

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра теплотехніки та теплових двигунів

ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ЗАВДАННЯ
до виконання практичних робіт

Частина 2

Харків – 2013

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри теплотехніки та теплових двигунів 27 лютого 2012 року, протокол № 4.

У методичних вказівках викладені методичні рекомендації до виконання практичних завдань дисципліни “Технічна термодинаміка” для студентів спеціальності “Теплоенергетика” денної і заочної форм навчання, сформульовані екзаменаційні питання та розрахункові завдання.

Укладачі:

доц. Ю.А. Бабіченко,
асист. О.В. Гришина

Рецензент

доц. В.І. Рубльов

ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ЗАВДАННЯ
до виконання практичних робіт

Частина 2

Відповідальний за випуск Бабіченко Ю.А.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 06.04.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,0. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Зміст

Вступ.....	4
.....	4
1 Цикли двигунів внутрішнього згоряння.....	4
1.1 Цикл ДВЗ з ізохорним підведенням теплоти.....	5
...	5
1.2 Цикл ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти.....	6
1.3 Цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти.....	7
...	7
1.4 Розрахункові завдання.....	8
2 Цикли газотурбінних установок.....	9
2.1 Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти.....	10
2.2 Цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти.....	12
2.3 Розрахункові завдання.....	15
3 Цикли паросилових установок.....	17
3.1 Паровий цикл Карно.....	17
3.2 Цикл Ренкіна.....	18
.....	18
3.3 Цикл з вторинним перегрівом пари.....	21
3.4 Регенеративний цикл паротурбінної установки.....	22
3.5 Розрахункові завдання.....	25
4 Цикли холодильних установок.....	27
4.1 Цикл повітряної холодильної установки.....	28
4.2 Цикл парокомпресійної холодильної установки.....	30
4.3 Цикл теплового насоса.....	33
4.4 Розрахункові завдання.....	36

завдання.....	
Питання до іспиту.....	39
Список літератури.....	41
Додаток А. $lgP-h$ діаграма холодоагенту R12.....	42

Вступ

Технічна термодинаміка як навчальна дисципліна спрямована на формування знань основних законів термодинаміки і термодинамічних процесів, термодинамічних властивостей речовин і фазових переходів; ідеальних термодинамічних циклів теплових двигунів і холодильних машин; принципи роботи, схеми і методи термодинамічного аналізу ефективності роботи теплотехнічного обладнання.

Дисципліна «Технічна термодинаміка» є базовою для вивчення у подальшому всіх фахових дисциплін для студентів спеціальності «Теплоенергетика». «Технічна термодинаміка» базується на знаннях, отриманих при вивченні курсів фізики, хімії й вищої математики, та вивчається студентами протягом двох семестрів.

Методичні вказівки і завдання до виконання практичних робіт (частина 2) містять усі теми у відповідності до програми навчальної дисципліни. Кожна окрема тема складається з теоретичної частини, що містить основні визначення і розрахункові залежності, за допомогою яких студент може самостійно вирішувати завдання та закріпити лекційний матеріал.

Крім того, кожна тема містить практичні завдання, які покликані закріпити засвоєний теоретичний матеріал та підготуватись до модульного контролю. Методичні вказівки містять перелік екзаменаційних питань та необхідний довідковий матеріал.

1 ЦИКЛИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

При дослідженні ідеальних термодинамічних циклів поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ):

- визначають кількість підведеної та відведеної теплоти;
- основні параметри стану робочого тіла в характерних точках циклу;
- визначають термічний ККД циклу за основними характеристиками і проводять аналіз термічного ККД.

1.1 Цикл ДВЗ з ізохорним підведенням теплоти

Ідеальний термодинамічний цикл двигуна з ізохорним підведенням теплоти складається з двох ізохор і двох адіабат та наведений на рисунку 1.1.

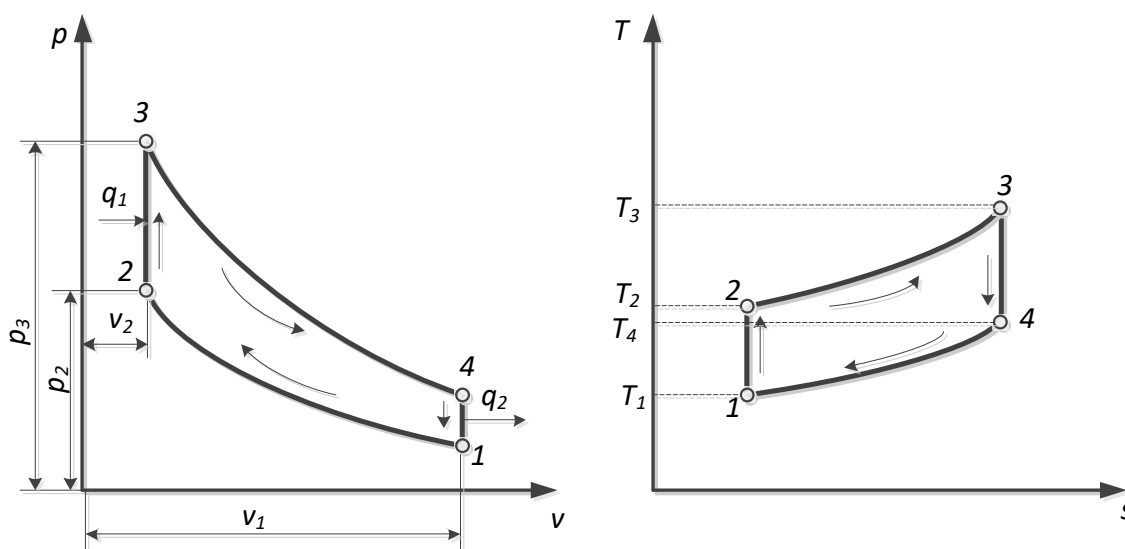


Рисунок 1.1 – Цикл ДВЗ з ізохорним підведенням теплоти в p v - і T s -діаграмах

Характеристики циклу:

1) ступінь стиску

$$\varepsilon = v_1 / v_2; \quad (1.1)$$

2) ступінь підвищення тиску

$$\lambda = p_3 / p_2. \quad (1.2)$$

Термічний ККД циклу ДВЗ з ізохорним підведенням теплоти становить

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.3)$$

Рівняння (1.3) свідчить, що термічний ККД такого циклу залежить від ступеня стиску ε і показника адіабати k (від природи робочого тіла). ККД збільшується зі зростанням ε і k . Від ступеня підвищення тиску λ термічний ККД не залежить.

1.2 Цикл ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти

Ідеальний термодинамічний цикл двигуна з ізобарним підведенням теплоти складається з двох адіабат, ізохори, ізобари та наведений на рисунку 1.2.

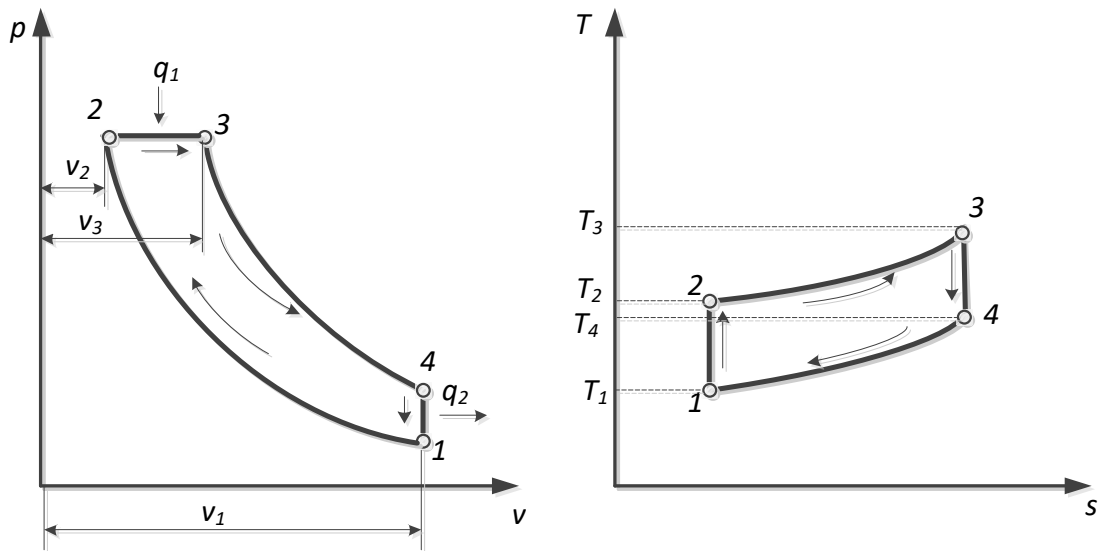


Рисунок 1.2 – Цикл ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти в p v - і T s -діаграмах

Характеристики циклу:

1) ступінь стиску

$$\varepsilon = v_1 / v_2; \quad (1.4)$$

2) ступінь попереднього розширення

$$\rho = v_3 / v_2. \quad (1.5)$$

Термічний ККД циклу ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти становить

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}. \quad (1.6)$$

Рівняння (1.6) свідчить, що термічний ККД такого циклу залежить від ступеня стиску ε , величини показника адиабати k і ступеня попереднього розширення ρ . Зі зростанням ε і k термічний ККД збільшується, а зі зростанням ρ – зменшується.

1.3 Цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти

Ідеальний термодинамічний цикл двигуна зі змішаним підведенням теплоти (при $v = \text{const}$ і $p = \text{const}$) складається з двох адіабат, двох ізохор, ізобари та наведений на рисунку 1.3.

Характеристики циклу:

1) ступінь стиску

$$\varepsilon = v_1 / v_2; \quad (1.7)$$

2) ступінь попереднього розширення

$$\rho = v_4 / v_3; \quad (1.8)$$

3) ступінь підвищення тиску

$$\lambda = p_3 / p_2. \quad (1.9)$$

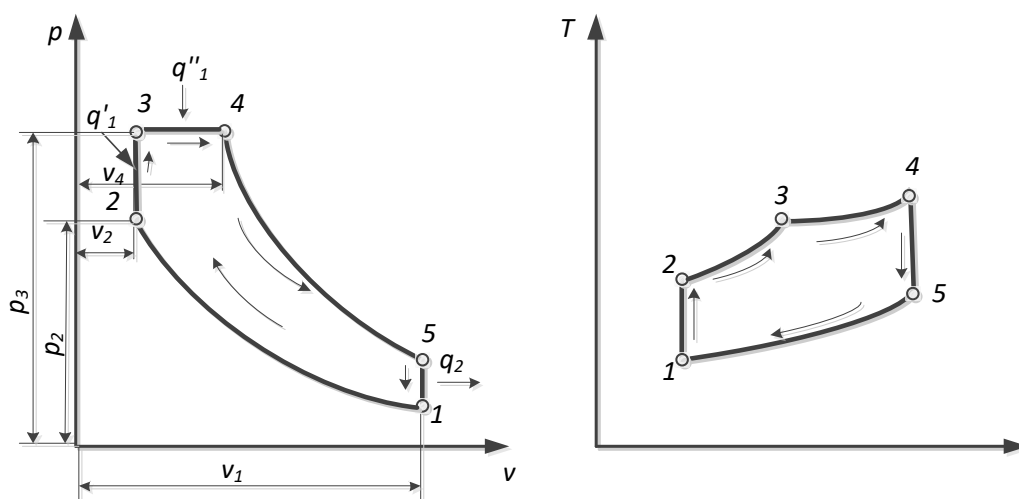


Рисунок 1.3 – Цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти в p - v і T - s -діаграмах

Термічний ККД циклу ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти становить

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]} \right). \quad (1.10)$$

Рівняння (1.10) свідчить, що термічний ККД такого циклу залежить від ступеня стиску ε , величини показника адіабати k і ступеня попереднього розширення ρ та ступеня підвищення тиску

λ . Зі зростанням ε , λ і k термічний ККД збільшується, а зі зростанням ρ – зменшується.

1.4 Розрахункові завдання

Завдання 1. Визначити в циклі ДВЗ з підведенням теплоти при $v = const$: параметри всіх основних точок циклу, корисну роботу, кількість підведеної та відведеної теплоти, термічний ККД циклу. Параметри початкової точки: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; ступінь стискання $\varepsilon = 3,6$, ступінь підвищення тиску $\lambda = 3,33$.

Робоче тіло – повітря. Розрахунки проводити на масу 1 кг повітря. Теплоємність робочого повітря прийняти постійною.

Завдання 2. Визначити в циклі ДВЗ з підведенням теплоти при $p = const$: параметри всіх основних точок циклу, корисну роботу, кількість підведеної та відведеної теплоти, термічний ККД циклу. Робоче тіло – повітря. Параметри початкової точки: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; ступінь стискання $\varepsilon = 12,7$, ступінь попереднього розширення $\rho = 2$.

Розрахунки проводити на масу 1 кг повітря. Теплоємність робочого повітря прийняти постійною.

Завдання 3. Визначити в циклі ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти: параметри всіх основних точок циклу, корисну роботу, кількість підведеної та відведеної теплоти, термічний ККД циклу. Робоче тіло – повітря. Параметри початкової точки: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $T_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; ступінь стискання $\varepsilon = 7$, ступінь попереднього розширення $\rho = 1,2$, ступінь підвищення тиску $\lambda = 2$.

Розрахунки проводити на масу 1 кг повітря. Теплоємність робочого повітря прийняти постійною.

Завдання 4. Визначити в циклі ДВЗ з підведенням теплоти при $v = const$: параметри всіх основних точок, корисну роботу, кількість підведеної та відведеної теплоти, термічний ККД циклу, середній індикаторний тиск. Параметри початкової точки: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $T_1 = 320 \text{ K}$, ступінь стискання $\varepsilon = 4$, ступінь підвищення тиску $\lambda = 4$.

Робоче тіло – повітря. Розрахунки проводити на масу 1 кг повітря. Теплоємність робочого повітря прийняти постійною.

Завдання 5. Визначити в циклі ДВЗ з підведенням теплоти при $p = const$: параметри всіх основних точок, корисну роботу, кількість підведеної та відведеної теплоти, термічний ККД циклу, середній індикаторний тиск. Параметри початкової точки: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $T_1 = 350 \text{ К}$; ступінь стискання $\varepsilon = 20$, ступінь попереднього розширення $\rho = 2$.

Робоче тіло – повітря. Розрахунки проводити на масу 1 кг повітря. Теплоємність робочого повітря прийняти постійною.

Завдання 6. Визначити в циклі ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти: параметри всіх основних точок, корисну роботу, кількість підведеної та відведеної теплоти, термічний ККД циклу. Параметри початкової точки: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $T_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$; ступінь стискання $\varepsilon = 12,7$, ступінь попереднього розширення $\rho = 1,6$, ступінь підвищення тиску $\lambda = 1,4$.

Робоче тіло – повітря. Розрахунки проводити на масу 1 кг повітря. Теплоємність робочого повітря прийняти постійною.

2 ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Газотурбінні установки (ГТУ) можуть працювати зі згорянням палива при постійному тиску і при постійному об'ємі. Відповідно до цього ідеальні цикли поділяють на цикли з підведенням теплоти в процесі при постійному тиску і при постійному об'ємі.

2.1 Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти

На рисунку 2.1 наведений *ідеальний цикл газотурбінної установки з підведенням теплоти в процесі при $p = const$* в pV - та Ts -діаграмах.

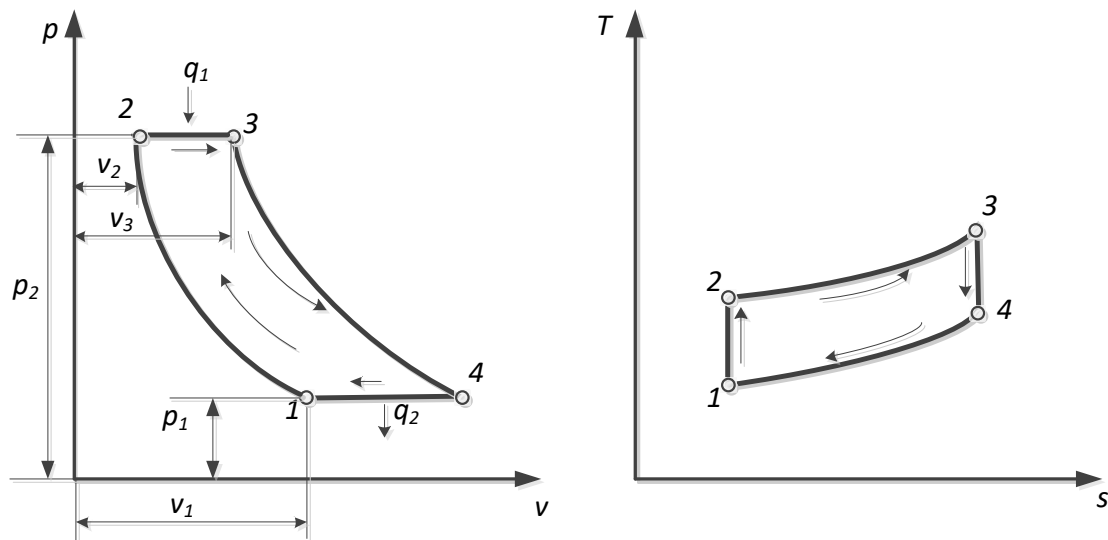


Рисунок 2.1 – Цикл ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $p = const$ в p - v - і T - s -діаграмах

Характеристики циклу:

1) ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\beta = p_2 / p_1 ; \quad (2.1)$$

2) ступінь ізобарного розширення

$$\rho = v_3 / v_2. \quad (2.2)$$

Термічний ККД ГТУ з підведенням теплоти в процесі при постійному тиску:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (2.3)$$

Термічний ККД такої установки залежить від ступеня підвищення тиску β і показника адиабати k та збільшується зі зростанням цих величин.

На рисунку 2.2 наведено теоретичний і реальний цикли ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $p = const$ на T - s -діаграмі.

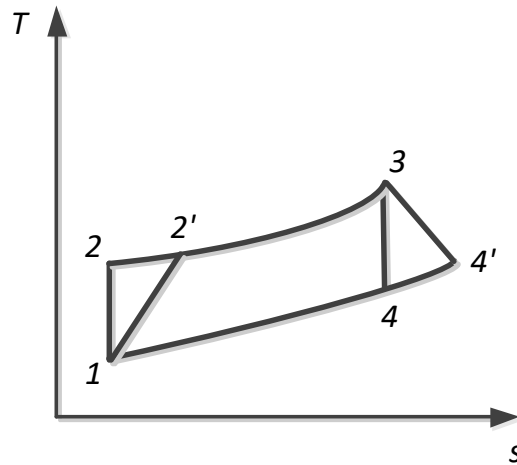


Рисунок 2.2 – Теоретичний і реальний цикли ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $p = const$ в Ts-діаграмі

Теоретичний цикл ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $p = const$ на Ts-діаграмі зображений пл. 12341 , а реальний цикл – пл. $12'34'1$, де лінія $1-2'$ є умовною необоротною адіабатою стиску в компресорі, а лінія $3-4'$ – умовною необоротною адіабатою розширення в турбіні.

Теоретична робота стиску в компресорі:

$$l_{AD}^k = h_2 - h_1, \quad (2.4)$$

а дійсна робота стиску

$$l_i^k = h_2 - h_1, \quad (2.5)$$

або

$$l_i^k = \frac{l_{AD}^k}{\eta_{AD}^k} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{AD}^k}, \quad (2.6)$$

де η_{AD}^k – адіабатний ККД компресора.

Теоретична робота розширення в турбіні:

$$l_T = h_3 - h_4, \quad (2.7)$$

а дійсна робота розширення

$$l_i^T = h_3 - h_4. \quad (2.8)$$

Відношення внутрішньої дійсної роботи розширення реальної турбіни до теоретичної роботи ідеальної турбіни називають *внутрішнім відносним ККД газової турбіни*:

$$\eta_{\text{ТУРБ}} = \frac{l_i^T}{l_T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4}. \quad (2.9)$$

Дійсна корисна робота, яка може бути отримана в ГТУ, l_D дорівнює різниці дійсних робіт розширення і стиску:

$$l_D = (h_3 - h_4)\eta_{\text{ТУРБ}}\eta_{\text{МЕХ}} - (h_2 - h_1)\eta_{\text{АД}}^K, \quad (2.10)$$

де $\eta_{\text{МЕХ}}$ – механічний ККД.

Відношення корисної роботи ГТУ l_D до кількості витраченої теплоти q_{1D} називають *ефективним ККД газотурбінної установки*:

$$\eta_e = \frac{l_D}{q_{1D}} = \frac{(h_3 - h_4)\eta_{\text{ТУРБ}}\eta_{\text{МЕХ}} - (h_2 - h_1)\eta_{\text{АД}}^K}{h_3 - h_2}. \quad (2.11)$$

2.2 Цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти

На рисунку 2.3 на $p\nu$ - і Ts -діаграмах зображений *ідеальний цикл ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $\nu = \text{const}$* .

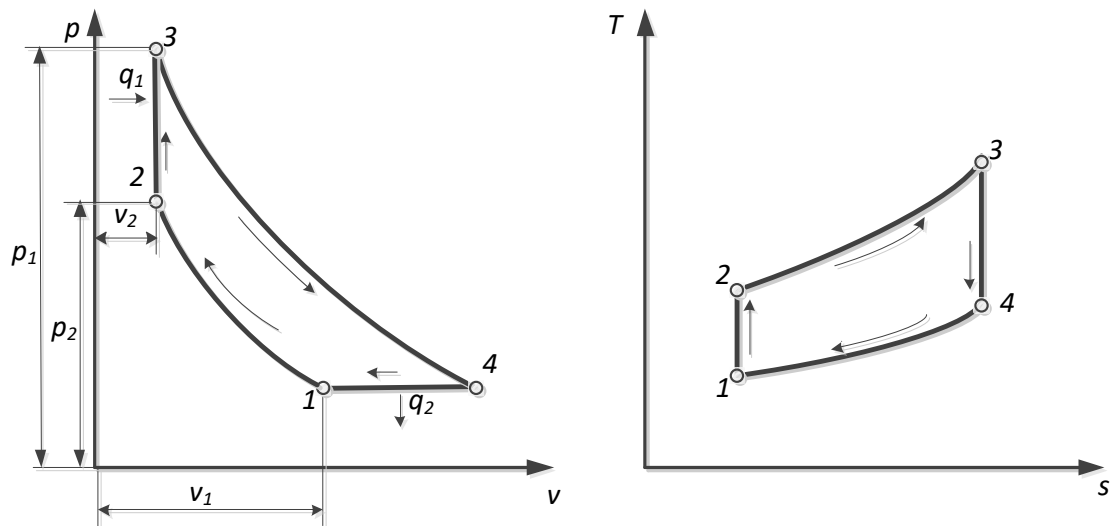


Рисунок 2.3 – Цикл ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $v = const$ в p v - і T s -діаграмах

Характеристики циклу:

1) ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\beta = p_2 / p_1 ; \quad (2.12)$$

2) ступінь додаткового підвищення тиску

$$\lambda = p_3 / p_2. \quad (2.13)$$

Термічний ККД ГТУ з підведенням теплоти в процесі при постійному об'ємі:

$$\eta_t = 1 - \frac{k \lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)}. \quad (2.14)$$

Термічний ККД ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $v = const$ залежить від k , β і λ та збільшується зі зростанням цих величин.

Через те, що продукти згоряння з газової турбіни мають достатньо високу температуру, для підвищення економічності ГТУ вводять *регенерацію*, тобто попередній підігрів стиснутого в компресорі повітря за рахунок тепла газів, що йдуть з турбіни.

Ідеальний цикл ГТУ з регенерацією теплоти показаний на рисунку 2.4.

На рисунку 2.4: 1-2 – адіабатний стиск повітря в компресорі; 2-5 – ізобарне підведення теплоти в регенераторі; 5-3 – підведення теплоти при постійному тиску в камері згоряння; 3-4 – адіабатне розширення продуктів згоряння в соплах турбіни; 4-6 – ізобарне відведення теплоти від газів у регенераторі; 6-1 – ізобарне відведення теплоти від газів по виході з регенератора теплоприймачу.

Якщо припустити, що охолодження газів у регенераторі відбувається до температури повітря, що надходить в нього, тобто від T_4 до $T_6 = T_2$, то регенерація буде повною.

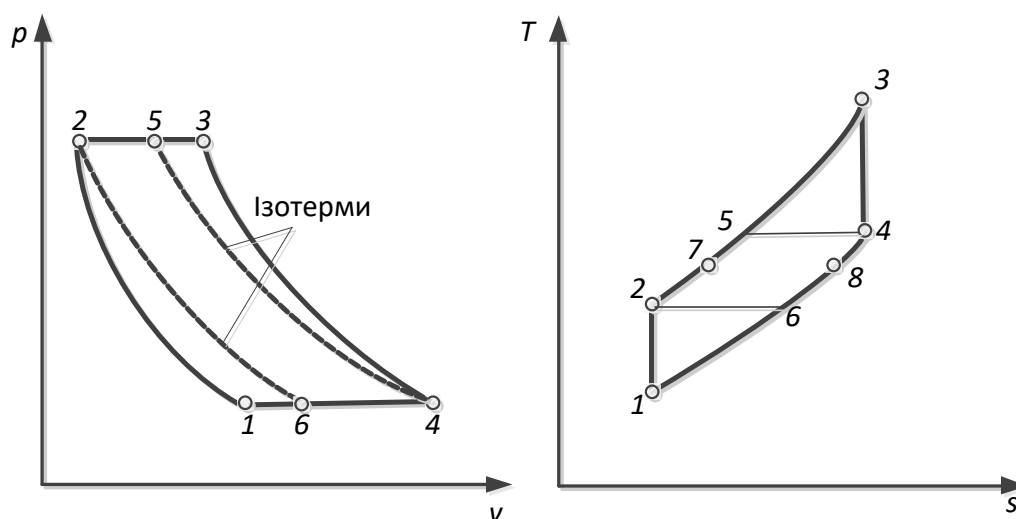


Рисунок 2.4 – Цикл ГТУ з підведенням теплоти в процесі при $v = const$ в p - v - і T - s -діаграмах

ККД такого циклу:

$$\eta_{ГТУ} = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (2.15)$$

Термічний ККД циклу з підведенням теплоти при $p = const$ і повною регенерацією залежить від початкової температури газу T_1 і від температури наприкінці адіабатного розширення T_4 .

Практично повну регенерацію здійснити неможливо через обмежені розміри регенераторів і наявності кінцевої різниці

температур між потоками газу, що нагріваються та охолоджуються. В такому випадку повітря, яке нагрівається в регенераторі, буде мати температуру T_7 , меншу за T_5 , а охолоджені газу – температуру T_8 , більш високу, ніж T_6 . Тому термічний ККД циклу повинен залежати від ступеня регенерації, що визначається як відношення температур:

$$\sigma = \frac{T_7 - T_2}{T_5 - T_2} = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_6} = \frac{T_4 - T_8}{T_5 - T_2}. \quad (2.16)$$

Термічний ККД циклу ГТУ з неповною регенерацією, тобто при $\sigma < 1$, визначається таким чином:

$$\eta_{\text{РЕГ}} = 1 - \frac{T_4 - T_1 - \sigma(T_5 - T_2)}{T_3 - T_2 - \sigma(T_5 - T_2)}. \quad (2.17)$$

2.3 Розрахункові завдання

Завдання 1. Розрахувати термічний ККД газотурбінної установки, яка працює по циклу з підведенням теплоти при постійному тиску, при наступних ступенях підвищення тиску: 1) $\beta_1 = 5$; 2) $\beta_2 = 10$; 3) $\beta_3 = 20$.

Вважати, що робоче тіло має властивості повітря.

Завдання 2. Для ідеального циклу ГТУ з підведенням теплоти при постійному тиску визначити параметри в характерних точках циклу, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної та відведеної теплоти, якщо: $p_1 = 1 \text{ бар}$; $t_1 = 27^\circ\text{C}$, $t_3 = 700^\circ\text{C}$, $\beta = 10$.

Робоче тіло має властивості повітря; теплоємність постійна. Розрахунки вести на 1 кг робочого тіла. Побудувати цикли в p - і T - s -діаграмах в масштабі.

Завдання 3. Для ідеального циклу ГТУ з підведенням теплоти при постійному тиску визначити параметри в характерних точках циклу, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної та відведеної теплоти. Початкові параметри робочого тіла: $p_1 = 1,05 \text{ бар}$; $T_1 = 310 \text{ К}$, ступінь підвищення

тиску в компресорі при адіабатному процесі $\beta = 10$. Температура в точці 3 не повинна перевищувати 1000 K .

Робоче тіло має властивості повітря; теплоємність постійна. Розрахунки вести на 1 кг робочого тіла.

Завдання 4. В циклі ГТУ з ізохорним підведенням теплоти початкові параметри робочого тіла складають: $p_1 = 1\text{ бар}$; $T_1 = 300\text{ K}$. Температура в точці 3 не повинна перевищувати 1000 K . Ступінь підвищення тиску в компресорі при адіабатному процесі $\beta = 10$. Робоче тіло має властивості повітря; теплоємність постійна. Розрахунки вести на 1 кг робочого тіла.

Визначити параметри в характерних точках циклу, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної та відведеної теплоти. Побудувати цикли в p - v - і T - s -діаграмах в масштабі.

Завдання 5. Для ідеального циклу ГТУ з підведенням теплоти при постійному тиску визначити параметри в характерних точках циклу, корисну роботу, термічний ККД, кількість підведеної та відведеної теплоти, якщо: $p_1 = 1\text{ бар}$; $t_1 = 17^\circ\text{C}$, $t_3 = 600^\circ\text{C}$, $\beta = 8$.

Робоче тіло має властивості повітря; теплоємність постійна. Розрахунки вести на 1 кг робочого тіла.

Завдання 6. Визначити температури всіх точок теоретичного циклу ГТУ з ізобарним підведенням теплоти і циклу ГТУ з повною регенерацією, а також термічні ККД цих циклів, якщо відомо, що $t_1 = 25^\circ\text{C}$, ступінь підвищення тиску в компресорі $\beta = 5$, температура газів перед соплами турбіни $t_3 = 800^\circ\text{C}$.

Робоче тіло має властивості повітря; теплоємність постійна.

Завдання 7. Визначити термічний ККД ідеального циклу ГТУ з ізобарним підведенням теплоти, а також термічний ККД реального циклу, тобто з урахуванням незворотності процесів розширення і стиску в турбіні та компресорі, якщо внутрішні відносні ККД турбіни і компресора дорівнюють відповідно $0,88$ і $0,85$. Для цієї установки відомо, що $t_1 = 20^\circ\text{C}$, ступінь підвищення тиску в компресорі $\beta = 6$, температура газів перед соплами турбіни $t_3 = 900^\circ\text{C}$.

Робоче тіло має властивості повітря; теплоємність постійна.

3 ЦИКЛИ ПАРОСИЛОВИХ УСТАНОВОК

Паротурбінні установки відрізняються від двигунів внутрішнього згоряння тим, що продукти згоряння палива є тільки проміжним теплоносієм, а робочим тілом виступає пара якої-небудь рідини, найчастіше водяна пара.

3.1 Паровий цикл Карно

Паротурбінна установка, яка працює по циклу Карно (цикл наведений на рисунку 3.1), повинна складатися из парового котла (процес 0-1), парового двигуна (процес 1-2), конденсатора (процес 2-3) і компресора (процес 3-0).

Термічний ККД циклу Карно, в якому як робоче тіло використовують насичену пару, визначається за рівнянням

$$\eta_t = \frac{T_{H1} - T_{H2}}{T_{H1}} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_0) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_0}. \quad (3.1)$$

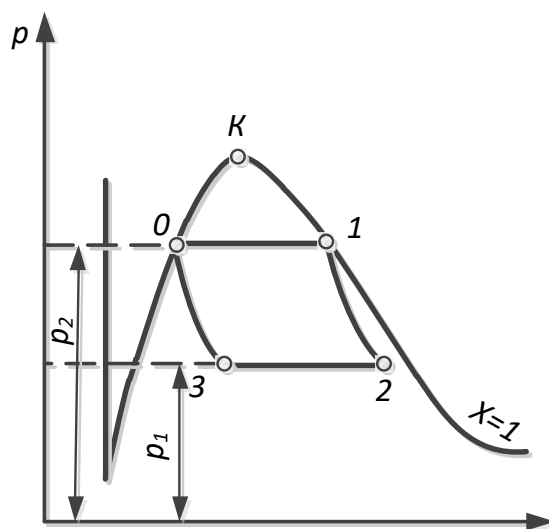


Рисунок 3.1 – Цикл Карно для насиченої пари

Застосування перегрітої пари в циклі Карно не збільшує його ККД, якщо межі температур залишаються без змін. На рисунку 3.2 цикл Карно для насиченої пари зображений пл. 01230, а для перегрітої пари – пл. 04530.

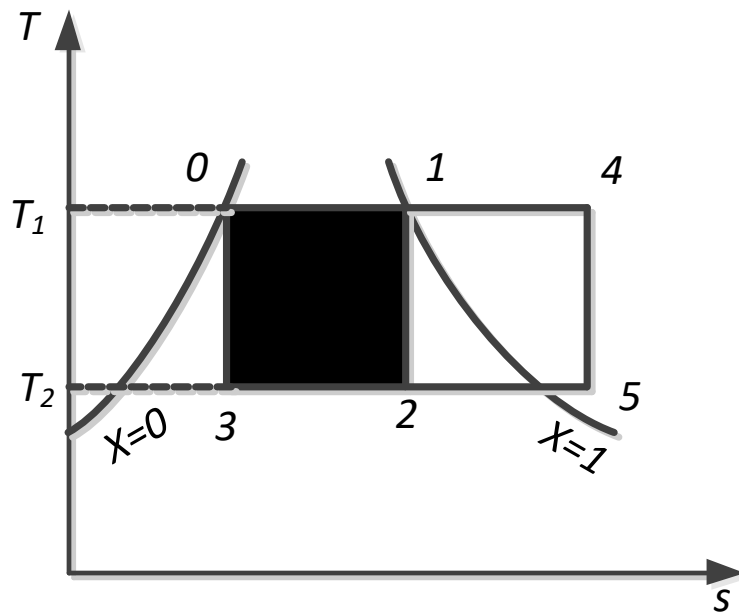


Рисунок 3.2 – Цикл Карно для насиченої та перегрітої пари в Ts-діаграмі

3.2 Цикл Ренкіна

За основний цикл в паротурбінних установках приймається ідеальний цикл Ренкіна. В циклі Ренкіна можливо використовувати перегріту пару, що дозволяє підвищити середньоінтегральну температуру підведення теплоти і тим самим збільшити термічний ККД циклу.

На рисунку 3.3 наведений ідеальний цикл Ренкіна в p - v -діаграмі.

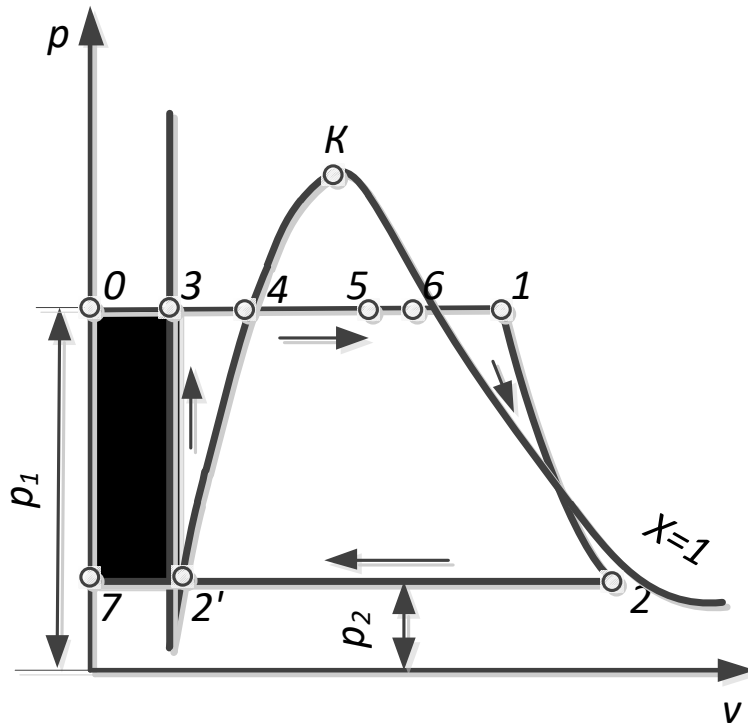


Рисунок 3.3 – Цикл Ренкіна в p v -діаграмі

На рисунку 3.3: 4-5 – процес пароутворення в котлі; 5-6 – процес, в якому пару підсушують в перегрівачі; 6-1 – процес перегріву пари в перегрівачі; 1-2 – розширення в циліндрі парового двигуна; 2-2' – процес конденсації пари до стану киплячої рідини з віддачею теплоти пароутворення охолоджувальній воді; 2'-3 – процес стиску води в насосі; 3-4 – зміна об'єму води при нагріванні від температури в конденсаторі до температури кипіння; пл. 032'7 – робота насоса.

Термічний ККД циклу Ренкіна визначається за рівнянням

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_{2'})}{h_1 - h_3}, \quad (3.2)$$

де l – корисна робота циклу.

При невисоких тисках при розрахунках циклу Ренкіна не враховують підвищення температури води при адіабатному стиску в насосі; ізобари рідини зливаються з прикордонною кривою рідини; роботу насоса не враховують (рисунок 3.4).

Термічний ККД циклу Ренкіна з урахуванням цих припущень розраховують за рівнянням

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_{2'}}. \quad (3.3)$$

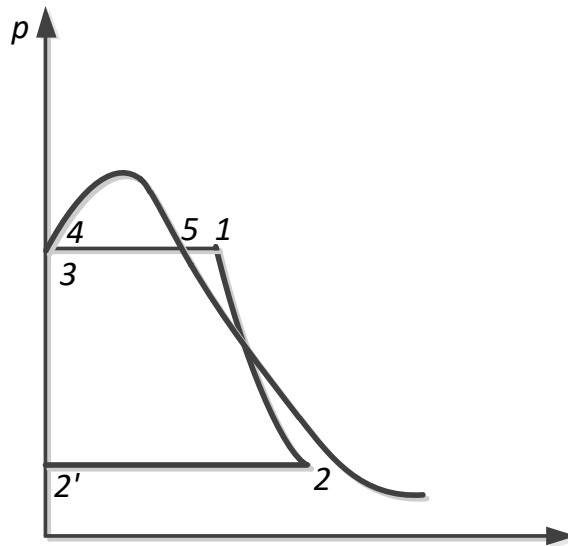


Рисунок 3.4 – Спрощений цикл Ренкіна в p - v -діаграмі

Теоретична масова питома витрата пари в кілограмах на 1 МДж складає

$$d_{теор} = \frac{1000}{h_1 - h_2}. \quad (3.4)$$

Втрати від незворотного розширення пари у двигуні враховуються за допомогою внутрішнього відносного ККД турбіни:

$$\eta_{oi} = \frac{(h_1 - h_{2Д})}{h_1 - h_{2'}}, \quad (3.5)$$

де $h_{2Д}$ – ентальпія в кінці дійсного процесу розширення пари в турбіні.

Втрати від незворотності зменшують корисну роботу та збільшують питому витрату пари, яка розраховується за рівнянням

$$d_{\text{д}} = \frac{1000}{h_1 - h_{2\text{д}}}. \quad (3.6)$$

3.3 Цикл з вторинним перегрівом пари

Одним зі способів підвищення ступеня сухості пари на виході з турбіни є вторинний її перегрів: перегріта пара з котла з початковими тиском і температурою надходить в перший циліндр турбіни, який складається з декількох ступенів, де розширюється за адіабатою до деякого тиску p_1' . Утворена пара відводиться в спеціальний перегрівач, де вона піддається вторинному перегріву при постійному тиску. Потім її знову повертають до турбіни, де пара продовжує розширюватися до тиску в конденсаторі. Даний цикл з вторинним перегрівом пари наведений на рисунку 3.5.

Термічний ККД такого циклу розраховується за рівнянням

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_6) + (h_7 - h_2)}{(h_1 - h_3) + (h_7 - h_6)}, \quad (3.7)$$

де $(h_1 - h_2)$ і $(h_7 - h_2)$ – адіабатний теплоперепад в першому і другому циліндрах турбіни;

$(h_1 - h_3)$ – кількість теплоти, підведеної в котлі і першому підігрівачі;

$(h_7 - h_6)$ – кількість теплоти, підведеної в другому підігрівачі.

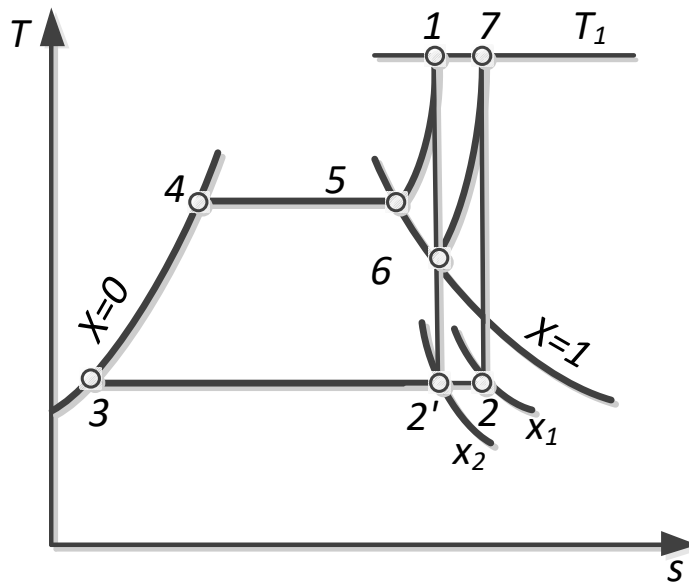


Рисунок 3.5 – Цикл з вторинним перегрівом пари в Ts-діаграмі

Масова питома витрата пари в кілограмах на 1 МДж становить

$$d_d = \frac{1000}{(h_1 - h_6) + (h_7 - h_2)} \quad (3.8)$$

3.4 Регенеративний цикл паротурбінної установки

Термічний ККД циклу паротурбінної установки можна значно підвищити за рахунок введення *регенерації теплоти*.

На практиці регенеративний підігрів води здійснюється в декількох послідовно розташованих підігрівачах, в кожний з яких надходить невелика кількість пари, що відбирається з відповідного ступеня турбіни. При такому способі відбору пари крізь окремі ступені турбіни протікає кількість пари, що поступово зменшується. При цьому більша частина пари, яка не брала участі в підігріві води, буде розширюватися до тиску в конденсаторі.

На рисунку 3.6 зображена схема паротурбінної установки з двома відборами пари для підігріву води.

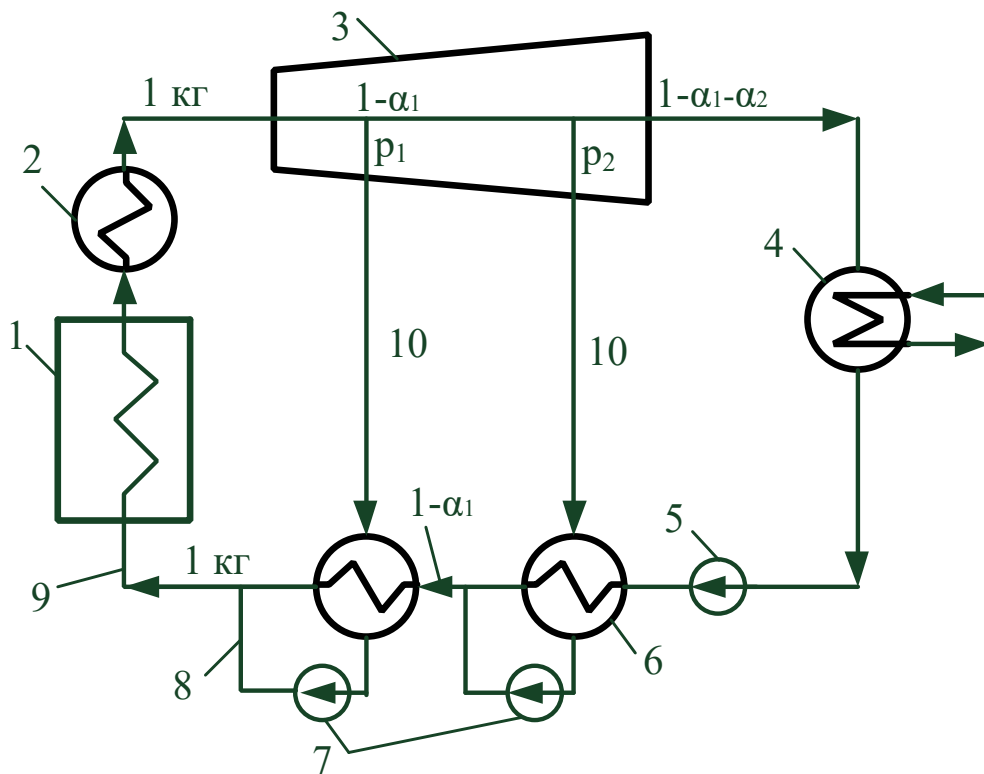


Рисунок 3.6 – Схема паротурбінної установки з двома відборами пари: 1 – паровий котел; 2 – пароперегрівач; 3 – парова турбіна; 4 – конденсатор; 5 – насос живильної води; 6 – поверхневий підігрівач; 7 – дренажний насос; 8 – конденсат гріючої пари; 9 – живильна вода; 10 – гріюча пара з відбору турбіни

Пара, що надходить з котла 1, в турбіну 3 має тиск p_1 , температуру t_1 і ентальпію h_1 ; в конденсаторі 4 тиск складає p_2 , температура – t_2 і ентальпія – h_2 . Через турбіну проходить не вся пара. З кожного кілограма пари, що надходить в парову турбіну, відбирається: α_1 кг в перший підігрівач 6 з ентальпією h' , тиском p' і температурою t' ; α_2 кг до другого підігрівача 6 з ентальпією h'' , тиском p'' і температурою t'' . Відводиться до конденсатора g кг пари. Утворений конденсат після турбіни при тиску p_2 і температурі t_2 подається конденсатним насосом 5 послідовно через два підігрівачі 6 і після нагрівання до температури більш високої, ніж температура води в конденсаторі, подається в котел.

Ентальпію пари в місцях відбору краще визначати за допомогою hs -діаграми. У циклі паросилової установки з двома регенеративними відборами (рисунок 3.7) частини витрати робочого тіла, що відводяться в кожному відборі, визначаються такими рівняннями:

$$\alpha_1 = \frac{h_7 - h_6}{h_2 - h_6}; \quad (3.9)$$

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h_6 - h_5)}{h_3 - h_5}. \quad (3.10)$$

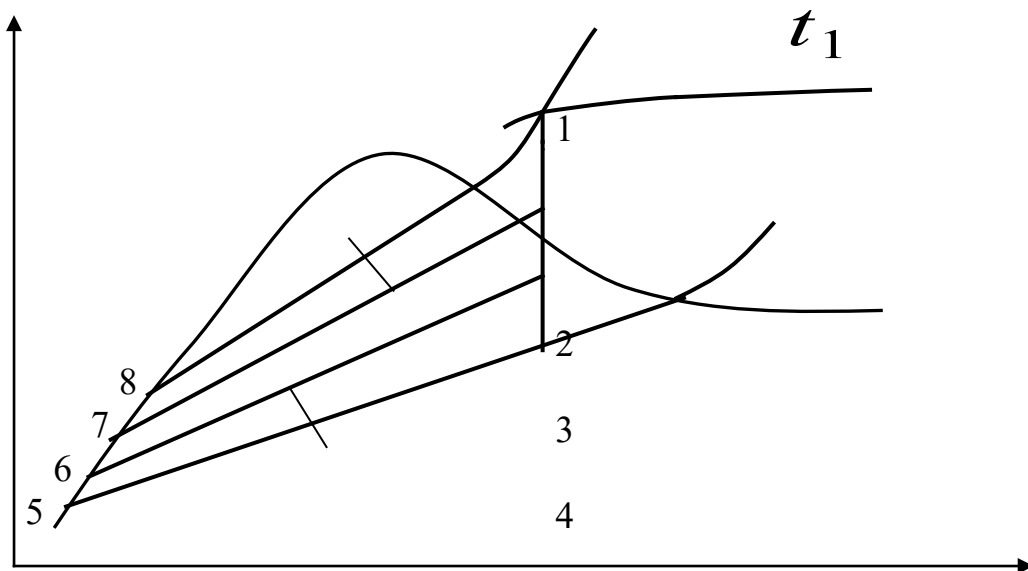


Рисунок 3.7 – Регенеративний цикл паросилової установки з двома відборами пари

Ентальпії рідкого стану робочого тіла розраховуються за температурами насичення при даному тиску.

Робота регенеративного циклу становить

$$l_{рег} = h_1 - h_4 - \alpha_1(h_2 - h_4) - \alpha_2(h_3 - h_4). \quad (3.11)$$

Термічний ККД циклу визначається такими рівняннями:

$$\eta_t = \frac{l_{рег}}{q_1}. \quad (3.12)$$

Кількість підведеної теплоти

$$q_1 = h_1 - h_7. \quad (3.13)$$

Кількість відведеної теплоти

$$q_2 = q_1 - l_{рег}. \quad (3.14)$$

3.5 Розрахункові завдання

Завдання 1. Визначити ККД ідеального циклу Ренкіна при початковій температурі пари $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ і кінцевому тиску $P_2 = 0,1 \text{ бар}$.

Завдання вирішити при початковому тиску: 1) $P_1 = 20 \text{ бар}$; 2) $P_1 = 50 \text{ бар}$; 3) $P_1 = 100 \text{ бар}$.

Завдання 2. Визначити ККД ідеального циклу Ренкіна при початковій температурі пари $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ і початковому тиску $P_1 = 40 \text{ бар}$.

Завдання вирішити при кінцевому тиску: 1) $P_2 = 2 \text{ бар}$; 2) $P_2 = 0,5 \text{ бар}$; 3) $P_2 = 0,05 \text{ бар}$.

Завдання 3. Паротурбінна установка працює за циклом Ренкіна з перегрітою парою при початкових параметрах: $P_1 = 20 \text{ бар}$; $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ і кінцевому тиску $P_2 = 0,05 \text{ бар}$.

Визначити термічний ККД циклу та питому витрату пари.

Завдання 4. Визначити роботу 1 кг пари в циклі Ренкіна, якщо $P_1 = 20 \text{ бар}$, $t_1 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_2 = 0,04 \text{ бар}$.

Надати зображення цього циклу в hs -діаграмі.

Завдання 5. Визначити термічний ККД паросилової установки, яка працює за циклом Ренкіна, за таких умов: $P_1 = 15$ бар, $t_1 = 300$ °С, $P_2 = 0,1$ бар.

Визначити також кінцеву сухість пари та питому витрату пари.

Завдання 6. Визначити термічний ККД паросилової установки, яка працює за циклом Ренкіна, за таких умов: $P_1 = 70$ бар, $t_1 = 540$ °С, $P_2 = 0,08$ бар.

Визначити також кінцеву сухість пари та питому витрату пари.

Завдання 7. Для циклу паросилової установки з вторинним перегрівом пари визначити термічний ККД за умови, що попереднє розширення відбувається до тиску $P' = 20$ бар, а вторинний перегрів здійснюється до початкової температури.

Початкові параметри: $P_1 = 30$ бар, $t_1 = 490$ °С, тиск в конденсаторі $P_2 = 0,1$ бар.

Завдання 8. Для циклу паросилової установки з вторинним перегрівом пари визначити термічний ККД за умови, що попереднє розширення відбувається до тиску $P' = 10$ бар, а вторинний перегрів здійснюється до початкової температури.

Початкові параметри: $P_1 = 80$ бар, $t_1 = 460$ °С, тиск в конденсаторі $P_2 = 0,4$ бар.

Завдання 9. Паросилова установка працює при таких параметрах пари: $P_1 = 90$ бар, $t_1 = 450$ °С і $P_2 = 0,06$ бар. При $P' = 24$ бар введений вторинний перегрів пари до $t' = 440$ °С.

Визначити термічний ККД циклу і кінцеву сухість пари.

Завдання 10. Турбіна працює при параметрах пари: $P_1 = 80$ бар, $t_1 = 460$ °С і $P_2 = 0,4$ бар. Для підігріву живильної води з турбіни відбирають пару при $P_0 = 4$ бар.

Визначити термічний ККД регенеративного циклу та порівняти його з термічним ККД циклу без регенерації.

Завдання 11. Турбіна працює при параметрах пари: $P_1 = 30$ бар, $t_1 = 490$ °С і $P_2 = 0,1$ бар. Для підігріву живильної води з турбіни відбирають пару при $P_0 = 2$ бар.

Визначити термічний ККД регенеративного циклу та порівняти його з термічним ККД циклу без регенерації.

Завдання 12. Турбіна працює при таких параметрах пари: $P_1 = 35$ бар, $t_1 = 435$ °С, $P_2 = 0,04$ бар. Для підігріву живильної

води з турбіни відбирається пара при тиску відбору 1,2 бар. Визначити термічний ККД установки, корисну роботу, питому витрату пари.

Визначити також термічний ККД установки та питому витрату пари для циклу без регенерації теплоти. Зробити висновки.

Завдання 13. З парової турбіни, яка працює з початковими параметрами пари $P_1 = 90 \text{ бар}$, $t_1 = 480 \text{ }^\circ\text{C}$ та кінцевим тиском $0,04 \text{ бар}$, здійснюється два відбори при тисках: 10 бар і $1,2 \text{ бар}$.

Визначити термічний ККД установки.

Завдання 14. Парова турбіна потужністю $N = 12\,000 \text{ кВт}$ працює при початкових параметрах $P_1 = 80 \text{ бар}$, $t_1 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$. Тиск в конденсаторі $P_2 = 0,04 \text{ бар}$. В котельній установці, що постачає пару до турбіни, використовується паливо з теплотою згоряння 6000 ккал/кг . Температура живильної води складає $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

Визначити продуктивність котельної установки та годинну витрату палива при повному завантаженні парової турбіни за умови, що вона працює за циклом Ренкіна.

4 ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Холодильна установка на відміну від теплового двигуна працює по зворотному (холодильному) циклу, найбільш досконалим різновидом якого є оборотний зворотний цикл Карно (рисунок 4.1).

Показником досконалості зворотного циклу є *холодильний коефіцієнт*:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l}, \quad (4.1)$$

де q_2 – кількість відведеної теплоти, Дж/кг ;

l – робота циклу, Дж/кг .

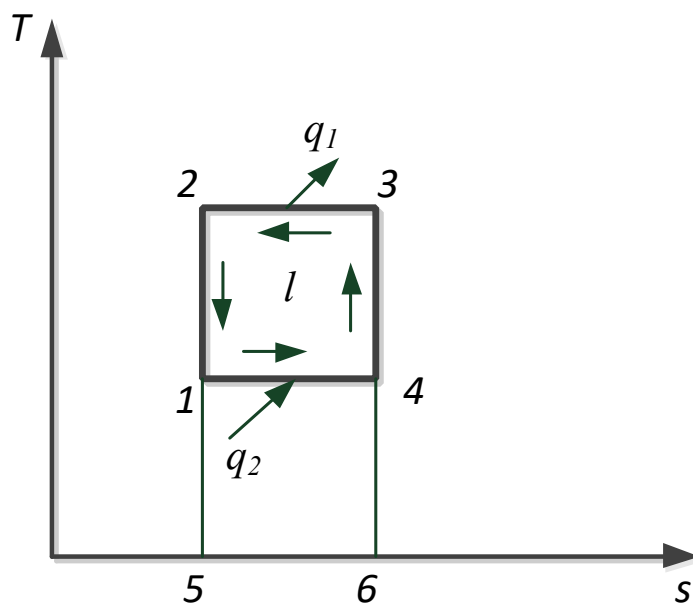


Рисунок 4.1 – Зворотний (холодильний) цикл Карно

Для зворотного (холодильного) циклу Карно холодильний коефіцієнт становить

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (4.2)$$

Таким чином, холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно залежить від абсолютних температур T_1 і T_2 джерел теплоти і має найбільше значення в порівнянні з холодильними коефіцієнтами інших циклів, що здійснюються в тих самих межах температур.

4.1 Цикл повітряної холодильної установки

В *газових холодильних установках* вперше було здійснено промислове отримання холоду. Через малий холодильний ефект і великі габарити окремих апаратів такі установки не отримали широкого розповсюдження.

Повітряна холодильна установка працює таким чином. Повітря стискається в компресорі, в результаті чого температура його підвищується. Стиснуте повітря при постійному тиску подається в теплообмінник, в якому охолоджується водою до

температури навколишнього середовища. Після цього стиснуте повітря надходить до розширювального циліндра, або детандера, де розширюється до початкового тиску. Ідеальний цикл повітряної холодильної установки наведений в p - v - і T - s -діаграмах на рисунку 4.2.

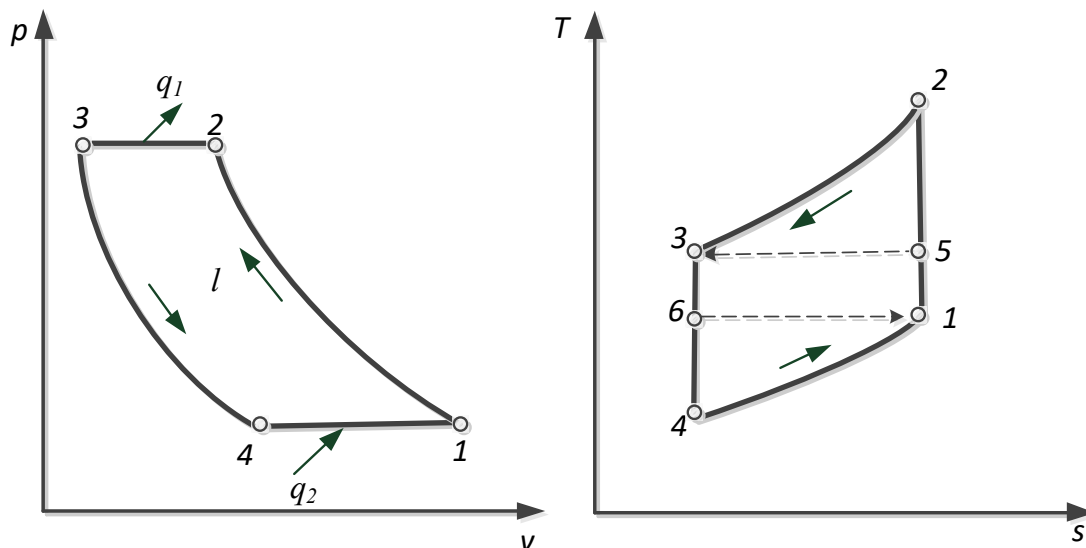


Рисунок 4.2 – Цикл повітряної холодильної установки в p - v - і T - s -діаграмах

На рисунку 4.2: $1-2$ – адіабатний стиск повітря від тиску p_1 до p_2 ; $2-3$ – ізобарне відведення теплоти від повітря зі зменшенням його температури від T_2 до T_3 ; $3-4$ – адіабатне розширення, при якому повітря додатково охолоджується від температури T_3 до T_4 ; $4-1$ – ізобарне відведення теплоти від охолоджуваного тіла, в результаті чого повітря нагрівається від T_4 до T_1 .

Холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1}, \quad (4.3)$$

де T_1 – температура охолоджуваного середовища;

T_2 – температура стиснутого повітря.

Найбільш досконалим процесом відведення теплоти може бути ізотермічний процес $5-3$ (рисунку 4.2), а процесом

підведення теплоти – ізотермічний процес $6-1$. Але цикл $1-5-3-6-1$ буде оборотним циклом Карно, який є найбільш досконалим циклом холодильної установки.

Холодильний коефіцієнт еквівалентного зворотного циклу Карно, як впливає з рисунка 4.2, становить

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_1}{T_3 - T_1}. \quad (4.4)$$

Оскільки $T_3 < T_2$, то і холодильний коефіцієнт циклу Карно $\varepsilon_{\text{Карно}} > \varepsilon$.

4.2 Цикл парокомпресійної холодильної установки

Робочим тілом (холодильним агентом) в *парокомпресійних холодильних установках* є пари різних речовин: аміаку, вуглекислоти, сірчаного ангідриду, фреонів та ін. Парові холодильні установки мають більшу надійність та отримали в промисловості найбільше розповсюдження.

Цикл холодильної парокомпресійної установки, що працює на парах аміаку, наведений на рисунку 4.3.

В компресорі стискається аміачна суха насичена пара або волога пара з великим ступенем сухості за адіабатою $1-2$ до стану перегрітої пари в точці 2. З компресора пара надходить до конденсатора, де повністю перетворюється на рідину (процес $2-3-4$). З конденсатора рідкий аміак проходить через дросельний вентиль, в якому дроселюється, що відбувається зі зменшенням температури і тиску. Після цього рідкий аміак з низькою температурою надходить до випарника, в якому отримує теплоту (процес $5-1$), випаровується і охолоджує розсіл, що циркулює в охолоджувальних камерах. Процес дроселювання як необоротний процес зображений на діаграмі умовною кривою $4-5$.

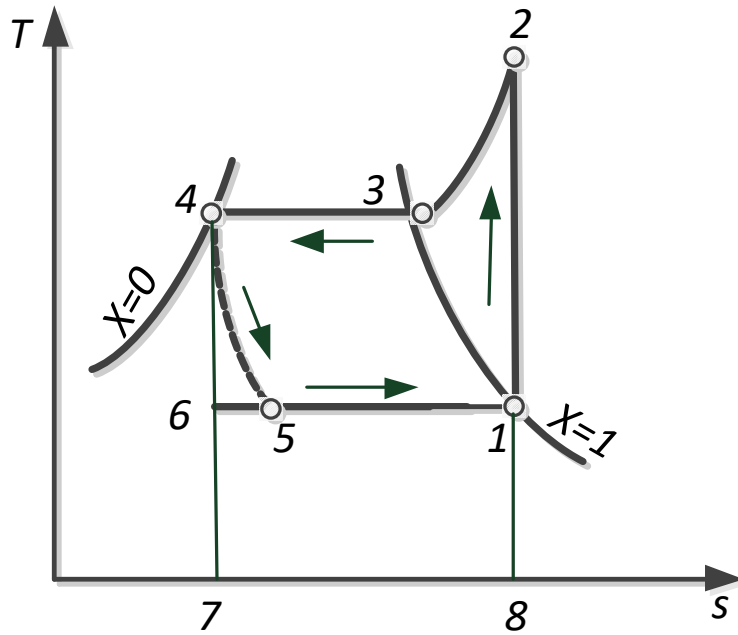


Рисунок 4.3 – Цикл парокомпресійної холодильної установки в Ts-діаграмі

Підвищення економічності установки може бути досягнуто шляхом переохолодження холодоагенту на виході з конденсатора. Переохолодження можна отримати в спеціальному теплообміннику-переохолоджувачі. Крім того, пара, що виходить з випарника, може спрямовуватись в пароперегрівник, де вона додатково нагрівається.

На рисунку 4.4 наведений цикл парової компресійної холодильної машини (ПКХМ) з переохолоджувачем та пароперегрівником у lgr-h діаграмі. lgr-h діаграма холодоагенту R 12 наведена в додатку А.

Питома холодопродуктивність парокомпресійної холодильної установки, кДж/кг :

$$q_0 = h_6 - h_5. \quad (4.5)$$

Підведена теплота в пароперегрівнику, кДж/кг :

$$q_{np} = h_1 - h_6. \quad (4.6)$$

Робота циклу парокомпресійної холодильної установки,
кДж/кг:

$$l_{\text{ц}} = h_2 - h_1. \quad (4.7)$$

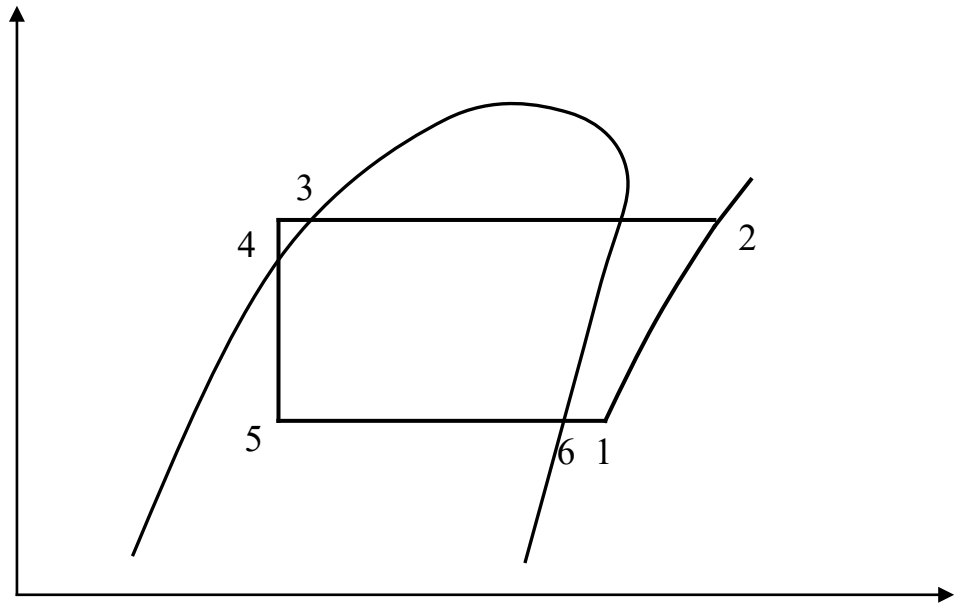


Рисунок 4.4 – Цикл парокомпресійної холодильної установки в lgr-h-діаграмі

Теплове навантаження на конденсатор, кДж/кг:

$$q_{\text{кн}} = h_2 - h_3. \quad (4.8)$$

Кількість теплоти, що відводиться у переохолоджувачі,
кДж/кг:

$$q_{\text{по}} = h_3 - h_4. \quad (4.9)$$

Холодильний коефіцієнт установки:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_u} \quad (4.10)$$

Масова витрата холодоагенту, $кг/с$:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} \quad (4.11)$$

Крім газових і парових, існують холодильні установки, робота яких заснована на інших принципах: *пароежекторні* та *абсорбційні*. В них для виробництва холоду витрачається не механічна робота, а теплота робочого тіла з високою температурою.

4.3 Цикл теплового насоса

За зворотним циклом можуть працювати не лише холодильні машини, завданням яких є підтримка температури охолодження на заданому рівні, а й так звані теплові насоси, в яких теплота низького потенціалу, що відбирається від навколишнього середовища за допомогою витраченої ззовні роботи, при більшій температурі віддається зовнішньому споживачеві.

На рисунку 4.5 наведено схему теплового насоса.

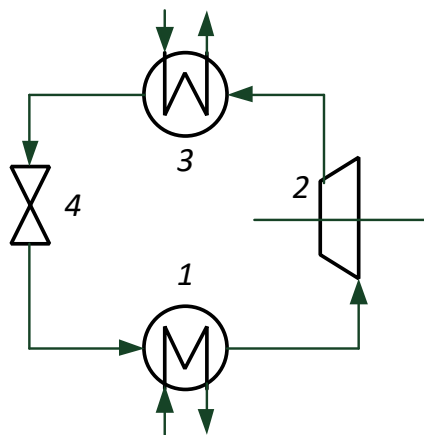


Рис. 4.5 – Схема теплового насоса: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – дросельний вентиль

Ідеальний цикл теплового насоса (рисунок 4.6) аналогічний циклові холодильної машини.

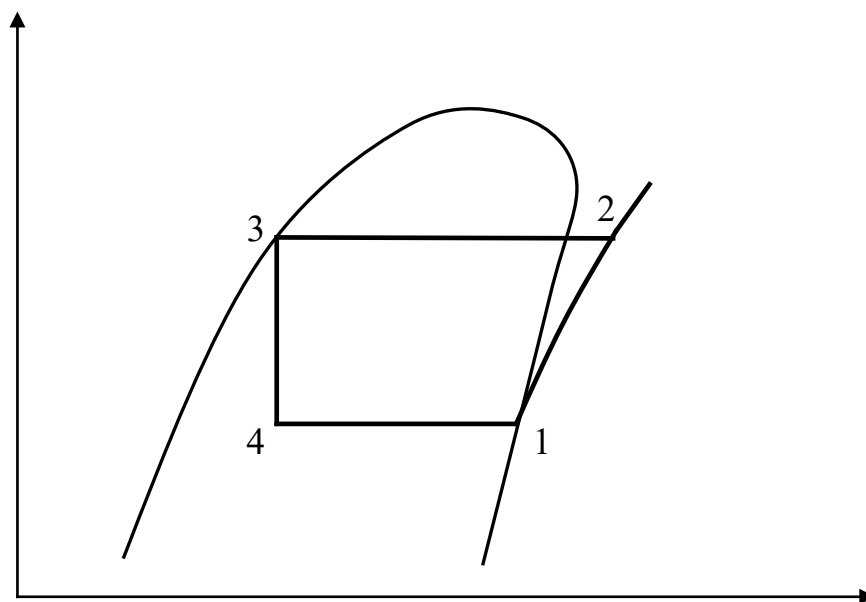


Рисунок 4.6 – Ідеальний цикл теплового насоса

Опалувальний коефіцієнт – це відношення теплоти, яка була віддана зовнішньому споживачеві, до витраченої на це роботи:

$$\varphi = \frac{q}{l_{\text{ц}}}. \quad (4.12)$$

Питома холодовидатність, кДж/кг :

$$q_0 = h_1 - h_4. \quad (4.13)$$

Теплота, передана в теплообміннику нагрівальним пристроєм на опалення приміщення, кДж/кг :

$$q = h_2 - h_3. \quad (4.14)$$

Теоретична робота циклу, кДж/кг :

$$l_u = h_2 - h_1. \quad (4.15)$$

Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_u}. \quad (4.16)$$

Витрата холодоагенту, кг/с :

$$m = \frac{Q}{q}. \quad (4.17)$$

Теоретична потужність приводного двигуна компресора, кВт :

$$N_m = m \cdot l_u. \quad (4.18)$$

Рівняння теплового балансу має вигляд:

– для 1, кг/с , холодоагенту

$$q_0 + l_u = q, \quad (4.19)$$

– для G , кг/с , холодоагенту

$$Gq_0 + N_m l_u = Gq. \quad (4.20)$$

Якщо параметри циклу знайдені правильно, повинне виконуватися також співвідношення:

$$\varphi = \varepsilon + 1. \quad (4.21)$$

4.4 Розрахункові завдання

Завдання 1. До компресора повітряної холодильної установки надходить повітря з холодильної камери тиском $p_1 = 1 \text{ бар}$ і температурою $t_1 = -10^\circ\text{C}$. Повітря адіабатно стискається в компресорі до $p_2 = 5 \text{ бар}$ і спрямовується в охолоджувач, де при $p = \text{const}$ температура складатиме $t_3 = +10^\circ\text{C}$. Звідси повітря надходить до розширювального циліндра, де розширюється за адіабатою до початкового тиску, після чого повертається до холодильної камери. Повітря віднімає теплоту від тіл, що охолоджуються, нагрівається до температури t_1 , потім знову надходить до компресора.

Визначити температуру повітря, що надходить до холодильної камери, теоретичну роботу, холодовидатність повітря і холодильний коефіцієнт для цієї установки і для установки, що працює за циклом Карно для такого ж інтервалу температур. Навести принципову схему повітряної установки. Побудувати діаграми в масштабі.

Завдання 2. В компресор повітряної холодильної установки повітря надходить з холодильної камери при тиску $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ і температурі $t_1 = -15^\circ\text{C}$. Після ізоентропного стискання до тиску $p_2 = 0,4 \text{ МПа}$ повітря надходить до теплообмінника, де при $p_2 = \text{const}$ його температура зменшується до t_3 . Після цього повітря спрямовується до детандера, де відбувається ізоентропне розширення до початкового тиску p_1 , і далі – до холодильної камери. В холодильній камері при $p_1 = \text{const}$ повітря віднімає теплоту від тіл, що охолоджуються, і нагрівається до температури t_1 .

Визначити температуру повітря, що надходить до холодильної камери, теоретичну роботу, холодовидатність повітря і холодильний коефіцієнт для цієї установки і для установки, що працює за циклом Карно для такого ж інтервалу температур. Навести принципову схему повітряної установки. Побудувати діаграми в масштабі. Навести цикл Карно в діаграмах разом з циклом повітряної холодильної установки.

Завдання 3. Повітряна холодильна машина виробляє кригу при температурі -3°C з води з температурою 10°C . Повітря, що надходить до компресора, має температуру -10°C , тиск

$p_1 = 0,98 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ і стискається до тиску $p_2 = 3,92 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. В холодильнику повітря охолоджується до $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Витрата повітря складає $1000 \text{ м}^3/\text{год}$. Визначити холодильний коефіцієнт ε , потужність, необхідну для привода компресора, і кількість отриманої за годину криги.

Завдання 4. Визначити теплове навантаження на конденсатор, роботу компресора і холодильний коефіцієнт для циклу парокомпресійної холодильної машини, що працює на холодоагенті R-12, якщо температура у випарнику $t_{\text{И}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, температура конденсації $t_{\text{К}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$, перегрів пари після випарника $\Delta t_{\text{И}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, переохолодження пари після конденсатора $\Delta t_{\text{К}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$.

Завдання 5. Визначити теплове навантаження на конденсатор, роботу компресора і холодильний коефіцієнт для циклу парокомпресійної холодильної машини, що працює на холодоагенті R-12, якщо температура у випарнику $t_{\text{И}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, температура конденсації $t_{\text{К}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, перегрів пари після випарника $\Delta t_{\text{И}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, переохолодження пари після конденсатора $\Delta t_{\text{К}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$.

Завдання 6. Тепловий насос працює на холодильному агенті R-12. Теплові втрати приміщення складають $Q = 100 \text{ кВт}$. Температура в приміщенні $t_{\text{П}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, а температура навколишнього середовища $t_{\text{О}} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити опалювальний коефіцієнт, витрату холодоагенту і потужність двигуна компресора.

Завдання 7. Тепловий насос працює на холодильному агенті R-12. Теплові втрати приміщення складають $Q = 120 \text{ кВт}$. Температура в приміщенні $t_{\text{П}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, а температура навколишнього середовища $t_{\text{О}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити опалювальний коефіцієнт, витрату холодоагенту і потужність двигуна компресора.

Завдання 8. В парокомпресійних холодильних установках заміна розширювального циліндра дросельним вентилем призводить до зниження холодовидатності. Частково ця заміна може бути зменшена шляхом переохолодження рідини нижче температури конденсації (рисунок 4.7). Як показано на рисунку 4.7, конденсат переохолоджується до температури t_4' , яка нижче температури конденсації t_4 . Потрібно визначити

холодильний коефіцієнт і теоретичну потужність двигуна холодильної машини, яка працює на холодоагенті R-12. Холодовидатність компресора $Q_0 = 140000$ ккал/год. Температура випарювання R-12 $t_1 = -15$ °C, температура конденсації $t_4 = 30$ °C, температура робочого тіла перед дросельним вентилям $t_{4'} = 25$ °C. Завдання вирішити за допомогою діаграми lgr-h.

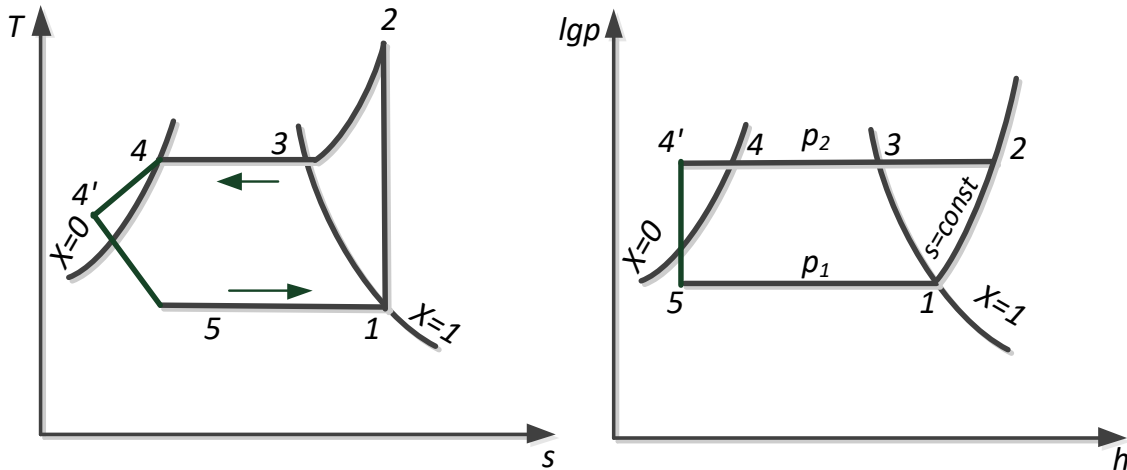


Рисунок 4.7 – Цикл парокompресійної установки до завдання 8

ПИТАННЯ ДО ІСПИТУ

- 1 Призначення, загальні характерні риси і класифікація теплових двигунів.
- 2 Схема, індикаторна діаграма циклу ДВЗ з підведенням теплоти при сталому об'ємі.
- 3 Визначення ККД циклу ДВЗ з підведенням теплоти при сталому об'ємі.
- 4 Ідеальний цикл двигуна з підведенням теплоти при сталому об'ємі.
- 5 Ідеальний цикл двигуна з підведенням теплоти при сталому тиску.
- 6 Визначення ККД циклу ДВЗ з підведенням теплоти при сталому тиску.
- 7 Ідеальний цикл двигуна з підведенням теплоти при змішаному підведенні теплоти.
- 8 Визначення ККД циклу ДВЗ з підведенням теплоти при змішаному підведенні теплоти.
- 9 Порівняльна характеристика циклів ДВЗ при однакових ступенях стиску.
- 10 Порівняльна характеристика циклів ДВЗ при однакових найвищих температурах.
- 11 Порівняння циклів ГТУ та ДВЗ. Переваги і недоліки ГТУ.
- 12 Принципова схема і цикл ГТУ з підведенням теплоти в ізобарному процесі.
- 13 Визначення ККД циклу ГТУ з підведенням теплоти при сталому тиску.
- 14 Цикл ГТУ з підведенням теплоти в ізобарному процесі та регенерацією.
- 15 Цикл ГТУ з підведенням теплоти в ізохорному процесі.
- 16 Визначення ККД циклу ГТУ з підведенням теплоти при сталому об'ємі.
- 17 Регенеративний цикл ГТУ з підведенням теплоти в ізохорному процесі.
- 18 Цикл ГТУ при наявності витрат на необоротність процесів в окремих вузлах ГТУ.
- 19 Багатоступінчастий стиск із проміжним охолодженням і східчасте підведення тепла в циклі ГТУ.

- 20 Методи підвищення ККД газотурбінних установок.
- 21 Цикли реактивних двигунів. Реактивна тяга.
- 22 Принцип дії реактивного двигуна. Класифікація реактивних двигунів.
- 23 Ракетні двигуни, їх різновиди. Принцип роботи, переваги і недоліки.
- 24 Паровий цикл Карно, принципова схема установки, теоретичне значення і нераціональність практичного застосування.
- 25 Цикл Ренкіна в $p-v$, $T-S$ і $h-S$ координатах.
- 26 Вплив основних параметрів на величину ККД паротурбінної установки.
- 27 Цикл паротурбінної установки із проміжним (вторинним) перегрівом пари.
- 28 Регенеративний цикл паротурбінної установки. Вплив числа відборів на ККД паросилової установки (ПСУ).
- 29 Термодинамічні основи теплофікації, коефіцієнт використання теплоти палива на ТЕЦ.
- 30 Бінарні цикли ПСУ. Ртутно-парова енергетична установка.
- 31 Цикли атомних енергетичних установок.
- 32 Цикли холодильних установок.
- 33 Призначення і різновиди холодильних машин.
- 34 Властивості холодоагентів.
- 35 Схема і цикл повітряної холодильної машини в $p-v$ і $T-S$ координатах, оцінка ефективності роботи і недоліки.
- 36 Схема й ідеальний цикл парокомпресорної холодильної установки, $\lg p-h$ діаграма.
- 37 Ідеальний цикл глибокого охолодження (багатоступінчасті і каскадні парові компресійні холодильні установки (ПКХУ)).
- 38 Схема і принцип роботи абсорбційної холодильної установки.
- 39 Схема і принцип роботи пароежекторної холодильної установки.
- 40 Цикл теплового насоса. Опалювальний коефіцієнт.

Список літератури

1 Технічна термодинаміка: Робоча програма, методичні вказівки, завдання до виконання контрольних робіт. – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – 58 с.

2 Технічна термодинаміка: Методичні вказівки і завдання до виконання практичних робіт. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – Ч.1. – 108 с.

3 Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 447 с.

4 Техническая термодинамика: Учеб. пособие для вузов / В.И. Крутов / Под ред. В.И. Крутова. – М.: Высш. шк., 1991. – 344 с.

5 Бурлянда О.Ф. Технічна термодинаміка. – К.: Техніка, 2001. – 320 с.

6 Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика: Учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.

7 Сборник задач по технической термодинамике / Андрианова Т.Н., Дзампов Б.В., Зубарев В.Н., Ремизов С.А. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 206 с.

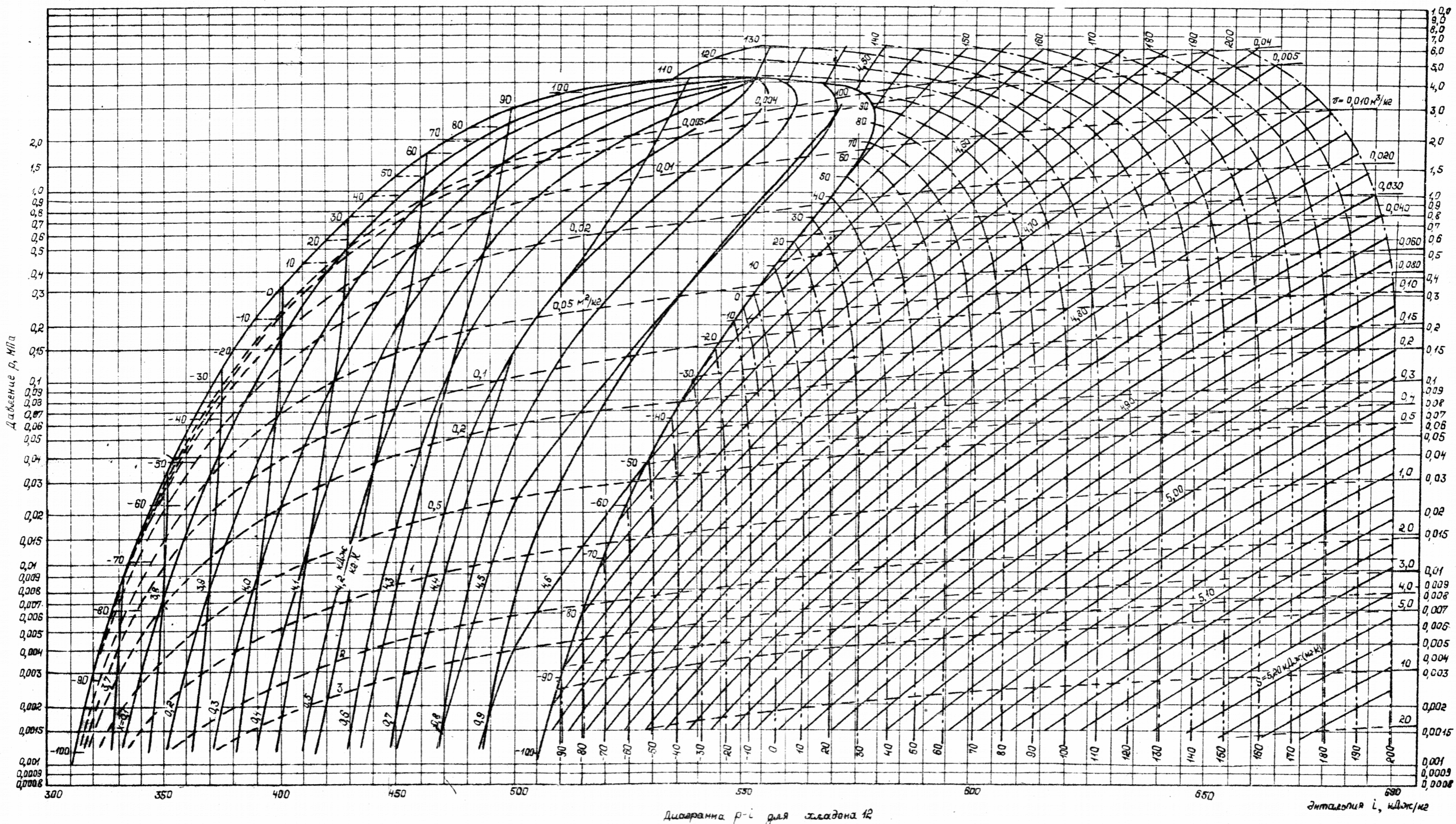
8 Жуховицкий Д.Л. Сборник задач по технической термодинамике: Учеб. пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 98 с.

9 Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.

10 Кондрашова Н.Г., Лашутина Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки. – М.: Высш. шк., 1984. – 335 с.

Додаток А

IgP-h діаграма холодоагенту R12



Діаграма p-h для хладагента R12

Ентальпія h , кДж/кг