209}{0,04192} = 0,4977 \text{ _кг/с};$$

10. Теоретична потужність, яка споживається компресором:

$$N_T^k = G^k \cdot A_i = 0,4977 \cdot 14 = 7,006 \text{ _кВт};$$

11. Індикаторний ККД компресора $\eta_i = 0,7$.

12. Визначаємо індикаторну потужність компресора:

$$N_i^k = \frac{N_T^k}{\eta_i} = \frac{7,006}{0,7} = 10,01 \text{ _кВт};$$

13. Визначаємо потужність на подолання сил тертя. Для фреонових машин величина сил тертя може бути прийнята $P_i^{\text{тер}} = 40 \cdot 10^3 \text{ Па}$.

$$N_{\text{тер}}^k = P_i^{\text{тер}} \cdot V_T^k \cdot 10^{-3} = 40 \cdot 10^3 \cdot 0,0272 \cdot 10^{-3} = 1,088 \text{ _кВт};$$

14. Визначаємо ефективну потужність на валу компресора:

$$N_e^k = N_i^k + N_{\text{тер}}^k = 10,01 + 1,088 = 11,1 \text{ _кВт};$$

15. Визначаємо коефіцієнт загрузки вибраного електродвигуна:

$$k_3 = \frac{N_e^k}{N_{\text{уст}}} = \frac{11,1}{15} = 0,74;$$

$$\eta_{\text{ед}} = 0,7; \quad \cos \varphi = 0,8;$$

16. Приймаючи ККД передачі $\eta_{\text{п}} = 1,0$, визначаємо електричну потужність, яка споживається від мережі:

$$N_{\text{ел}}^k = \frac{N_e^k}{\eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ед}}} = \frac{11,1}{1,0 \cdot 0,7} = 15,85 \text{ _кВт};$$

17. Добова потреба електроенергії на привід компресора з розрахунку $T_{\text{доб}} = 16$ годин роботи кондиціонера в добу складе:

$$E_{\text{доб}} = N_{\text{ел}}^k \cdot T_{\text{доб}} = 15,85 \cdot 16 = 253,64 \text{ _кВт} \cdot \text{год} / \text{добу}.$$

Таблиця 1. – Початкові дані

Варіант: остання цифра залікової книжки	Температура повітря, що подається в приміщення: $t_{пр}, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість повітря, що подається в приміщення: $\varphi_{пр}, \%$	Варіант: передостання цифра залікової книжки	Витрата повітря, що подається в приміщення: $L_{пр}, \text{м}^3/\text{год}$
1	18	50	1	1000
2	19	60	2	2000
3	20	70	3	3000
4	21	50	4	4000
5	22	60	5	5000
6	23	70	6	6000
7	22	50	7	7000
8	21	60	8	8000
9	20	70	9	9000
0	19	50	0	10000

Таблиця 2. – Параметри зовнішнього повітря

№ п/п	Населений пункт	Атм. тиск, гПа	Параметри клімату «Б»		Абсолют-ний максимум $t, ^\circ\text{C}$	Варіант: перша буква прізвища
			$t, ^\circ\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}$		
1.	Бердянськ	1010	30,5	60,7	39	А
2.	Вінниця	970	27,3	56,9	38	Б
3.	Дніпропетровськ	1010	31,0	57,4	40	В
4.	Донецьк	990	30,4	58,6	40	Г
5.	Житомир	990	27,7	56,1	38	Д
6.	Запоріжжя	1010	31,2	58,6	41	Е
7.	Ізмаїл	1010	31,8	61,5	38	Є
8.	Київ	990	28,7	56,1	39	І
9.	Кіровоград	990	29,7	57,4	40	Ї
10.	Луганськ	1010	31,8	58,6	41	Й
11.	Львів	970	26,4	57,4	37	К
12.	Маріуполь	1010	31,8	60,7	40	Л
13.	Миколаїв	1010	31,0	62,0	40	М
14.	Одеса	1010	28,6	62,0	37	Н
15.	Полтава	990	29,4	56,5	38	О
16.	Рівне	970	25,1	55,3	38	П
17.	Севастополь	1010	29,4	64,5	40	Р
18.	Сімферополь	970	31,8	63,2	40	С
19.	Слов'янськ	990	31,2	58,2	40	Т
20.	Суми	990	28,2	55,3	38	У
21.	Тернопіль	970	26,8	57,4	37	Ф
22.	Ужгород	990	28,1	58,6	40	Х
23.	Умань	990	28,7	57,8	38	Ц
24.	Херсон	1010	30,6	61,5	39	Ч
25.	Хмельницький	1010	27,4	62,0	36	Ш
26.	Черкаси	990	29,1	57,8	38	Щ
27.	Чернівці	1010	28,4	62,0	38	Ю
28.	Ялта	1010	30,5	64,5	39	Я

ДОДАТКИ

Додаток 1 – Парціальний тиск насиченої пари в повітрі при тиску 101,33 кПа

Температура повітря $t, ^\circ\text{C}$	Парціальний тиск пари, що повністю насичує повітря $P_{\text{н}}, \text{Па}$
16	1820
17	1940
18	2060
19	2220
20	2330
21	2500
22	2640
23	2800
24	2980
25	3107
26	3360

Додаток 2 – Термодинамічні властивості фреону-12

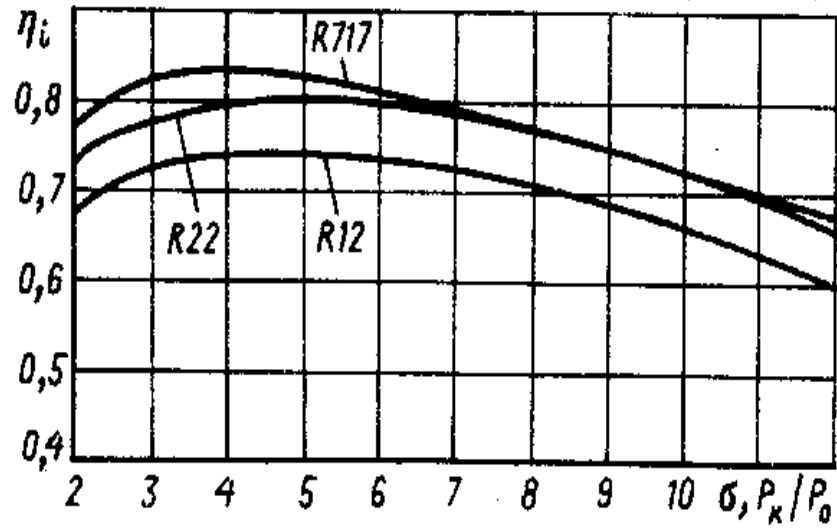
$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	Питомий об'єм		Ентальпія		g	Ентропія	
		$v' \cdot 10^3$	v''	h'	h''		s'	s''
		$\text{м}^3/\text{кг}$		$\text{кДж}/\text{кг}$			$\text{кДж}/(\text{кг К})$	
- 80	0,00616	0,6148	2,142	329,06	514,89	185,83	3,6947	4,6568
- 70	0,01226	0,6248	1,129	337,41	519,52	182,10	3,7368	4,6332
- 60	0,02262	0,6355	0,6386	345,90	524,19	178,29	3,7776	4,6140
- 50	0,03919	0,6468	0,3834	354,55	528,90	174,35	3,8172	4,5985
- 40	0,06430	0,6588	0,2421	363,34	533,60	170,26	3,8557	4,5859
- 30	0,1006	0,6717	0,1595	372,29	538,30	166,00	3,8932	4,5759
- 20	0,1513	0,6854	0,1091	381,38	542,96	161,58	3,9296	4,5679
- 10	0,2196	0,7003	0,07689	390,63	547,55	156,92	3,9653	4,5616
0	0,3091	0,7164	0,05566	400,00	552,06	152,06	4,0000	4,5567
10	0,4235	0,7340	0,04119	409,54	556,45	146,92	4,0340	4,5528
20	0,5669	0,7533	0,03105	419,22	560,69	141,46	4,0672	4,5498
30	0,7435	0,7748	0,02376	429,08	564,72	135,64	4,0998	4,5473
40	0,9577	0,7989	0,01840	439,16	568,48	129,32	4,1320	4,5450
50	1,214	0,8264	0,01437	449,49	571,89	122,40	4,1638	4,5426
60	1,519	0,8585	0,01128	460,18	574,83	114,65	4,1956	4,5398
70	1,877	0,8970	1,00886	471,36	577,14	105,78	4,2277	4,5360
80	2,295	0,9450	1,00693	483,27	678,54	95,27	4,2608	4,5306
90	2,780	1,0095	1,00534	496,32	578,52	82,20	4,2960	4,5223
100	3,342	1,1091	1,00397	511,47	575,90	62,42	4,3355	4,5081
110	3,990	1,3639	1,00255	533,22	564,78	31,56	4,3909	4,4732

Примітка: Формули лінійної інтерполяції для визначення теплофізичних властивостей фреону-12:

$$y_{ii} = \frac{y_{t2} - y_{t1}}{t_2 - t_1} \cdot (t_i - t_1) + y_{t1};$$

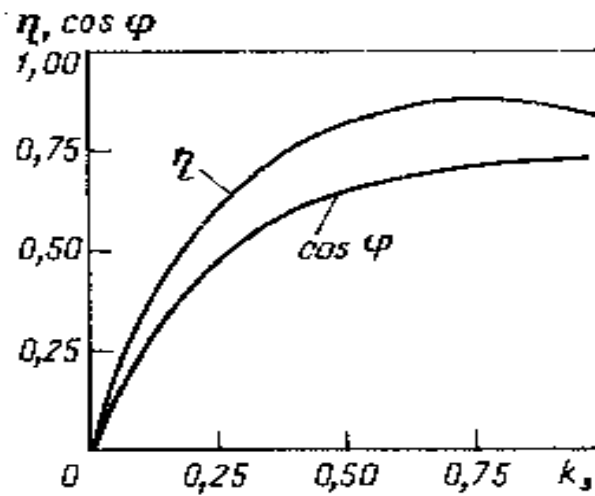
t_1	Y_{t1}
t_i	Y_{ti}
t_2	Y_{t2}

Додаток 3 - Діаграма для визначення індикаторного ККД η_i холодильних компресорів



Позначення хладагентів: R 717 – аміак, R 12 – фреон-12, R 22 – фреон-22.

Додаток 4 - Діаграма для визначення $\eta_{ед}$ и $\cos \varphi$ електродвигунів



Додаток 5. - Шкала установочних потужностей електродвигунів серії 4А.

Установочна потужність, кВт, при номінальній частоті обертання, об/хв		
1500 об/хв	1000 об/хв	750 об/хв
0,75	0,55	0,25
1,1	0,75	0,37
1,5	1,1	0,55
2,2	1,5	0,75
3,0	-	1,1
4	2,2	1,5
5,5	3	2,2
-	4	3
7,5	5,5	4
11	7,5	5,5
15	11	7,5
18,5	15	11
22	-	-
30	18,5	15
37	22	18,5
45	30	22
55	37	30
75	45	37
90	55	45
110	75	55
-	90	75
-	110	90
-	-	110

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки для проведення практичних занять, виконання курсової роботи та самостійної роботи з дисципліни

«Термодинаміка»

(для студентів 2 курсу денної та заочної форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр, напрямку підготовки 6.060101 "Будівництво" спеціальності – "Теплогазопостачання і вентиляція" та для слухачів другої вищої освіти заочної форми навчання на базі диплома спеціаліста іншого напрямку; спеціальності 7.092108 (7.06010107) «Теплогазопостачання і вентиляція»)

Укладачі: **РОМАШКО** Олександр Васильович,
БЕРЕЗНЯК Ірина Євгенівна.

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *І. Є. Березняк*

План 2010, поз. 134М

Підп. до друку 09.07.2012

Формат 60x84 /16

Друк на ризографі

Ум. друк. арк. 2,2

Тираж 50 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12.05.2011р.