



Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет енергетики, роботехніки та комп'ютерних технологій
Кафедра інтегрованих електротехнологій та енергетичного
машинобудування

ТЕРМОДИНАМІКА СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Частина 2

Методичні вказівки
до виконання практичних робіт

для здобувачів денної та заочної форм навчання
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальності
142 Енергетичне машинобудування

Харків 2024

Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет енергетики, роботехніки та комп'ютерних технологій
Кафедра інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування

ТЕРМОДИНАМІКА СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Частина 2

Методичні вказівки
до виконання практичних робіт

для здобувачів денної та заочної форм навчання
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальності
142 Енергетичне машинобудування

Затверджено рішенням
Науково-методичної ради факультету енергетики,
роботехніки та комп'ютерних технологій
Протокол № 3 від 26.12. 2024 р.

Харків 2024

УДК 621.1.016.7
Т 22

Схвалено на засіданні кафедри
інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування
Протокол № 9 від 14 листопада 2024 р

Рецензенти:

А. О. Пак – доктор технічних наук, проф. Державного біотехнологічного університету

Т-22 Термодинаміка складних систем: частина 1, метод. вказівки до виконання практич. робіт, для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заоч. форм навч. спец. 142 Енергетичне машинобудування ; Держ. біотехнол. ун-т; уклад.: В.О. Потапов, Д.В. Білий – Харків : [б. в.], 2024.– 95 с.

Методичні вказівки включають 9 практичних робіт та список літератури до них . Практичні заняття є важливою ланкою в підготовці студентів до самостійної інженерної діяльності. Для того, щоб практичні заняття досягли мети, студенти повинні завчасно і систематично готуватися до занять; проявляти самостійність при рішенні задач; розуміти результати їх рішення.

Видання призначене здобувачам першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання спеціальності 142 Енергетичне машинобудування.

УДК 621.1.016.7

Відповідальний за випуск: В.О. Потапов, д-р техн. наук
Д. В. Білий, асистент

© Потапов В.О, Білий Д.В, 2024
© ДБТУ, 2024

ЗМІСТ

10. ВИТІК ГАЗУ І ПАРА ЧЕРЕЗ СОПЛОВІ КАНАЛИ.....	5
10.1. ЗАДАЧІ.....	13
10.2. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ.....	22
11. ДРОСЕЛЮВАННЯ ГАЗІВ, ПАРІВ І РІДИН.....	24
11.1. ЗАДАЧІ	25
11.2. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ.....	27
12. ПРОЦЕСИ ЗМІШЕННЯ ГАЗІВ І ПАРІВ.....	28
12.1. ЗАДАЧІ	34
12.2. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ	40
13. КОМПРЕСОРИ	42
13.1. ЗАДАЧІ	49
13.2. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ	53
14. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ	54
14.1. ЗАДАЧІ	60
14.2. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ	67
15. ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ ТА ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК	69
15.1. ЗАДАЧІ	96
15.2.КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ	117
ДОДАТКИ	119
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	127

10. ВИТІК ГАЗУ І ПАРИ ЧЕРЕЗ СОПЛОВІ КАНАЛИ

Сопловий канал – пристрій збільшення кінетичної енергії потоку. В соплових каналах швидкості витікання газу чи рідини великі, а довжина каналу мала. У таких пристроях (рис.10.1) теплообмін із довкіллям практично відсутній, а процес витікання вважається адіабатним ($q=0$). Технічна робота в соплових каналах не виробляється $l_T=0$. Перший закон термодинаміки (9-1) для оборотного адіабатного процесу закінчення речовини в сопловому каналі матиме вигляд

$$l_o = h_o - h_k = \frac{c_k^2 - c_o^2}{2} \quad (10.1)$$

У виразі (10.1) і на рис.10.1 індексом позначені параметри і швидкість на вході в сопло (p_o, t_o, h_o, c_o), а індексом **1** - у вихідному перерізі сопла (p_1, t_1, h_1, c_1), G - масова витрата газу через сопло.

З виразу (10.1) можна отримати розрахункову формулу швидкості на виході з соплового каналу:

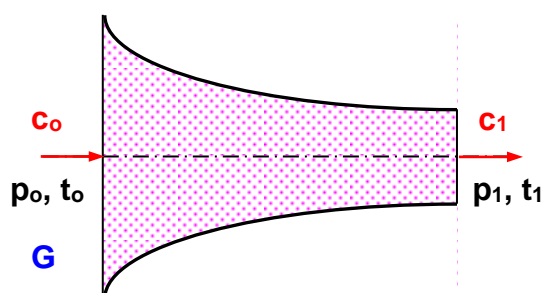


Рис. 10.1. Схема соплового каналу, звужується

$$c_k = \sqrt{2l_o + c_o^2} \quad (10.2)$$

Робота зміни тиску в потоці при оборотному адіабатному витіканню через сопло ідеального газу від стану p_o і v_o до p_1 з показником адіабати $k=\text{const}$ розраховується за рівнянням

$$l_o = \int_{p_o}^{p_k} -v dp = \int_{p_k}^{p_o} v_o \left(\frac{p_o}{p} \right)^k dp = \frac{k}{k-1} p_o v_o \left(1 - \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (10.3)$$

Для спрощення аналізу процесу витікання газу через сопло приймають вхідну швидкість, що дорівнює нулю ($c_o=0$). При цьому припущенні швидкість у будь-якому перерізі сопла визначається виразами (останнє для ідеального газу)

$$c_i = \sqrt{2l_o} = \sqrt{2(h_o - h_i)} = \sqrt{c_p(T_o - T_i)} \quad (10.4)$$

Використовуючи вираз (10.3), швидкість витікання ідеального газу в будь-якому перерізі сопла з тиском p_i можна розрахувати за формулою

$$c_i = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left(1 - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (10.5)$$

Для визначення площі поперечного перерізу сопла f_i використовується рівняння нерозривності потоку для цього перерізу

$$f_i = \frac{G v_i}{c_i} \quad (10.6)$$

Визначальною характеристикою процесу витікання речовини через сопло є величина $\varepsilon = p/p_0$ - ступінь зміни тиску газу в сопловому каналі. Ця величина зіставляється з $\varepsilon_{кр} = p_{кр}/p_0$, яка для ідеальних газів відповідає виразу

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (10.7)$$

далі робиться висновок про характер витікання і вибирається профіль соплового каналу:

якщо $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$ ($P_K > P_{кр}$), сопло має бути звужується, витікання газу докритичне (швидкість газу на виході з сопла менше швидкості звуку);

якщо $\varepsilon < \varepsilon_{кр}$ ($P_K < P_{кр}$), сопло має бути комбінованим (сопло Лаваля) з частиною, що розширюється (рис. 10.2), витікання газу надкритичне (швидкість газу на виході з сопла більше швидкості звуку).

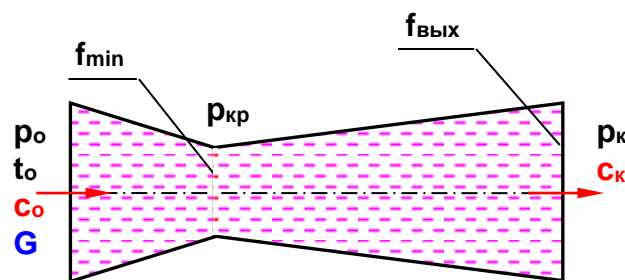


Рис. 10.2. Комбіноване з розширюваною частиною сопло

При існуючому сопловому каналі, якщо сопло звужується, витікання при $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$ - докритичне; а при $\varepsilon < \varepsilon_{кр}$ - критичне, розширення газу в сопловому каналі йде тільки до критичного тиску ($p_{вих} = p_{кр}$), подальше розширення газу від $p_{кр}$ до тиску за соплом p_1 йде за межами вихідного перерізу соплового каналу.

Важливо, що для звуження або комбінованого сопла при тиску за ним нижче критичного ($\varepsilon < \varepsilon_{кр}$) у найвужчому перерізі сопла встановлюються критичні параметри, і подальше зниження тиску за соплом при постійних початкових параметрах $p_0 = \text{const}$ і $T_0 = \text{const}$ не впливає на масову витрату газу. За цих умов

витрата газу через сопло обмежується пропускною здатністю його найвужчого перерізу:

$$G_{\max} = \frac{f_{\min} c_{\text{кр}}}{v_{\text{кр}}}, \quad (10.8)$$

критична швидкість витікання газу (пара) дорівнює швидкості звуку, для ідеальних газів вона визначається виразами

$$c_{\text{кр}} = \sqrt{\kappa p_{\text{кр}} v_{\text{кр}}} = \sqrt{\kappa R T_{\text{кр}}} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_0 v_0}. \quad (10.9)$$

Особливості розрахунку процесу витікання через сопло реальних речовин

Показник адіабати у процесах витікання реальних речовин через сопловий канал – величина змінна, але необхідна визначення величини $\epsilon_{\text{кр}}$ та критичного тиску речовини.

Розрахунок $\epsilon_{\text{кр}}$ для реальних газів та парів ведеться методом послідовного наближення. Спочатку приймається тиск $p_{\text{кр}} = p_A = 0,5 p_0$ (з досвіду розрахунку $\epsilon_{\text{кр}}$ у процесах закінчення ідеального газу в соплових каналах), і поблизу точки А, що знаходиться на перетині ізобари p_A з оборотною адіабатою закінчення $s_0 = \text{const}$, визначається показник адіабати за параметрами прилеглих точок В і С на цій адіабаті (рис. 10.3):

$$\kappa = \frac{\ln\left(\frac{p_B}{p_C}\right)}{\ln\left(\frac{v_C}{v_B}\right)}. \quad (10.10)$$

Використовуючи отримане значення, за формулою, отриманою для ідеальних газів, визначається величина $\epsilon_{\text{кр}}$:

$$\epsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}.$$

Далі визначається новий критичний тиск $P_{\text{кр}} = \epsilon_{\text{кр}} p_0$, за значенням якого заново розраховуються $\epsilon_{\text{кр}}$ та $p_{\text{кр}}$. Ці ітерації продовжуються до досягнення необхідного ступеня точності у визначенні $P_{\text{кр}}$ або $\epsilon_{\text{кр}}$. В інших розрахунках процесу витікання реальних речовин через сопло формули для ідеальних газів використовувати не можна.

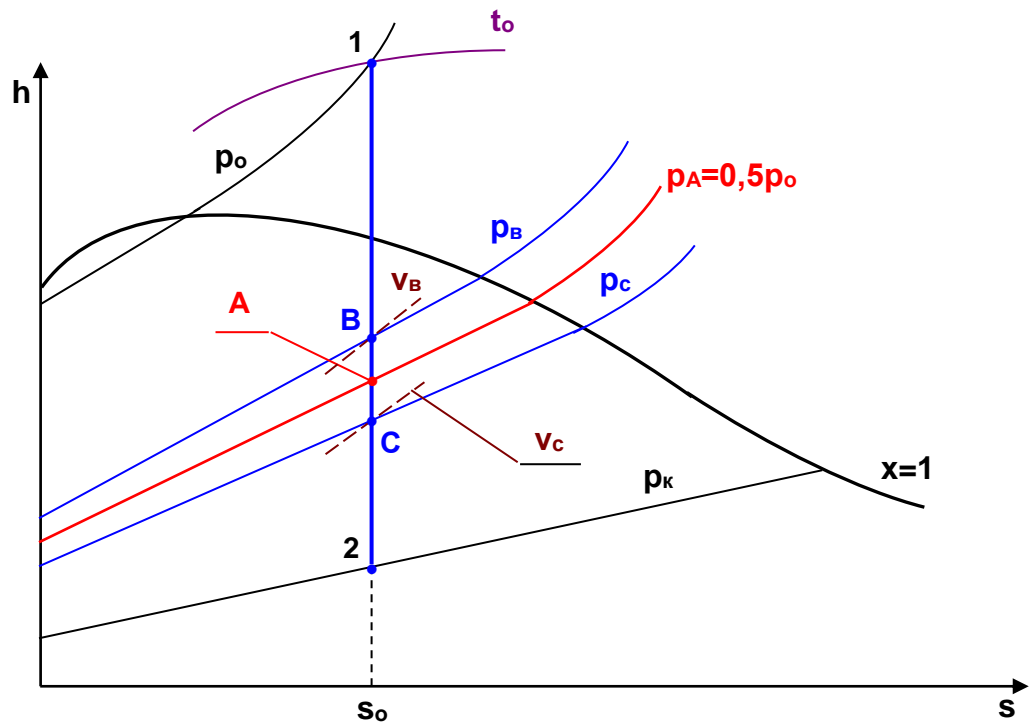


Рис. 10.3. Визначення показника адиабати та критичного тиску у процесах закінчення водяної пари в соплових каналах.

Швидкості та площі перерізів каналу сопла при витіканні реальних речовин розраховуються з використанням питомих ентальпій та обсягів, що визначаються за таблицями термодинамічних властивостей цих речовин:

$$c_i = \sqrt{2(h_o - h_i)}, \quad c_{кр} = \sqrt{2(h_o - h_{кр})},$$

$$f_i = \frac{Gv_i}{c_i}, \quad f_{min} = \frac{Gv_{кр}}{c_{кр}}.$$

Зверніть увагу, що розмірність h цих формулах – Дж/кг.

Необоротне закінчення газів і пар через сопло

Справжній адіабатний процес витікання газу чи пари через сопло завжди пов'язані з тертям, наслідком якого є зростання ентропії, ентальпії та питомого обсягу речовини наприкінці процесу (рис. 10.4).

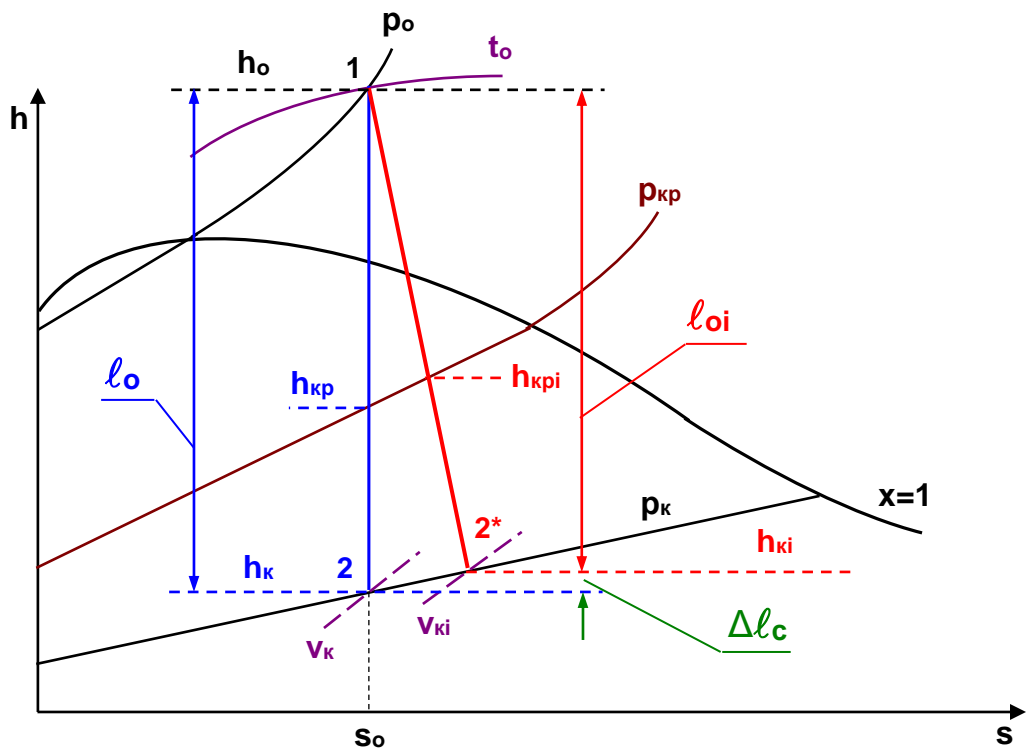


Рис. 10.4. Необоротний (з тертям) процес витікання водяної пари через комбіноване сопло

Втрата роботи зміни тиску в потоці l_o , обумовлена тертям у сопловому каналі, позначається Δl_c , для процесу 1-2 вона визначається як

$$\Delta l_c = l_o - l_{oi} = h_{ki} - h_k, \quad (10.11)$$

де l_o - робота зміни тиску в потоці ідеального процесу витікання (розташована робота) водяної пари в соплі;

l_{oi} - робота зміни тиску в потоці дійсного (з тертям) процесу витікання водяної пари в соплі.

Швидкості витікання ідеального та дійсного процесів закінчення водяної пари у вихідному перерізі сопла виходять різні (прийнято $s_o=0$):

$$c_k = \sqrt{2(h_o - h_k)}, \quad c_{ki} = \sqrt{2(h_o - h_{ki})}.$$

Справжня швидкість закінчення менше теоретичної, їх відношення називається швидкісним коефіцієнтом сопла φ :

$$\varphi = \frac{c_{ki}}{c_k}. \quad (10.12)$$

Нарівні зі швидкісним коефіцієнтом сопла незворотність процесу закінчення в сопловому каналі характеризується коефіцієнтом втрат енергії соплового каналу ξ або адиабатним коефіцієнтом сопла η_c :

$$\xi = \frac{\Delta l_c}{l_o} = \frac{h_{ki} - h_k}{h_o - h_k}; \quad (10.13)$$

$$\eta_c = \frac{l_{oi}}{l_o} = \frac{h_o - h_{ki}}{h_o - h_k}. \quad (10.14)$$

Як видно з виразів (10.12) ÷ (10.14), коефіцієнт втрат, адіабатний та швидкісний коефіцієнти сопла взаємопов'язані. Знаючи один, можна визначити інший:

$$\eta_c = 1 - \xi = \varphi^2 \quad (10.15)$$

Розрахунки незворотного процесу витікання мінімального перерізу сопла аналогічні розрахункам вихідного перерізу сопла.

Для визначення дійсної витрати газу (пара) у соплових каналах за параметрами ідеального процесу витікання, а також у заводських розрахунках прохідних перерізів соплових та робочих решіток проточної частини турбіни використовується коефіцієнт витрати μ – це відношення дійсної витрати G_i до теоретичного G :

$$\mu = \frac{G_i}{G} \quad (10.16)$$

Цей коефіцієнт визначається експериментально. При цьому він може бути як менше одиниці ($\mu=0,95 - 0,98$) для перегрітої пари та газу, і більше одиниці ($\mu \approx 1,02$) для вологої насиченої пари в кінці процесу.

Значення $\mu < 1$ пояснюється співвідношенням швидкостей та питомих обсягів у вихідному перерізі сопла f_k для ідеального та реального процесів закінчення: $c_{ki} < c_k, v_{ki} > v_k$. Це видно з виразу коефіцієнта витрати для цього перерізу

$$\mu = \frac{G_i}{G} = \frac{f_k c_{ki} v_k}{v_{ki} f_k c_k} = \frac{c_{ki} v_k}{c_k v_{ki}}$$

Значення $\mu > 1$ можливо при закінченні речовини, що супроводжується фазовим переходом пари в рідину, коли утворення крапель рідини відстає від зниження тиску в перерізі каналу і співвідношення питомих обсягів пари у вихідному перерізі має вигляд $v_{ki} < v_k$.

Процеси гальмування. Параметри загальмованого потоку

Вираз для роботи зміни тиску в потоці оборотного процесу витікання газу або пари без теплообміну та здійснення технічної роботи має вигляд

$$d\ell_o = -vdp = cdc,$$

з якого видно, що знаки dc і dp при витіканні протилежні. У сопловому каналі $dp < 0$, а $dc > 0$. Канал, в якому тиск підвищується, називається дифузором. У дифузорі протікає процес, протилежний процесу соплового каналу.

В нерухомому дифузорі (рис. 10.5) відбувається процес гальмування потоку з перетворенням кінетичної енергії потоку на потенційну енергію тиску потоку без обміну енергією речовини із зовнішнім середовищем ($q=0$ і $l_T=0$). Для цього процесу рівняння першого закону термодинаміки матиме вигляд

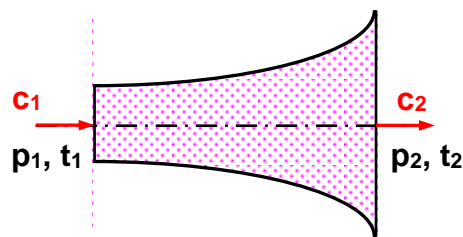


Рис. 10.5. Схема докритичного дифузора

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (10.17)$$

Якщо швидкість за дифузором дорівнює нулю ($c_2=0$), то рівняння (10.17) для повністю загальмованого потоку матиме вигляд

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 \quad (10.18)$$

Процес повного гальмування в дифузорі потоку водяної пари в h,s -діаграмі показаний на рис. 10.6.

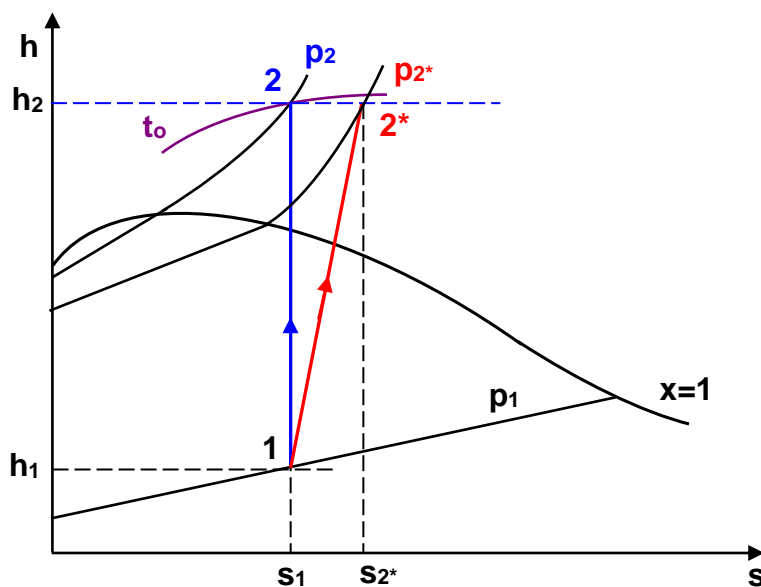


Рис. 10.6. Ідеальний 1-2 та дійсний 1-2* процеси повного гальмування водяної пари в дифузорі в h,s - діаграмі

Чисельне значення ентальпії h_2 у виразі (10.18) однаково для оборотного та необоротного процесів повного гальмування. Тиск пари наприкінці незворотного процесу повного гальмування зменшується по відношенню до кінцевого тиску в оборотному процесі $p_2^* < p_2$ і залежить від ступеня його незворотності.

Залежно від пристроїв, де відбувається гальмування потоку газу або пари, їх тиск може не тільки збільшуватися, але залишатися незмінним і навіть зменшуватися.

Параметри повністю загальмованого потоку мають велике практичне значення. Для ідеального газу з постійною ізобарною теплоємністю, коли $h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$ можна визначити температуру повністю загальмованого потоку T_2 , представивши вираз (10.18) у вигляді

$$T_2 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} \quad (10.19)$$

При вимірюванні температури потоку газу (рис.10.7) датчик, поміщений в рухоме середовище, вимірює температуру повністю загальмованого потоку t^* , і для визначення дійсного значення температури t необхідно врахувати кінетичну складову потоку.

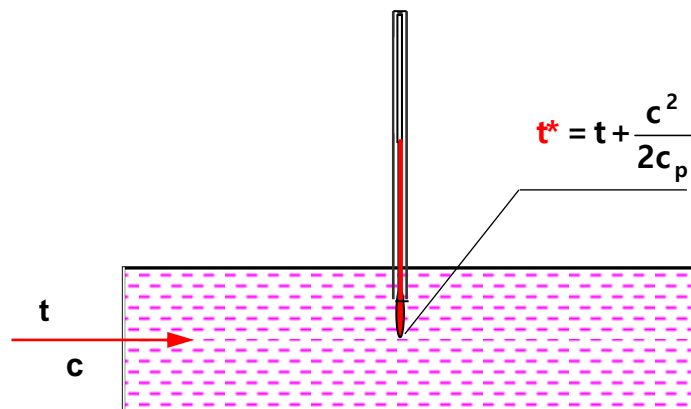


Рис. 10.7. Схема вимірювання температури потоку газу в трубі

Параметри повністю загальмованого потоку використовуються для розрахунку соплових каналів з початковою швидкістю більше нуля.

Методика розрахунку соплового каналу при витіканні через нього газу чи пари з початковою швидкістю більше за нуль

Усі раніше отримані залежності для витікання через сопло газу (пари) були отримані при початковій швидкості потоку $c_0=0$. Для того щоб можна було ними користуватися при $c>0$, початкові параметри газу (пари) призводять до параметрів повністю ізоентропно ($s=\text{const}$) загальмованого потоку (рис. 10.8).

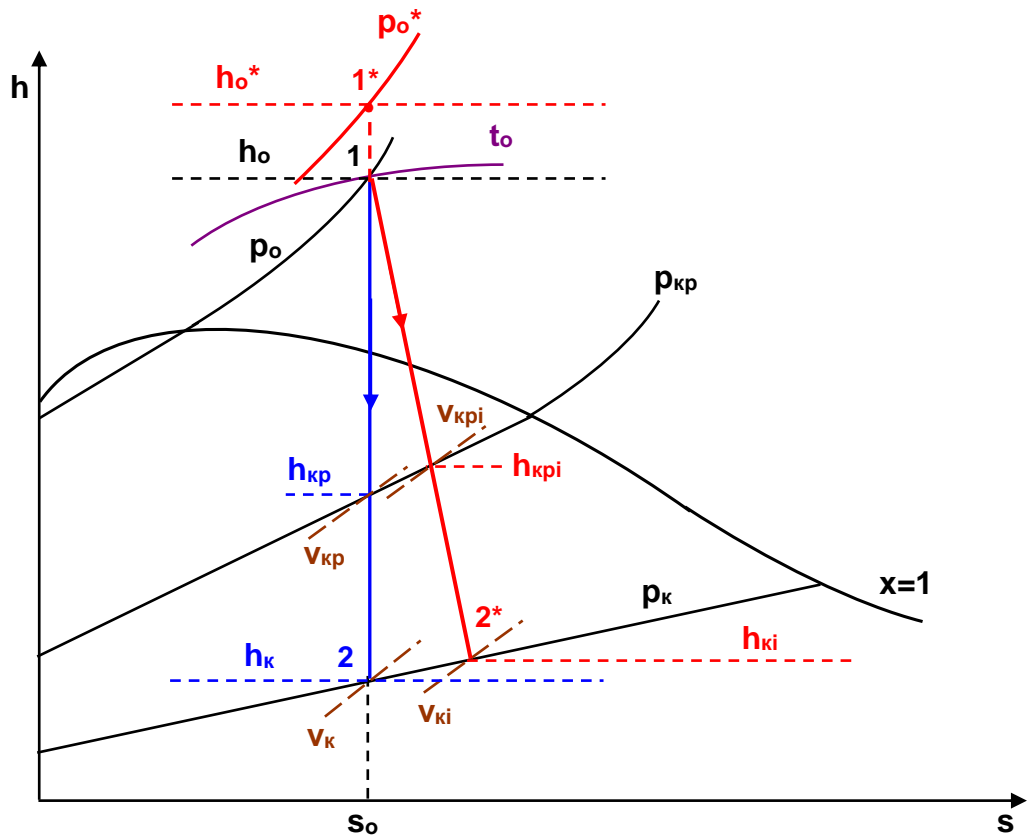


Рис. 10.8. Необоротний (з тертям) процес витікання водяної пари через комбіноване сопло з початковою швидкістю $c_{o0} > 0$

При цьому процес розширення газу можна подати у вигляді адіабатного процесу, що починається від параметрів повністю загальмованого потоку (точка 1* рис. 10.8). У точці 1* фіксується фіктивний стан речовини з нульовою швидкістю. Визначається ентальпія повністю загальмованого потоку h_o^* як

$$h_o^* = h_o + \frac{c_o^2}{2}, \quad (10.20)$$

і по s_o і h_o^* знаходиться тиск загальмованого потоку p_o^* .

$$p_{кр} = \varepsilon_{кр} p_o^* \quad (10.21)$$

Подальший розрахунок сопла ведеться традиційним шляхом щодо параметрів точки 1* - повністю загальмованого потоку:

$$c_{ki} = \sqrt{2(h_o - h_{ki}) + c_o^2} = \sqrt{2(h_o^* - h_{ki})}, \quad (10.22)$$

$$c_{kpi} = \sqrt{2(h_o^* - h_{kpi})} \quad (10.23)$$

Необхідно звернути увагу, що при такому витіканні користуватися коефіцієнтами ζ , η_z , що незворотність процесу, можна тільки на реальному (1-2*) процесі, а коефіцієнтом φ користуватися не можна, тому що процесу 1* - 1 немає.

Задачі

Приклад розв'язання задачі:

10.1. Через сопло відбувається закінчення двоокису вуглецю CO_2 . Визначено: витрата газу $G=1$ кг/с, тиск перед соплом $p_0=5$ бар, початкова температура $t_0=400$ °С, тиск за соплом $p_k=1$ бар.

Вибрати профіль соплового каналу та визначити площі його характерних перерізів.

Газ вважати ідеальним із постійним коефіцієнтом Пуассона.

Розрахунок зробити для трьох випадків:

- 1) вважаючи процес закінчення оборотним, а початкова швидкість дорівнює нулю $c_0=0$;
- 2) вважаючи процес закінчення оборотним, а початкову швидкість дорівнює $c_0=200$ м/с;
- 3) вважаючи процес закінчення незворотним з $\eta_z=0,9$ а початкову швидкість рівної $c_0=200$ м/с.

Рішення

1. Розрахунок соплового каналу при оборотному процесі закінчення газу з початковою швидкістю $c_0=0$.

Визначаємо характер закінчення газу, та вид соплового каналу, зіставляючи $\varepsilon_{кр}$ і ε при коефіцієнті Пуассона CO_2 $k=1,333$:

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,333+1} \right)^{\frac{1,333}{1,333-1}} = 0,54 > \varepsilon = \frac{p_k}{p_0} = \frac{1}{5} = 0,2,$$

отже, закінчення надкритичне і сопло повинно бути комбінованим з частиною, що розширюється. Схема соплового каналу та процес розширення газу в ньому показані на рис. 10.9.

Виконуємо розрахунок мінімального перерізу сопла.

Спочатку визначаємо тиск, температуру та питомий об'єм газу в цьому перерізі:

$$p_{кр} = \varepsilon_{кр} \cdot p_0 = 0,54 \cdot 5 = 2,7 \text{ бар};$$

$$T_{кр} = T_0 \left(\frac{p_{кр}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_0 (\varepsilon_{кр})^{\frac{k-1}{k}} = 673,15 \cdot (0,54)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 577 \text{ К};$$

$$v_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 577}{44 \cdot 2,7 \cdot 10^5} = 0,404 \text{ м}^3/\text{кг};$$

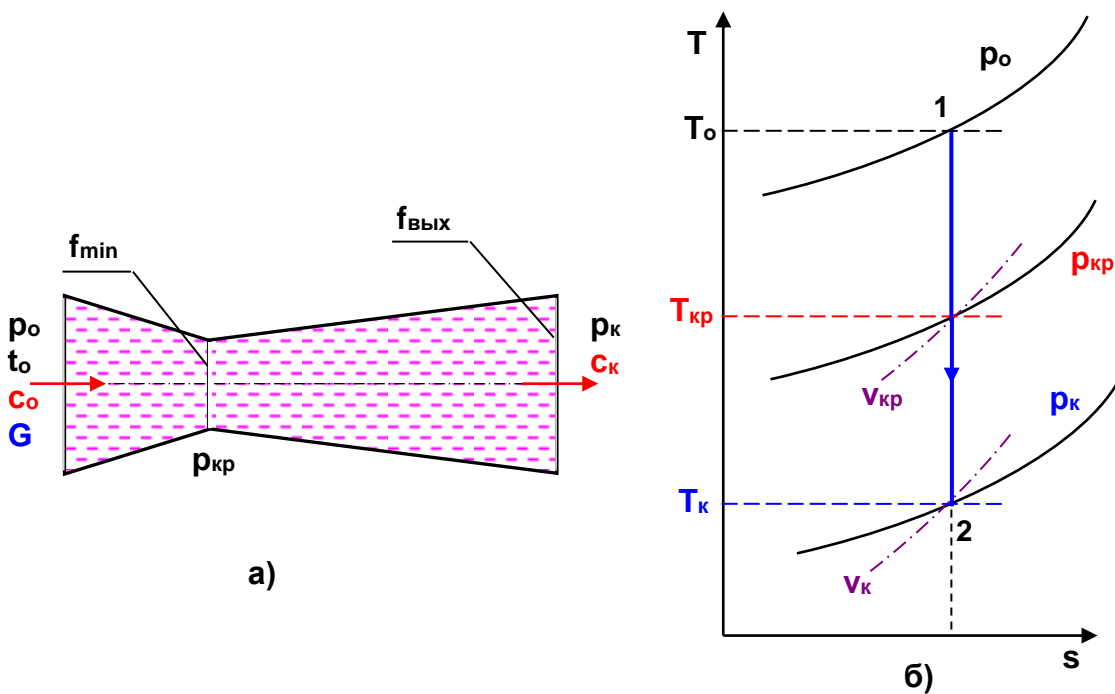


Рис. 10.9. До розрахунку комбінованого з частиною сопла, що розширюється: а - схема сопла, б - процес розширення газу в сопловому каналі в Т, s-діаграмі

далі розраховуємо по одній з наведених нижче формул критичну швидкість (вона ж швидкість звуку в цьому перерізі):

$$c_{кр} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_{кр})} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_0 v_0} = \sqrt{\kappa p_{кр} v_{кр}} = \sqrt{\kappa R T_{кр}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,333 \cdot 8314 \cdot 577}{44}} = 381 \text{ м/с};$$

та площа мінімального перерізу соплового каналу:

$$f_{min} = \frac{G \cdot v_{кр}}{c_{кр}} = \frac{1 \cdot 0,404}{381} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Аналогічно вищевикладеному визначаємо параметри газу у вихідному перерізі сопла і розраховуємо швидкість і площу цього перерізу:

$$T_{кр} = T_0 \left(\frac{p_{кр}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 673,15 \cdot \left(\frac{1}{5} \right)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 450,3 \text{ К};$$

$$v_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 450,3}{44 \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,851 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_p = \frac{8314 \cdot 8}{2 \cdot 44} = 755,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{кр} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_{кр})} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (673,15 - 450,3)} = 580,4 \text{ м/с};$$

$$f_{\text{ввих}} = \frac{G \cdot v_K}{c_K} = \frac{1 \cdot 0,851}{480,4} = 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

2. Розрахунок соплового каналу при оборотному процесі витікання газу з початковою швидкістю $c_0=200$ м/с (рис. 10.10).

Спочатку визначаємо параметри повністю ізентропно загальмованого потоку газу на вході в сопло T_0^* і p_0^* :

$$T_0^* = T_0 + \frac{c_0^2}{2c_p} = 673,15 + \frac{200^2}{2 \cdot 755,8} = 699,6 \text{ К};$$

$$p_0^* = p_0 \left(\frac{T_0}{T_0^*} \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} = 5 \cdot \left(\frac{673,15}{699,6} \right)^{\frac{1,333}{1-1,333}} = 5,83 \text{ бар}.$$

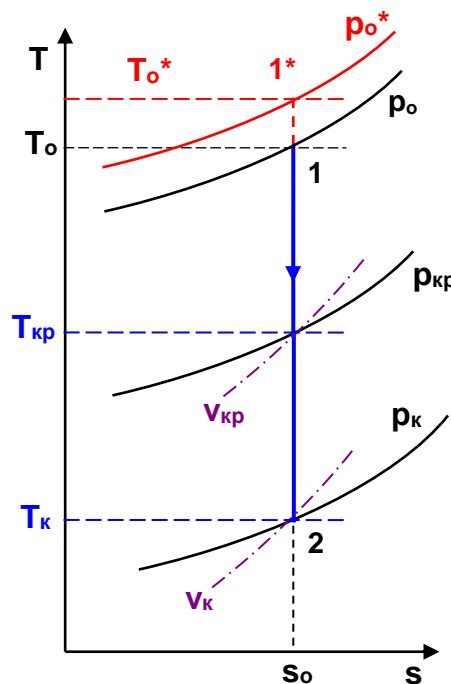


Рис. 10.10. До розрахунку оборотного адиабатного процесу витікання газу в комбінованому сопловому каналі при $c_0 > 0$

Далі визначаємо критичний тиск, характер витікання газу в сопловому каналі та профіль соплового каналу:

$p_{кр} = \epsilon_{кр} \cdot p_0^* = 0,54 \cdot 5,83 = 3,15$ бар, $p_{кр} > p_K$, отже, витікання газу надкритичне та сопло має бути комбінованим.

Подальший розрахунок виконується аналогічно розрахунку сопла при $c_0=0$, але щодо стану загальмованого потоку газу (точка 1* рис. 10.10).

Виконуємо розрахунок мінімального перерізу сопла, визначаючи параметри, швидкість та площу цього перерізу:

$$T_{кр} = T_o^* \left(\frac{p_{кр}}{p_o^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_o^* (\varepsilon_{кр})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 699,6 \cdot (0,54)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 599,8 \text{ К};$$

$$v_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 599,8}{44 \cdot 3,15 \cdot 10^5} = 0,34 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_{кр} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o^* - T_{кр})} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (699,6 - 599,8)} = 388,4 \text{ м/с};$$

$$f_{\min} = \frac{G \cdot v_{кр}}{c_{кр}} = \frac{1 \cdot 0,34}{388,4} = 0,875 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Виконуємо розрахунок вихідного перерізу сопла, визначаючи параметри, швидкість та площу цього перерізу:

$$T_K = T_o^* \left(\frac{p_K}{p_o^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 699,6 \cdot \left(\frac{1}{5,83} \right)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 450,4 \text{ К};$$

$$v_K = \frac{R \cdot T_K}{p_K} = \frac{8314 \cdot 450,4}{44 \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,851 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_K = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o^* - T_K)} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (699,6 - 450,4)} = 613,8 \text{ м/с};$$

$$f_{\text{ВЫХ}} = \frac{G \cdot v_K}{c_K} = \frac{1 \cdot 0,851}{613,8} = 1,39 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

3. Розрахунок соплового каналу при незворотному процесі закінчення газу з початковою швидкістю $c_o=200$ м/с і $\eta_z=0,9$ (рис.10.11).

У цьому розрахунку використовуються параметри попереднього ідеального процесу витікання.

Спочатку визначаємо дійсні температури в мінімальному та вихідному перерізах сопла:

$$T_{крі} = T_o - \eta_c (T_o - T_{кр}) = 673 - 0,9 \cdot (673 - 599,8) = 607,1 \text{ К};$$

$$T_{кі} = T_o - \eta_c (T_o - T_K) = 673 - 0,9 \cdot (673 - 450,4) = 472,7 \text{ К}$$

Далі визначаємо дійсні питомі обсяги та швидкості газу в цих перерізах сопла:

$$v_{крі} = \frac{R \cdot T_{крі}}{p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 607,1}{44 \cdot 3,15 \cdot 10^5} = 0,364 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{кі} = \frac{R \cdot T_{кі}}{p_k} = \frac{8314 \cdot 472,7}{44 \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,893 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_{крі} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o^* - T_{крі})} = \sqrt{2 \cdot 755,8(699,6 - 607,1)} = 373,9 \text{ м/с};$$

$$c_{кі} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o^* - T_{кі})} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (699,6 - 472,7)} = 585,6 \text{ м/с}.$$

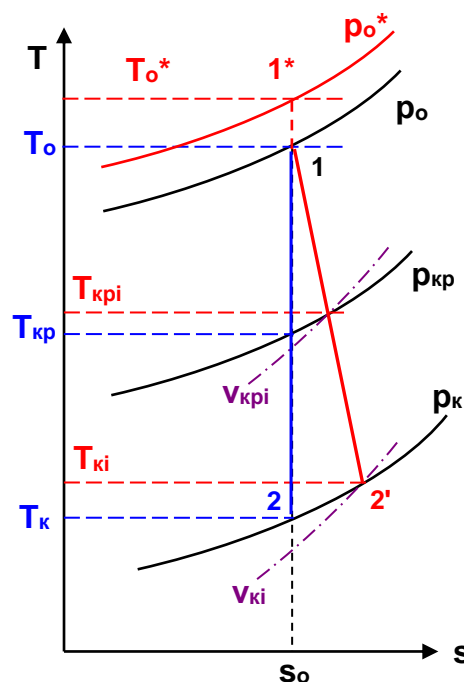


Рис. 10.11. До розрахунку незворотного адиабатного процесу закінчення газу в комбінованому сопловому каналі при $s_o > 0$

Використовуючи дійсні значення питомих обсягів та швидкостей газу в мінімальному та вихідному перерізах сопла визначаємо їх площі:

$$f_{\text{mini}} = \frac{G \cdot v_{крі}}{c_{крі}} = \frac{1 \cdot 0,364}{373,9} = 0,974 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{Вихі}} = \frac{G \cdot v_{кі}}{c_{кі}} = \frac{1 \cdot 0,893}{585,6} = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

10.2. Визначити роботу зміни тиску потоку газу l_o при витіканні його через сопло з $s_o = 0$ та вихідною швидкістю газу 500 м/с.

Відповідь: $l_o = 125 \text{ кДж/кг}$.

10.3. Теоретична робота зміни тиску потоку газу при витіканні його з $c_o=0$ через сопло дорівнює $\ell_o=100$ ккал/кг. Визначити швидкості газу на виході із сопла c_1 і c_{1i} для оборотного та незворотного з $\varphi=0,95$ процесів адіабатного закінчення газу.

Відповідь: $c_k=915$ м/с, $c_{ki}=869,3$ м/с.

10.4. Повітря з однаковою початковою температурою t_o та $c_o=0$ при витіканні через сопло розширюється від тиску p_o до тиску p_k . У якому із зазначених випадків швидкість газу на виході із сопла буде максимальною і яке сопло має бути при цьому?

а) $p_o=10$ бар, $p_k=5$ бар;

б) $p_o=50$ бар, $p_k=10$ бар;

в) $p_o=8$ бар, $p_k=2$ бар.

Відповідь: б); комбіноване сопло Лавалю.

10.5. Визначити масову секундну витрату кисню O_2 через кругле сопло, що звужується, з діаметром вихідного перерізу 10 мм при параметрах газу на вході в сопло $p_o=1,8$ бар, $t_o=300$ °С, а за соплом – $p_k=1$ бар. Витікання вважати оборотним адіабатним зі швидкістю газу на вході в сопло дорівнює нулю. Кисень вважати ідеальним газом із постійним коефіцієнтом Пуассона.

Відповідь: $G=0,025$ кг/с.

10.6. Водяна пара з початковими параметрами $p_o=20$ бар і $t_o=300$ °С і $c_o=0$ оборотно адіабатно розширюється через сопло, що звужується в середу з тиском 1 бар. Витрата пари через сопло становить 5 кг/с. Визначити роботу ℓ_o , швидкість і площа у вихідному перерізі сопла, розраховавши величину $\epsilon_{кр}$ для цього процесу витікання водяної пари.

Відповідь; $\ell_o=140$ кДж/кг, $c_k=529$ м/с, $f_{вих}=1,9 \cdot 10^{-3}$ м².

10.7. Водяна пара оборотно адіабатно розширюється при витіканні через комбіноване сопло від $p_o=50$ бар, $t_o=330$ °С і $c_o=0$ до тиску у вихідному перерізі сопла $p_k=5$ бар. Площа вихідного перерізу сопла $f_{вих}=20$ см². Визначити ℓ_o , G , f_{min} . Прийняти $\epsilon_{кр}=0,546$.

Відповідь: $\ell_o=456$ кДж/кг, $G=4,9$ кг/сек, $f_{min}=7,5 \cdot 10^{-4}$ м².

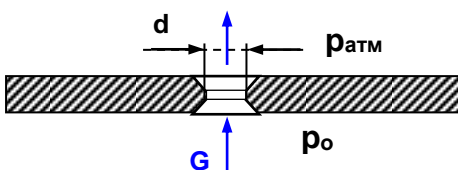


Рис. 10.12. До завдання 10.8

10.8. Через круглий отвір із округленими кромками та мінімальним діаметром $d=10$ мм відбувається ідеальне адіабатне витікання водяної пари (рис.10.12) при $p_o=10$ бар, $t_o=350$ °С, $c_o=0$ в атмосферу з $p_{атм}=1$ бар. Визначити витрати пари через отвір. Прийняти $\epsilon_{кр}=0,546$.

Відповідь: $G=9,7 \cdot 10^{-4}$ кг/с.

10.9. Витікання ідеального азоту N_2 через сопло, що звужується, відбувається від $p_o=3$ бар до температури $t_k=20$ °С (на виході з сопла) в середу з тиском 1 бар. Вважаючи процес закінчення ідеальним адіабатним при $c_o=0$, визначити швидкість газу на виході з соплового каналу c_k і початкову температуру t^o .
Відповідь: $c_k=349$ м/с, $t_o=78,5$ °С.

10.10. Через комбіноване кругле сопло реактивного двигуна відбувається витікання продуктів згоряння палива, що мають властивості ідеального газу з $\mu=29$ кг/кмоль і $\kappa=c_p/c_v=1,35$. Визначити розміри сопла: мінімальний і вихідний діаметри, довжину частини, що розширюється (L) і температуру газу у вихідному перерізі, вважаючи витікання ідеальним адіабатним.

Задано: секундна витрата газу $G=0,5$ кг/с, $c_o=0$, початкові параметри: $p_o=7$ бар, $t_o=947$ °С, кінцевий тиск $p_k=0,8$ бар; кут розширення вихідної частини сопла $\gamma=10^\circ$.

Відповідь: $d_{\min}=28,2$ мм; $d_{\text{вих}}=38,4$ мм; $L=58,3$ мм; $T_{\text{вих}}=695$ К.

10.11. Повітря ($\mu=28,96$ кг/кмоль) при $p_o=10$ бар, $t_o=300$ °С і $c_o=0$ адіабатно розширюється через комбіноване сопло в середу з тиском $p_k=1$ бар. Витрата повітря через сопло $G=4$ кг/с. Визначити: а) l_o , $c_{кр}$, c_k , f_{\min} , $f_{\text{вих}}$ для теоретичного і б) l_{oi} , $c_{кри}$, c_{ki} , $f_{\min i}$, $f_{\text{вих}i}$ для дійсного з $\zeta=0,1$ процесів витікання повітря.

Повітря вважати ідеальним двоатомним газом з $\kappa=\text{const}$.

Відповідь: а) $l_o=276$ кДж/кг, $c_{кр}=437$ м/с, $c_1=743$ м/с,

$$f_{\min}=2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, f_{\text{вих}}=4,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$\text{б) } l_{oi}=248 \text{ кДж/кг, } c_{кри}=415 \text{ м/с, } c_{1i}=705 \text{ м/с,}$$

$$f_{\min i}=2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, f_{\text{вих}i}=5,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

10.12. Водяна пара надходить у сопло при $p_o=30$ бар і $t_o=350$ °С і адіабатно розширюється при закінченні через комбіноване сопло в середу з тиском 0,1 бар. Нехтуючи початковою швидкістю витікання, визначити площі мінімального та вихідного перерізів сопла для оборотного та незворотного процесів витікання. Витрата пари через сопло дорівнює 500 кг/год. Швидкісний коефіцієнт сопла $\varphi=0,95$. Прийняти $\epsilon_{кр}=0,546$. Зобразити процеси у діаграмі h,s та показати графічно величини l_o і l_{oi} .

Відповідь: $f_{\min}=36,6$ мм², $f_{\text{вих}}=1200$ мм²;

$$f_{\min i}=40 \text{ мм}^2, f_{\text{вих}i}=1264 \text{ мм}^2.$$

10.13. Водяна пара з $p_o=3,5$ бар, $t_o=400$ °С, $c_o=0$ надходить у комбіноване сопло і адіабатно розширюється до $p_k=0,3$ бар. Визначити: роботи l_o і l_{oi} , питомі обсяги, швидкості та площі в мінімальному та вихідному перерізах сопла для оборотного та незворотного процесів витікання. Витрата пари через сопло $G=1$ кг/с. Швидкісний коефіцієнт сопла $\varphi=0,95$. Зобразити процеси витікання пари в h,s -діаграмі та показати графічно величини l_o і l_{oi} . Прийняти $\epsilon_{кр}=0,546$.

Відповідь: $l_o=576$ кДж/кг; $l_{oi}=520$ кДж/кг;

$$v_{кр}=1,42 \text{ м}^3/\text{кг}; v_{кри}=1,44 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$\begin{aligned}
v_k &= 5,9 \text{ м}^3/\text{кг}; v_{ki} = 6,2 \text{ м}^3/\text{кг}; \\
c_{кр} &= 583 \text{ м/с}, c_{кри} = 554 \text{ м/с}; \\
c_k &= 1079 \text{ м/с}, c_{ki} = 1025 \text{ м/с}; \\
f_{\min} &= 2,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, f_{\text{вих}} = 5,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \\
f_{\min i} &= 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, f_{\text{вих} i} = 6,075 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.
\end{aligned}$$

10.14. Водяна пара з $p_o=20$ бар, $t_o=380$ °С, $c_o=0$ м/с адіабатно розширюється через звужується сопло в середу з тиском 1 бар. Витрата пари через сопло $G=10$ кг/с. Визначити площу вихідного перерізу сопла $f_{\text{ви}}$, якщо коефіцієнт втрат сопла $\zeta=0,1$. Прийняти $\epsilon_{кр}=0,546$.

Відповідь: $f_{\text{вих} i} = 0,0033 \text{ м}^2$.

10.15. Повітря з параметрами $p_1=1$ бар та $t_1=10$ °С гальмується в дифузорі від критичної швидкості $c_1=c_{кр}$ до швидкості $c_2=100$ м/с. Визначити параметри повітря (p_2, t_2) на виході з дифузора, вважаючи його ідеальним двоатомним газом з $k=\text{const}$, а процес гальмування оборотним - адіабатним. Визначити також параметри повністю загальмованого потоку дифузорі p^*_2, t^*_2 при $c_2=0$ м/с.

Відповідь: $p_2 = 1,8$ бар, $t_2 = 61,6$ °С;
 $p^*_2 = 1,9$ бар, $t^*_2 = 66,5$ °С.

10.16. Визначити температуру та тиск повністю загальмованого потоку водяної пари на виході з дифузора, якщо на вході в дифузор пар має $p_1=1$ бар, $t_1=120$ °С, $c_1=400$ м/с. Процес гальмування вважати оборотним адіабатним.

Відповідь: $t_1^*=162$ °С, $p_1^*=1,5$ бар.

10.17. По паропроводу рухається водяна пара зі швидкістю 300 м/с. Тиск пари 15 бар. Термометр, вміщений у потік пари, показує 350 °С. Визначити температуру пари в паропроводі.

Відповідь: $t=330$ °С.

10.18. Визначити тиск повністю загальмованого потоку водяної пари на виході з дифузора, якщо на вході в дифузор пар має $p_1=1$ бар, $t_1=120$ °С, $c_1=978$ м/с. Процес гальмування вважати оборотним адіабатним.

Відповідь: $p_2=8$ бар.

10.19. Визначити, які тиск і температура ідеального кисню O_2 ($k=\text{const}$) повинні бути на виході з сопла, що звужується, якщо на вході в сопло газ має $p_o=10$ бар, $t_o=500$ °С, $c_o=200$ м/с, а швидкість газу на виході із сопла дорівнює швидкості звуку. Процес витікання газу вважати оборотним адіабатним.

Відповідь: $p_k=5,77$ бар, $t_k=371$ °С.

10.20. Водяна пара надходить у комбіноване сопло при $p_o=22$ бар, $t_o=450$ °С з початковою швидкістю $c_o=220$ м/с і оборотно адіабатно розширюється до тиску 6 бар. Визначити вихідну швидкість c_k .

Відповідь: $c_k=884$ м/с.

10.21. Визначити площу вихідного перерізу при витіканні азоту (N_2) через звуження сопло, якщо $p_o=10$ бар, $t_o=500$ °С, $c_o=0$, а $c_1=200$ м/с, $G=50$ кг/с. оборотним адіабатним, а азот - ідеальним газом з постійними теплоємностями c_p і c_v .

Відповідь: $f_{вих}=0,054$ м².

10.22. Водяна пара надходить у сопло при $p_o=20$ бар і $t_o=400$ °С з початковою швидкістю $c_o=200$ м/с і адіабатно розширюється при витіканні через сопло до тиску 5 бар, якщо коефіцієнт втрат сопла $\zeta=0,1$.

Відповідь: $c_{вих}=828$ м/с.

10.23 Через комбіноване з розширюваною частиною сопло відбувається витікання метану (CH_4) з $p_o=2$ бар, $t_o=250$ °С, $c_o=170$ м/с в область з тиском 1 бар. Витрата газу $G = 2$ кг/с, коефіцієнт втрат енергії сопла $\zeta=0,12$.

Визначити площі мінімального та вихідного перерізів сопла та температуру газу на виході із сопла.

Вважати метан ідеальним газом з постійними теплоємностями c_p і c_v .

Відповідь: $f_{min} 6,49$ см², $f_{вих}=27,5$ см², $T_{вих}=275$ К.

10.2. Контрольні питання

1. Для чого використовуються соплові канали?
2. Яку величину використовують для оцінки характеру витікання газу (пара) у сопловому каналі та для вибору профілю його перерізу?
3. За яких умов профіль соплового каналу повинен бути таким, що звужується і чому?
4. За яких умов профіль соплового каналу повинен бути комбінованим з частиною, що розширюється, і чому?
5. Чому дорівнює швидкість ідеального витікання газу в мінімальному перерізі комбінованого сопла з частиною, що розширюється при $p_{кр} > p_k$?
6. Які умови визначають максимальну масову витрату газу через будь-який сопловий канал?
7. Що необхідно зробити для того, щоб збільшити витрати газу через існуючий сопловий канал, не змінюючи його розміри?
8. Які є особливості розрахунку адіабатного процесу витікання водяної пари через сопловий канал по відношенню до аналогічного процесу витікання ідеального газу?
9. Які коефіцієнти характеризують незворотність реального адіабатного процесу витікання газу (пара) через сопловий канал?

10. Чи може бути більше одиниці коефіцієнт витрати сопла, якщо може, то поясніть, чим це спричинено?
11. Як змінюються параметри газу та швидкість у процесі його гальмування в дифузорі та на площині?
12. Як змінюються тиск газу та ентальпія в кінці процесу повного його гальмування в дифузорі в незворотному процесі порівняно з аналогічним оборотним процесом?
13. Яку температуру показує термометр, встановлений у каналі з газом, що рухається?
14. Для чого використовуються параметри повністю загальмованого потоку при розрахунку процесу витікання газу через сопловий канал з початковою швидкістю більше за нуль?
15. Як розрахувати тиск у мінімальному перерізі комбінованого сопла при витіканні через нього газу з початковою швидкістю газу на вході в сопло більше нуля?

11. ДРОСЕЛЮВАННЯ ГАЗІВ, ПАРІВ І РІДИН

Дроселюванням називається незворотний процес зниження тиску потоку речовини, без здійснення ним технічної роботи і зміни його кінетичної енергії видимого руху (швидкості). Необоротність таких процесів спричинена наявністю місцевих перешкод на шляху руху потоку: регулюючі вентиля, засувки, діафрагми тощо.

Оскільки процес дроселювання швидкоплинний, його вважають адіабатним $q=0$. У процесі газом не відбувається технічної роботи $l_T=0$ і немає зміни швидкості потоку $c_1=c_2$.

$$h_1 = h_2 \quad (11.1)$$

Таким чином, в результаті адіабатного процесу дроселювання ентальпія речовини на початку та в кінці процесу однакова. При цьому необхідно відзначити, що це не ізоентальпний процес. Ентальпія речовини при дроселюванні в проміжних станах цього процесу змінюється, але результат дроселювання не залежить навіть від того, за рахунок чого воно відбувається, чи воно викликано клапаном, діафрагмою, пористою перегородкою і т.п.

Втрату ексергії в цьому процесі можна розрахувати за відомою формулою Гюї-Стодоли [1]

$$\nabla e = e_1 - e_2 = T_{0c} \Delta s_c$$

де $\Delta s_c = (s_2 - s_1)$, так як процес дроселювання адіабатний, то зміна ентропії системи дорівнює зміні ентропії самої речовини.

Ентальпія ідеального газу є лише функцією температури. Так як ентальпія в результаті адіабатного дроселювання не змінюється, не змінюється температура ідеального газу в цьому процесі. Тому для ідеальних газів можна скористатися ізотермічним процесом щодо параметрів на початку і в кінці процесу дроселювання:

$$t_2 = t_1; \quad p_2 v_2 = p_1 v_1; \quad s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Інакше йде справа при дроселюванні реальних газів і парів. На рис. 10.1. представлені стани водяної пари в процесах дроселювання в області параметрів $h_1 < h''_{\max}$.

Точками 1, 2, 3, 4, 5 позначені можливі початкові та кінцеві стани пари при дроселюванні. Послідовно дроселюючи перегріту пару від стану точки 1 з тиском p_1 до стану точок 2, 3, 4, 5, отримуємо суху насичену пару з p_2 (точка 2), вологу насичену з p_3 (точка 3), знову суху насичену пару з p_4 (точка 4) і знову перегріта пара з p_5 (точка 5). Всі ці процеси дроселювання супроводжуються зниженням температури пари. Якщо $h_1 > h''_{\max}$ при тих же тисках $p_1 - p_5$, процес дроселювання буде йти тільки в області перегрітої пари. При дроселюванні реальних речовин може спостерігатися не тільки зниження температури, але і підвищення і сталість її.

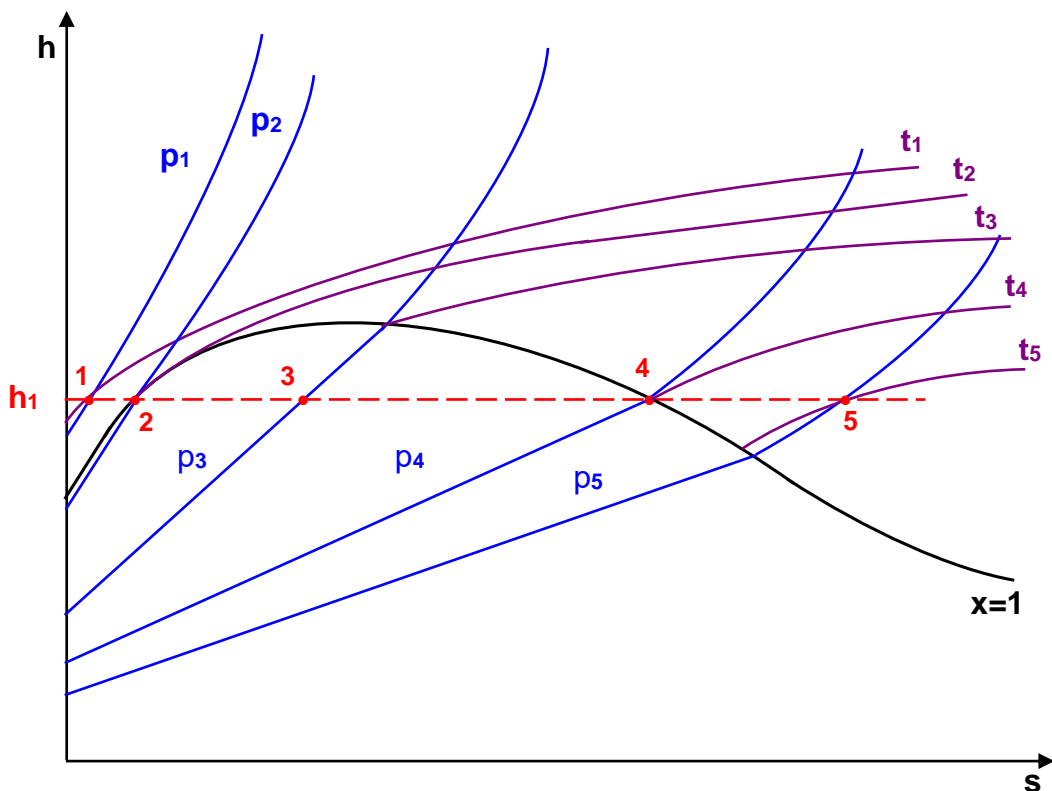


Рис. 9.1. Процеси дроселювання водяної пари в h,s - діграмі

11.1. Задачі

Приклад розв'язання задачі:

11.1. При адіабатному дроселюванні ідеального кисню з початковою температурою $70\text{ }^\circ\text{C}$ його тиск змінюється від $p_1=10$ бар до $p_2=1$ бар. Витрати газу 10 кг/с . Визначити відносне збільшення питомого обсягу кисню наприкінці процесу v_2/v_1 , зміна ентропії системи та втрату ексергії газу за рахунок незворотності процесу його дроселювання при $t_{nc}=20\text{ }^\circ\text{C}$.

Рішення

Визначення зміни обсягу та ентропії кисню при дроселюванні можна виконати за формулами ізотермічного процесу ідеального газу, так як при $h_2=h_1$ для ідеального газу $T_2=T_1$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{10}{1} = 10 \rightarrow v_2 = 10 \cdot v_1 ;$$

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{8314}{32} \ln \frac{10}{1} = 598,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Процес дроселювання адіабатний, отже, зміна ентропії системи дорівнює зміні ентропії самої речовини, а втрату ексергії в цьому процесі можна розрахувати за універсальною формулою Гюї-Стодоли

$$\nabla E = G \cdot T_{oc} \cdot \Delta s_c = 10 \cdot 293,15 \cdot 0,5982 = 1753,6 \text{ кВт}$$

11.2. Водяна пара при $p_1 = 100$ бар і $x_1 = 0,65$ адіабатно дроселюється до $p_2=2$ бар. Визначити параметри пари після дроселювання t_2, v_2, h_2, s_2 .

Відповідь: $t_2=120$ °С, $v_2=0,71$ м³/кг, $h_2=2264$ кДж/кг, $s_2=6$ кДж/(кг·К).

11.3. Водяна пара при $p_1=50$ бар і $x_1=0,6$ адіабатно дроселюється до тиску $p_2=1$ бар. Визначити параметри пари після дроселювання: t_2, v_2, s_2 , та зміна її питомої внутрішньої енергії. Зобразити умовний процес дроселювання у діаграмах T,s та h,s .

Відповідь: $t_2=99,64$ оС, $v_2=1,3$ м³/кг, $s^2=5,9$ кДж/(кг·К), $\Delta u=10$ кДж/кг.

11.4. У процесі адіабатного дроселювання водяна пара має параметри: $p_2=0,1$ бар, $x_2 = 0,61$. Визначити початковий фазовий стан Н₂О та його температуру, якщо початковий тиск становить: а) $p_1=100$ бар; б) $p_1=200$ бар.

Відповідь: а) волога насичена пара $x_1=0,184, t_1 =311$ °С;

б) вода, $t_1=350,6$ °С.

11.5. Водяна пара при $p_1=30$ бар і $x_1=0,95$ адіабатно дроселюється до стану насиченої сухої пари ($x_2=1$). Визначити кінцеві параметри пари p_2, t_2, v_2 , зміна її температури та внутрішньої енергії $\Delta t, \Delta u$. Зобразити умовний процес дроселювання в p,v -і T,s -діаграмах.

Відповідь: $p_2=2,35$ бар, $t_2=125,4$ °С, $v_2=0,762$ м³/кг,

$\Delta t=108,5$ °С, $\Delta u=11,2$ кДж/кг.

11.6. Визначити втрату питомої роботи зміни тиску потоку водяної пари $\Delta \ell_o$, Викликану процесом його дроселювання в регулювальному вентилі, встановленому перед соплом, від параметрів $p_1=20$ бар і $t_1=300$ °С до $p_2=10$ бар, якщо за вентилям пара оборотно адіабатно розширюється в сопловому каналі до тиску $p_3=0,05$ бар.

Відповідь: $\Delta \ell_o=92$ кДж/кг.

11.7. При адіабатному дроселюванні 1 кг азоту (N₂) з початковою температурою 100 °С його тиск змінюється від $p_1=5$ бар до $p_2=1$ бар. Вважаючи азот ідеальним газом із постійною ізобарною теплоємністю, визначити збільшення ентропії системи та втрату ексергії за рахунок незворотності процесу його дроселювання. Температура довкілля $t_{nc}=20$ °С.

Відповідь: $\Delta S_c=0,478$ кДж/К, $\nabla E=140$ кДж.

11.8. Визначити питому ексергію на початку і в кінці процесу дроселювання потоку водяної пари в регулювальному клапані парової турбіни від $p_1=10$ бар і $t_1=350$ °С до $p_2=6$ бар. Параметри довкілля $p_{nc}=1$ бар і $t_{nc}=20$ °С.

Відповідь: $e_1=1017$ кДж/кг, $e_2=950$ кДж/кг.

11.9. Ідеальний азот (N_2 , $c_p = \text{const}$) з параметрами $p_1 = 10$ бар і $t_1 = 200^\circ\text{C}$ адіабатно дроселюється до збільшення його питомого обсягу вдвічі. Визначити питому ексергію газу до і після дроселювання, збільшення питомої (на 1 кг газу) ентропії системи та втрату питомої ексергії газу за рахунок незворотності процесу. Параметри довкілля $p_{\text{nc}} = 1$ бар, $t_{\text{nc}} = 20^\circ\text{C}$.

Відповідь: $e_1 = 241$ кДж/кг, $e_2 = 181$ кДж/кг,

$$\Delta s_c = 0,206 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}), \quad \nabla e = 60 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

11.10. У регулювальному клапані парової турбіни (рис. 11.2) водяна пара дроселюється від $p_o = 120$ бар і $t_o = 450^\circ\text{C}$ до $p'_o = 100$ бар. Вважаючи процес дроселювання адіабатним, визначити збільшення ентропії системи та втрату ексергії пари за рахунок незворотності його дроселювання. Витрата пари через турбіну $G = 100$ кг/с. Температура довкілля $t_{\text{nc}} = 20^\circ\text{C}$.

Відповідь: $\Delta S_c = 7,36$ кВт/К, $\nabla E = 2209,2$ кВт.

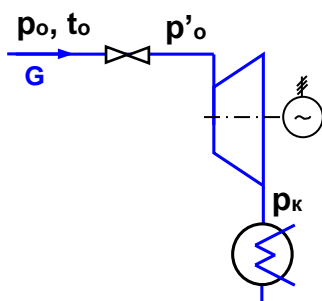


Рис. 11.2. Схема ПТУ із дросельним регулюванням витрати пари

11.11. Визначити, наскільки знижується потужність парової турбіни (рис. 11.2), що має параметри водяної пари $p_o = 60$ бар, $t_o = 540^\circ\text{C}$ та $p_k = 0,05$ бар, за рахунок адіабатного дроселювання пари в регулювальному клапані перед турбіною до $p'_o = 50$ бар. Витрата пари на турбіну $G = 250$ кг/сек. Внутрішній відносний ККД процесу адіабатного розширення пари в турбіні $\eta_{oi} = 0,8$.

Відповідь: $\Delta W_{Ti} = 4,85$ МВт.

11.12. Визначити втрату потужності та ексергії потоку водяної пари в турбіні (рис. 11.2), що має параметри $p_o = 100$ бар, $t_o = 500^\circ\text{C}$ та $p_k = 0,05$ бар, за рахунок його дроселювання в регулювальному клапані перед турбіною до $p'_o = 80$ бар. Витрата пари на турбіну $G = 300$ кг/сек. Процес розширення пари в турбіні вважати оборотним адіабатним. Параметри довкілля $p_{\text{nc}} = 1$ бар і $t_{\text{nc}} = 20^\circ\text{C}$.

Відповідь: $\Delta W_T = 7,92$ МВт, $\nabla E = 9,6$ МВт.

11.2. Контрольні питання

1. Наведіть приклади технічних пристроїв, де йдуть процеси дроселювання потоку речовини.

2. Напишіть рівняння адіабатного процесу дроселювання та охарактеризуйте зміну ентальпії, швидкості та тиску газу (пара) у цьому процесі.
3. Поясніть, чим спричинено зниження тиску газу (пара) у процесі дроселювання.
4. Покажіть у h,s - діаграмі, як змінюються робота зміни тиску та ексергія потоку речовини в процесі його дроселювання.
5. Як змінюється температура ідеального газу в процесі його дроселювання?
6. Поясніть, чим викликана зміна температури в процесах дроселювання реальних газів, парів та рідин – ефект Джоуля–Томсона.
7. Покажіть у h,s - діаграмі процес дроселювання водяної пари зі зменшенням її температури та фазовим переходом з області перегрітої пари в область вологої насиченої пари.
8. Покажіть у h,s - діаграмі процес дроселювання рідкої фази води зі збільшенням її температури.

12. ПРОЦЕСИ ЗМІШЕННЯ ГАЗІВ І ПАРІВ

Суміш з декількох речовин, що знаходяться в газоподібному або рідкому стані, може бути отримана при здійсненні процесу змішування по одному з наступних способів:

- змішання обсягом;
- змішання у потоці;
- змішання під час заповнення обсягу.

Змішування в обсязі

Змішування в обсязі – це змішування речовин (газів, парів, рідин) за рахунок їх взаємного дифузійного проникнення після видалення (руйнування) непроникних перегородок, що розділяють їх, і без зміни сумарного об'єму речовин (Рис.12.1).

Визначення параметрів газу (пара) після процесу змішування ведеться за відомим масовим складом і параметрами газів до змішування з використанням наступних рівнянь.

Маса суміші дорівнює сумі мас газів, що змішуються:

$$m_{\text{см}} = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum_1^n m_i ,$$

а обсяг – сумі початкових обсягів цих газів:

$$V_{\text{см}} = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_1^n V_i ;$$

питомий обсяг суміші газів

$$v_{\text{см}} = \frac{\sum_1^n V_i}{\sum_1^n m_i} = \frac{V_{\text{см}}}{m_{\text{см}}} , \quad (12.1)$$

де n - число компонентів газу, що змішуються.

При адіабатному змішуванні газів ($Q=0$) зміни внутрішньої енергії у системі немає ($\Delta U=0$), тобто. внутрішні енергії газів після процесу їх змішування дорівнюють сумі внутрішніх енергій цих газів до змішування:

$$U_{\text{см}} = U_1 + U_2 + \dots + U_n = \sum_1^n U_i . \quad (12.2)$$

Після поділу виразу (12.2) на масу суміші, отримаємо розрахунковий вираз питомої внутрішньої енергії газу після змішування:

$$u_{\text{см}} = \frac{U_{\text{см}}}{m_{\text{см}}} = g_1 u_1 + g_2 u_2 + \dots + g_n u_n = \sum_1^n g_i u_i, \quad (12.3)$$

де g_i - масові частки компонентів суміші газів.

Питомий об'єм ($v_{\text{см}}$) та питома внутрішня енергія ($u_{\text{см}}$) визначають стан газу після змішування. За ними можуть бути знайдені інші параметри суміші: $t_{\text{см}}$, $p_{\text{см}}$, $s_{\text{см}}$ і т.д.

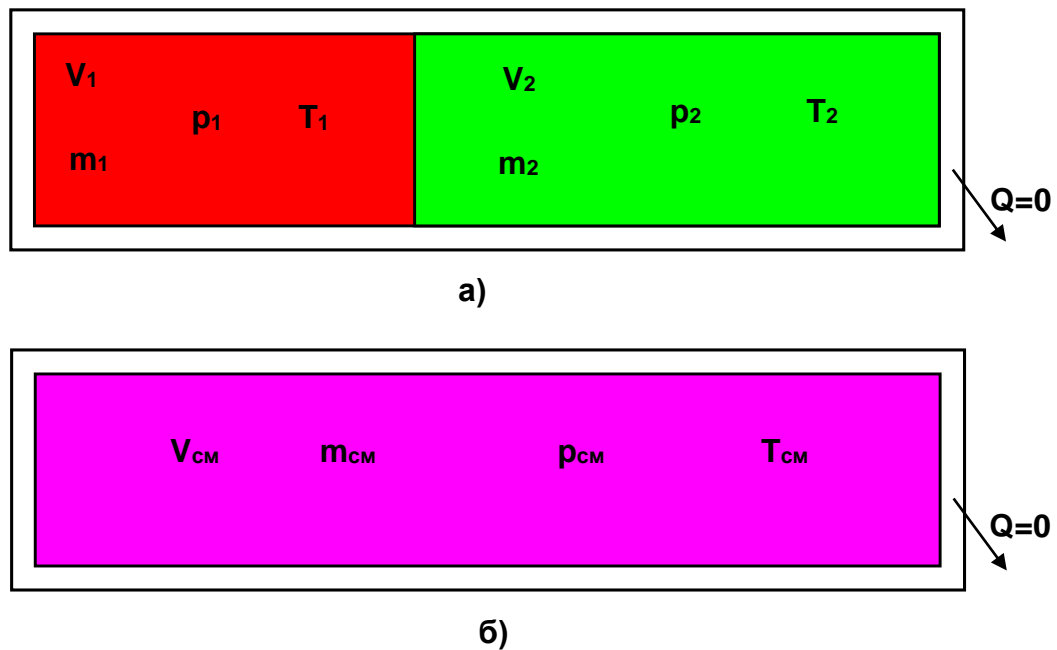


Рис. 12.1. Схема змішування двох газів обсягом: а – стан газів до змішування; б – стан газів після змішування

Зміна ентропії системи за рахунок незворотності процесу змішування визначається як сума змін ентропій компонентів суміші газу:

$$\Delta S_c = m_1 \Delta s_1 + m_2 \Delta s_2 + \dots + m_n \Delta s_n = \sum_1^n m_i \Delta s_i, \quad (12.4)$$

де $\Delta s_i = s_{\text{ісм}} - s_i$ - зміна ентропії одного з компонентів суміші газу при зміні його стану від початкових параметрів до параметрів суміші.

Для ідеальних газів внутрішня енергія – функція лише температури, і тому розрахункові висловлювання для процесу змішування обсягом ідеальних газів матимуть такий вид:

вираз (12.3) набуде вигляду

$$c_{v\text{см}} t_{\text{см}} = g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2 + \dots + g_n c_{vn} t_n = \sum_1^n g_i c_{vi} t_i; \quad (12.5)$$

розрахунковий вираз для температури суміші ідеальних газів

$$t_{\text{см}} = \frac{g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2 + \dots + g_n c_{vn} t_n}{g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2} + \dots + g_n c_{vn}} = \frac{\sum_1^n g_i c_{vi} t_i}{\sum_1^n g_i c_{vi}}, \quad (12.6)$$

де c_{vi} - масові ізохорні теплоємності компонентів суміші газів;

t_i - температура компонентів суміші газів на початок процесу змішування, °С.

Вираз (12.6) справедливий і при підстановці в нього всіх температур за абсолютною шкалою Кельвіна.

Знаючи $V_{\text{см}}$ та $T_{\text{см}}$ для ідеальних газів, можна визначити тиск суміші, використовуючи рівняння стану ідеального газу

$$p_{\text{см}} = \frac{m R_{\text{см}} T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}},$$

де $R_{\text{см}} = \sum_1^n g_i R_i$.

Зміна ентропії системи у розрахунку на 1 кг суміші визначається як сума змін ентропій компонентів суміші газу:

$$\Delta s_c = g_1 \Delta s_1 + g_2 \Delta s_2 + \dots + g_n \Delta s_n = \sum_1^n g_i \Delta s_i. \quad (12.7)$$

Для ідеальних газів Δs_i розраховується за формулами ідеальних газів через будь-яку пару параметрів. Наприклад, використовуючи температуру та тиск даного компонента суміші газу до і після змішування, його зміна питомої ентропії визначаються як

$$\Delta s_i = c_{pi} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_i} - R_i \ln \frac{p_{\text{см}i}}{p_i}, \quad (12.8)$$

де $p_{\text{см}i} = \frac{m_i R_i T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}}$ - парціальний тиск даного компонента суміші газу при температурі суміші, коли цей газ займає весь об'єм, також $p_{\text{см}i} = r_i p_{\text{см}}$, де об'ємна частка даного компонента суміші газу може бути визначена через масову частку як

$$r_i = g_i \frac{R_i}{R_{\text{см}}}.$$

Втрата потенційно можливої корисної роботи газу (ексергії) у цьому незворотному процесі визначається традиційно за теоремою Гюї-Стодоли [1] як $\nabla E = T_{\text{ос}} \Delta S_c$.

Змішування в потоці

Змішування в потоці – це злиття кількох потоків речовин у загальний потік (Рис.12.2).

Тиск речовини в місці змішування повинен бути нижче мінімального або дорівнює мінімальному тиску потоків, що змішуються, тобто. у розрахунках воно має бути поставлене.

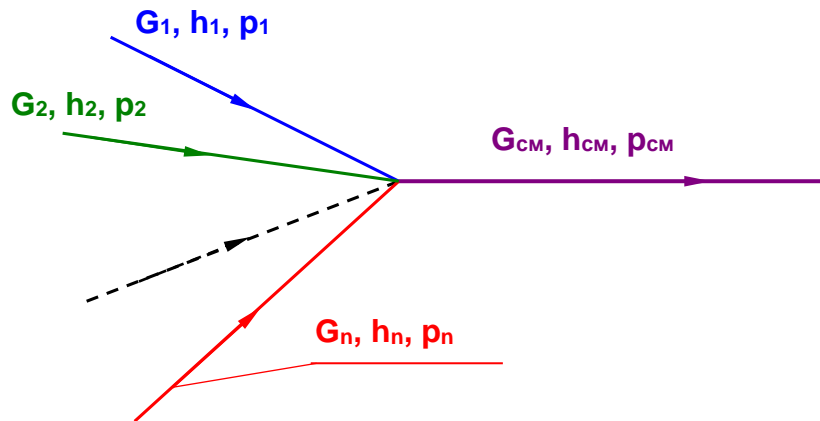


Рис. 12.2. Схема процесу змішування кількох потоків речовин

Масові витрати (кг/с) потоків, що змішуються, позначаються як G_1, G_2, \dots, G_n , а $G_{см} = G_1 + G_2 + \dots + G_n$ – витрата суміші.

Рівняння першого закону термодинаміки для потоків, що адіабатно змішуються, має вигляд

$$G_{см} h_{см} = G_1 h_1 + G_2 h_2 + \dots + G_n h_n \quad (12.9)$$

або, використовуючи масові частки компонентів суміші $g_i = \frac{G_i}{G_{см}}$, Отримаємо вираз (12.9) у вигляді

$$h_{см} = g_1 h_1 + g_2 h_2 + \dots + g_n h_n = \sum_1^n g_i h_i \quad (12.10)$$

Тиск $p_{см}$ і ентальпія $h_{см}$ визначають стан суміші речовини та відповідні йому параметри суміші: $t_{см}, s_{см}$ і т.д.

Зміна ентропії системи за рахунок незворотності процесу змішування визначається як сума змін ентропій компонентів суміші газу:

$$\Delta S_C = G_1 \Delta s_1 + G_2 \Delta s_2 + \dots + G_n \Delta s_n = \sum_1^n G_i \Delta s_i \quad (12.11)$$

Вираз (12.11) можна представити для 1 кг суміші як

$$\Delta s_C = s_{см} - (g_1 s_1 + g_2 s_2 + \dots + g_n s_n) = s_{см} - \sum_1^n g_i s_i \quad (12.12)$$

Даним виразом зручно користуватися при змішуванні потоків однієї і тієї ж речовини.

Для ідеальних газів, прийнявши початок відліку ентальпії від 0 °С та використовуючи постійні ізобарні теплоємності газів, рівняння (12.10) можна подати у вигляді

$$c_{p_{см}} t_{см} = g_1 c_{p_1} t_1 + g_2 c_{p_2} t_2 + \dots + g_n c_{p_n} t_n = \sum_1^n g_i c_{p_i} t_i \quad (12.13)$$

Температура суміші ідеальних газів, виражена з рівняння (12.13), визначається як

$$t_{см} = \frac{g_1 c_{p_1} t_1 + g_2 c_{p_2} t_2 + \dots + g_n c_{p_n} t_n}{g_1 c_{p_1} + g_2 c_{p_2} + \dots + g_n c_{p_n}} = \frac{\sum_1^n g_i c_{p_i} t_i}{\sum_1^n g_i c_{p_i}} \quad (12.14)$$

Вираз (12.14) справедливий і при підстановці в нього всіх температур за абсолютною шкалою Кельвіна.

Необоротність процесу змішування в потоці оцінюється збільшенням ентропії системи аналогічно змішанню в обсязі за формулами (12.8) і (12.11).

Змішування при заповненні об'єму

Такий випадок змішування у техніці найбільш типовий при заповненні балона газом із магістрального газопроводу з постійним тиском (рис. 12.3).

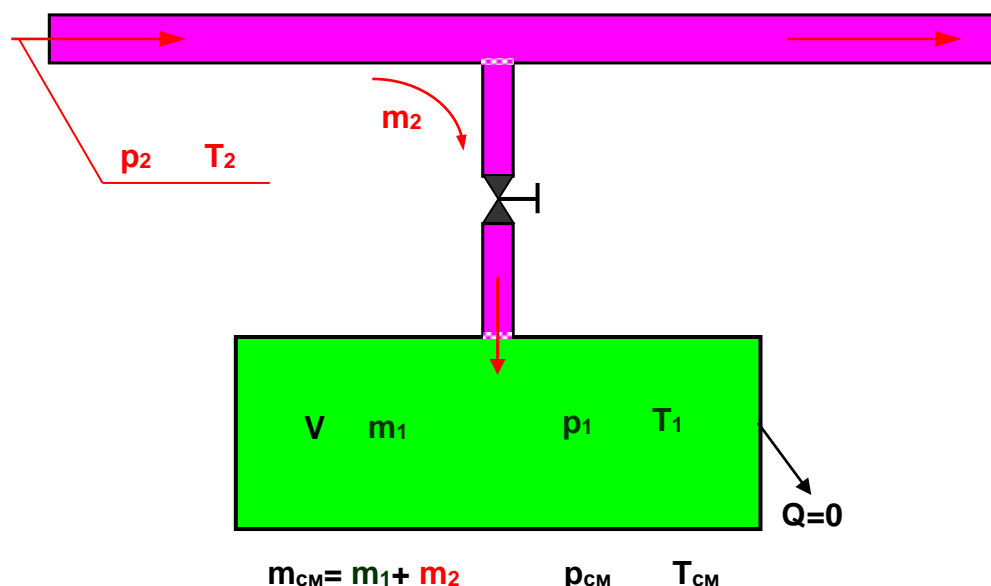


Рис. 12.3. Схема змішування під час заповнення з магістралі газом об'єму

Нехай у балоні до змішування знаходиться газ масою m_1 та параметрами p_1 , T_1 . При відкритті вентиля з магістралі в балон надходить інший газ масою m_2 параметрами p_2 , T_2 . Звісно, має виконуватися умова $p_2 > p_1$. При закритті вентиля встановлюються нові параметри газу в балоні: $p_{см}$ та $T_{см}$.

Рівняння такого змішування при адіабатному заповненні об'єму газом матиме вигляд

$$U_{\text{см}} = U_1 + U_2 \quad (12.15)$$

або той же вираз для питомої внутрішньої енергії суміші газів:

$$u_{\text{см}} = g_1 u_1 + g_2 u_2, \quad (12.16)$$

де g_1 та g_2 – масові частки компонентів суміші.

Необхідно звернути увагу, що у цих висловлюваннях ентальпія належить до потоку газу, що надходить у балон, так як індексація параметрів газу завдання такого типу може відрізнятися від цього прикладу.

Використовуючи $v_{\text{см}}$ і $u_{\text{см}}$ можна визначити всі інші параметри суміші газу.

Визначення параметрів у цьому процесі змішування для ідеальних газів найбільш просто виконується, якщо прийняти початок відліку внутрішньої енергії та ентальпії при абсолютному нулі - 0 К, так як їх чисельні значення при цій температурі будуть однакові і дорівнюють нулю $u_{\text{осм}}=u_{\text{o1}}=h_{\text{o2}}=0$, а вираз (12.16) при заміні в ньому внутрішніх енергій та ентальпій через теплоємності та абсолютні температури набуде вигляду

$$c_{v_{\text{см}}} T_{\text{см}} = g_1 c_{v_1} T_1 + g_2 c_{p_2} T_2. \quad (12.17)$$

В результаті одержуємо вираз для визначення абсолютної температури суміші ідеальних газів.

$$T_{\text{см}} = \frac{g_1 c_{v_1} T_1 + g_2 c_{p_2} T_2}{g_1 c_{v_1} + g_2 c_{v_2}}. \quad (12.18)$$

Вирази (12.17) і (12.18) справедливі лише за умови підстановки в нього абсолютних температур, для температур у градусах за Цельсієм воно непридатне.

Інші розрахункові вирази цього процесу змішування визначення тиску суміші і збільшення ентропії системи аналогічні процесу змішування в обсязі.

12.1. Задачі

Змішування обсягом

Приклад розв'язання задачі:

12.1. В об'ємі адіабатно змішуються два ідеальні гази: кисень (O_2) і водень (H_2). Кисень до змішування займав об'єм $V_1=0,5 \text{ м}^3$ при $p_1=2$ бар, $t_1=20$ °С. Водень до змішування займав об'єм $V_2=1,5 \text{ м}^3$ при $p_2=4$ бар, $t_2=80$ °С. Визначити параметри суміші: $t_{\text{см}}$, $p_{\text{см}}$, зміна ентропії системи за рахунок незворотності процесу змішування та втрату ексергії при температурі зовнішнього середовища 20 °С. Вважати постійними теплоємності газів c_v і c_p .

Рішення

1) Визначаємо маси газів та їх масові частки:

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{R_1 T_1} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot 32}{8314 \cdot 293,15} = 1,313 \quad \text{кг};$$

$$m_2 = \frac{p_2 V_2}{R_2 T_2} = \frac{4 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 2}{8314 \cdot 353,15} = 0,409 \quad \text{кг};$$

$$g_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{1,313}{1,313 + 0,409} = 0,762 \quad ; \quad g_2 = 1 - g_1 = 1 - 0,762 = 0,238$$

2) Визначаємо питомі масові ізохорні теплоємності газів:

$$c_{v1} = \frac{R_1}{2} i_1 = \frac{8314}{2 \cdot 32} 5 = 649,5 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ;$$

$$c_{v2} = \frac{R_2}{2} i_2 = \frac{8314}{2 \cdot 2} 5 = 10392,5 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} .$$

3) Визначаємо температуру суміші газів:

$$t_{\text{см}} = \frac{g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2}{g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2}} = \frac{0,762 \cdot 649,5 \cdot 20 + 0,238 \cdot 10392,5 \cdot 80}{0,762 \cdot 649,5 + 0,238 \cdot 10392,5} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4) Визначаємо газову постійну та тиск суміші газів:

$$R_{\text{см}} = g_1 R_1 + g_2 R_2 = 0,762 \frac{8314}{32} + 0,238 \frac{8314}{2} = 1187 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ;$$

$$p_{\text{см}} = \frac{R_{\text{см}} T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}} = \frac{1187 \cdot 343,15}{2} = 2,037 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

5) Визначаємо парціальний тиск компонентів суміші газів та збільшення ентропії системи за рахунок незворотності адіабатного процесу змішування газів:

$$p_{\text{см1}} = \frac{m_1 R_1 T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}} = \frac{1,313 \cdot 8314 \cdot 343,15}{32 \cdot 2} = 0,5853 \cdot 10^5 \text{ Па} ;$$

$$p_{\text{см2}} = p_{\text{см}} - p_{\text{см1}} = 2,037 - 0,5853 = 1,452 \text{ бар} ;$$

$$\begin{aligned} \Delta s_1 &= c_{p1} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_1} - R_1 \ln \frac{p_{\text{см1}}}{p_1} = \\ &= \frac{8314}{2 \cdot 32} \cdot 7 \cdot \ln \frac{343,15}{293,15} - \frac{8314}{32} \cdot \ln \frac{0,5853}{2} = 462,5 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta s_2 &= c_{p2} \ln \frac{T_{cm}}{T_2} - R_2 \ln \frac{p_{cm2}}{p_2} = \\ &= \frac{8314}{2 \cdot 2} \cdot 7 \cdot \ln \frac{343,15}{353,15} - \frac{8314}{2} \cdot \ln \frac{1,452}{4} = 3794,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ; \end{aligned}$$

$$\Delta S_c = m_1 \Delta s_1 + m_2 \Delta s_2 = 1,313 \cdot 462,5 + 0,409 \cdot 3794,5 = 2159 \frac{\text{Дж}}{\text{К}}$$

12.2. В об'ємі адіабатно змішуються два ідеальні гази: двоатомний з $\mu_1=28$ кг/кмоль та триатомний з $\mu_2=17$ кг/кмоль. Кількість та параметри газів: $m_1=2$ кг, $p_1=6$ бар, $t_1=20$ °С, $m_2=3$ кг, $p_2=2$ бари, $t_2=250$ °С. Визначити тиск та температуру суміші газів. Вважати постійними теплоємності газів c_v і c_p .
Відповідь: $p_{cm}=2,29$ бар, $t_{cm}=192$ °С.

12.3. В об'ємі $V=1$ м³=const, розділеному навпіл перегородкою ($V_1=V_2$), знаходяться ідеальні гази: в одній половині азот N₂ при $p_1=1$ бар і $t_1=300$ °С, в іншій – двоокис вуглецю CO₂ при $p_2=3$ бар $t_2=200$ °С. Визначити параметри суміші p_{cm} , t_{cm} , v_{cm} , отримані після того, як перегородку прибравали. Вважати процес змішування газів адіабатним, а теплоємності газів C_v і C_p , постійними.
Відповідь: $p_{cm}=1,99$ бар, $t_{cm}=218,7$ °С, $v_{cm}=0,507$ м³/кг.

12.4. В об'ємі змішуються два гази: метан (CH₄) та азот (N₂). Задано: метану $m_1=3$ кг, $p_1=5$ бар, $t_1=20$ °С; для азоту $m_2=7$ кг, $p_2=3$ бар, $t_2=90$ °С. Вважаючи гази ідеальними з жорсткими молекулами, а змішання адіабатним, визначити параметри суміші t_{cm} , p_{cm} , v_{cm} , зміна ентропії системи за рахунок незворотності процесу змішування та втрату ексергії газів при температурі зовнішнього середовища 20 °С.

Відповідь: $t_{cm}=56,8$ °С, $p_{cm}=3,5$ бар, $v_{cm}=0,343$ м³/кг;

$$\Delta S_c=2,66 \text{ кДж/К}, \nabla E=780 \text{ кДж}.$$

12.5. В об'ємі $V=1$ м³ = const, розділеному навпіл перегородкою ($V_1 = V_2$), знаходиться водяна пара з параметрами: 1-й- $p_1=10$ бар і $t_1=300$ °С, 2-й-з $p_2=1$ бар та $x_2=0,95$. Перегородку прибравали, і відбулося адіабатне змішання пари у постійному обсязі. Визначити параметри пари після змішування та збільшення ентропії системи.

Відповідь: $p_{cm} = 5,45$ бар, $t_{cm} = 261$ °С, $\Delta S_c=0,3567$ кДж/К.

12.6. В об'ємі змішуються два гази: кисень (O₂) та азот (N₂). Задано: для кисню $p_1=2$ бар, $t_1=47$ °С; для азоту $p_2=5$ бар, $t_2=127$ °С. Після змішування температура газів стала $t_{cm}=80$ °С. Вважаючи гази ідеальними з жорсткими молекулами, а змішання адіабатним, визначити тиск суміші та втрату ексергії на 1 кг суміші при температурі довкілля 20 °С.

Відповідь: $p_{cm} = 2,84$ бар, $\nabla e=0,204$ кДж/кг.

12.7. У потоці адіабатно змішуються два ідеальні гази: кисень O_2 з параметрами $p_1=3$ бар і $t_1=30$ °С і двоокис вуглецю CO_2 з параметрами $p_2=2$ бар і $t_2=200$ °С (рис. 12.4). Масові витрати газів: $G_1 = 2$ кг/с, $G_2 = 3$ кг/с. Після змішування тиск газів $p_{cm}=1,5$ бар. Визначити температуру, питомий об'єм суміші газів, а також збільшення ентропії системи ΔS_c .

Вважати постійними теплоємності газів c_v і c_p .

Відповідь: $t_{cm}=124,3$ °С, $v_{cm}=0,576$ м³/кг, $\Delta S_c=0,621$ кВт/к.

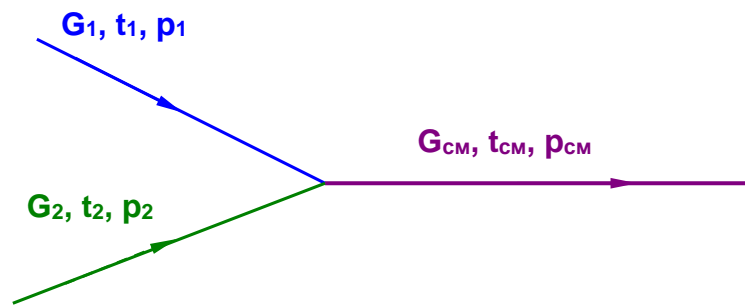


Рис. 12.4. Схема процесу змішування потоків речовин

12.8. Два трубопроводи водяної пари від двох котлів з параметрами $p_1=25$ бар, $x_1=0,98$ та $p_2=20$ бар, $t_2=350$ °С об'єднуються у загальний трубопровід. Масова продуктивність першого котла вдвічі більша за продуктивність другого котла ($G_1/G_2=2$). Тиск пари після змішування $p_{cm}=20$ бар. Визначити параметри пари після адіабатного його змішування: h_{cm} , t_{cm} , s_{cm} і втрату питомої ексергії пари на 1 кг суміші при температурі довкілля 20 °С.

Відповідь: $h_{cm}=2888$ кДж/кг, $t_{cm}=245$ °С, $s_{cm}=6,52$ кДж/(кг·К), $\nabla e=23,7$ кДж/кг.

12.9. Відбувається адіабатне змішування двох потоків ідеальних газів: метан CH_4 з $t_1=-5$ °С та $p_1=30$ бар і кисень O_2 з $t_2=30$ °С та $p_2=30$ бар. Співвідношення масових витрат газів $G_1:G_2 = 1:4$. Тиск газу після змішування $p_{cm}=30$ бар.

Вважаючи постійними теплоємності газів C_v і C_p , визначити температуру суміші газів та зростання ентропії системи за рахунок незворотності процесу змішування у розрахунку на 1 кг суміші.

Відповідь: $t_{cm} = 17,3$ °С, $\Delta s_c=0,20$ кДж/(кг·К).

12.10. У трубопроводах адіабатно змішуються два потоки водяної пари (рис.12.4): 1-й- з $p_1=40$ бар та $t_1=370$ °С, 2-й- з $p_2=1$ бар та $x_2 = 0,95$. Співвідношення витрат $G_1:G_2 = 2:3$, тиск пари після змішування 1 бар.

Визначити температуру суміші та зростання ентропії системи за рахунок незворотності процесу змішування у розрахунку на 1 кг суміші.

Відповідь: $t_{cm} = 160$ °С, $\Delta s_c=0,756$ кДж/(кг·К).

12.11. У колекторі змішуються 3 потоки водяної пари (рис. 12.5) з параметрами: $p_1=30$ бар і $t_1=400$ °С, $p_2=27$ бар та $x_2=0,97$, $p_3=25$ бар. З колектора

пар йде з параметрами $p_{cm} = 25$ бар, $t_{cm} = 300$ °С. Масові витрати газів: $G_1 = 12$ кг/с, $G_2 = 8$ кг/с, $G_3 = 10$ кг/с. Визначити температуру третього потоку t_3 та збільшення ентропії системи ΔS_c , вважаючи процес змішування адіабатним. Відповідь: $t_3 = 280$ °С, $\Delta S_c = 7,74$ кВТ/к.

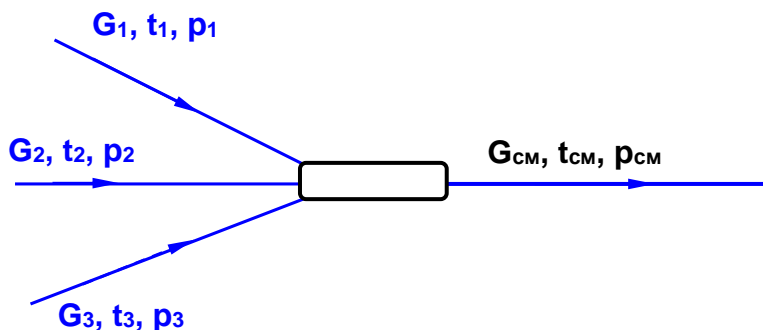


Рис. 12.5. Схема процесу змішування потоків речовин

Змішування при заповненні обсягу

12.12. При заповненні з магістралі з параметрами $p_2 = 20$ бар і $t_2 = 30$ °С ідеальним газом CH_4 балона об'ємом 10 м³ містить той же газ з параметрами $p_1 = 10$ бар і $t_1 = 20$ °С, в нього надійшло 25 кг газу (рис 12.6).

Визначити температуру і тиск газу в балоні після його заповнення, вважаючи постійними теплоємності газу C_V і C_P , а процес змішування адіабатним. Відповідь: $t_{cm} = 50,5$ °С, $p_{cm} = 15,3$ бар.

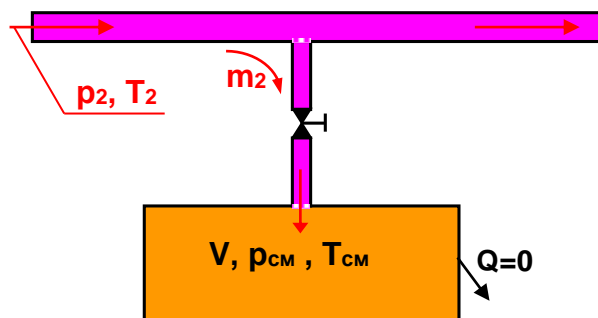


Рис. 12.6. Схема змішування при заповненні із магістралі газом обсягу до завдань 12.12 та 12.13

12.13. У балоні ємністю $0,15 \text{ м}^3$ знаходиться азот (N_2) при $p_1=5 \text{ бар}$, $t_1=20 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис.12.6). З магістралі балон заповнюється азотом з $p_2=100 \text{ бар}$ і $t_2=30 \text{ }^\circ\text{C}$ до того часу, поки тиск у ньому підвищиться до $p_{\text{см}}=80 \text{ бар}$.

Вважаючи азот ідеальним газом з постійними теплоємностями c_v і c_p , а процес змішування адіабатним, визначити температуру азоту в балоні, кількість азоту, що надійшов у балон із магістралі, та загальна кількість азоту в балоні після його заповнення.

Відповідь: $t_{\text{см}}=140 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_2=8,93 \text{ кг}$, $m_{\text{см}}=9,79 \text{ кг}$.

12.14. З магістралі з ідеальним газом CH_4 при $p_1=10 \text{ бар}$, $t_1=30 \text{ }^\circ\text{C}$ метан подається в балон ємністю $V=1 \text{ м}^3$ з тиском $p_2=1 \text{ бар}$ і температурою $t_2=17 \text{ }^\circ\text{C}$, де також метан.

Визначити температуру газу після заповнення балона, якщо туди надійшло $2,6 \text{ кг}$. Вважати теплоємності c_v і c_p метану постійними, а процес змішування адіабатним.

Відповідь: $t_{\text{см}}=107,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

12.15. У балон ємністю 2 м^3 , де знаходиться ідеальне повітря ($\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$) при $p_2=2 \text{ бар}$ і $t_2=t_{\text{oc}}=17 \text{ }^\circ\text{C}$, з магістралі надходить ідеальний кисень (O_2) з тиском $p_1=10 \text{ бар}$ та температурою $t_1=27 \text{ }^\circ\text{C}$ до збільшення тиску газу в балоні $p_{\text{см}}=8 \text{ бар}$.

Визначити втрату ексергії ∇E в цьому незворотному процесі. Вважати теплоємності газів C_v і C_p постійними, а процес змішування адіабатним.

Відповідь: $\nabla E=688 \text{ кДж}$.

12.16. Адіабатно змішуються два потоки водяної пари (рис. 12.7) з параметрами: $p_1 = 50 \text{ бар}$ і $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2 = 30 \text{ бар}$ і $x_2 = 0,8$. Масові витрати пари $G_1=2 \text{ кг/с}$, $G_2=3 \text{ кг/с}$. Після змішування тиск пари $p_{\text{см}}=20 \text{ бар}$. Потім пара адіабатно дроселюється до стану сухої насиченої пари ($x=1$) і надходить у сопло, де він адіабатно розширюється до тиску $p_k=0,05 \text{ бар}$. Необоротність закінчення через сопло характеризує коефіцієнт втрат сопла $\zeta=0,1$.

Визначити температуру пари після змішування $t_{\text{см}}$ та за дросельним клапаном t_o , а також параметри пари на виході із сопла h_{ki} , s_{ki} .

Відповідь: $t_{\text{см}}=212 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_o=150 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_{ki}=2150 \text{ кДж/кг}$, $s_{ki}=7,05 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

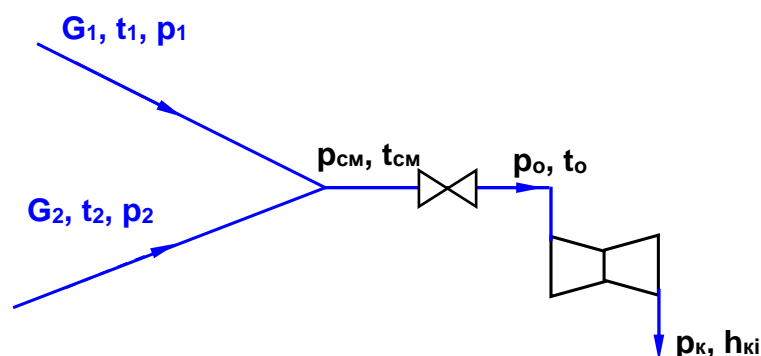


Рис. 12.7. Схема процесів до завдання 12.16

12.2. Контрольні питання

1. Напишіть рівняння, що характеризує адіабатний процес змішування реальних газів обсягом.
2. Напишіть рівняння, що характеризує адіабатний процес змішування ідеальних газів обсягом.
3. Як можна розрахувати температуру газу (пара) після адіабатного процесу змішування в обсязі реальних газів (парів), якщо відомі їх параметри та маси до змішування?
4. Як можна розрахувати температуру газу після адіабатного процесу змішування в обсязі ідеальних газів, якщо відомі їх параметри та маси до змішування?
5. Як можна розрахувати тиск газу (пара) після адіабатного процесу змішування в обсязі реальних газів (парів), якщо відомі їх параметри та маси до змішування?
6. Як можна розрахувати тиск газу після адіабатного процесу змішування в обсязі ідеальних газів, якщо відомі їх параметри та маси до змішування?
7. Як можна розрахувати збільшення ентропії системи в результаті адіабатного процесу змішування в обсязі реальних газів (парів), якщо відомі їх параметри та маси до змішування?
8. Як можна розрахувати збільшення ентропії системи в результаті адіабатного процесу змішування в обсязі ідеальних газів, якщо відомі їх параметри та маси до змішування?
9. Напишіть рівняння, що характеризує адіабатний процес змішування реальних газів у потоці.
10. Напишіть рівняння, що характеризує адіабатний процес змішування ідеальних газів у потоці.
11. Як можна розрахувати температуру газу (пара) після адіабатного процесу змішування в потоці реальних газів (парів), якщо відомі їх параметри та витрати до змішування?
12. Як можна розрахувати температуру газу після адіабатного процесу змішування в потоці ідеальних газів, якщо відомі їх параметри та витрати до змішування?
13. Як можна розрахувати збільшення ентропії системи в результаті адіабатного процесу змішування в потоці реальних газів (парів), якщо відомі їхні параметри та витрати до змішування?

14. Як можна розрахувати збільшення ентропії системи в результаті адіабатного процесу змішування в потоці ідеальних газів, якщо відомі їх параметри та витрати до змішування?
15. Як можна графічно показати в h,s - діаграмі збільшення ентропії системи за рахунок незворотності адіабатного процесу змішування двох потоків газу, якщо відомі параметри та витрати газів до змішування?
16. Які завдання можуть вирішуватись при розгляді процесу змішування речовин при заповненні об'єму?
17. Напишіть рівняння, яке характеризує адіабатний процес змішування реальних газів під час заповнення обсягу.
18. Напишіть рівняння, що характеризує адіабатний процес змішування ідеальних газів під час заповнення об'єму.
19. Як можна розрахувати температуру газу (пара) після адіабатного процесу змішування при заповненні обсягу, якщо відомі параметри та маси реальних газів (парів) до змішування?
20. Як можна розрахувати температуру газу після адіабатного процесу змішування при заповненні об'єму, якщо відомі параметри та маси ідеальних газів до змішування?
21. Як можна розрахувати збільшення ентропії системи в результаті адіабатного процесу змішування при заповненні обсягу, якщо відомі параметри та маси реальних газів (парів) до змішування?

13. КОМПРЕСОРИ

Компресори служать для стиснення газу або повітря до певного тиску та передачі його до споживача. За принципом пристрою та роботи компресори поділяються на дві групи – об'ємні (поршневі, ротаційні) та лопаткові (відцентрові, осьові).

Незважаючи на конструктивні відмінності компресорів зазначених типів, термодинамічні принципи їхньої роботи аналогічні.

У системах виробництва стиснутого повітря на промислових підприємствах широко застосовуються поршневі повітряні компресори.

На рис. 3.1. показана принципова схема одноступеневого поршневого компресора. Колінчастий вал компресора приводиться у обертання від електродвигуна або поршневого двигуна внутрішнього згоряння. Під час руху поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ) в циліндр з охолоджуваною сорочкою через клапан А, що автоматично відкривається, А з навколишнього середовища всмоктується газ. Нагнітальний клапан В закритий під дією тиску газів у резервуарі, який більший за атмосферний. При зворотному русі поршня від НМТ до ВМТ газ починає стискатися, тиск його збільшується, і клапан, що всмоктує, закривається. Процес стиснення триває доти, доки тиск у циліндрі стане рівним (практично трохи більше) тиску в резервуарі.

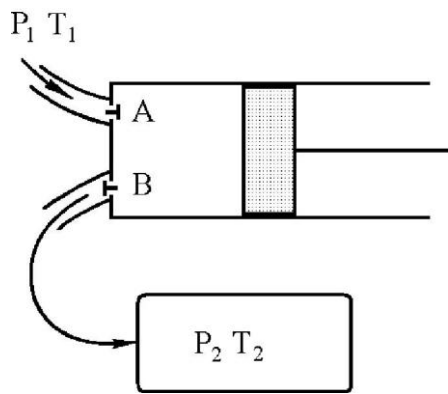


Рис. 3.1. Принципова схема поршневого компресора

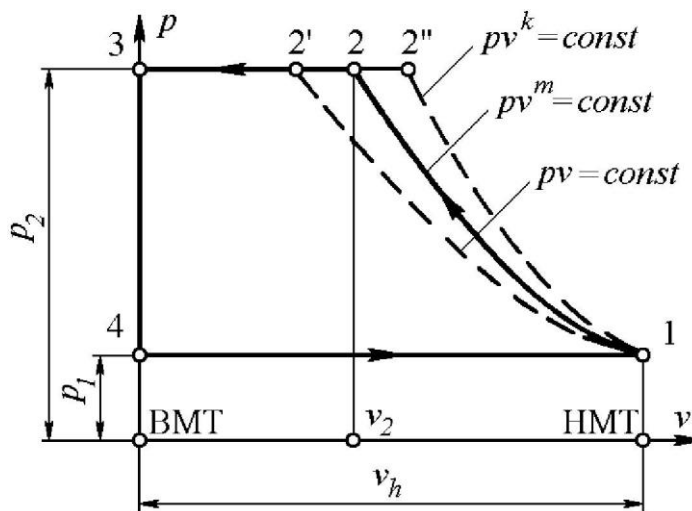


Рис. 3.2. Теоретична індикаторна діаграма поршневого компресора

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

Розглянемо робочий процес у р-ν-координатах для ідеального одноступеневого компресора (ідеального в тому сенсі, що в ньому не враховуються втрати на тертя, а витікання газу та обсяг шкідливого простору приймаються рівними нулю, тобто на рис. 3.2. Об'ємом шкідливого простору називається об'єм між кришкою циліндра та днищем поршня при його положенні у ВМТ. Позначимо: V_h - робочий (корисний) об'єм циліндра; p_1 - тиск навколишнього середовища; p_2 - тиск газу в резервуарі.

Процеси: 4-1-всмоктування; 1-2 - стиск; 2-3 – нагнітання.

З початком нового ходу поршня знову відкривається всмоктуючий клапан, тиск у циліндрі падає від p_2 до p_1 , теоретично миттєво, тобто по вертикалі 3-4, і робочий процес повторюється, завершуючись таким чином за два послідовні ходи поршня. Отже, компресор є двотактною машиною.

Циклічний робочий процес, що відбувається з газом під поршнем компресора і зображений в рν-координатах, називається індикаторною діаграмою і на відміну від рν-діаграми є умовним, так як всмоктування і нагнітання не є термодинамічними процесами, оскільки вони відбуваються газу.

Площа теоретичної індикаторної діаграми 4-1-2-3, яка графічно зображує круговий процес, вимірює роботу, що витрачається компресором за один оборот його валу. ньому бере участь постійна кількість газу. кінцевий тиск p_2 кінцевий об'єм v_2 буде різним залежно від характеру кривої процесу стиснення 1-2, а значить, буде різна і теоретична робота компресора:

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

Як впливає з рис. 3.2., найбільш вигідним процесом стиснення за витратою роботи зовні для приводу компресора є ізотермічний процес 1-2'. У цьому випадку дотримуються також ідеальних умов для збереження якості мастил (в'язкість, температура спалаху та ін.). Однак ізотермічний стиск газу в компресорі практично неможливий, і крива стиснення зазвичай розташовується між ізотермою і адіабатою і може бути прийнята за політропу з показником $n=1,2-1,25$. Чим інтенсивнішим буде охолодження газу при стисненні (водою, що проходить через сорочку компресора, або атмосферним повітрям), тим більше буде політропа стиснення 1-2 відхилятися від адіабати 1-2" у бік ізотерми 1-2'. Зі зменшенням теплообміну показник n збільшується.

Теоретична робота компресора l_0 , що витрачається на стиск 1 кг газу, визначається за формулами:

- для ізотермічного процесу стиснення:

$$l_0^T = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1};$$

- для адіабатного процесу стиснення:

$$l_0^{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right];$$

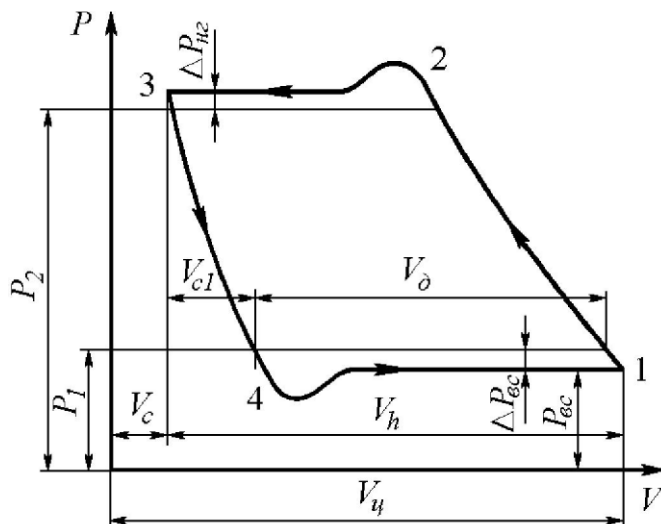
- для політропного процесу стиснення:

$$l_0^{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Теоретична потужність двигуна N , кВт, для приводу компресора:

$$N = \frac{L_0}{3600 \cdot 1000} .$$

Справжня індикаторна діаграма роботи компресора (рис. 3.3) значно відрізняється від теоретичної (рис. 3.2).



3.3. Дійсна індикаторна діаграма поршневого компресора

$V_ц$, V_h - повний та робочий об'єми циліндра;

V_c - об'єм мертвого простору;

P_1 , P_2 і $P_{вс}$, $P_{нг}$ - робочі тиски та тиску в циліндрі при всмоктуванні, нагнітанні;

$\Delta P_{вс}$, $\Delta P_{нг}$ - падіння тиску в нагнітальному та всмоктувальному клапанах.

Наявність шкідливого простору вводить до діаграми додатковий процес 3-4 - процес розширення стиснутого газу, що заповнює в кінці нагнітання обсяг шкідливого простору V_c . Всмоктування газу в компресор починається в точці 4, коли тиск стисненого газу, що заповнив обсяг шкідливого простору, зменшиться при розширенні до тиску навколишнього середовища p_1 . Насправді процес всмоктування буде відбуватися

при тиску нижче p_1 на величину Δp_{op} , обумовлену розрідженням в циліндрі через насосну дію ходу поршня. При нагнітанні тиск газу збільшується на Δp_{ng} за рахунок гідравлічних опорів нагнітального клапана та трубопроводів.

З рис. 3.3. також видно, що наявність шкідливого простору зменшує кількість газу, що засмоктується в циліндри компресора, і, отже, зменшує його продуктивність.

Відношення обсягу шкідливого простору до обсягу, що описується поршнем, називають відносною величиною шкідливого простору:

$$a = \frac{V_c}{V_h}$$

Величину, що характеризує ступінь повноти використання робочого об'єму циліндра, називають об'ємним ККД компресора $\eta_{об}^*$:

$$\eta_{об} = \frac{V_1 - V_4}{V_h}$$

**Примітка: поряд з $\eta_{об}$ у літературі також зустрічається позначення даної величини - λ_v .*

Об'ємний ККД компресора можна також виразити через відносну величину шкідливого простору та відношення тисків нагнітання та всмоктування:

$$\eta_{об} = 1 - a \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

де n - показник політропи розширення газу, що залишився на шкідливому просторі.

Оскільки об'ємний ККД не враховує температурних змін газу в процесі всмоктування (нагрівання від стінок) та витоків через нещільності, то для характеристики дійсної продуктивності компресора користуються коефіцієнтом подачі або об'ємного наповнення (η_v), рівним відношенню об'єму газу, що дійсно засмоктується, до робочого об'єму циліндра. Значення η_v коливаються в межах 0,65-0,85, а $\eta_{об} = 0,75-0,9$.

Теоретична робота ідеального компресора є мінімальною. Дійсну роботу реального компресора визначають за допомогою ізотермічного ККД $\eta_{із}$:

$$\eta_{із} = \frac{l_{із}}{l_K}$$

або адіабатного ККД $\eta_{ад}$:

$$\eta_{ad} = \frac{l_{ad}}{l_K},$$

де $l_{из}$, l_{ad} -відповідно теоретична робота компресора при ізотермічному та адіабатному стиску, l_K – дійсна робота компресора. Ці коефіцієнти характеризують ступінь досконалості дійсного процесу порівняно з ідеальним.

Механічний ККД(η_m) враховує механічні втрати у компресорі. Добуток ізотермічного або адіабатного ККД на механічний ККД називають ефективним ККД компресора η_K .

Дійсна потужність, що споживається двигуном компресора, для стиснення M кг/год газу:

$$N = \frac{L_0}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_K}.$$

Зі збільшенням тиску стиснутого газу від p_2 до p'_2 , p''_2 , p'''_2 (див. рис. 3.4.) продуктивність компресора знижується, оскільки зменшується об'єм, відповідний процесу всмоктування, і в межі, коли лінія стиснення перетне лінію, що проходить через ВМТ ($p_2 = p'''_2$), всмоктування газу в циліндр компресора припиняється.

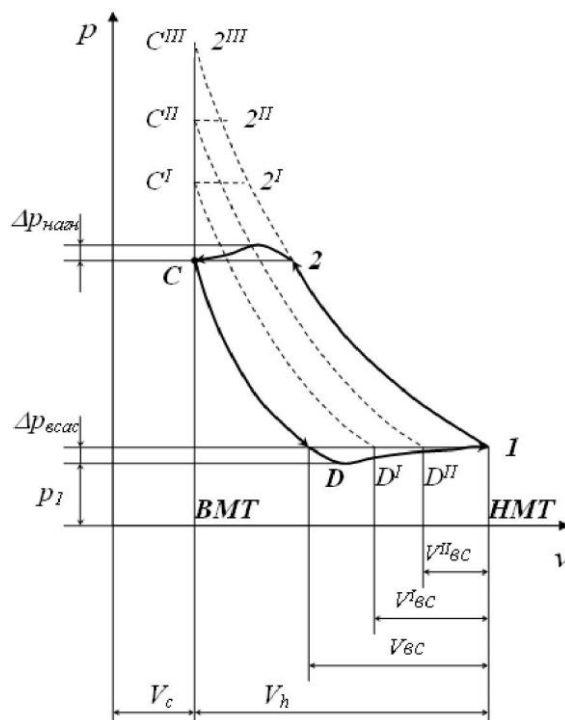


Рис. 3.4. Вплив підвищення тиску стисненого газу на характеристики одноступеневого компресора

У цьому випадку вважають, що компресор починає працювати сам на себе (лінія стиснення 1-2 збігається з лінією розширення $C-D$, і ділянка

процесу нагнітання 2-С звертається до точки). Отже, об'ємний ККД та продуктивність компресора стають рівними нулю.

При зменшенні продуктивності компресора зі збільшенням тиску стисненого повітря та погіршенні при цьому умов мастила через підвищення температури T_2 одноступінчастий компресор стає непридатним для одержання стисненого газу високого тиску. Зазвичай одноступеневі компресори застосовують для отримання стисненого газу тиском не вище 0,8-1 МПа. При необхідності мати стислий газ вищого тиску використовують багатоступінчасті компресори.

У багатоступінчастих компресорах стиснення газів здійснюється у кількох циліндрах (до семи) з проміжним охолодженням після кожного циліндра в спеціальних холодильниках. При такому принципі роботи стиснення газу в кожному циліндрі можливе за допустимого температурного режиму, що забезпечує сприятливі умови змащення. У проміжних холодильниках після кожного циліндра газ охолоджують при постійному тиску, що дорівнює тиску кінцевого стиснення у відповідному ступені. На рис. 3.5. показаний у робочий процес ідеального триступеневого компресора в pV - та Ts -координатах.

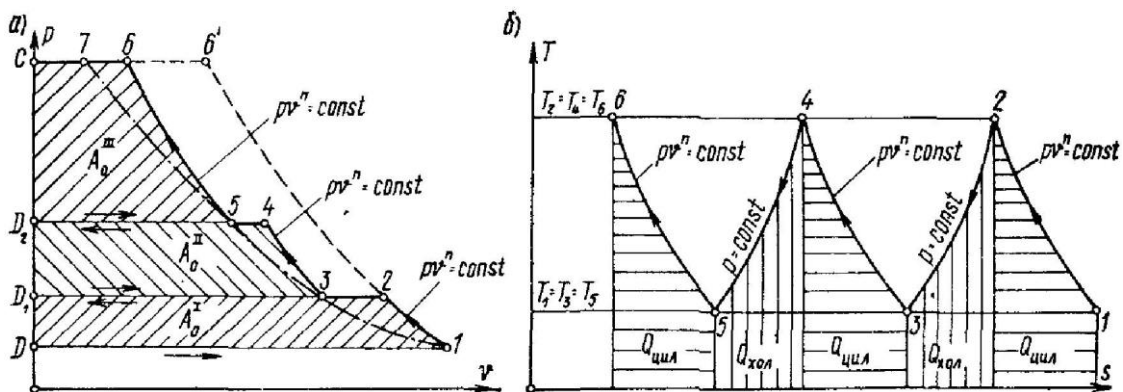


Рис. 3.5.: а) теоретична індикаторна діаграма триступеневого компресора; б) процес стиснення в Ts -діаграмі

Роботу багатоступеневого компресора прагнуть організувати так, щоб забезпечувалися:

- повне охолодження газу переважають у всіх холодильниках, так як температуру газу доводять до початкової температури T_1 , яку він мав при вході в перший ступінь: $T_1 = T_3 = T_5$;

- однакова кінцева температура стиснення газу у всіх ступенях, що забезпечує у всіх циліндрах надійні умови змащення:

$$T_2 = T_4 = T_6;$$

- однакові показники політроп стиснення у всіх циліндрах:

$$n_1 = n_2 = n_3.$$

За виконання цих умов перепади тиску (відношення кінцевого тиску до початкового) у всіх ступенях будуть однакові, тобто.

$$p_2/p_1 = p_4/p_2 = p_6/p_4 = x,$$

звідки
$$x = \sqrt[n]{\frac{p_6}{p_1}}$$

Загалом для n -ступінчастого компресора:

$$x = \sqrt[n]{\frac{p_K}{p_1}},$$

де x - відношення тисків у кожному ступені;

n - число ступенів компресора;

p_K - тиск повітря, що виходить з останнього ступеня;

p_1 - тиск повітря, що надходить в перший ступінь.

Кількість теплоти, що віднімається від газу при стисканні в циліндрах:

$$Q_{\text{цил}} = M \cdot c \cdot (T_2 - T_1) = M \cdot c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1) .$$

Кількість теплоти, що віднімається від газу при його охолодженні в проміжних холодильниках:

$$Q_{\text{хол}} = M \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1),$$

де
$$T_2 = T_1 \cdot z^{\frac{n-1}{n}} .$$

Теоретична потужність N_0 , Вт, що витрачається на привід компресора, може бути визначена по рівності:

$$N_0 = M \cdot L_0 \cdot n ,$$

де M – продуктивність компресора, кг/с;

L_0 – теоретична робота, витрачається на стиск 1 кг газу в одного ступеня, Дж/кг;

n – число ступенів компресора.

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

$$N_e = \frac{N_0}{\eta_m} = \frac{M \cdot L_0 \cdot n}{\eta_m} .$$

для поршневого компресора $\eta_m = 0,8 - 0,9$.

Розрахункова потужність електродвигуна з урахуванням ККД передачі (0,95-0,98) та запасу потужності на пусковий момент приймається на 15-20% вище за ефективну потужність, підраховану за формулою.

При відомій об'ємній продуктивності компресора, відносною зазвичай до умов нагнітання газу в резервуар, масову продуктивність M обчислюють за рівністю:

$$M = \frac{p \cdot V}{R \cdot T}.$$

Об'ємну продуктивність компресора найчастіше виражають у кубометрах, наведених до нормальних умов.

Досконалість роботи компресорів, що охолоджуються, у яких $1 < n < k$ прийнято характеризувати внутрішнім ізотермічним ККД, що представляє собою відношення енергії, що споживається ідеальним компресором при ізотермічному стисканні ($n=1$), до енергії, що споживається компресором насправді:

$$\eta^{из} = \frac{L_0^T}{L_0^{пол}}.$$

Досконалість роботи неохолоджуваних компресорів ($n > k$) характеризується відповідно внутрішнім адіабатним ККД, який є відношенням енергії, що споживається ідеальним компресором при адіабатному стисканні (коли вона мінімальна), до енергії, що споживається компресором насправді:

$$\eta^{ад} = \frac{L_0^{ад}}{L_0^{пол}}.$$

Проведення $\eta^{из}$ або $\eta^{ад}$ на механічний ККД називається ККД компресора і позначається відповідно $\eta_{к}^{из}$ або $\eta_{к}^{ад}$.

13.1. Задачі

Приклад розв'язання задачі:

13.1. Компресор всмоктує $100 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря за тиску $p_1=0,1 \text{ МПа}$ і температурі $t_1=27^\circ\text{C}$, кінцевий тиск повітря становить $0,8 \text{ МПа}$. Знайти теоретичну потужність двигуна для приводу компресора і витрати охолоджуючої води, якщо температура її підвищується на 13°C . Розрахунок виробу для ізотермічного, адіабатного та політропного стиску. Показник політропи n прийняти рівним $1,2$, а теплоємність води $4,19 \text{ кДж/кг}$.

Рішення:

1. *Ізотермічне* стиснення.

Роботу компресора визначаємо за рівнянням (3.2.):

$$l_0^T = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$L_0^T = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 2,303 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot \lg 8 = 20,8 \text{ МДж/ч}.$$

Теоретична потужність двигуна – за формулою (3.5.):

$$N = \frac{L_0}{3600 \cdot 1000} .$$

$$N = \frac{L_0}{3600 \cdot 1000} = \frac{20,8 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 5,8 \text{ кВт} .$$

Теплоту, що відводиться з охолоджувальною водою, знаходимо з рівності:

$$Q = L_0 = 20,8 \text{ МДж/ч} .$$

Витрата охолоджувальної води:

$$M = \frac{20,8 \cdot 10^6}{13 \cdot 4,19} = 382 \text{ кг/ч} .$$

2. Адіабатне стиснення

$$L_0^{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot \left[\left(8 \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 28,4 \text{ МДж/ч} .$$

Потужність двигуна:

$$N = \frac{L_0}{3600 \cdot 1000} = \frac{28,4 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 7,9 \text{ кВт} .$$

3. Політропний стиснення.

$$L_0^{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{1,2-1} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot \left[\left(8 \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right] = 24,8 \text{ МДж/ч} .$$

$$N = \frac{L_0}{3600 \cdot 1000} = \frac{24,8 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 6,9 \text{ кВт} .$$

Кількість теплоти, що відводиться від повітря при стисканні в циліндрі:

$$Q_{цил} = M \cdot c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1) = 116 \cdot 0,723 \cdot \frac{1,2-1,4}{1,2-1} \cdot (151 - 27) = -10400 \text{ кДж/ч} ,$$

де масова продуктивність:

$$M = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 100}{287 \cdot 300} = 116 \text{ кг/ч} ;$$

температура стисненого газу:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \cdot 8^{\frac{0,2}{1,2}} = 424 \text{ К} \text{ или } 151^\circ \text{ С} .$$

Витрата охолоджувальної води:

$$M = \frac{10400}{13 \cdot 4,19} = 190 \text{ кг/ч.}$$

Приклад розв'язання задачі:

13.2. Для двигуна із запаленням від стиснення необхідний триступінчастий компресор, що подає 250 кг/год повітря при тиску 8 МПа.

Визначити теоретичну потужність компресора. Стиснення вважати адіабатним. На початку стиснення $p_1=0,095$ МПа та $t_1=17^\circ\text{C}$.

Рішення:

Відношення тисків у кожному ступені:

$$x = \sqrt[n]{\frac{p_k}{p_1}} = \sqrt[3]{\frac{8}{0,095}} = 4,38$$

Таким чином, $p_2/p_1=4,38$, $p_4/p_2=4,38$, отже:

$$p_2=4,38 \cdot 0,095=0,416, \quad p_4=4,38 \cdot 0,416=1,82 \text{ МПа.}$$

Витрата роботи на кожен ступінь компресора:

$$\begin{aligned} L_0^{пол} &= \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 290 \cdot \left(4,38^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) = 154 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Витрата роботи на триступінчастий компресор:

$$L_0 = l_0^1 \cdot n = 154 \cdot 10^3 \cdot 3 = 462 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг.}$$

Потужність компресора:

$$N = \frac{250 \cdot 462 \cdot 10^3}{3600 \cdot 1000} = 32,1 \text{ кВт.}$$

13.3. Компресор всмоктує 250 м³/год повітря при тиску $p_1=0,09$ МПа та температурі $t_1=25^\circ\text{C}$ та стискає його до $p_2=0,8$ МПа. Яку кількість води потрібно пропускати через сорочку компресора за годину, якщо стиск відбувається політропно з показником $n=1,2$ і температура води підвищується на 15°C ?

Відповідь: 390 л/год.

13.4. Компресор всмоктує 120 м³/год повітря при тиску $p_1=0,1$ МПа та температурі $t_1=27^\circ\text{C}$ і стискає його до $p_2=1,2$ МПа. Визначити: а) температуру стисненого повітря під час виходу з компресора; б) обсяг стисненого повітря;

в) роботу і потужність, що витрачаються на стиск повітря. Розрахунок зробити для ізотермічного, адіабатного та політропного стиску. Показник політропи n прийняти 1,3.

Відповідь: а) $t_2=t_1$; $V_2=10 \text{ м}^3/\text{год}$;

б) $t_2=339^\circ\text{C}$; $V_2=20,4 \text{ м}^3/\text{год}$; $L_0=43,4 \text{ МДж}/\text{год}$; $N=12 \text{ кВт}$;

в) $t_2=257^\circ\text{C}$; $V_2=17,7 \text{ м}^3/\text{год}$; $L_0=40,2 \text{ МДж}/\text{год}$; $N=11,2 \text{ кВт}$.

13.5. Двоступінчастий компресор всмоктує повітря при тиску $p_1=0,1 \text{ МПа}$ та температурі $t_1=20^\circ\text{C}$ та стискає його до кінцевого тиску 4 МПа . Між ступенями компресора встановлено проміжний холодильник, у якому повітря охолоджується при постійному тиску до початкової температури. Продуктивність компресора $V_k = 500 \text{ м}^3/\text{год}$.

Визначити теоретичну потужність кожного ступеня та кількість теплоти, яка має бути відведена від обох ступенів компресора та проміжного холодильника, якщо відомо, що відношення кінцевого тиску до початкового однаково для обох щаблів та стиснення відбувається політропно з показником $n = 1,3$. стискання та охолодження повітря в діаграмах $p-v$ і $T-s$.

Відповідь: $N_1 = N_2 = 35,3 \text{ кВт}$; $Q_1 = Q_2 = -24780 \text{ кДж} / \text{год}$;

Треступеневий компресор всмоктує $60 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря при $p_1=0,08 \text{ МПа}$ та температурі $t_1=27^\circ\text{C}$ та стискає його адіабатно до 10 МПа . Визначити продуктивність компресора по стиснутому повітрі та роботу, витрачену на стиск у компресорі.

Відповідь: $V_{ст} = 0,8 \text{ м}^3/\text{год}$; $L_0 = 29,383 \text{ МДж} / \text{год}$.

13.6. Потужність повітряного компресора $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$. У компресор всмоктується повітря при тиску 95 кПа і температурі 15°C стискається так, що його тиск збільшується в 10 разів. Визначити для ізотермічного, адіабатного та політропного ($n = 1,25$) процесів стиснення температуру стисненого повітря, годинний об'єм стисненого повітря, теоретичну потужність двигуна компресора, годинну витрату охолоджуючої води в сорочці циліндра, якщо температура води підвищується на 12°C .

Відповідь: при ізотермічному стисканні $T_2 = 288 \text{ К}$; $V_2 = 0,047 \text{ м}^3/\text{с}$; $N = 103 \text{ кВт}$; $M = 2,04 \text{ кг}/\text{с}$; при адіабатному стисканні $T_2 = 556 \text{ К}$; $V_2 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}$; $N = 145 \text{ кВт}$; $M = 0 \text{ кг}/\text{с}$; при політропному стисканні $T_2 = 456 \text{ К}$; $V_2 = 0,074 \text{ м}^3/\text{с}$; $N = 130 \text{ кВт}$; $M = 0,774 \text{ кг}/\text{с}$.

13.7. Як зміниться теоретична робота на привід компресора та температура в кінці процесу стиснення, якщо азот стискати від $0,1$ до $12,5 \text{ МПа}$ не в одно-, а в треступінчастому компресорі з повним проміжним охолодженням? Показник політропи процесів стиснення у всіх випадках прийняти 1,2. Початкова температура азоту 100°C .

Відповідь: в одноступінчастому компресорі $l=817$ кДж/кг, $T_2=831$ К; у триступінчастому компресорі робота зменшиться в 1,32 рази, $T_2 = 489$ К.

13.2. Контрольні питання

1. Що таке компресор? Яке його основне призначення?
2. На які основні групи поділяють компресори за принципом роботи?
3. Які основні процеси відбуваються в одноступеневому поршневному компресорі?
4. Що таке об'ємний ККД компресора? Як він визначається?
5. Чому ізотермічний процес стиснення є найбільш вигідним?
6. Що таке "шкідливий простір" компресора і як він впливає на продуктивність?
7. Як визначається ступінь стиску компресора?
8. Які переваги має багатоступеневе стиснення газу?
9. Як розрахувати потужність компресора?
10. Які фактори впливають на ефективність роботи компресора?

14. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

У холодильних установках та теплових насосах корисним продуктом є теплота низького або високого температурного рівня. У таких установках теплота передається від тіла із меншою температурою до тіла із більшою температурою. Відповідно до другого закону термодинаміки це можливо тільки за додаткового компенсаційного процесу, наприклад, за рахунок здійснення роботи [1].

18.1. Цикл повітряної холодильної установки (ПХУ)

Як робоче тіло в холодильних установках можна використовувати звичайне повітря. При адиабатному розширенні повітря від температури доквілля $T_{\text{дов}}$ практично можна знизити температуру повітря до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Цей принцип отримання робочого тіла з низькою температурою застосовується у повітряній холодильній установці (ПХП). Схема ПХУ та її цикл у T,s -діаграмі представлені на рис. 18.1 та 18.2.

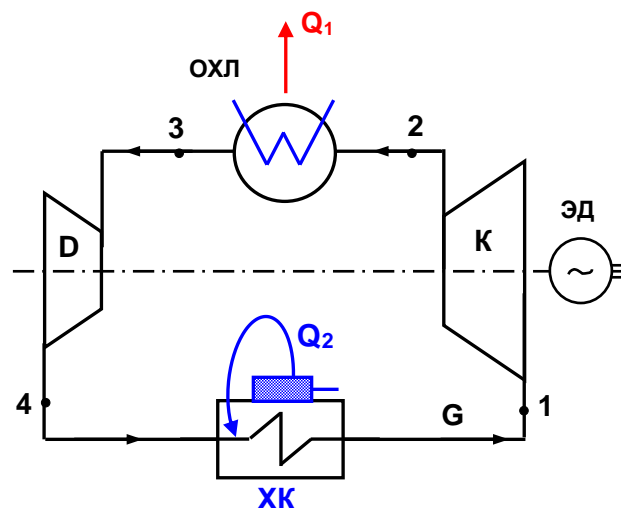


Рис. 14.1. Схема повітряної холодильної установки: К – компресор; ОХЛ – охолоджувач; D – детандер; ХК – холодильна камера; ЕД – електродвигун; G – витрата повітря

Повітря з температурою $T_{\text{хт}}$, необхідної для тіла, що охолоджується (наприклад, ескімо на камері охолодження рис. 18.1), надходить у компресор і адиабатно стискається до температури T_2 , більшої температури навколишнього середовища (процес 1-2).

З компресора повітря надходить у охолоджувач, де він ізобарно охолоджується до температури навколишнього середовища $T_{\text{нс}}$ (процес 2-3), віддаючи теплоту q_1 у зовнішнє середовище. З охолоджувача повітря надходить у повітряну турбіну – детандер. У детандері повітря розширюється до початкового тиску p_1 (процес 3-4),

внаслідок чого його температура стає нижче температури холодного тіла ($T_4 < T_{хт}$) і створюються умови для відведення теплоти від тіла, що охолоджується.

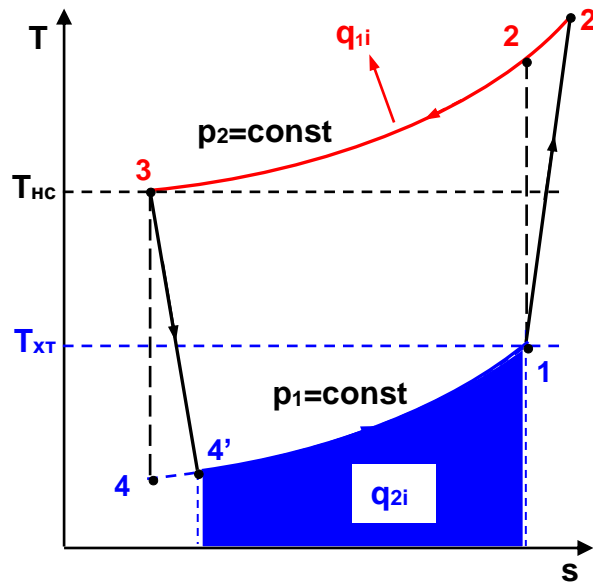


Рис. 14.2. Реальний цикл ПХУ в Т, s-діаграмі

Детандер, реалізуючи процес адіабатного розширення повітря, частково компенсує витрати на привід компресора. З детандера повітря надходить у холодильну камеру, де він ізобарно нагрівається (процес 4-1) за рахунок відведення теплоти від тіла, що охолоджується.

Методика розрахунку ПХУ

Однією з характеристик ПХУ є рівень підвищення тиску повітря в компресорі. $v = \frac{p_2}{p_1}$. Використовуючи цю характеристику, визначаються температури в характерних точках оборотного циклу ПХУ відповідно до рівняння

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}. \quad (18.1)$$

Необоротність у реальному циклі ПХУ характеризується адіабатним коефіцієнтом компресора

$$\eta_{\kappa} = \frac{l_{\kappa}}{l_{\kappa i}} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2i} - T_1} \quad (18.2)$$

та внутрішнім відносним ККД детандера

$$\eta_d = \frac{\ell_{дi}}{\ell_d} = \frac{c_p(T_3 - T_{4i})}{c_p(T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4i}}{T_3 - T_4} \quad (18.3)$$

Питома робота компресора ПХУ

$$\ell_{ki} = \frac{\ell_k}{\eta_k} = c_p(T_{2i} - T_1) \quad (18.4)$$

Питома теплота, що відводиться від робочого тіла в охолоджувачі, розраховується як

$$q_{1i} = c_p(T_{2i} - T_3) \quad (18.5)$$

Питома робота детандера визначається виразом

$$\ell_{дi} = \eta_d \ell_d = c_p(T_3 - T_{4i}) \quad (18.6)$$

Питома теплота, що підводиться до робочого тіла від тіла, що охолоджується в холодильній камері,

$$q_{2i} = c_p(T_1 - T_{4i}) \quad (18.7)$$

Питома робота, витрачена на реалізацію оборотного циклу ПХУ,

$$\ell_i = \ell_{ki} - \ell_{дi} = q_{1i} - q_{2i}$$

Холодильний коефіцієнт, що характеризує теплову економічність незворотного циклу ВХУ, відповідає виразу

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{\ell_i} = \frac{q_{2i}}{q_{1i} - q_{2i}} = \frac{c_p(T_1 - T_{4i})}{c_p(T_{2i} - T_3) - c_p(T_1 - T_{4i})} \quad (18.9)$$

Крім холодильного коефіцієнта ефективність ПХУ визначає її холодопродуктивність:

$$Q_{2i} = G \cdot q_{2i} = G \cdot c_p(T_1 - T_{4i}) \quad (18.10)$$

18.2. Цикл парокомпресорної холодильної установки

Можливість наблизити економічність холодильної установки до економічності циклу Карно в інтервалі температур холодного тіла та навколишнього середовища з'явилася з отриманням робочих тіл, що мають низькі температури фазового переходу з рідини до пари. До таких речовин відносяться фреони. Для таких речовин можна здійснити холодильний цикл в області насиченої вологої пари (рис. 18.3).

Однак реалізація циклу 1-2-3-а, відповідного циклу Карно, неможлива внаслідок технічного обмеження адіабатного процесу розширення робочого тіла при його фазовому переході з рідини в пару. Тому адіабатний процес розширення робочого тіла (3-а) у паро-компресорних холодильних установках (ПКХУ) замінили процесом дроселювання (3-4) і замість детандера встановили редуктор (дросельний клапан) (рис. 18.4).

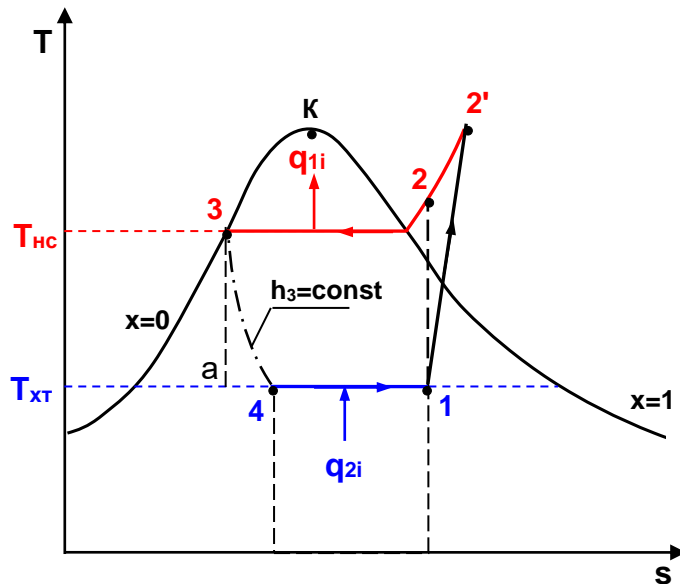


Рис. 14.3. Необоротний цикл парокомпресорної холодильної установки на фреоні в T, s - діаграмі

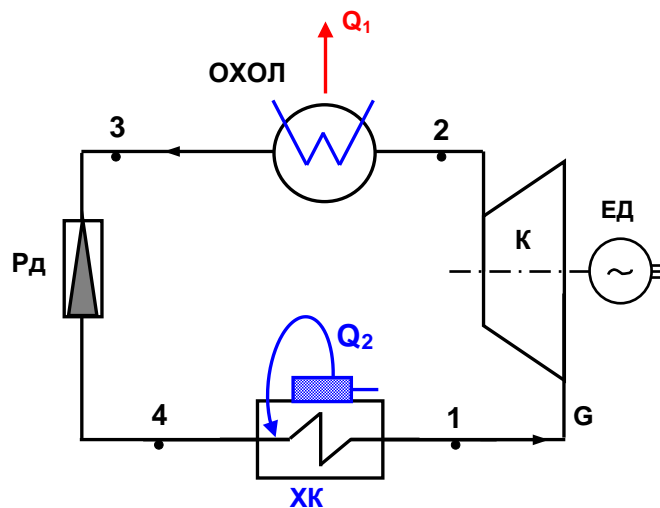


Рис. 14.4. Схема парокомпресорної холодильної установки: К – компресор; ОХОЛ – охолоджувач; Рд – редуктор; ХК – холодильна камера; ЕД – електродвигун; G – витрата фреону

Методика розрахунку циклу ПКХУ

Питома робота компресора ПКХУ

$$\ell_{ki} = h_{2i} - h_1 = \frac{\ell_k}{\eta_k}, \quad (18.11)$$

де $\eta_k = \frac{h_2 - h_1}{h_{2i} - h_1}$ - адіабатний коефіцієнт компресора.

Питома теплота, що відводиться від робочого тіла в охолоджувачі,

$$q_{1i} = h_{2i} - h_3. \quad (18.12)$$

Питома теплота, що підводиться до робочого тіла від тіла, що охолоджується в холодильній камері, розраховується виходячи з процесу 4-1 в холодильній камері:

$$q_{2i} = h_1 - h_4. \quad (18.13)$$

Питома робота, витрачена реалізації реального циклу ПКХУ, дорівнює роботі компресора:

$$\ell_i = \ell_{ki} = h_{2i} - h_1. \quad (18.14)$$

Холодильний коефіцієнт реальної ПКХУ відповідає виразу

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{\ell_{ki}} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2i} - h_1}. \quad (18.15)$$

Визначення холодопродуктивності ПКХУ виконується так само, як для будь-якої холодильної установки $Q_{2i} = G \cdot q_{2i}$.

18.3. Парокомпресорний цикл теплового насоса

Парокомпресорний цикл можна використовувати для отримання теплоти високого температурного потенціалу. У такому циклі як робоче тіло використовується аміак або звичайна вода. Оскільки у такому циклі за рахунок здійснення зовнішньої роботи теплота перекидається з низького температурного рівня на високий, а корисним продуктом є теплота високого температурного потенціалу, його назвали циклом теплового насоса.

Схема найпростішого теплового насоса та його цикл у T,s- діаграмі представлені на рис. 18.5 та 18.6.

У цій схемі як холодного джерела теплоти виступає зовнішнє середовище (вода в річці), а теплота високого температурного потенціалу використовується для тепlopостачання (опалення житлового приміщення).

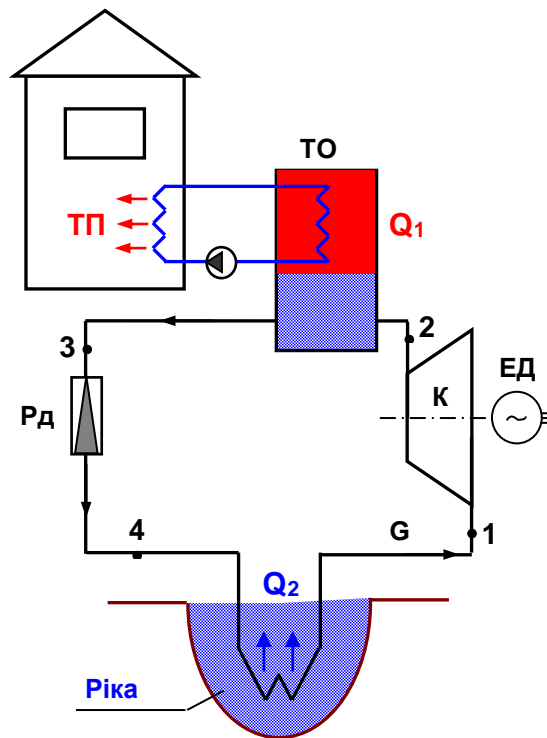


Рис. 14.5. Схема парокompресорної установки теплового насоса: К – компресор; ТО – теплообмінник; ТП – тепловий споживач; Рд – редуктор; ЕД – електродвигун; G – витрата робочого тіла

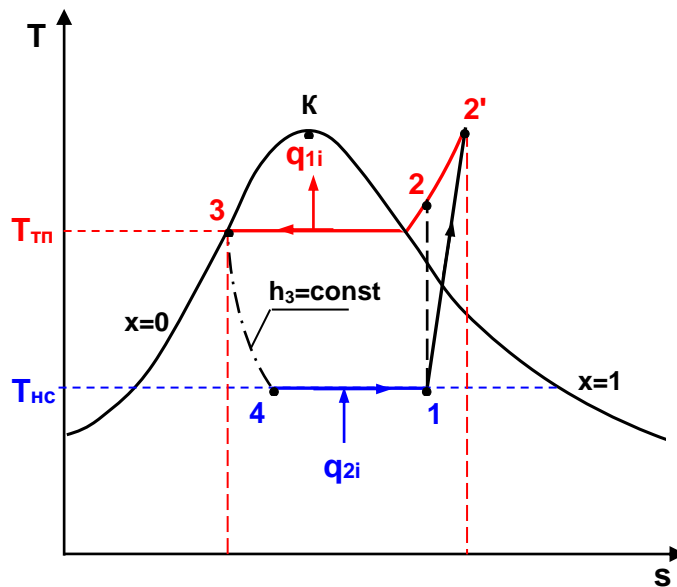


Рис. 14.6. Реальний (незворотній) цикл парокompресорного теплового насоса в T,s - діаграмі

Методика розрахунку циклу парокompресорного теплового насосу

Питома робота компресора

$$l_{ki} = h_{2i} - h_1 = \frac{l_K}{\eta_K}, \quad (18.16)$$

де $\eta_k = \frac{h_2 - h_1}{h_{2i} - h_1}$ - адіабатний коефіцієнт компресора.

Питома теплота, що відводиться від робочого тіла у теплообміннику (корисний продукт циклу),

$$q_{1i} = h_{2i} - h_3. \quad (18.17)$$

Питома теплота, що підводиться до робочого тіла з боку довкілля (з річки), розраховується з процесу 1-4:

$$q_{2i} = h_1 - h_4. \quad (18.18)$$

Питома робота, витрачена реалізації реального циклу теплового насоса, дорівнює роботі компресора:

$$l_i = l_{ki} = h_{2i} - h_1. \quad (18.19)$$

Ефективність циклу теплового насоса характеризується опалювальним коефіцієнтом

$$\varphi_i = \frac{q_{1i}}{l_{ki}} = \frac{h_{2i} - h_3}{h_{2i} - h_1}. \quad (18.20)$$

Цей коефіцієнт завжди більше одиниці, тобто. корисної теплоти завжди виходить більше, ніж витрачено роботи на реалізацію циклу.

Крім опалювального коефіцієнта ефективність циклу теплового насоса характеризується його тепловою потужністю:

$$Q_{1i} = G \cdot q_{1i} = G \cdot (h_{2i} - h_3). \quad (18.21)$$

14.4. Задачі

Приклад розв'язання задачі:

14.1 Для циклу повітряної холодильної установки (рис.14.1 і 14.2) задано: холодопродуктивність $Q_{2i}=10$ кВт, температура робочого тіла на виході з холодильної камери $t_{хт}=-10$ °С, а на виході з охолоджувача $t_{нс}=20$ °С, ступінь підвищення тиску повітря компресорі $v=4$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,82$, а внутрішній відносний ККД детандера $\eta_d=0,84$.

Властивості робочого тіла ПХУ прийняти відповідними двоатомного ідеального повітря з $c_p=\text{const}$.

Визначити витрату робочого тіла у ПХУ, потужність двигуна, що забезпечує її роботу, та холодильний коефіцієнт установки.

Рішення

Спочатку визначаються температури повітря на виході з компресора та

детандера для ідеального циклу ПХУ

$$T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 263 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 390,8 \text{ К},$$
$$T_4 = \frac{T_3}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{293}{4^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 197,2 \text{ К}.$$

Далі розраховуються самі температури повітря для реального циклу ПХУ:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{\kappa}} = 263 + \frac{390,8 - 263}{0,82} = 418,9 \text{ К},$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{\text{д}} \cdot (T_3 - T_4) = 293 - 0,84 \cdot (293 - 197,2) = 212,5 \text{ К}.$$

Визначивши ізобарну теплоємність ідеального повітря

$$c_p = \frac{R}{2}(i+2) = \frac{8314}{28,96 \cdot 2}(5+2) = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \cong 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

розраховуємо питомі технічні роботи компресора, детандера та всього циклу:

$$l_{\text{кі}} = \frac{l_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} = c_p(T_{2i} - T_1) = 1 \cdot (418,9 - 263) = 155,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$l_{\text{ді}} = \eta_{\text{д}} l_{\text{д}} = c_p(T_3 - T_{4i}) = 1 \cdot (293 - 212,5) = 80,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$l_i = l_{\text{кі}} - l_{\text{ді}} = 155,9 - 80,5 = 75,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

питому теплоту, що підводиться до робочого тіла в холодильній камері:

$$q_{2i} = c_p(T_1 - T_{4i}) = 1 \cdot (263 - 212,5) = 50,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Далі визначаються:

витрата робочого тіла у ПХУ:

$$G = \frac{Q_{2i}}{q_{2i}} = \frac{10}{50,5} = 0,198 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

потужність двигуна, необхідна на привід установки:

$$W_i = G \cdot l_i = 0,198 \cdot 75,4 = 14,93 \text{ кВт},$$

холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{\ell_i} = \frac{50,5}{75,4} = 0,670$$

14.2 Для циклу повітряної холодильної установки (рис.14.1 та 14.2) задано: температура робочого тіла на виході з холодильної камери $t_{хт}=-20$ °С, а на виході з охолоджувача $t_{hc}=20$ °С, ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $v=5$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,8$, внутрішній відносний ККД детандера $\eta_d=0,82$.

Властивості робочого тіла ПХУ прийняти відповідними двоатомного ідеального повітря з $c_p=\text{const}$.

Визначити:

- 1) холодильний коефіцієнт ідеальної ВХУ, що працює за циклом Карно в інтервалі тих же температур $t_{хт}=-20$ °С та $t_{hc}=20$ °С;
- 2) холодильний коефіцієнт ідеального циклу ПХУ;
- 3) холодильний коефіцієнт реального циклу ПХУ;
- 4) витрата робочого тіла у даній ПХУ, якщо потужність двигуна на її привід $W_i=10$ кВт;
- 5) холодопродуктивність цієї ВХУ.

Відповідь: $\varepsilon_{тк}=6,58$, $\varepsilon_t=1,71$, $\varepsilon_i=0,506$, $G=0,104$ кг/сек, $Q_{2i}=5,06$ кВт.

14.3 Для циклу повітряної холодильної установки (рис.14.1 та 14.2) задано: температура робочого тіла на виході з холодильної камери підтримується постійною $t_{хт}=-7$ °С, а на виході з охолоджувача змінилася від $t_{hc1}=20$ °С до $t_{hc2}=25$ °С, ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $v=5$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,8$, внутрішній відносний ККД детандера $\eta_d=0,82$.

Властивості робочого тіла ПХУ прийняти відповідними двоатомного ідеального повітря з $c_p=\text{const}$.

Визначити:

- 1) холодильні коефіцієнти даної ПХУ за заданих двох умов її роботи ($t_{hc1}=20$ °С і $t_{hc2}=25$ °С);
- 2) витрата робочого тіла в даній ПХУ у цих режимах її роботи, якщо її холодопродуктивність повинна залишатися постійною $Q_{2i}=1$ кВт;
- 3) потужності двигуна на її привід W_i у цих режимах її роботи;

Зробити висновок про економічніший режим ПХУ.

Відповідь:

- 1) $\varepsilon_{i1}=0,584$, $\varepsilon_{2i}=0,558$;
- 2) $G_1=0,0162$ кг/с, $G_2=0,0172$ кг/с;
- 3) $W_{i1}=1,71$ кВт, $W_{2i}=1,79$ кВт.

Холодильний коефіцієнт зменшився на 4,45% (відносних), витрата робочого тіла збільшилася на 5,81%, потужність на привід установки збільшилася на 4,47% у режимі роботи при $t_{hc2}=25$ °С порівняно з режимом при $t_{hc1}=20$ °С.

14.4. Парокомпресорна холодильна установка працює на фреоні-22 за ідеальним циклом 1-2-3-4-1 (рис. 14.7). Холодопродуктивність установки $Q_2=50$

кВт. Температура конденсації парів фреону в охолоджувачі $t_3=t_{\text{hc}}=20\text{ }^\circ\text{C}$, температура в холодильній камері $t_{\text{хт}}=-20\text{ }^\circ\text{C}$, ступінь сухості фреону на виході з компресора $x_2=1$.

Визначити холодильний коефіцієнт, витрату фреону та потужність двигуна, витрачену на привід компресора.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.2.

Відповідь: $\varepsilon_t=5,35$, $G=0,318\text{ кг/с}$, $W_k=9,34\text{ кВт}$.

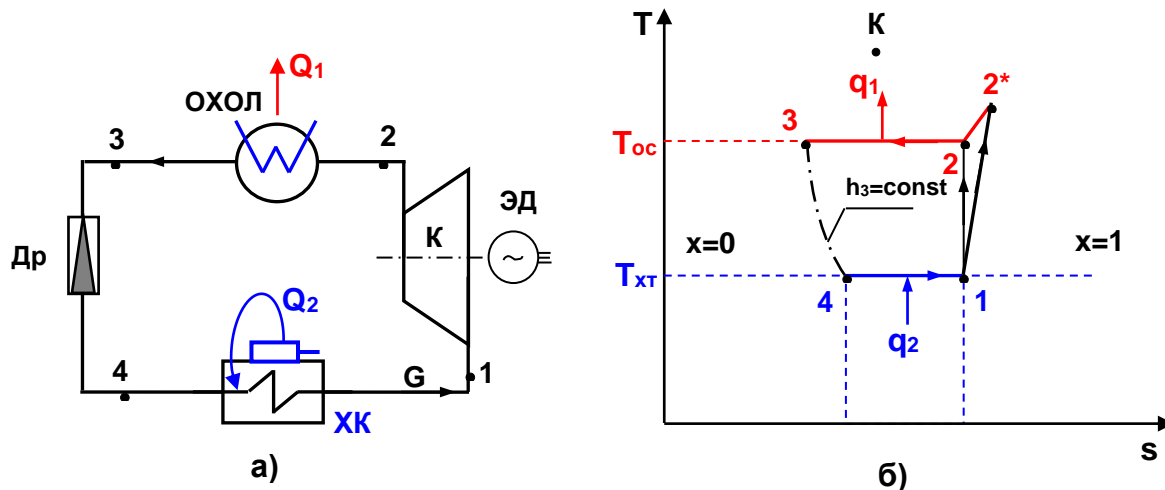


Рис. 14.7. Парокомпресорна холодильна установка:

а - схема , б - цикл в T, s -діаграмі

14.5. Парокомпресорна холодильна установка працює на фреоні-22 за реальним циклом 1-2'-3-4-1' (рис. 14.7). Холодопродуктивність установки $Q_{2i}=50\text{ кВт}$. Температура конденсації парів фреону в охолоджувачі $t_3=t_{\text{hc}}=20\text{ }^\circ\text{C}$, температура в холодильній камері $t_{\text{хт}}=-20\text{ }^\circ\text{C}$, ступінь сухості фреону в кінці оборотного адіабатного процесу компресору $x_2=1$.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.2.

Визначити:

1) холодильний коефіцієнт ПКХП;

2) витрата фреону та потужність двигуна, витрачену на привід компресора, якщо незворотний процес у компресорі характеризується адіабатним коефіцієнтом $\eta_k=0,85$.

Відповідь: $\varepsilon_i=4,55$, $G=0,318\text{ кг/с}$, $W_{ki}=11,0\text{ кВт}$.

14.6. Парокомпресорна холодильна установка (рис.14.7) використовує як робоче тіло фреон-12. Температура робочого тіла на виході з холодильної камери $t_{\text{хт}}=-20\text{ }^\circ\text{C}$, а на виході з охолоджувача $t_{\text{hc}}=20\text{ }^\circ\text{C}$, ступінь сухості фреону на виході з компресора в зворотному процесі стиснення $x_2=1$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,83$. Холодопродуктивність ПКХУ $Q_{2i}=1\text{ кВт}$.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.1.

Визначити:

1) холодильний коефіцієнт ідеального циклу ПКХУ;

- 2) холодильний коефіцієнт реального циклу ПКХП;
- 3) витрати робочого тіла для реального циклу ПКХУ;
- 4) потужність двигуна на привід компресора.

Відповідь: $\varepsilon_t=5,27$, $\varepsilon_i=4,37$, $G=0,00816$ кг/с, $W_{ki}=0,229$ кВт.

14.7. Парокомпресорна холодильна установка (рис. 14.7) використовує як робоче тіло аміак. Температура робочого тіла на виході з холодильної камери $t_{хт}=-23$ °С, рівень сухості аміаку на вході в компресор $x_1=0,92$, рівень підвищення тиску у компресорі $v=6,42$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,83$. Холодопродуктивність ПКХУ $Q_{2i}=1$ кВт.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.4.

Визначити:

- 1) холодильний коефіцієнт ідеального циклу ПКХУ;
- 2) холодильний коефіцієнт реального циклу ПКХП;
- 3) витрати робочого тіла для реального циклу ПКХУ;
- 4) потужність двигуна на привід компресора.

Відповідь: $\varepsilon_t=4,51$, $\varepsilon_i=3,75$, $G=0,001$ кг/с, $W_{ki}=0,266$ кВт.

14.8. Парокомпресорна холодильна установка (рис. 14.7) використовує як робоче тіло двоокис вуглецю CO_2 . Температура робочого тіла на виході з холодильної камери $t_{хт}=-23$ °С, температура CO_2 на виході з компресора у зворотному процесі адіабатного стиснення $t_2=27$ °С, ступінь підвищення тиску у компресорі $v=p_2/p_1=3,36$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,83$. Холодопродуктивність ПКХУ $Q_{2i}=1$ кВт.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.3.

Визначити:

- 1) холодильний коефіцієнт ідеального циклу ПКХУ;
- 2) холодильний коефіцієнт реального циклу ПКХП;
- 3) витрати робочого тіла для реального циклу ПКХУ;
- 4) потужність двигуна на привід компресора.

Відповідь: $\varepsilon_t=3,15$, $\varepsilon_i=2,62$, $G=0,00822$ кг/с, $W_{ki}=0,382$ кВт.

14.9. Парокомпресорна холодильна установка з сепаратором працює на фреоні – 22 (рис. 14.8). Холодопродуктивність установки $Q_2=50$ кВт. Температура конденсації фреону в охолоджувачі $t_3=t_{hc}=20$ °С, температура в холодильній камері $t_{хт}=-20$ °С, ступінь сухості фреону на вході компресор $x_1=0,933$, але в виході з холодильної камери $x_6=0,85$. Адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,85$.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.2.

Визначити:

- 1) холодильний коефіцієнт реального циклу ПКХП;
- 2) витрата фреону на реальний цикл ПКХУ;
- 3) потужність двигуна на привід компресора.

Відповідь: $\varepsilon_i=5,4$, $G=0,268$ кг/с, $W_{ki}=9,26$ кВт.

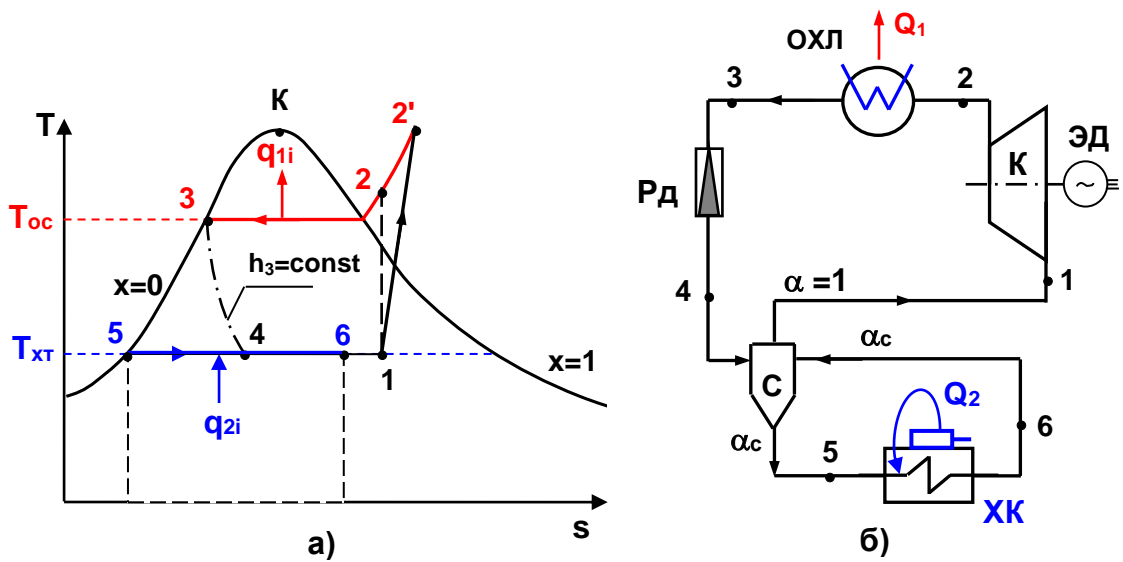


Рис. 18.8. Парокомпресорна холодильна установка з сепаратором: а – цикл T,s -діаграми; б - схема

14.10. Парокомпресорна холодильна установка із сепаратором (рис.14.8) використовує як робоче тіло фреон-12. Температура робочого тіла на виході з холодильної камери $t_{хт} = -20^\circ\text{C}$, а на виході з охолоджувача $t_{hc} = 20^\circ\text{C}$, рівень сухості фреону на виході з сепаратора $x_1 = 0,96$, адиабатний коефіцієнт компресора $\eta_k = 0,87$. Ступінь сухості фреону на виході з холодильної камери $x_6 = 0,85$. Витрата робочого тіла в ПКХУ $G = 0,005$ кг/с.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.1.

Визначити:

- 1) холодильний коефіцієнт реального циклу ПКХП;
- 2) потужність двигуна на привід компресора;
- 3) холодопродуктивність установки.

Відповідь: $\varepsilon_i = 4,75$, $W_{ki} = 0,127$ кВт, $Q_{2i} = 0,604$ кВт.

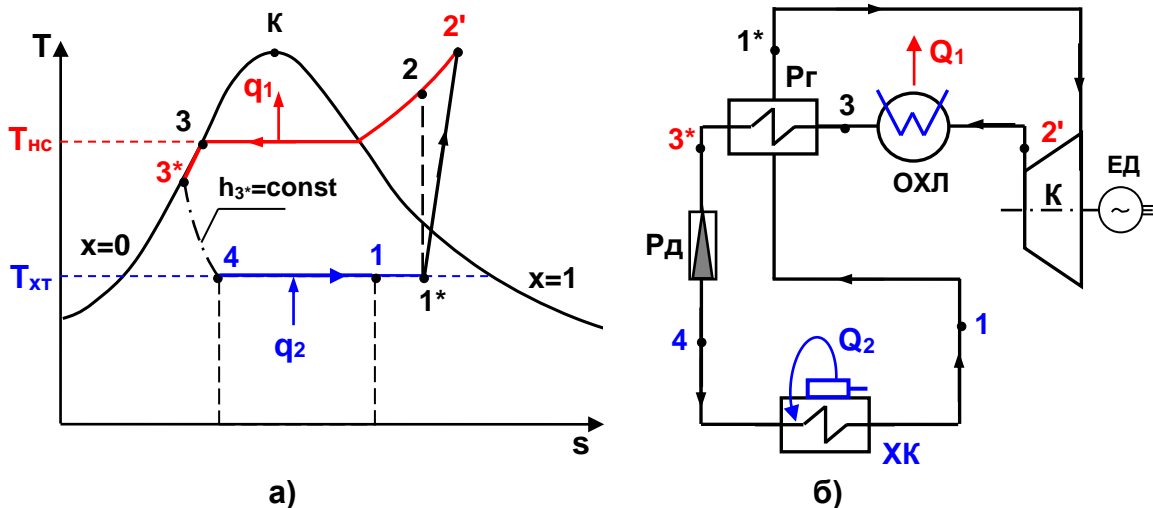


Рис. 14.9. Парокомпресорна холодильна установка з регенерацією: а – цикл T,s -діаграми; б - схема

14.11. Парокомпресорна холодильна установка з регенерацією працює на фреоні – 22 (рис.14.9). Холодопродуктивність установки $Q_2 = 50$ кВт. Температура конденсації пари в охолоджувачі $t_3 = t_{hc} = 20^\circ\text{C}$, температура в холодильній камері - $t_{хт} = -20^\circ\text{C}$, ступінь сухості фреону на виході з холодильної

камери $x_1=0,933$. Охолодження рідкого фреону у регенераторі $t_3-t_3^*=10$ °С. Адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,85$.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.2.

Визначити:

- 1) холодильний коефіцієнт реального циклу ПКХП;
- 2) витрата фреону на реальний цикл ПКХУ;
- 3) потужність двигуна на привід компресора.

Відповідь: $\varepsilon_i=4,69$, $G=0,295$ кг/с, $W_{ki}=10,7$ кВт.

14.12. Тепловий насос працює за парокompресорним циклом з дросельним вентилем (рис.14.10). Робоче тіло – вода.

Тепловий насос забезпечує споживача теплотою в кількості $Q_{ТП}=10$ кВт при $t_{ТП}=100$ °С та температурі навколишнього середовища $t_{нс}=20$ °С. Водяна пара на виході з випарника (на вході в компресор) має рівень сухості $x_1=0,9$. Адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,87$.

Намалювати схему установки та її цикл у T,s - діаграмі.

Визначити:

- 1) опалювальний коефіцієнт циклу ϕ_i ;
- 2) витрата робочого тіла G ;
- 3) потужність, витрачену на привід компресора W_{ki} .

Відповідь: $\phi_i=3,806$, $G=0,00394$ кг/с, $W_{ki}=2,63$ кВт.

14.13. Тепловий насос працює за парокompресорним циклом з дросельним вентилем (рис.14.10). Робоче тіло – аміак. Тепловий насос забезпечує споживача теплотою при $t_{ТП}=87$ °С та температурі навколишнього середовища $t_{нс}=7$ °С. Аміачна пара на виході з випарника (на вході в компресор) має ступінь сухості $x_1=0,9$. Потужність компресора $W_{ki}=1$ кВт, яке адіабатний коефіцієнт $\eta_k=0,87$. Властивості робочого тіла дано в табл. 4.4.

Намалювати схему установки та її цикл у T,s - діаграмі.

Визначити:

- 1) опалювальний коефіцієнт циклу ϕ_i ;
- 2) витрата робочого тіла G ;
- 3) потужність теплового споживача $Q_{ТП}$.

Відповідь: $\phi_i=3,13$, $G=0,003$ кг/с, $Q_{ТП}=3,13$ МВт.

14.14. Тепловий насос працює за парокompресорним циклом з дросельним вентилем (рис.14.10). Робоче тіло - Аміак. Тепловий насос забезпечує технологічного споживача теплотою $Q_{ТП}=10$ МВт за нормальної температури навколишнього середовища $t_{нс}=17$ °С. Аміачна пара на виході з випарника (на вході в компресор) має ступінь сухості $x_1=0,9$. Ступінь підвищення тиску в компресорі $v=p_2/p_1=6,45$, адіабатний коефіцієнт компресора $\eta_k=0,87$.

Властивості робочого тіла дано в табл. 4.4.

Намалювати схему установки та її цикл у T,s - діаграмі.

Визначити:

- 1) температуру теплового споживача $t_{ТП}$;
- 2) опалювальний коефіцієнт циклу ϕ_i ;
- 3) витрата робочого тіла G ;
- 4) потужність, витрачену на привід компресора $W_{кi}$.

Відповідь: $t_{ТП}=88,8\text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_i=2,31$, $G=9\text{ кг/с}$, $W_{кi}=4,32\text{ МВт}$.

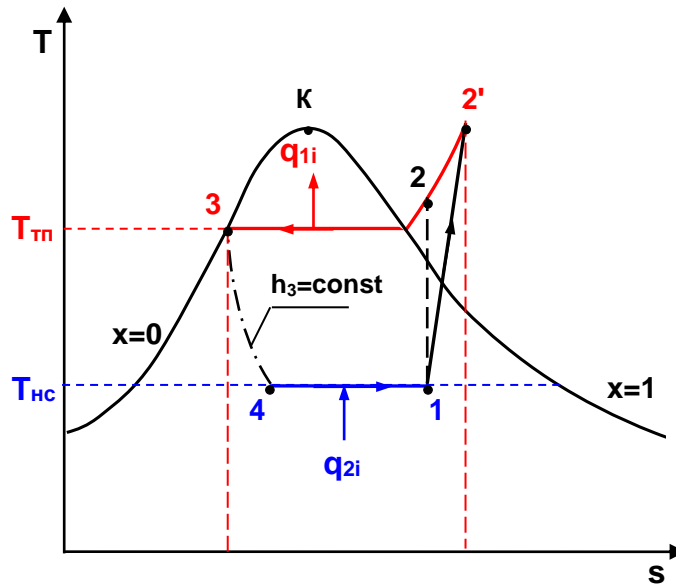


Рис. 14.10. Цикл парокомпресорного теплового насоса T,s - діаграмі

14.5. Контрольні питання

1. Які умови необхідні для передачі теплоти від тіла з меншою температурою до тіла з більшою температурою?
2. Перерахуйте основні елементи схеми повітряної холодильної установки та поясніть призначення цих елементів.
3. Від яких параметрів залежить холодильний коефіцієнт ідеального циклу повітряної холодильної установки?
4. Які величини визначають економічність ідеального циклу повітряної холодильної установки?
5. Від яких величин залежить холодильний коефіцієнт реального циклу повітряної холодильної установки?
6. Покажіть, на підставі яких величин вибирається оптимальне значення ступеня підвищення тиску повітря в компресорі для реального циклу холодильної повітряної установки.
7. Зобразіть у T,s - діаграмі ідеальний цикл парокомпресорної холодильної установки і поясніть, чому його не можна повністю реалізувати у вигляді циклу Карно.

8. Намалюйте схему та цикл у T,s - діаграмі реальної паро-компресорної холодильної установки, поясніть призначення її елементів.
9. Напишіть розрахунковий вираз холодильного коефіцієнта реальної парокомпресорної холодильної установки та поясніть визначення всіх величин, що входять до цього виразу.
10. Намалюйте схему та цикл у T,s - діаграмі теплового насоса, що працює за реальним парокомпресорним циклом, поясніть призначення його елементів.
11. Напишіть розрахунковий вираз опалювального коефіцієнта реального парокомпресорного циклу теплового насоса, що працює на воді, та поясніть визначення всіх величин, що входять до цього виразу.

15. ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ ТА ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

У газотурбінних установках (ГТУ) використовується робоче тіло у вигляді газів, які виконують технічну роботу в газових турбінах (ГТ).

Найбільше застосування в енергетиці знайшли ГТУ із розімкненим циклом (рис. 15.1).

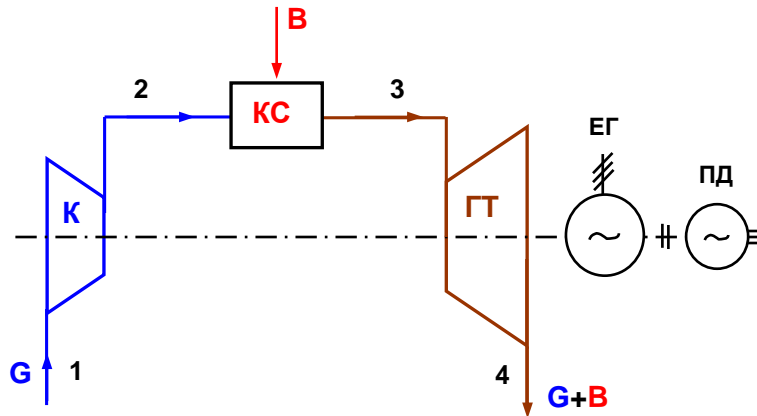


Рис. 15.1. Схема газотурбінної установки розімкнутого циклу: К – компресор; КС – камера згоряння; ГТ – газова турбіна; ЕГ – електричний генератор; ПД – пусковий двигун; G – Витрата повітря; В – витрата палива

У таких ГТУ повітря забирається компресором з атмосфери і при великому тиску подається в камеру згоряння, де здійснюється спалювання рідкого або газоподібного палива. Продукти згоряння органічного палива мають температуру понад 1200 °С.

Аналіз термодинамічної економічності ГТУ виконується з такими припущеннями:

1. Властивості робочого тіла ГТУ у всіх точках її процесу вважатимемо аналогічними властивостями ідеального двоатомного повітря із постійною ізобарною теплоємністю.

2. Масову кількість робочого тіла у всіх точках процесу вважатимемо однаковою і рівною кількості повітря, що надходить у компресор (G).

3. Умовно вважатимемо цикл ГТУ замкненим між точками 4 і 1 (рис. 15.2) за ізобарним процесом відведення теплоти від робочого тіла. Очевидно, що гази за ГТУ охолоджуються в навколишньому середовищі при постійному атмосферному тиску, а повітря в компресор надходить при тому тиску, тому відведення теплоти відповідає ізобарному процесу між точками 4 і 1.

Відповідно до вищеприйнятих припущень оборотний (ідеальний) цикл ГТУ в p,v -і T,s -діаграмах представлений на рис. 15.2.

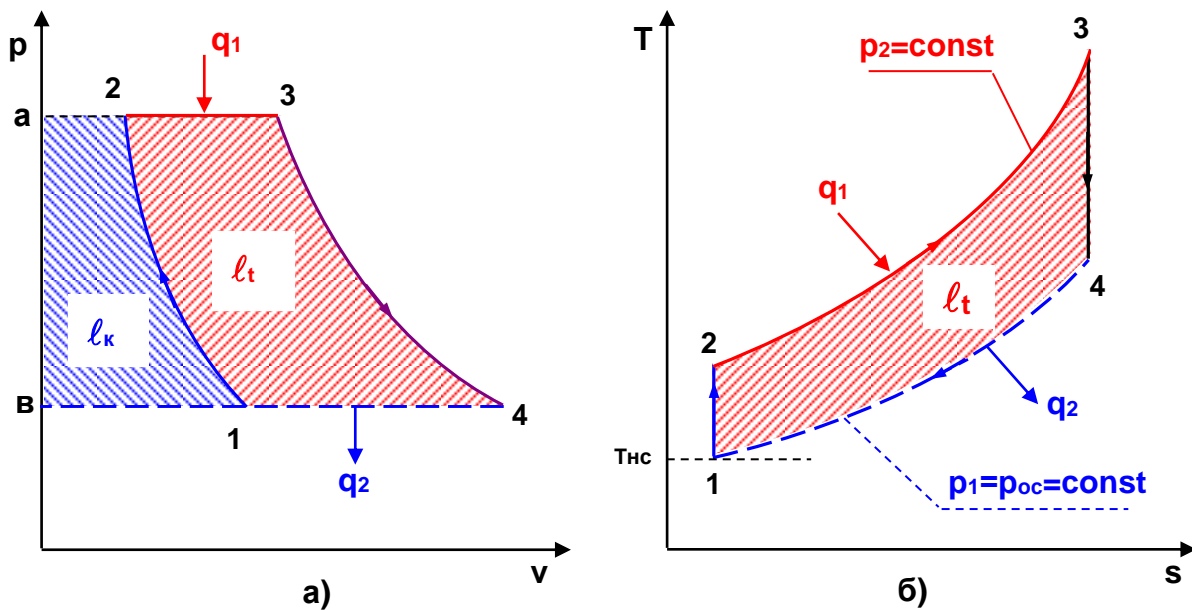


Рис. 15.2. Ідеальний цикл розімкнутої ГТУ: а - в p, v -діаграмі; б - в T, s -діаграмі

Методика розрахунку теплової економічності оборотного циклу ГТУ

Питома технічна робота оборотного адиабатного процесу стиснення повітря у компресорі 1-2

$$l_k = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (15.1)$$

Питома теплота, підведена до робочого тіла в камері згоряння, відповідає ізобарному процесу 2-3 і розраховується як

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (15.2)$$

Питома технічна робота оборотного адиабатного процесу розширення газу турбіні 3-4

$$l_{ГТ} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad (15.3)$$

Питома теплота, відведена від робочого тіла у довкілля, відповідає ізобарному процесу 4-1 і розраховується як

$$q_2 = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (15.4)$$

Питома робота циклу ГТУ може визначатися як різниця робіт турбіни та компресора або як різниця підведеної до робочого тіла та відведеної від робочого тіла теплоти:

$$l_t = l_{\Gamma} - l_k = q_1 - q_2. \quad (15.5)$$

Термічний ККД циклу ГТУ

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (15.6)$$

де $v = \frac{p_2}{p_1}$ називають ступенем підвищення тиску повітря у компресорі.

З рівняння (15.6) випливає, що термічний ККД циклу ГТУ залежить тільки від ступеня підвищення тиску повітря в компресорі, причому чим більший ступінь підвищення тиску в компресорі, тим більше термічний ККД циклу. Однак, це не зовсім так.

Як додатковий показник економічності ГТУ введено коефіцієнт роботи

$$\varphi = \frac{l_t}{l_{\Gamma}} = \frac{l_{\Gamma} - l_k}{l_{\Gamma}} = 1 - \frac{l_k}{l_{\Gamma}}. \quad (15.7)$$

За максимальним значенням цього коефіцієнта можна вибрати величину $v_{\text{опт}}$.

Крім ступеня підвищення тиску повітря в компресорі на теплову економічність ідеального циклу ГТУ впливають температура газів за камерою згоряння T_3 і температура повітря на вході в компресор T_1 . При збільшенні температури T_3 та зменшенні T_1 збільшуються значення термічного ККД та $v_{\text{опт}}$.

Теплова економічність реального циклу ГТУ

Необоротність у реальному циклі ГТУ характеризується наявністю тертя в адіабатних процесах стиснення 1-2' та розширення 3-4' робочого тіла в компресорі та газовій турбіні (рис. 15.3).

Необоротність адіабатних процесів у компресорі та в турбіні характеризують: адіабатний коефіцієнт компресора та внутрішній відносний ККД турбіни

$$\eta_k = \frac{l_k}{l_{ki}} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2i} - T_1}; \quad (15.8)$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{l_{\Gamma i}}{l_{\Gamma}} = \frac{c_p(T_3 - T_{4i})}{c_p(T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4i}}{T_3 - T_4}. \quad (15.9)$$

Використовуючи ці коефіцієнти, розраховують дійсні температури наприкінці адіабатних процесів:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k}; \quad (15.10)$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_T(T_3 - T_4). \quad (15.11)$$

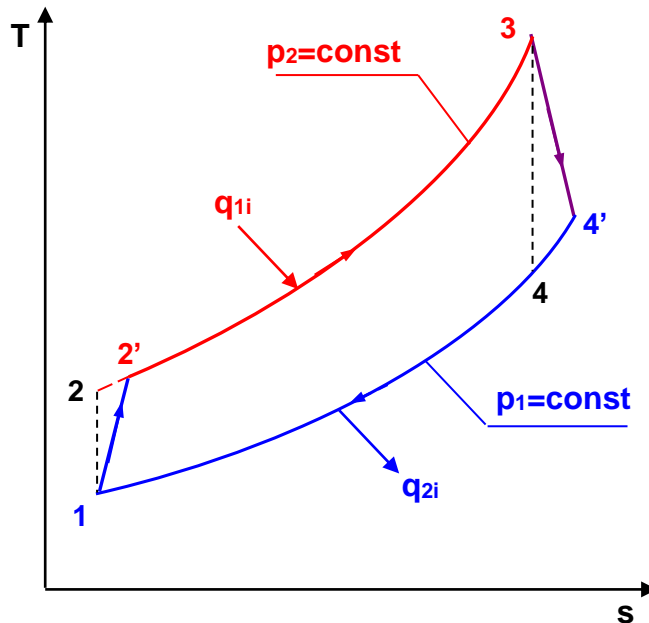


Рис. 15.3. Реальний - незворотний цикл розімкнутої ГТУ в T, s-діаграмі

Визначення робіт компресора, турбіни та циклу, підведеної та відведеної теплоти до робочого тіла ведеться аналогічно ідеальному циклу ГТУ, але з використанням реальних параметрів робочого тіла:

$$l_{ki} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_k} = c_p(T_{2i} - T_1); \quad (15.12)$$

$$q_{1i} = c_p(T_3 - T_{2i}); \quad (15.13)$$

$$l_{ГТi} = \eta_{ГТ} c_p(T_3 - T_4) = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (15.14)$$

$$q_{2i} = c_p(T_{4i} - T_1); \quad (15.15)$$

$$l_i = l_{ГТi} - l_{ki} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (15.16)$$

Теплова економічність дійсного циклу ГТУ першому етапі характеризується внутрішнім абсолютним ККД

$$\eta_{ji} = \frac{l_i}{q_{1i}} = \frac{l_{ГТi} - l_{ki}}{q_{1i}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)\eta_{ГТ} - c_p(T_2 - T_1)\frac{1}{\eta_k}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (15.17)$$

Теплова економічність дійсного циклу ГТУ залежить від наступних величин: v , T_1 , T_3 , η_k , $\eta_{ГТ}$. При цьому є оптимальні значення $v_{iопт1}$ і $v_{iопт2}$, які відповідають максимальним значенням ККД та роботи циклу.

Регенеративний цикл ГТУ

Схема та цикл у T,s -діаграмі регенеративної ГТУ представлені на рис. 15.4, 15.5.

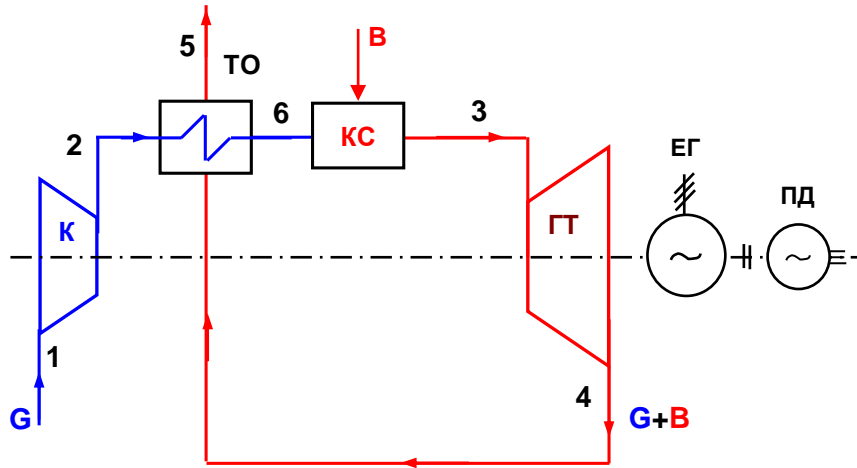


Рис. 15.4. Схема регенеративної ГТУ розімкнутого циклу: К – компресор; ТО – теплообмінник; КС – камера згоряння; ГТ – газова турбіна; ЕГ – електричний генератор; ПД - пусковий двигун; G - Витрата повітря; B – витрата палива

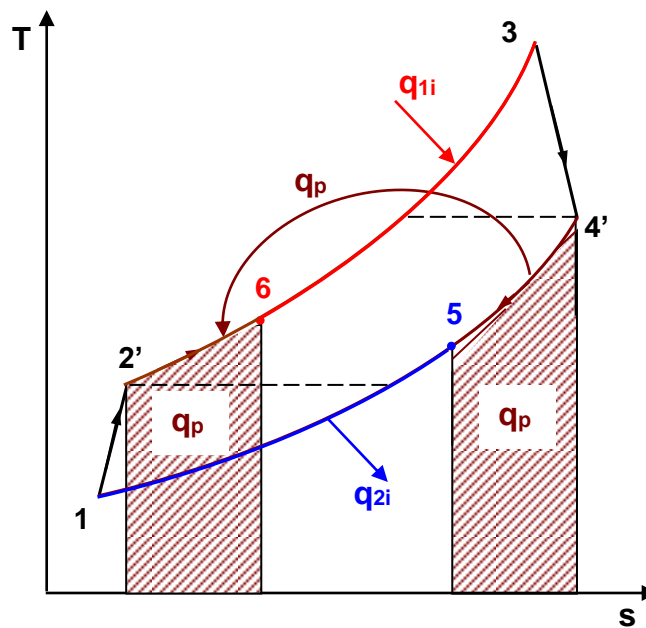


Рис. 15.5. Дійсний регенеративний цикл розімкнутої ГТУ в T,s -діаграмі

У регенеративному циклі ГТУ повітря після компресора надходить у теплообмінник (ТО), де він нагрівається за рахунок газів турбіни.

Гази, що виходять з турбіни з температурою T_{4i} , теоретично можуть бути

оохолоджені в регенеративному теплообміннику до температури повітря, що виходить з компресора T_{2i} . Однак відповідно до другого закону термодинаміки для передачі теплоти від газів повітря необхідно наявність різниці температур між ними. Тому газ охолоджується до температури $T_5 > T_{2i}$, а повітря нагрівається до температури $T_6 < T_{4i}$. У зв'язку з цим цей цикл характеризується величиною, яка називається ступенем регенерації:

$$\sigma_p = \frac{q_p}{q_{p_{\max}}} = \frac{c_p(T_{4i} - T_5)}{c_p(T_{4i} - T_{2i})} = \frac{c_p(T_6 - T_{2i})}{c_p(T_{4i} - T_{2i})}, \quad (15.18)$$

де $q_p = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_6 - T_{2i})$ – теплота регенерації;

$q_{p_{\max}} = c_p(T_{4i} - T_{2i})$ - максимальна теплота регенерації.

Підведена q_{1i} та відведена q_{2i}^p від робочого тіла теплота в регенеративному циклі ГТУ зменшується порівняно з q_{1i} та q_{2i} у простому циклі ГТУ на величину теплоти регенерації:

$$q_{1i}^p = c_p(T_3 - T_6) = c_p(T_3 - T_{2i}) - q_p; \quad (15.19)$$

$$q_{2i}^p = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_{4i} - T_1) - q_p. \quad (15.20)$$

Робота газової турбіни та компресора у регенеративному циклі ГТУ розраховується так само, як і у простому циклі:

$$l_{ГТі}^p = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (15.21)$$

$$l_{кі}^p = c_p(T_{2i} - T_1). \quad (15.22)$$

Внутрішній абсолютний ККД регенеративної ГТУ завжди більше, ніж у аналогічній простій ГТУ, так як роботи циклів вони однакові, а $q_{1i}^p < q_{1i}$:

$$\eta_i^p = \frac{l_{ГТі}^p - l_{кі}^p}{c_p(T_3 - T_{2i}) - q_p} > \eta_i = \frac{l_{ГТі} - l_{кі}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (15.23)$$

Регенеративний цикл ГТУ з двоступеневим стиском та розширенням робочого тіла

Схема регенеративної ГТУ з двоступеневим стисненням, проміжним охолодженням та двоступінчастим підведенням теплоти до робочого тіла показано на рис. 15.6, а її цикл у T,s -діаграмі - на рис. 15.7.

Такі складні цикли та схеми ГТУ знайшли практичне застосування при температурі газів перед газовою турбіною, що не перевищує 750 °С. Кількості кисню в газах, що виходять з першої камери згоряння, при таких температурах достатньо спалювання палива в другій камері згоряння.

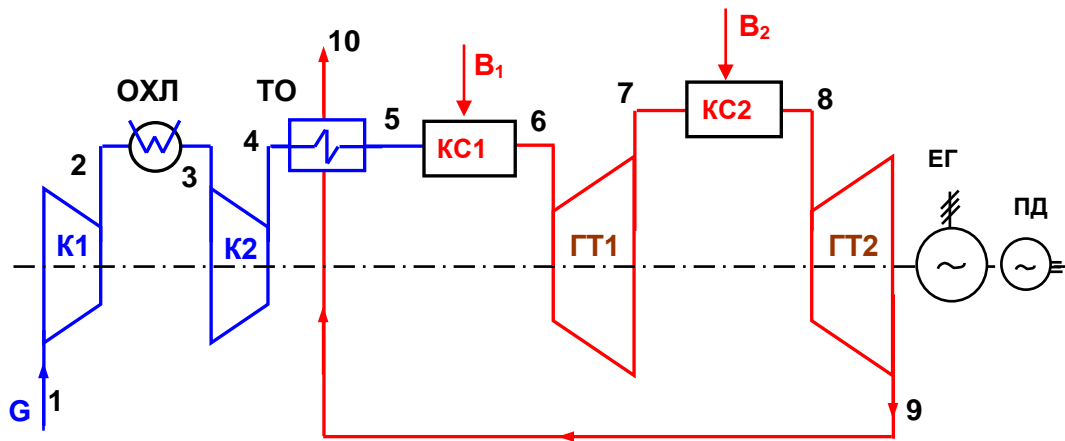


Рис. 15.6. Схема регенеративної двоступінчастої ГТУ: К1, К2 – компресор 1-го та 2-го ступенів; ТО – теплообмінник; ГТ1, ГТ2 – газова турбіна 1-го та 2-го ступенів; КС1, КС2 – камери згоряння, ЕГ – електричний генератор; ПД – пусковий двигун; ОХЛ – охолоджувач

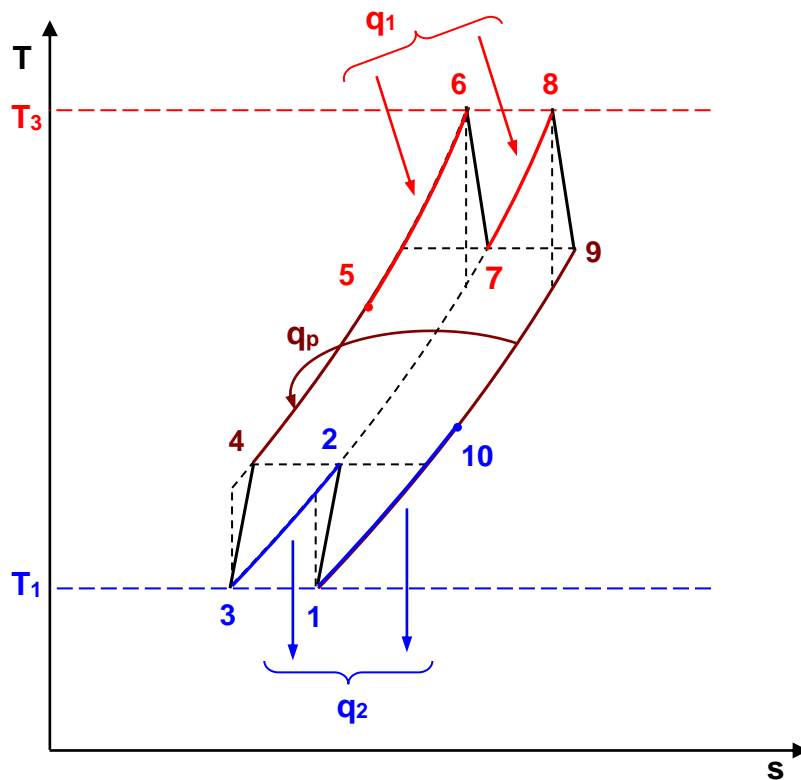


Рис. 15.7. Регенеративний цикл ГТУ з двоступеневим стиском і розширенням робочого тіла в T,s-діаграмі

Оптимальний розподіл підвищення тиску між ступенями компресора відповідає виразу.

$$v_1 = \frac{p_2}{p_1} = v_2 = \frac{p_4}{p_3} = \sqrt{\frac{p_4}{p_1}} \quad (15.24)$$

При цьому охолодження повітря за першим щаблем компресора здійснюється до $T_3=T_1$.

Розширення газу турбінах ГТ1 і ГТ2 походить від $T_6=T_8$ в інтервалі тих самих відносин тисків, як і в компресорах:

$$v_1 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_8}{p_9} = v_2 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_7}.$$

Ступінь регенерації такого циклу визначається величиною

$$\sigma_p = \frac{q_p}{q_{p_{\max}}} = \frac{c_p(T_5 - T_4)}{c_p(T_9 - T_4)} = \frac{c_p(T_9 - T_{10})}{c_p(T_9 - T_4)}. \quad (15.25)$$

Відповідно до цих умов теплота, підведена до робочого тіла, у цьому циклі розраховується як

$$q_1 = c_p(T_6 - T_5) + c_p(T_8 - T_7). \quad (15.26)$$

Теплота, відведена від робочого тіла, визначається сумою теплоти з газами і теплоти, відведеної від повітря в охолоджувачі:

$$q_2 = c_p(T_{10} - T_1) + c_p(T_2 - T_3). \quad (15.27)$$

Робота компресора ГТУ є сумою робіт першого і другого ступенів компресора:

$$l_k = l_{k1} + l_{k2} = c_p(T_2 - T_1) + c_p(T_4 - T_3). \quad (15.28)$$

Робота газової турбіни становить суму робіт першого і другого ступенів турбіни:

$$l_{\text{ГТ}} = l_{\text{ГТ1}} + l_{\text{ГТ2}} = c_p(T_6 - T_7) + c_p(T_8 - T_9). \quad (15.29)$$

Робота циклу та внутрішній абсолютний ККД такої ГТУ розраховуються стандартним чином:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ГТ}} - l_k}{q_1}.$$

15.2. Базовий цикл ПТУ – цикл Ренкіна

Сучасний базовий (простий) цикл паротурбінної установки (ПТУ) був запропонований у п'ятдесятих роках ХІХ століття шотландським інженером-фізиком У.Ренкіном, тому його часто називають циклом Ренкіна.

Це цикл ПТУ на перегрітій водяній парі та стисканні робочого тіла в рідкій фазі. Схема такої ПТУ представлена на рис.15.11, а її цикл у T,s - та h,s -діаграмах показаний на рис. 15.12, 15.13.

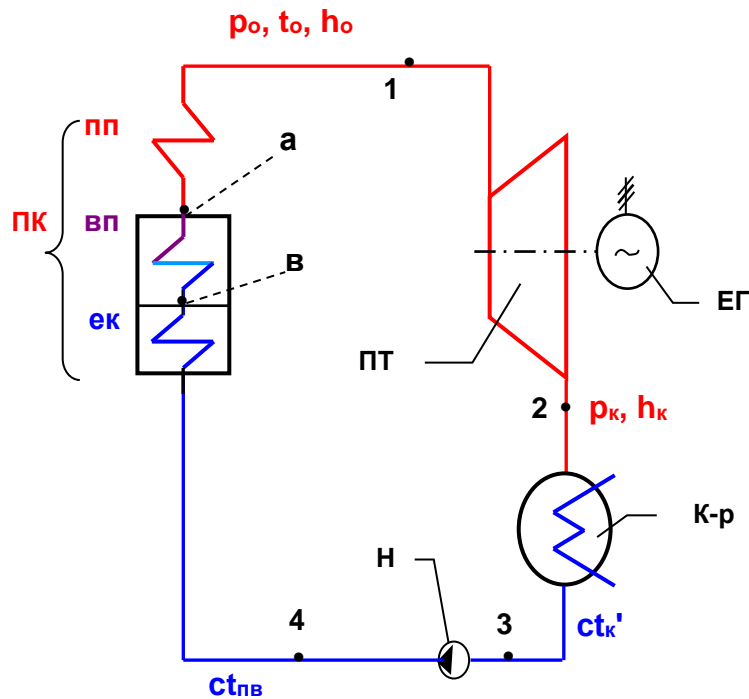


Рис.15.11. Схема РТУ на перегрійтій парі та стисканні робочого тіла в рідкій фазі: ПК – паровий котел, ПП – пароперегрівач, ВП – випарна поверхня, ЕК – економайзер; ПТ – парова турбіна; К-р - конденсатор парової турбіни; Н – насос; ЕГ – електричний генератор

Основні параметри робочого тіла, що характеризують простий цикл РТУ, мають позначення: p_o і t_o – тиск та температура пари перед турбіною, p_k – тиск у конденсаторі турбіни. Ці три термічні параметри визначають конфігурацію циклу РТУ.

Простий цикл РТУ складається з чотирьох процесів: 1-2 – адіабатне розширення пари у турбіні; 2-3 – ізобарне відведення теплоти від робочого тіла в конденсаторі турбіни, внаслідок чого пара перетворюється на рідину в стані насичення при тиску p_k ; 3-4 - адіабатне стиск води в насосі від тиску p_k до p_o ; 4-1 – ізобарне підведення теплоти до робочого тіла в паровому котлі від температури поживної води $t_{пв}$ до температури перегрітої пари t_o .

У циклі РТУ прийнято такі позначення ентальпій: h_o – ентальпія пари перед турбіною; h_k – ентальпії пари на виході з турбіни при оборотному процесі його розширення; ct_k' - ентальпія води в стані насичення на виході з конденсатора; $ct_{пв}$ – ентальпія в кінці оборотного процесу стиснення води у насосі. Введення позначення “ ct ” для ентальпії рідкої фази води зроблено теплоенергетиками з метою відмінності ентальпії рідкої фази води від парової. Індекс “пв” відноситься до параметрів води на вході в паровий котел, в теплоенергетиці така вода називається живильною.

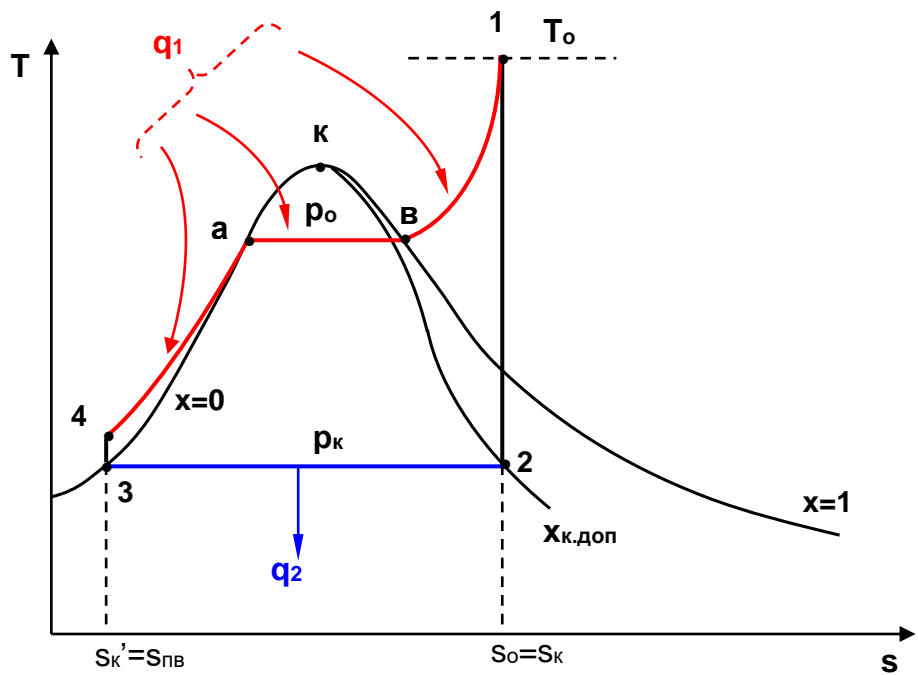


Рис. 15.12. Цикл ПТУ на перегрітій водянній парі та стисканні робочого тіла в області рідини в T,s - діаграмі

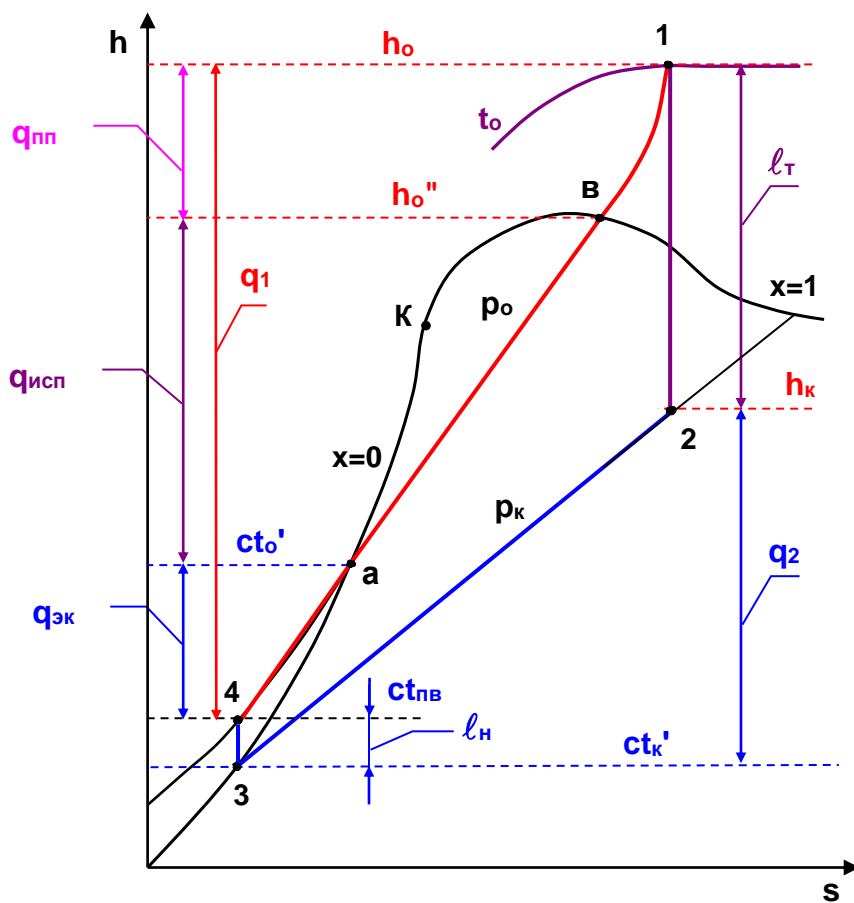


Рис.15.13. Оборотний простий цикл ПТУ в h,s - діаграмі

Для розрахунку циклу ПТУ спочатку визначаються ентальпії робочого тіла у його характерних точках за двома відомими параметрами з використанням таблиць та h,s -діаграм термодинамічних властивостей води та водяної пари [13].

Питома технічна робота стиснення води в оборотному адіабатному процесі насоса може бути розрахована виходячи з того, що процес 3-4 як ізоентропний, так і ізохорний (до $p_o \leq 100$ бар):

$$l_H = ct_{пв} - ct'_k = v'_k(p_o - p_k) \cong 0,001(p_o - p_k), \quad (15.31)$$

при цьому для отримання роботи насоса в кілоджоулях на кілограм тиску вираз (15.31) необхідно підставляти в кілопаскалях.

Питома теплота, підведена в циклі ПТУ до робочого тіла, позначається як q_1 . Вона ізобарно ($p_o = \text{const}$) підводиться в паровому котлі до води і водяної пари (процес 4-а-в-1) і може бути представлена як сума теплоти економайзера $q_{ек}$, випарної поверхні $q_{вип}$ і пароперегрівача парового котла $q_{пп}$. Розрахунок цих величин виконується за такими формулами:

$$q_1 = q_{экк} + q_{исп} + q_{пп} = h_o - ct_{пв}, \quad (15.32)$$

де $q_{ек} = ct'_o - ct_{пв}$, $q_{вип} = h'_o - ct'_o = r_o$, $q_{пп} = h_o - h'_o$;

r_o – питома теплота пароутворення при тиску p_o .

Питома теплота, відведена у циклі ПТУ від робочого тіла, розраховується як різниця ентальпій ізобарного процесу 2-3:

$$q_2 = h_k - ct'_k. \quad (15.33)$$

Питома технічна робота парової турбіни визначається як різниця ентальпій адіабатного процесу 1-2:

$$l_T = h_o - h_k. \quad (15.34)$$

Питома робота ідеального циклу ПТУ позначається як l_t і може визначатися як різниця технічних робіт турбіни та насоса або підведеної та відведеної теплоти

$$l_t = l_T - l_H = q_1 - q_2. \quad (15.35)$$

ККД оборотного циклу ПТУ називається термічним. Він позначається як η_t і визначається як

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1}. \quad (15.36)$$

Оскільки робота насоса незрівнянно мала в порівнянні з роботою турбіни (ізобара p_o практично збігається з лінією $x=0$ в h, s -діаграмі), то при розрахунку ККД ПТУ іноді нехтують величиною l_H . Такий термічний ККД (без урахування роботи насоса) отримав назву «нетто» Розрахунковий вираз цього ККД має вигляд.

$$\eta_t^H = \frac{\ell_T}{h_0 - ct_K} = \frac{h_0 - h_K}{h_0 - ct_K}. \quad (15.37)$$

Питома витрата пари та теплоти відноситься до показників теплової економічності циклу ПТУ. Ці величини показують, скільки пари чи теплоти даного циклу ПТУ потрібно вироблення турбіної одиниці роботи у кВт·год.

Вираз питомої витрати пари в кілограмах на кіловат година має вигляд

$$d_t = \frac{D \cdot 3600}{W_T} = \frac{D \cdot 3600}{D \ell_T} = \frac{3600}{\ell_T} = \frac{3600}{h_0 - h_K}. \quad (15.38)$$

Питома витрата теплоти в кілоджоулях на кіловат година має вигляд

$$q_t = \frac{3600 \cdot Q_1}{W_T} = \frac{3600 \cdot D \cdot q_1}{D \ell_T} = \frac{3600 \cdot q_1}{\ell_T} = \frac{3600}{\eta_t^H}. \quad (15.39)$$

Розрахунок незворотного циклу простої ПТУ

Справжній (необоротний) цикл ПТУ в h,s -діаграмі показаний на рис.15.14. Необоротність цього циклу характеризується наявністю тертя в адіабатних процесах розширення пари в турбіні та стиснення води у насосі.

Необоротність процесу розширення пари в турбіні характеризується внутрішнім відносним ККД турбіни η_{oi}

$$\eta_{oi} = \frac{\ell_{Ti}}{\ell_T} = \frac{h_0 - h_{Ki}}{h_0 - h_K}, \quad (15.39)$$

незворотність процесу стиснення води в насосі характеризується адіабатним коефіцієнтом насоса η_H

$$\eta_H = \frac{\ell_H}{\ell_{Hi}} = \frac{ct_{пв} - ct_K}{ct_{пви} - ct_K}. \quad (15.40)$$

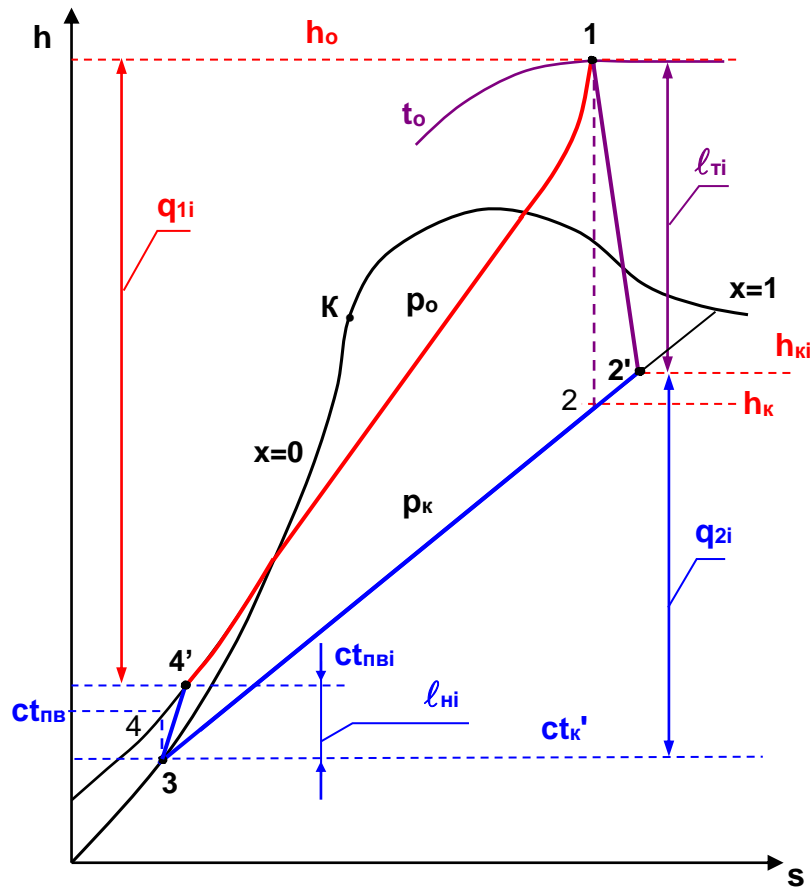


Рис.15.14. Необоротний цикл простий ПТУ у h,s - діаграмі

Використовуючи ці коефіцієнти, визначають параметри наприкінці незворотних адіабатних процесів 1-2' та 3-4':

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k) ; ct_{пвi} = ct'_k + \frac{l_H}{\eta_H} .$$

Питома теплота та робота в цьому циклі визначаються різницею ентальпій відповідних процесів:

$$q_{1i} = h_o - ct_{пвi} ; q_{2i} = h_{ki} - ct'_k ;$$

$$l_{Ti} = h_o - h_{ki} = \eta_{oi}(h_o - h_k) ; l_{Hi} = ct_{пвi} - ct'_k = \frac{l_H}{\eta_H} ;$$

$$l_i = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i} ; l_i = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i} .$$

Теплова економічність незворотного циклу ПТУ характеризується внутрішнім абсолютним ККД

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} . \quad (15.41)$$

Внутрішній абсолютний ККД ПТУ без урахування роботи насоса "нетто"

визначається як

$$\eta_i^H = \frac{\ell_{Ti}}{h_0 - ct_K}, = \eta_t^H \eta_{oi}^H. \quad (15.42)$$

Питомі витрати пари і теплоти на вироблений кіловат на годину реального циклу ПТУ визначається як

$$d_i = \frac{3600}{\ell_{Ti}}; \quad q_i = \frac{3600}{\eta_i^H}.$$

Система ККД циклу ПТУ

Ефективність енергетичних перетворень у ПТУ теплоти, підведеної до робочого тіла в паровому котлі Q_1 , через потужності: W_T – теоретичну, W_{Ti} – внутрішню турбіни, W_e – ефективну на валу турбіни у $W_{ел}$ – електричну потужність генератора характеризує система ККД:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{W_{\text{э}}}{Q_1} = \frac{W_{\text{э}}}{W_e} \frac{W_e}{W_{Ti}} \frac{W_{Ti}}{W_T} \frac{W_T}{Q_1} = \eta_t \eta_{oi} \eta_M \eta_{\Gamma}, \quad (15.43)$$

де $\eta_t = \frac{W_T}{Q_1}$ - термічний ККД,

$\eta_{oi} = \frac{W_{Ti}}{W_T}$ - внутрішній відносний ККД турбіни,

$\eta_M = \frac{W_e}{W_{Ti}}$ - механічний ККД турбіни,

$\eta_{\Gamma} = \frac{W_{\text{э}}}{W_e}$ - електричний ККД генератора.

Питомі витрати пари та теплоти на вироблений кіловат·година електричної роботи ПТУ визначаються як

$$d_{\text{э}} = \frac{3600}{\ell_{Ti} \eta_M \eta_{\Gamma}}, \quad (15.44)$$

$$q_{\text{э}} = \frac{3600}{\eta_{\text{э}}}. \quad (15.45)$$

Електрична потужність ПТУ W_e та витрата пари на турбіну D визначаються співвідношенням

$$W_{\text{э}} = D \ell_{Ti} \eta_M \eta_{\Gamma} \quad \text{или} \quad D = \frac{W_{\text{э}}}{\ell_{Ti} \eta_M \eta_{\Gamma}}. \quad (15.46)$$

15.3. Цикл ПТУ із вторинним перегрівом пари

Схематичне зображення циклу ПТУ із вторинним перегрівом наведено на рис. 15.15. Вторинний перегрів пари дозволяє збільшити ККД циклу і знизити вологість пари на виході з частини низького тиску турбіни (ЧНТ).

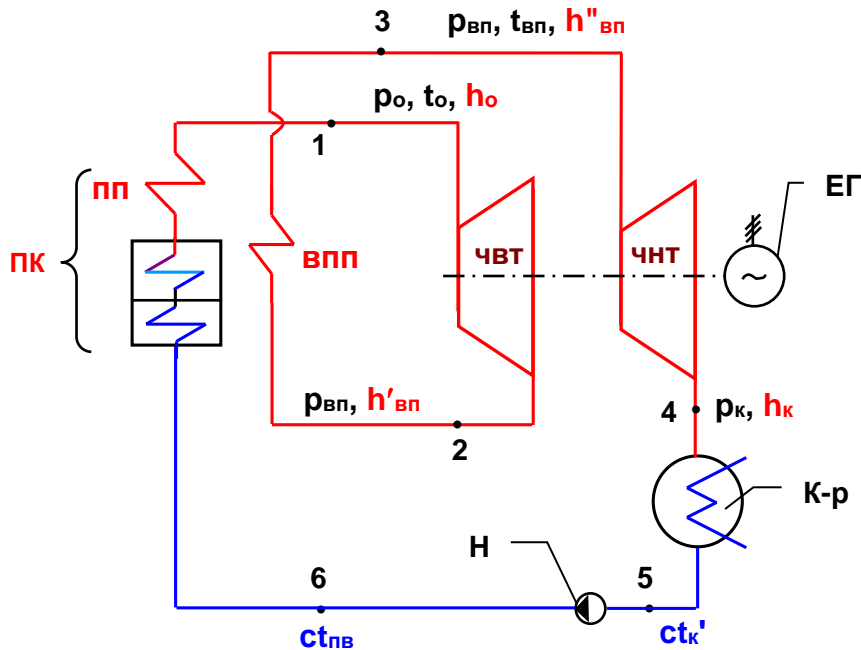


Рис.15.15. Схема паротурбінної установки із вторинним пароперегрівачем: ПК – паровий котел, ПП – пароперегрівач; ВПП – вторинний пароперегрівач; ЧВД, ЧНД – частини високого та низького тиску турбіни; К-р - конденсатор парової турбіни; Н – насос; ЕГ – електричний генератор

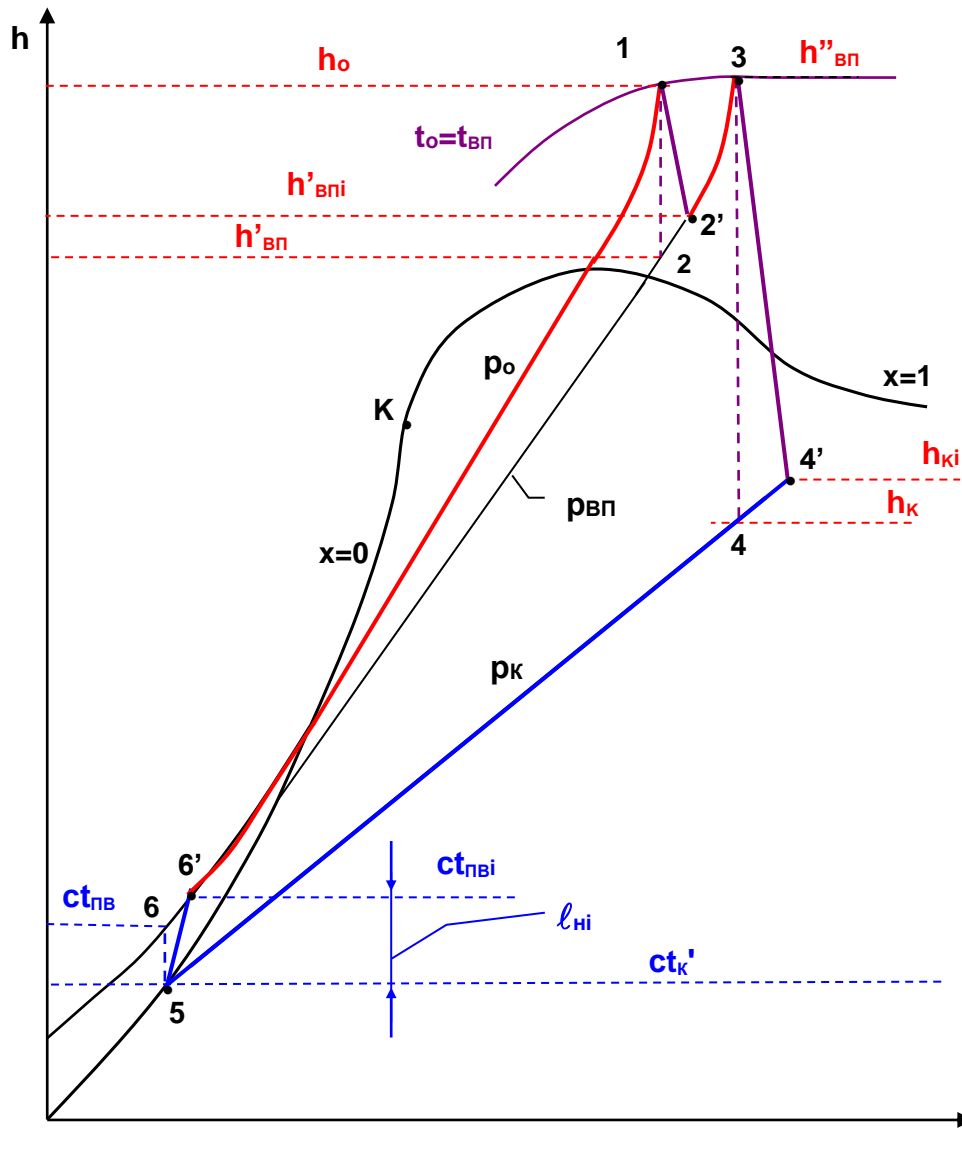
Зображення незворотного циклу ПТУ з вторинним перегріванням пари в h,s -діаграмі показано на рис.15.16.

Ентальпія пари на виході з ЧВД турбіни (на вході у ВПП) позначена як $h_{вп}'$, а на виході з ВПП (на вході в ЧНТ турбіни) – як $h_{вп}''$. Температура пари на виході з ВПП позначена як $t_{вп}$. У цьому циклі $t_{вп}=t_0$, у випадку вони можуть бути неоднаковими. Інші позначення аналогічні простому циклу ПТУ.

Необоротність процесів розширення пари в турбіні характеризується внутрішніми відносними ККД частин високого та низького тиску турбіни – $\eta_{oi}^{чвд}$ і $\eta_{oi}^{чнд}$:

$$\eta_{oi}^{чвд} = \frac{l_{Тi}^{чвд}}{l_{Т}^{чвд}} = \frac{h_0 - h_{вп}'}{h_0 - h_{вп}'}; \quad (15.47)$$

$$\eta_{oi}^{чнд} = \frac{l_{Тi}^{чнд}}{l_{Т}^{чнд}} = \frac{h_{вп}'' - h_{кi}}{h_{вп}'' - h_{к}}. \quad (15.48)$$



15.16. Необоротний (дійсний) цикл ПТУ з вторинним перегріванням пари в h,s -діаграмі

Використовуючи внутрішній відносний ККД турбіни та адіабатний коефіцієнт насоса, визначають параметри в кінці незворотних адіабатних процесів 1-2', 3-4' та 5-6':

$$h'_{впi} = h_0 - \eta_{oi}^{чвд} (h_0 - h'_{вп}) ;$$

$$h_{кi}'' = h_{вп}'' - \eta_{oi}^{чнд} (h_{вп}'' - h_к) ;$$

$$ct_{пвi}' = ct_к' + \frac{l_H}{\eta_H} .$$

Питомі величини теплоти робочого тіла, підведеної та відведеної у циклі ПТУ, розраховуються як

$$q_{1i} = h_o - ct_{пви} + h_{вп}'' - h_{впi}' ; q_{2i} = h_{ki} - ct_{к}' . \quad (15.49)$$

Питома технічна робота турбіни визначається як сума робіт ЧВТ та ЧНТ турбіни:

$$l_{Ti} = h_o - h_{впi}' + h_{вп}'' - h_{ki} = \eta_{oi}^{ЧВД} (h_o - h_{вп}') + \eta_{oi}^{ЧНД} (h_{вп}'' - h_k) . \quad (15.50)$$

Питома технічна робота насоса, робота циклу та внутрішній абсолютний ККД визначаються так само, як і у простому циклі ПТУ:

$$l_{Hi} = ct_{пви} - ct_{к}' = \frac{l_H}{\eta_H} ;$$

$$l_i = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i} ;$$

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} .$$

Внутрішній абсолютний ККД ПТУ без урахування роботи насоса "нетто" визначається як

$$\eta_i^H = \frac{l_{Ti}}{h_o - ct_{к}' + h_{вп}'' - h_{впi}'} . \quad (15.51)$$

15.4. Регенеративний цикл ПТУ

Схема регенеративної ПТУ з трьома відборами пари на підігрівники, що змішують, показана на рис. 15.17. У таких регенеративних підігрівачах вода і пара, що гріє, при постійному тиску змішуються, і в розрахунковому режимі з підігрівача виходить вода в стані насичення.

При подальшому викладі матеріалу будемо нехтувати технічною роботою всіх насосів через її малу величину в порівнянні з роботою турбіни. Умовно вважатимемо, що це ізобари у області рідини збігаються з лінією $x=0$. З урахуванням цього спрощення цикл даної ПТУ зображений в h, s -діаграмі на рис. 15.18.

Витрата робочого тіла у такій схемі величина змінна. Тому при розрахунку регенеративної ПТУ на 1 кг робочого тіла вводять відносні частки витрати, взяті по відношенню до повної витрати пари на турбіну D : $\alpha_1=D_1/D$, $\alpha_2=D_2/D$, $\alpha_3=D_3/D$. Тут D_1 , D_2 та D_3 – витрати пари з відборів турбіни на регенеративні підігрівачі. Перед турбіною (точка 1) відносна витрата пари дорівнює 1.

Основні параметри води та водяної пари даної схеми ПТУ мають такі позначення:

p_o, t_o, h_o – тиск, температура та ентальпія пари перед турбіною;

$p_1, h_1, \alpha_1, p_2, h_2, \alpha_2$ і p_3, h_3, α_3 – тиску, ентальпії та частки відборів пари з

першого, другого та третього відборів турбіни на регенеративні підігрівачі П₁, П₂, П₃ відповідно;

p_k, h_k – тиск та ентальпія пари на виході з турбіни;

ct_k' – ентальпія насиченої води на виході з конденсатора при тиску p_k ;

ct_1', ct_2', ct_3' – ентальпії насиченої води на виході з підігрівачів П₁, П₂, П₃ при тисках p_1, p_2, p_3 відповідно;

$ct_{пв}=ct_1'$ – ентальпія поживної води на вході в паровий котел.

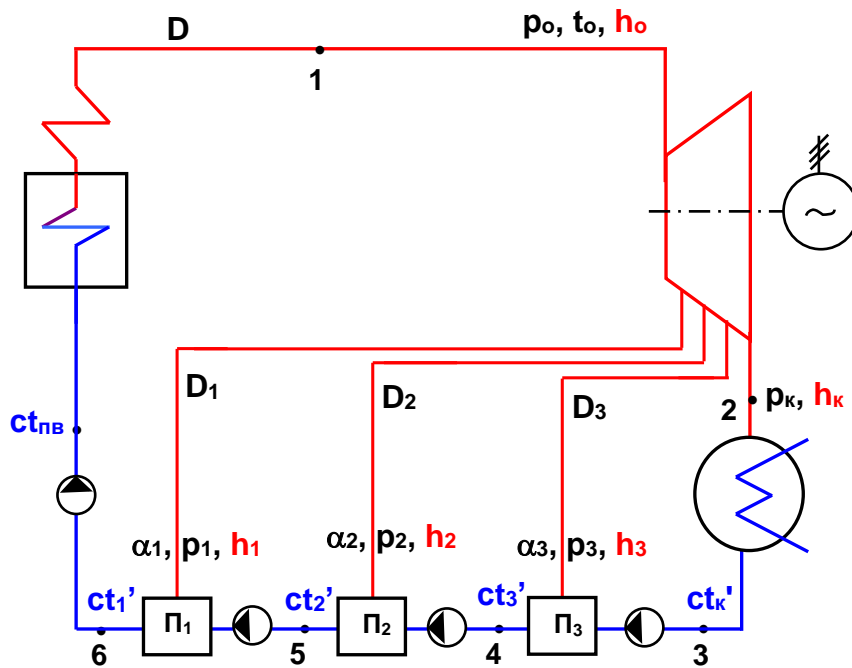


Рис. 15.17. Схема регенеративної ПТУ з трьома регенеративними підігрівачами, що змішують: П₁, П₂ і П₃

Ентальпії пари в незворотному адіабатному процесі турбіни розраховуються з використанням її внутрішнього відносного ККД як

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k), \quad h_{1i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_1),$$

$$h_{2i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_2), \quad h_{3i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_3).$$

Розрахунок часток відбору пари на змішувальний підігрівач заснований на рівнянні змішування пари та води в потоці.

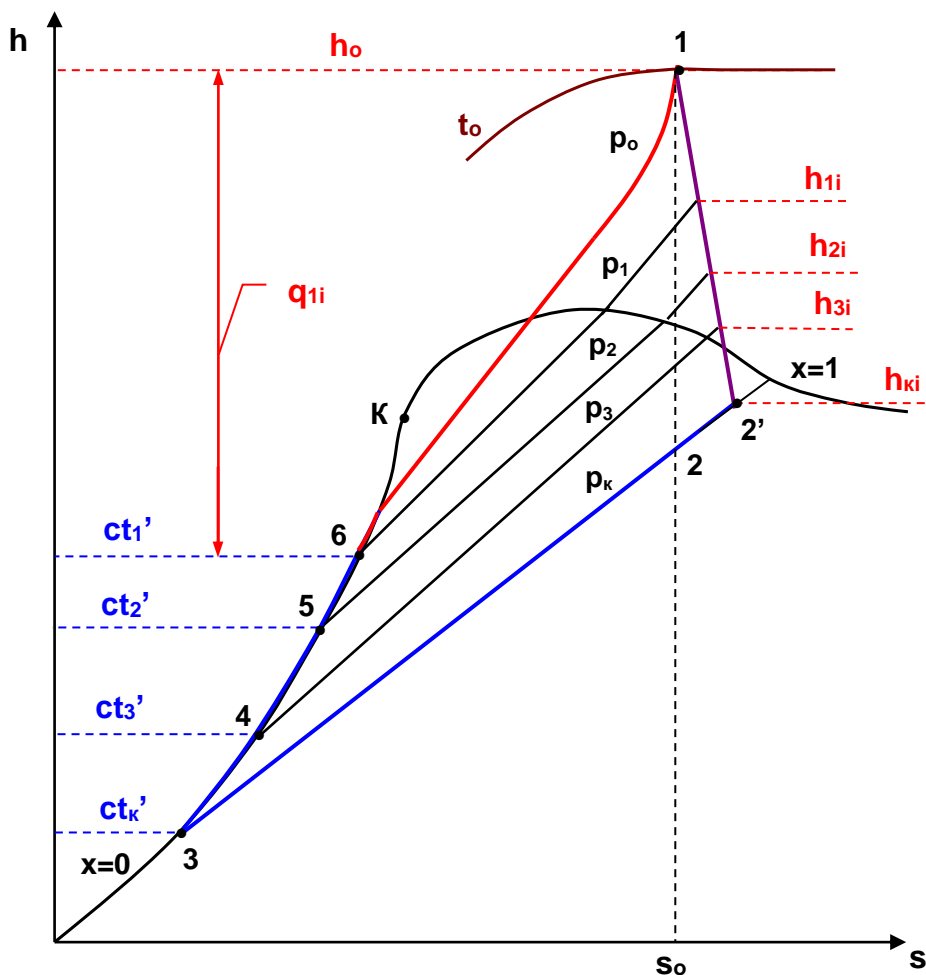


Рис. 15.18. Необоротний цикл ПТУ з трьома підігрівниками, що змішують, в h,s- діаграмі

Розпочинається розрахунок з першого підігрівача Π_1 по ходу руху пари (рис. 15.19.):

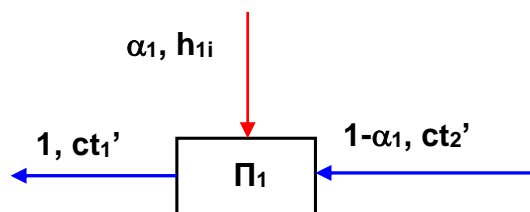


Рис. 15.19. Схема потоків підігрівача Π_1

$$ct_1' = \alpha_1 h_{1i} + (1 - \alpha_1) ct_2' \rightarrow \alpha_1 = \frac{ct_1' - ct_2'}{h_{1i} - ct_2'} \quad (15.52)$$

Аналогічні рівняння складаються для підігрівачів Π_2 і Π_3 відповідно до схем їх потоків (рис.15.20 і 16.21). Вирішуючи ці рівняння, визначають частки відборів пари α_2 і α_3 :

$$(1-\alpha_1)ct_2' = \alpha_2 h_{2i} + (1-\alpha_1-\alpha_2)ct_3' \rightarrow \alpha_2 = (1-\alpha_1) \frac{ct_2' - ct_3'}{h_{2i} - ct_3'} ; \quad (15.53)$$

$$(1-\alpha_1-\alpha_2)ct_3' = \alpha_3 h_{3i} + (1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3)ct_k' \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_3 = (1-\alpha_1-\alpha_2) \frac{ct_3' - ct_k'}{h_{3i} - ct_k'} . \quad (15.54)$$

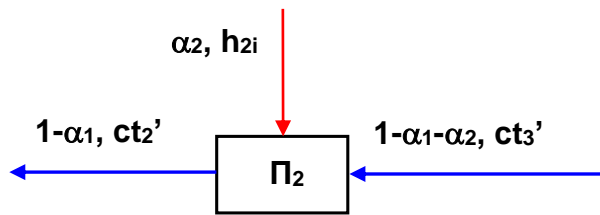


Рис. 15.20. Схема потоків підігрівача П₂

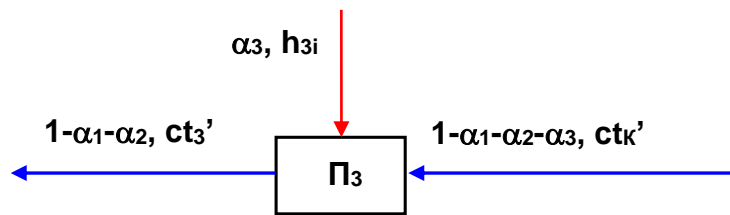


Рис. 15.21. Схема потоків підігрівача П₃

Питома теплота, підведена та відведена у циклі ПТУ від робочого тіла, розраховуються як

$$q_{1i} = q_1 = h_o - ct_1' , \quad (15.55)$$

$$q_{2i} = (1-\alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{ki} - ct_k') . \quad (15.56)$$

Питома технічна робота парової турбіни

$$\begin{aligned} l_{Ti} &= h_o - h_{1i} + (1-\alpha_{1i})(h_{1i} - h_{2i}) + (1-\alpha_{1i} - \alpha_{2i})(h_{2i} - h_{3i}) + \\ &+ (1-\alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{3i} - h_{ki}) = \\ &= h_o - h_{ki} - \alpha_{1i}(h_{1i} - h_{ki}) - \alpha_{2i}(h_{2i} - h_{ki}) - \alpha_{3i}(h_{3i} - h_{ki}) . \end{aligned} \quad (15.57)$$

Внутрішній абсолютний ККД регенеративного циклу ПТУ

$$\eta_i = \frac{l_{Ti}}{q_1} = \frac{l_{Ti}}{h_o - ct_1' } . \quad (15.58)$$

Вибір оптимальних тисків відборів пара турбіни на регенеративні підігрівачі ПТУ

Вибір оптимальних тисків відборів пари на регенеративні підігрівачі ПТУ виконується на основі принципу рівномірного підігріву води в кожному підігрівачі на величину $\Delta t_{\text{опт}}$ (приклад для трьох відборів рис.15.22):

$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{t_o^H - t_k}{n + 1}, \quad (15.59)$$

де $t_{\text{он}}$ - температура насичення води при тиску p_o ;

t_k – температура насичення води при тиску p_k ;

n – кількість регенеративних підігрівачів.

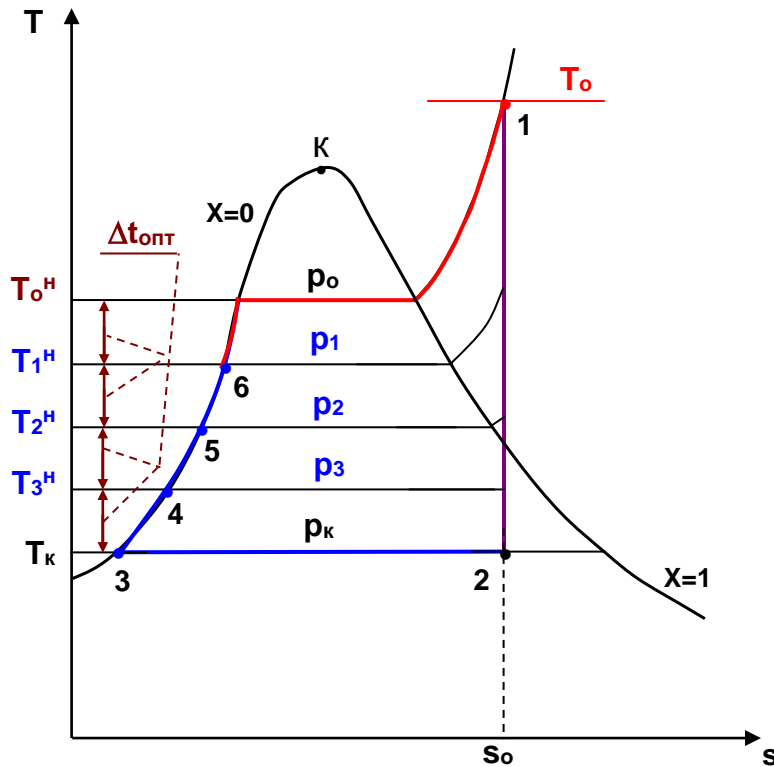


Рис. 15.22. До визначення оптимальних тисків в ПТУ з трьома регенеративними підігрівачами, що змішують.

Тиск відборів пари на підігрівачі визначаються як тиск насичення при температурах на виході з підігрівачів:

$$t_1^H = t_o^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_1 = f(t_1^H); \quad (15.60)$$

$$t_2^H = t_1^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_2 = f(t_2^H); \quad (16.61)$$

$$t_3^H = t_2^H - \Delta t_{\text{опт}} = t_k + \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_3 = f(t_3^H); \quad (16.62)$$

Особливості розрахунку регенеративних ПТУ з підігрівачами поверхневого типу

Особливості регенеративних ПТУ з підігрівачами поверхневого типу розглянемо з прикладу схеми ПТУ, наведеної на рис. 15.23. Схема та принцип роботи підігрівача поверхневого типу показані на рис. 15.24. Гріючий пар відбору турбіни надходить у підігрівач, за рахунок передачі теплоти воді через поверхню нагріву F (рис.15.24 б) конденсується і в розрахунковому режимі роботи підігрівача виходить з нього у вигляді води в стані насичення. У свою чергу, вода нагрівається в підігрівачі до температури нижче температури насичення пари, що гріє (це обумовлено наявністю розділюючої поверхні між водою і паром, що гріє) на величину недогріву

$$\delta t = t_1^H - t_{B1}, \quad (15.63)$$

яка є характеристикою даного підігрівача і визначається як відома величина для розрахункового режиму його роботи

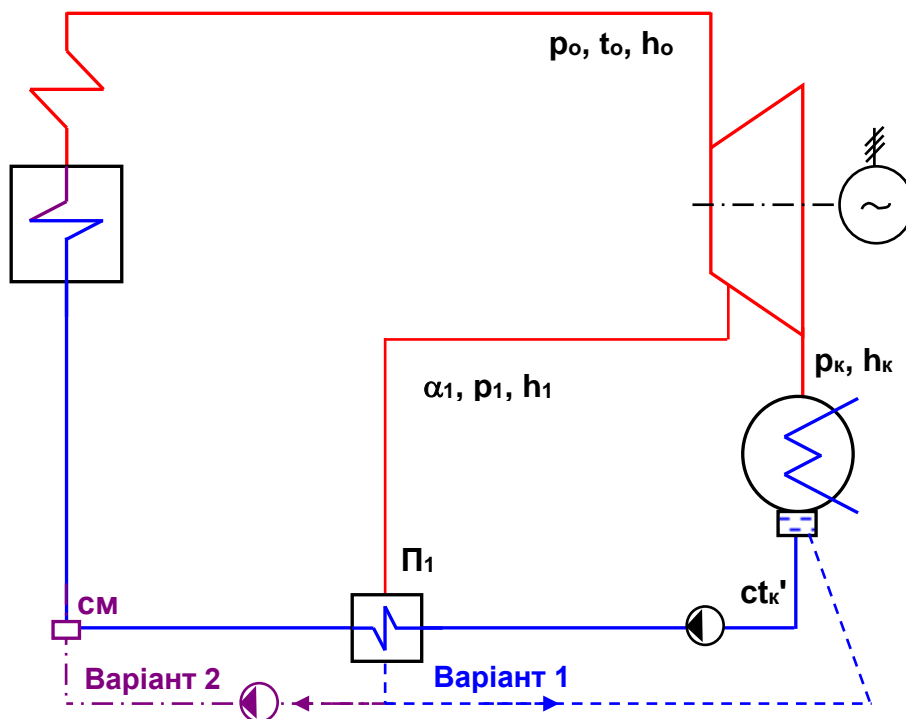


Рис. 15.23. Схема ПТУ з одним поверхневим регенеративним підігрівачем та двома варіантами повернення конденсату від нього в цикл

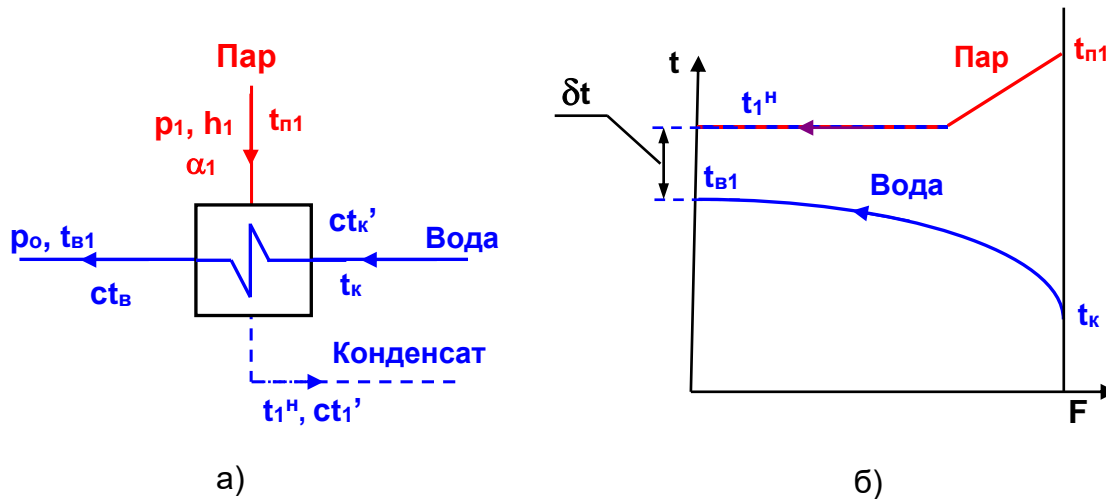


Рис. 15.24. Схема поверхневого підігрівача (а); графік зміни температур пари, що гріє, і води вздовж поверхні нагріву підігрівача F (б)

Використовуючи величину недогріву, визначають температуру води за підігрівачем $t_{в1} = t_1^H - \delta t$ і по t_1^H і p_0 визначають її ентальпію $ct_{в1}$.

Визначення частки відбору пари на підігрівач виконується виходячи з першого закону термодинаміки (теплого балансу) для підігрівача (рис.15.24, а):

$$ct_{в1} - ct'_k = \alpha_1(h_1 - ct'_1) \rightarrow \alpha_1 = \frac{ct_{в1} - ct'_k}{h_1 - ct'_1} \quad (15.64)$$

Вираз (15.24) відповідає першій схемі напрямку конденсату від підігрівача (рис.15.23, варіант 1). В цьому випадку через обігрівач проходить весь потік води.

Якщо конденсат від підігрівача направити до змішувача (см), встановлений перед ним (рис.15.23, варіант 2), то через підігрівач пройде $(1 - \alpha_1)$ води, а ентальпія поживної води на вході в паровий котел розраховується на підставі рівняння змішування потоків. Оскільки частка відбору пари невідома, необхідно підігрівач та змішувач розраховувати спільно:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) ct'_k &= ct_{пв}; \\ ct_{пв} &= (1 - \alpha_1) ct_1 + \alpha_1 ct'_1, \end{aligned} \right\} \quad (15.65)$$

де $ct_{пв}$ – ентальпія поживної води.

У реальних ПТУ використовуються обидві схеми відведення конденсату з підігрівачів. Перша схема не потребує встановлення додаткового конденсатного насоса, а друга схема має термодинамічно оптимальне рішення повернення конденсату цикл, так як у цій схемі змішування потоків відбувається з

меншою незворотністю (різниця температур потоків, що змішуються менше, ніж у першій схемі).

Вибір оптимальних значень тиску відборів пари з турбіни на підігрівачі поверхневого типу виконується також на підставі рівномірного підігріву води в них, але при цьому необхідно враховувати недогрівання води в підігрівачах δt . Через наявність недогріву води в підігрівачах поверхневого типу тиску відборів пари на підігрівачі в цих схемах ПТУ будуть більше, ніж у схемах зі підігрівниками, що змішують, а ККД їх будуть менше.

16.4. Теплофікаційні цикли ПТУ

Цикл ПТУ, призначений для відпуску теплової ($Q_{ТП}$) та електричної енергії (W_T), називається теплофікаційним.

Доцільність відпуску теплової енергії в ПТУ можна продемонструвати на прикладі циклу протитискної теплофікаційної ПТУ (рис.15.25).

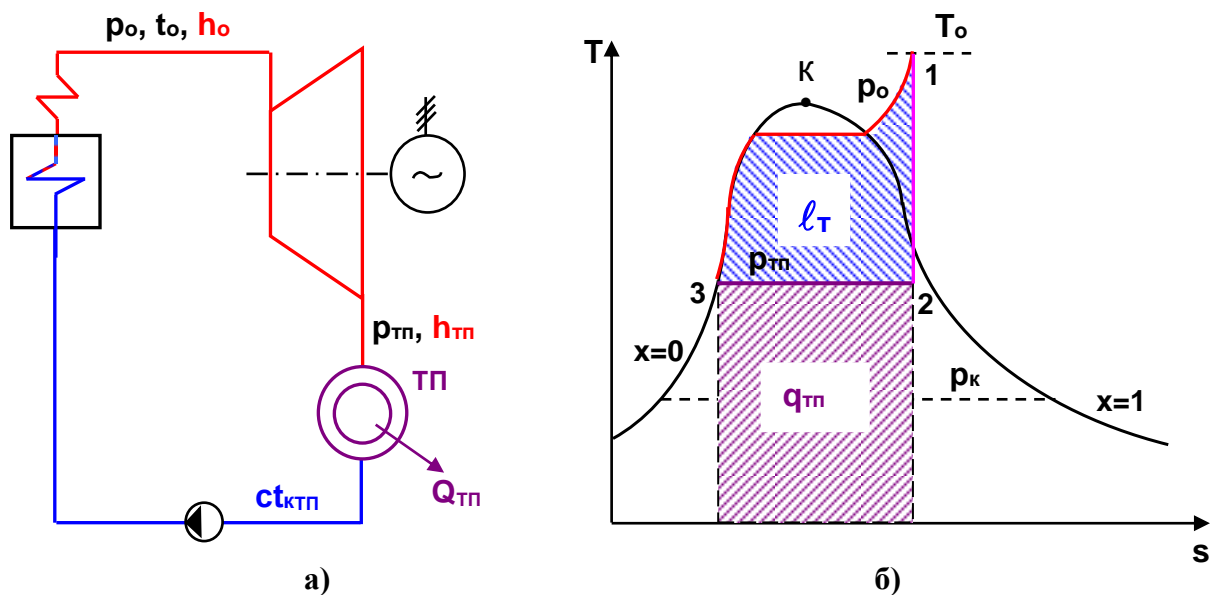


Рис. 15.25. Схема (а) та цикл у T,s – діаграмі (б) теплофікаційної протитискної ПТУ

Теплову ефективність таких циклів характеризує коефіцієнт використання теплоти

$$\eta_Q = \frac{W_T + Q_{ТП}}{Q_1}, \quad (15.66)$$

де $Q_{ТП} = D_{ТП}(h_{ТП} - ct_{кТП})$ – теплота, відпущена ПТУ тепловому споживачеві, $ct_{кТП}$ – ентальпія конденсату, що повертається від теплового споживача, визначається за тиском $p_{ТП}$ та температурою $t_{кТП}$.

У цьому циклі витрата пари на турбіну D дорівнює $D_{ТП}$, а коефіцієнт

використання теплоти дорівнює одиниці;

$$\eta_Q = \frac{D(h_o - h_{тп}) + D(h_{тп} - ct_{кТП})}{D(h_o - ct_{кТП})} = 1$$

Для оцінки ефективності вироблення електричної потужності в теплофікаційних ПТУ використовується коефіцієнт вироблення електроенергії на тепловому споживанні.

$$e = \frac{W_{тп}}{Q_{тп}} = \frac{h_o - h_{тп}}{h_{тп} - ct_{кТП}}, \quad (15.67)$$

де $W_{тп} = D_{тп} (h_o - h_{тп})$ - потужність, вироблена в турбіні потоком пари, що йде на тепловий споживач.

Теплофікаційні ПТУ з відборами пари на теплові споживачі

Найбільш поширені теплофікаційні ПТУ із відборами пари на тепловий споживач (рис.15.26).

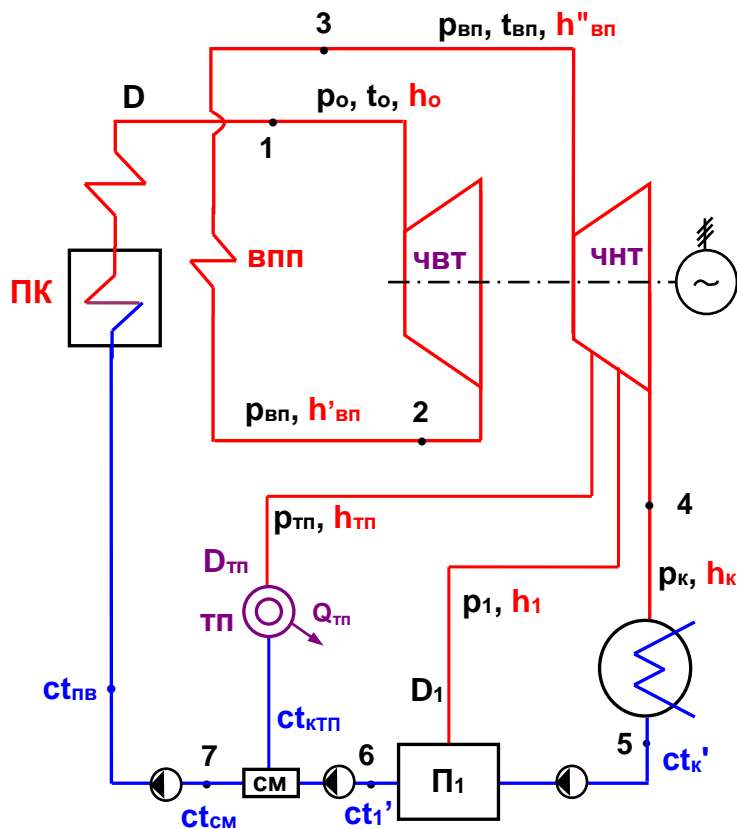


Рис. 15.26. Схема теплофікаційної паротурбінної установки із вторинним пароперегрівачем: ПК – паровий котел; ВПП – вторинний пароперегрівач; ЧВТ та ЧНТ – частини високого та низького тиску турбіни; ТП – тепловий споживач; П1 - змішуючий регенеративний підігрівач; СМ – змішувач води

Цикл цієї ПТУ в h,s -діаграмі показаний на рис. 15.27. При розрахунку та зображенні цього циклу в h,s -діаграмі роботу насосів не враховуємо, тому умовно вважаємо, що ізобари в ділянці рідини збігаються з лінією $x=0$.

Основні позначення параметрів робочого тіла цього теплофікаційного циклу ПТУ:

p_o, t_o, h_o – тиск, температура та ентальпія пари перед ЧВТ турбіни (точка 1);

$p_{вп}, h_{вп}'$ – тиск та ентальпія пари на виході з ЧВТ турбіни або на вході у ВПП (точка 2);

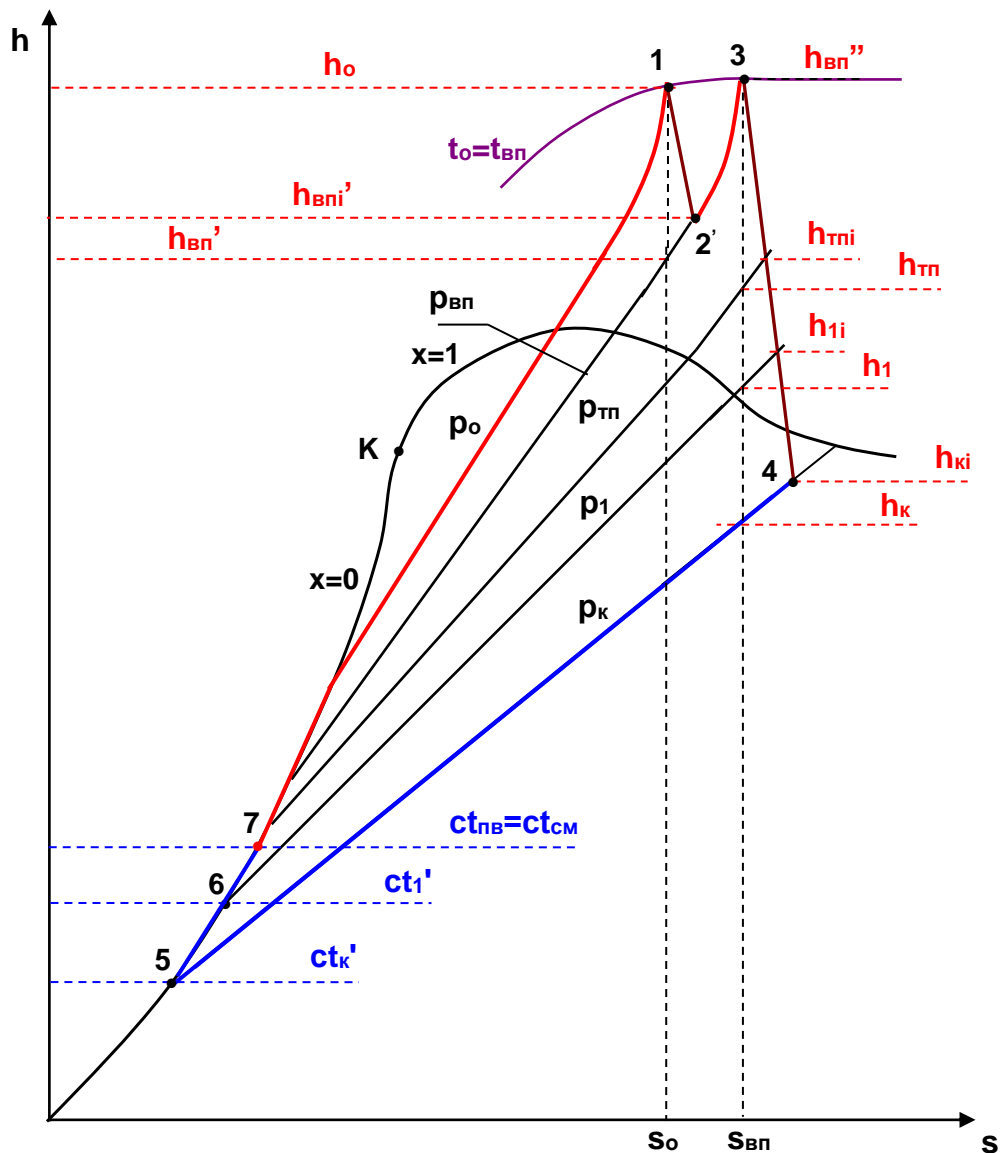


Рис. 15.27. Теплофікаційний цикл ПТУ з вторинним перегріванням пари в h,s -діаграмі

$p_{вп}, t_{вп}, h_{вп}''$ – тиск, температура та ентальпія пари на виході з ВПП або на вході до ЧНТ турбіни (точка 3);

p_k, h_{ki} – тиск та ентальпія пари на виході з ЧНТ турбіни (точка 4);
 $p_{тп}, h_{тпi}$ – тиск та ентальпія відбору пари ПТУ на ТП;
 p_1, h_{1i} – тиск та ентальпія відбору пари ПТУ на змішуючий регенеративний підігрівач;

ct_k' - ентальпія води в стані насичення на виході з конденсатора турбіни (точка 5);

ct_1' - ентальпія води в стані насичення на виході з підігрівача П₁ (точка 6);

$ct_{кТП}$ - ентальпія води, що повертається від теплового споживача в цикл ПТУ;

$ct_{см}$ - ентальпія води після вузла змішування (точка 7);

$ct_{пв}=ct_{см}$ - ентальпія поживної води на вході в паровий котел, вона дорівнює ентальпії суміші, так як робота стиснення води в насосах не враховується у цьому розрахунку.

Розрахунок таких теплофікаційних ПТУ простіше виконується з абсолютними, а не відносними витратами робочого тіла.

Витрата пари на тепловий споживач з відбору турбіни розраховується на підставі заданої теплової потужності споживача теплоти

$$D_{тп} = \frac{Q_{тп}}{h_{тпi} - ct_{кТП}}$$

Витрата пари на змішуючий регенеративний підігрівач визначається рівняння змішування потоків (рис.15.28)

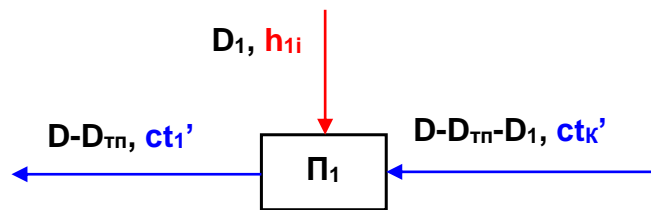


Рис. 15.28. Схема потоків підігрівача

$$(D - D_{тп})ct_1' = D_1 h_{1i} + (D - D_{тп} - D_1)ct_k';$$

$$D_1 = (D - D_{тп}) \frac{ct_1' - ct_k'}{h_{1i} - ct_k'} \quad (15.68)$$

Ентальпія поживної води дорівнює ентальпії води на виході із змішувача $ct_{пв}=ct_{см}$, вона визначається з рівняння змішування потоків у змішувачі (рис.15.29)

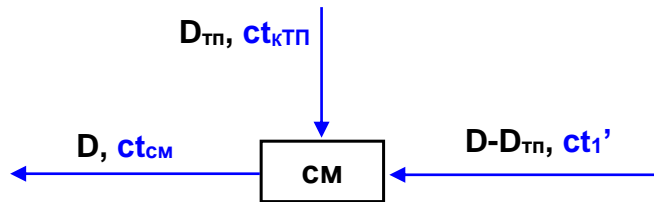


Рис. 15.29. Схема потоків змішувача

$$Dct_{сМ} = D_{тп}ct_{кТП} + (D - D_{тп})ct_1';$$

$$ct_{сМ} = \frac{D_{тп}ct_{кТП} + (D - D_{тп})ct_1'}{D} . \quad (15.69)$$

Внутрішня потужність турбіни визначається як сума потужностей відсіків турбіни з постійними витратами:

$$W_i = D(h_o - h_{впі}' + h_{вп}'' - h_{тпі}) + (D - D_{тп})(h_{тпі} - h_{лі}) + (D - D_{тп} - D_1)(h_{лі} - h_{кі}) . \quad (15.70)$$

Внутрішній абсолютний ККД теплофікаційної ПТУ

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_1} = \frac{W_i}{D(h_o - ct_{сМ} + h_{вп}'' - h_{впі}')}, \quad (15.71)$$

де Q_1 – теплота, підведена у циклі ПТУ до робочого тіла.

ККД використання теплоти палива визначається як відношення корисної виробленої електричної та теплової потужності ПТУ до підведеної теплоти:

$$\eta_Q = \frac{W_i + Q_{тп}}{Q_1} . \quad (15.72)$$

Коефіцієнт виробітку електричної енергії на тепловому споживанні визначається як відношення потужності турбіни, виробленої потоком пари, що йде з відбору на тепловий споживач, до величини відпущеної споживачеві теплоти:

$$e = \frac{W_{тп}}{Q_{тп}} = \frac{D_{тп}(h_o - h_{впі}' + h_{вп}'' - h_{тпі})}{D_{тп}(h_{тпі} - ct_{кТП})} = \frac{h_o - h_{впі}' + h_{вп}'' - h_{тпі}}{h_{тпі} - ct_{кТП}} . \quad (15.73)$$

15.1. Завдання

Приклад розв'язання задачі:

15.1. Визначити термічний та внутрішній абсолютний ККД простого

розімкнутого циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p = \text{const}$, для якого задані: тиск та температура повітря перед компресором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 20$ °С, температура газів на виході з камери згоряння $t_3 = 1000$ °С, ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $v = 9$, коефіцієнт адіабатного стиску в компресорі $v_k = 0,85$ та внутрішній відносний ККД газової турбіни $\eta_{\text{ГТ}} = 0,9$. Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Рішення

Для ідеального циклу ГТУ ККД визначається лише величиною v :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{v^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,466$$

Для реального циклу ГТУ визначаються температури газу за компресором та газовою турбіною на підставі цих же температур наприкінці оборотних адіабатних процесів та коефіцієнтів $\eta_k, \eta_{\text{ГТ}}$.

$$T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 548,9 \text{ К};$$

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} = 293 + \frac{548,9 - 293}{0,85} = 594 \text{ К};$$

$$T_4 = \frac{T_3}{v^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1273}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 679,5 \text{ К};$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{\text{ГТ}}(T_3 - T_4) = 1273 - 0,9(1273 - 679,5) = 738,9 \text{ К}.$$

Внутрішній абсолютний ККД циклу ГТУ

$$\eta_{ii} = \frac{\ell_i}{q_{1i}} = 1 - \frac{q_{2i}}{q_{1i}} = 1 - \frac{c_p(T_{4i} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{738,9 - 293}{1273 - 594} = 0,343$$

15.2. Для простого розімкнутого ідеального циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p = \text{const}$ задані: тиск і температура повітря перед компресором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 10$ °С, тиск і температура газів на виході з камери згоряння $p_3 = 10$ бар, $t_3 = 1000$ °С. Витрата повітря через компресор $G = 60$ кг/с. Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Визначити:

- 1) потужності: компресора W_k , газової турбіни $W_{\text{ГТ}}$, всієї ГТУ W_i ;
- 2) термічний ККД циклу та коефіцієнт роботи ϕ ;

3) термічний ККД та коефіцієнт роботи ϕ_t^p регенеративного циклу ГТУ при тих же параметрах та ступеня регенерації $\sigma_p=0,6$.

Зобразити цикли T,s- діаграмі.

Відповідь: 1) $W_k=15,8$ МВт, $W_{ГТ}=36,8$ МВт, $W_t=21$ МВт;

2) $\eta_t=0,482$, $\phi_t=0,57$;

3) $\eta_{tp}=0,532$, $\phi_t^p=0,57$.

15.3. Для вихідних даних задачі 15.2 визначити аналогічні величини для дійсного циклу ГТУ, що має коефіцієнт адіабатного стиску в компресорі $\eta_k=0,85$ та внутрішній відносний ККД газової турбіни $\eta_{ГТ}=0,88$.

Зобразити цикли T,s- діаграмі.

Відповідь: 1) $W_{ki}=18,6$ МВт, $W_{ГТi}=32,4$ МВт, $W_i=13,8$ МВт;

2) $\eta_i=0,338$, $\phi_i=0,426$;

3) $\eta_{ip}=0,386$, $\phi_{ip}=0,426$.

15.4. Для ідеального циклу ГТУ з двоступеневим стисненням та розширенням, проміжним охолодженням та двоступінчастим підведенням теплоти до робочого тіла (рис. 15.6 та 15.7) задано: тиск і температура повітря перед компресором $p_1=1$ бар, $t_1=17^\circ\text{C}$, максимальний тиск $p_4=16$ бар, температура газів на виході з камер згоряння $t_6=t_8=800^\circ\text{C}$. Витрата повітря через компресор $G=100$ кг/с.

Прийняти підвищення тиску в щаблях компресора і розширення в щаблях турбіни однаковими: $v_1=v_2=p_6/p_7=p_8/p_9$, а температуру повітря за охолоджувачем $t_3=t_1$.

Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Визначити:

1) потужності: компресора W_k , газової турбіни $W_{ГТ}$, всієї ГТУ W_t ;

2) термічний ККД циклу та коефіцієнт роботи ϕ_t ;

3) термічний ККД та коефіцієнт роботи ϕ_t^p регенеративного циклу ГТУ при тих же параметрах та ступеня регенерації $\sigma_p=0,6$;

Зобразити цикли T,s- діаграмі.

Відповідь: 1) $W_k=28,2$ МВт, $W_{ГТ}=70,2$ МВт, $W_t=42$ МВт;

2) $\eta_t=0,423$, $\phi_t=0,598$;

3) $\eta_{tp}=0,513$, $\phi_{tp}=0,598$.

15.5. Для вихідних даних задачі 15.4 визначити аналогічні величини для дійсного циклу ГТУ, що має коефіцієнти адіабатного стиску в компресорах $\eta_{k1}=\eta_{k2}=0,86$ та внутрішні відносні ККД газової турбіни $\eta_{ГТ1}=\eta_{ГТ2}=0,9$.

Зобразити цикли T,s- діаграмі.

Відповідь: 1) $W_{ki}=32,8$ МВт, $W_{ГТi}=63,2$ МВт, $W_i=30,4$ МВт;

2) $\eta_i=0,325$, $\phi_i=0,481$;

3) $\eta_{ip}=0,404$, $\phi_{ip}=0,481$.

15.6. Для простого замкнутого циклу ГТУ з підведенням і відведенням теплоти при $p=\text{const}$, що використовує як робоче тіло гелій ($\mu_{\text{He}}=4$ кг/кмоль), задано: тиск і температура гелію перед компресором $p_1=1$ бар, $t_1=27$ °С, тиск і температура газів на вході в турбіну $p_3=6$ бар, $t_3=1200$ °С. Витрата гелію у циклі $G=10$ кг/с. Коефіцієнт адіабатного стиску в компресорі $\eta_k=0,87$, внутрішній відносний ККД газової турбіни $\eta_{\text{ГТ}}=0,9$.

Робоче тіло має властивості ідеального газу з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Визначити:

- 1) потужності: компресора $W_{\text{кi}}$, газової турбіни $W_{\text{ГТi}}$, всієї ГТУ W_i ;
- 2) внутрішній абсолютний ККД циклу та коефіцієнт роботи φ_i ;
- 3) внутрішній абсолютний ККД та коефіцієнт роботи φ_i^p регенеративного циклу ГТУ при тих же параметрах та ступеня регенерації $\sigma_p=0,6$;

Зобразити схему замкнутого циклу ГТУ та її цикл у T,s - діаграмі.

Відповідь: 1) $W_{\text{кi}}=18,8$ МВт, $W_{\text{ГТi}}=35,2$ МВт, $W_i=16,4$ МВт;

$$2)\eta_i=0,3904, \varphi_i=0,466;$$

$$3)\eta_{\text{ГТ}}=0,433, \varphi_{\text{ГТ}}=0,466.$$

15.7. Для простого розімкнутого циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p=\text{const}$ задані: температура повітря перед компресором $t_1=17$ °С, температура газів на виході з камери згоряння $t_3=900$ °С, внутрішня питома робота газової турбіни $\ell_{\text{ГТ}}=450$ кДж/кг. Витрата повітря через компресор $G=60$ кг/с. Коефіцієнт адіабатного стиску в компресорі $\eta_k=0,87$ і відносний внутрішній ККД газової турбіни $\eta_{\text{ГТ}}=0,9$.

Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Визначити:

- 1) потужність ГТУ W_i ;
- 2) внутрішній абсолютний ККД циклу.

Зобразити цикл T,s - діаграмі.

Відповідь: 1) $W_i=12,14$ МВт;

$$2)\eta_i=0,318.$$

15.8 Для розімкнутого регенеративного циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p=\text{const}$ (рис. 15.4) задані: тиск і температура повітря перед компресором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, тиск і температура газів на вході в турбіну $p_3=7$ бар, $t_3=900$ °С, питома теплота $q_{i1}=540$ кДж/кг. Витрата повітря через компресор $G=100$ кг/с. Коефіцієнт адіабатного стиску в компресорі $\eta_k=0,87$ і відносний внутрішній ККД газової турбіни $\eta_{\text{ГТ}}=0,9$.

Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Визначити:

- 1) ступінь регенерації циклу σ_p ;

- 2) потужність ГТУ W_i ;
 3) внутрішній абсолютний ККД циклу.
 Зобразити цикл T,s - діаграмі.

Відповідь: 1) $\sigma_p = 0,515$;
 2) $W_i = 20,25$ МВт;
 3) $\eta_i = 0,375$.

15.9. Для розімкнутого циклу ГТУ з двоступеневим стиском і проміжним охолодженням (рис. 15.8) встановлено: тиск і температура повітря перед компресором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17$ °С, максимальний тиск $p_4 = 16$ бар, температура газів на виході з камери згоряння $t_5 = 1200$ °С. Витрата повітря через компресор $G = 100$ кг/с.

Прийняти підвищення тиску в степенях компресора однаковими: $v_1 = v_2$ а температуру повітря за охолоджувачем $t_3 = t_1$. Коефіцієнти адиабатного стиску в компресорах $v_{k1} = v_{k2} = 0,87$ і відносний внутрішній ККД газової турбіни $\eta_{ГТ} = 0,9$.

Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

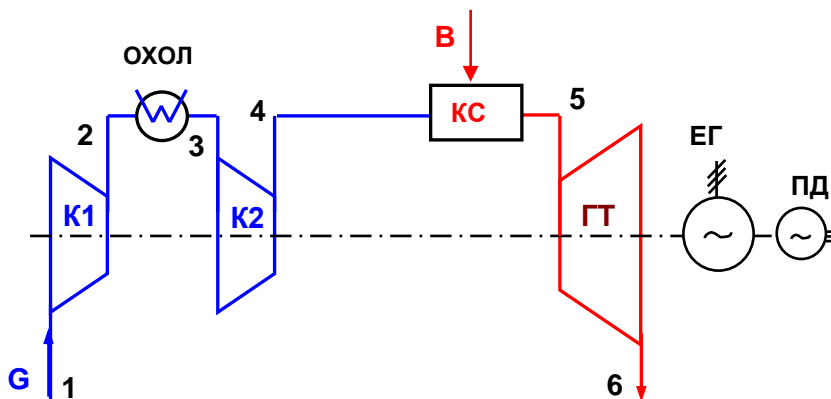


Рис. 15.8. Схема ГТУ з двоступеневим стиском:

К1, К2 – компресори 1-го та 2-го ступенів; ГТ – газова турбіна;
 КС – камера згоряння, ЕГ – електричний генератор; ПД - пусковий

Визначити:

- 1) потужності компресорів W_{ki} , газової турбіни $W_{ГТi}$, всієї ГТУ W_i ;
 2) внутрішній абсолютний ККД циклу та коефіцієнт роботи ϕ_i ;
 3) внутрішній абсолютний ККД та коефіцієнт роботи $\phi_{i\text{1CT}}$ аналогічного циклу з одноступеневим стиском до $p_2 = 16$ бар $\eta_k = 0,87$;

Оцінити доцільність використання багатоступеневого стискування у ГТУ.

Зобразити цикли T,s - діаграмі.

Відповідь: 1) $W_{ki} = 32,4$ МВт, $W_{ГТi} = 73,5$ МВт, $W_i = 38,8$ МВт;

2) $\eta_i = 0,390$, $\phi_i = 0,528$;

3) $\eta_{i\text{1CT}} = 0,410$, $\phi_{i\text{1CT}} = 0,452$;

($W_{ki\text{1CT}} = 40,3$ МВт, $W_{ГТi\text{1CT}} = 73,5$ МВт, $W_{i\text{1CT}} = 33,2$ МВт).

Висновок: за рахунок введення двоступеневого стиснення знижується

потужність компресора та збільшується корисна потужність ГТУ, при цьому ККД ГТУ знижується незначно.

15.10. Для циклу ГТУ з двоступінчастим розширенням та підведенням теплоти до робочого тіла (рис. 15.9) встановлено: тиск і температура повітря перед компресором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, тиск за компресором $p_2=16$ бар, температура газів на виході з камер згоряння $t_3=t_5=800$ °С. Витрата повітря через компресор $G=100$ кг/с.

Прийняти в ступенях турбіни однакові відношення тисків $p_3/p_4=p_5/p_6$, коефіцієнт адиабатного стиснення компресора $\eta_k=0,87$, внутрішні відносні ККД газових турбін $\eta_{гт1}=\eta_{гт2}=0,9$.

Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

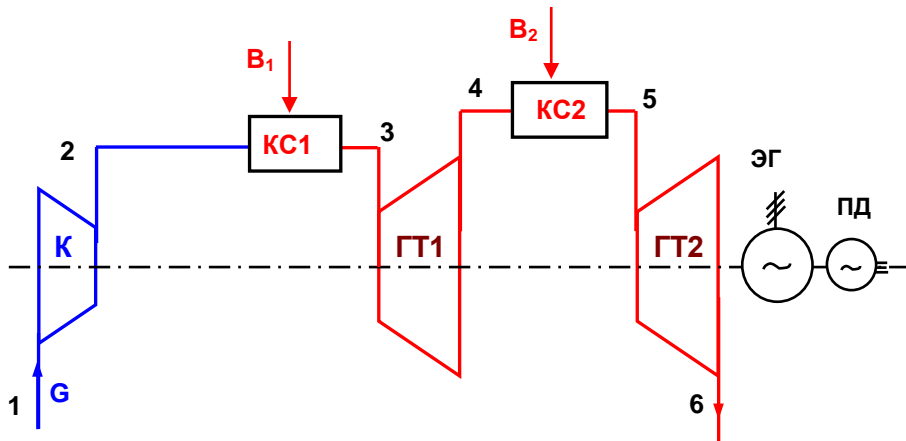


Рис. 15.9. Схема ГТУ з двоступінчастим розширенням: К – компресор; ГТ1, ГТ2 – газові турбіни 1-го та 2-го ступенів; КС1, КС2 – камери згоряння, ЕГ – електричний генератор; ПД – пусковий двигун

Визначити:

- 1) потужності компресора $W_{кi}$, газової турбіни $W_{гтi}$, всієї ГТУ W_i ;
- 2) внутрішній абсолютний ККД циклу та коефіцієнт роботи ϕ_i ;
- 3) внутрішній абсолютний ККД та коефіцієнт роботи $\phi_{i\text{1ст}}$ аналогічного циклу з одноступінчастим розширенням та $\eta_{гт}=0,9$.

Оцінити доцільність використання багатоступінчастого розширення у ГТУ.

Зобразити цикли Т,s- діаграмі.

Відповідь: 1) $W_{кi} = 40,2$ МВт, $W_{гтi}=63,2$ МВт, $W_i=23$ МВт;

2) $\eta_i=0,33$, $\phi_i=0,364$;

3) $\eta_i=0,3305$, $\phi_{i\text{1ст}}=0,238$ ($W_{кi\text{1ст}}=40,2$ МВт, $W_{гтi\text{1ст}}=52,8$ МВт, $W_{i\text{1ст}}=12,6$ МВт);

Висновок: за рахунок введення двоступінчастого розширення збільшується потужність турбіни та збільшується корисна потужність ГТУ, при цьому ККД ГТУ знижується незначно.

15.11. Для циклу ГТУ з двоступеневим стисненням та розширенням, проміжним охолодженням та двоступінчастим підведенням теплоти до робочого тіла (рис. 15.10) встановлено: тиск і температура повітря перед компресором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, максимальний тиск $p_4=8$ бар, температура газів на виході з камер згоряння $t_5=t_7=750$ °С. Витрата повітря через компресор $G=300$ кг/с.

Прийняти підвищення тисків у щаблях компресора та розширення у ступенях турбіни однаковими: $v_1=v_2=p_5/p_6=p_7/p_8$, температуру повітря за охолоджувачем $t_3=t_1$. Коефіцієнти адиабатного стиску в компресорах $\eta_{k1}=\eta_{k2}=0,88$, внутрішні відносні ККД газових турбін $\eta_{гт1}=\eta_{гт2}=0,9$.

Робоче тіло має властивості ідеального повітря з постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

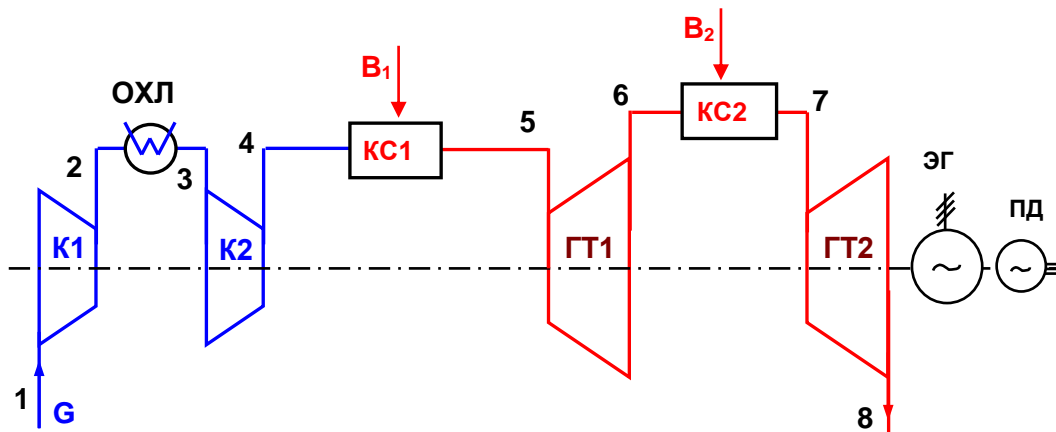


Рис. 15.10. Схема двоступінчастої ГТУ: К1, К2 – компресор 1-го та 2-го ступенів; ГТ1, ГТ2 – газова турбіна 1-го та 2-го ступенів; КС1, КС2 – камери згоряння, ЕГ – електричний генератор; ПД – пусковий двигун; ОХЛ – охолоджувач

Визначити:

- 1) потужності компресора W_{ki} , газової турбіни $W_{гтi}$, всієї ГТУ W_i ;
 - 2) внутрішній абсолютний ККД та коефіцієнт роботи циклу;
 - 3) внутрішній абсолютний ККД регенеративного циклу ГТУ при тих же параметрах та ступеня регенерації $\sigma_p=0,6$;
 - 4) внутрішній абсолютний ККД та коефіцієнт роботи аналогічного циклу з одноступеневим стисненням та розширенням;
 - 5) внутрішній абсолютний ККД аналогічного регенеративного циклу з одноступеневим стисненням, розширенням та ступенем регенерації $\sigma_p=0,6$;
- Оцінити доцільність використання багатоступеневого стиснення та розширення у ГТУ.

Зобразити цикли Т,s- діаграмі.

Відповідь: 1) $W_{ki}=68,4$ МВт, $W_{гтi}=142$ МВт, $W_i=73,6$ МВт;

- 2) $\eta_i = 0,287$, $\varphi = 0,518$;
- 3) $\eta_{ip} = 0,392$;
- 4) $\eta_i = 0,298$, $\varphi = 0,329$ ($W_{ki} = 83$ МВт, $W_{гтi} = 124$ МВт, $W_i = 41$ МВт);
- 5) $\eta_{ip} = 0,316$.

Висновок: за рахунок введення двоступеневого стиснення та розширення збільшується потужність турбіни та зменшується потужність компресора, що призводить до збільшення потужності ГТУ та її ККД при введенні регенерації. За відсутності регенерації проста схема має більший ККД.

15.12. Для розімкнутого циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p = \text{const}$ задано: тиск і температура повітря перед компресором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 0^\circ\text{C}$, тиск та температура газів на вході в турбіну $p_3 = 14$ бар, $t_3 = 1100^\circ\text{C}$. Витрата повітря через компресор $G = 400$ кг/с. Коефіцієнт адіабатного стиску в компресорі $\eta_k = 0,88$, внутрішній відносний ККД газової турбіни $\eta_{гт} = 0,9$.

Визначити:

- 1) потужності компресора W_{ki} , газової турбіни $W_{гтi}$, всієї ГТУ W_i ;
- 2) внутрішній абсолютний ККД циклу;
- 3) внутрішній абсолютний ККД регенеративного циклу ГТУ при тих же параметрах та ступеня регенерації $\sigma_p = 0,6$;

Розрахунки виконати двома способами:

А. Використовуючи таблиці термодинамічних властивостей ідеального повітря (табл. П2.3) або [15];

В. Вважаючи повітря ідеальним газом із постійними ізобарними та ізохорними теплоємностями.

Зробити висновки щодо доцільності використання таблиць термодинамічних властивостей ідеального повітря при розрахунку ГТУ.

Відповідь: А: 1) $W_{ki} = 139,9$ МВт, $W_{гтi} = 275,2$ МВт, $W_i = 135,3$ МВт;

2) $\eta_i = 0,393$;

3) $\eta_{ip} = 0,447$.

В: 1) $W_{ki} = 139,7$ МВт, $W_{гтi} = 261,7$ МВт, $W_i = 122,0$ МВт;

2) $\eta_i = 0,406$;

3) $\eta_{ip} = 0,440$.

Висновки: похибка за потужністю досягає 9,6% (13,3 МВт), за ККД-3,2 % (відносних), що свідчить про необхідність використання таблиць термодинамічних властивостей ідеального повітря під час розрахунку ГТУ.

Приклад розв'язання задачі:

15.13. Визначити внутрішній абсолютний ККД та питомі витрати пари та теплоти (на кВт·год) простого циклу ПТУ, що має параметри: $p_o = 90$ бар, $t_o = 520$ °С, $p_k = 0,05$ бар. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi} = 0,9$, адіабатний

коефіцієнт насоса $\eta_n=0,8$.

Рішення

Для ідеального циклу ПТУ визначаються ентальпії у чотирьох характерних точках циклу (рис. 15.21, 15.24):

- ентальпія пара перед турбіною $h_o=3387$ кДж/кг - визначається по p_o та t_o ;
- ентальпія пара на виході з турбіни $h_k=2029$ кДж/кг - визначається по p_k і $s_k=s_o=6,66$ кДж/(кг·К);
- ентальпія води на виході з конденсатора турбіни $ct_k'=137,8$ кДж/кг, це ентальпія води в стані насичення ($x=0$) при тиску p_k ;
- ентальпія живильної води на вході в котел (на виході з насоса) $ct_{пв}=149,6$ кДж/кг - визначається за p і s_k' або як сума $ct_{пв}=ct_k'+\ell_n$, де питома технічна робота стиснення води в оборотному адіабатному процесі насоса може бути розрахована виходячи з того, що процес 3-4 ізоентропно-ізохорний (до $p_o \leq 100$ бар), як

$$\ell_n = ct_{пв} - ct_k' = v_k'(p_o - p_k) \cong 0,001(90 - 0,05) \cdot 10^{-2} = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} ;$$

$$ct_{пв} = ct_k' + \ell_n = 137,8 + 9 = 146,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

Використовуючи відносний внутрішній ККД турбіни і адіабатний коефіцієнт насоса, визначають параметри в кінці незворотних адіабатних процесів 1-2' і 3-4':

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k) = 3387 - 0,9(3387 - 2029) = 2165 \text{ кДж/кг};$$

$$ct_{пві} = ct_k' + \frac{\ell_n}{\eta_n} = 137,8 + \frac{9}{0,8} = 149 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, підведена цикл ПТУ, визначається різницею ентальпій ізобарного процесу 4'-1:

$$q_{1i} = h_o - ct_{пві} = 3387 - 149 = 3238 \text{ кДж/кг}.$$

Питома теплота, відведена із циклу ПТУ, визначається різницею ентальпій ізобарного процесу 2'-3:

$$q_{2i} = h_{ki} - ct_k' = 2165 - 137,8 = 2027,2 \text{ кДж/кг}.$$

Питома технічна робота турбіни

$$\ell_{тi} = h_o - h_{ki} = \eta_{oi}(h_o - h_k) = 0,9(3387 - 2029) = 1222,2 \text{ кДж/кг}.$$

Питома технічна робота насоса

$$l_{hi} = ct_{пви} - ct_{к'} = \frac{l_{н}}{\eta_{н}} = \frac{9}{0,8} = 11,3 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота циклу ПТУ

$$l_i = l_{Ti} - l_{hi} = q_{1i} - q_{2i} = 1222,2 - 11,3 = 1210,9 \text{ кДж/кг.}$$

Внутрішній абсолютний ККД

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} = \frac{1210,9}{3238} = 0,374$$

Внутрішній абсолютний ККД ПТУ без урахування роботи насоса "нетто",

$$\eta_i^H = \frac{l_{Ti}}{h_o - ct_{к'}} = \frac{1222,2}{3387 - 137,8} = 0,376$$

Питома витрата пари на вироблену кіловат годину реального циклу ПТУ

$$d_i = \frac{3600}{l_{Ti}} = \frac{3600}{1222,2} = 2,95 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Питома витрата теплоти на вироблену кіловат годину реального циклу ПТУ

$$q_i = \frac{3600}{\eta_i^H} = \frac{3600}{0,376} = 9574 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

15.14. Для простого ідеального циклу ПТУ, що має параметри: $p_o=60$ бар, $t_o=500$ °С, $p_k=0,04$ бар та витрата пари на турбіну $D=300$ т/год, визначити:

- питомі технічні роботи насоса та турбіни $l_{н}$ і $l_{т}$;
- питому підведену та відведену теплоту циклу q_1, q_2 ;
- ступінь сухості пари на виході з турбіни;
- потужності насоса, турбіни та циклу;
- термічний ККД циклу з урахуванням та без урахування роботи насоса;
- питомі витрати пари та теплоти (на кВт·год).

Зобразити цикл p, v -, T, s - і h, s -діаграмах.

Відповідь: $l_{н}=6$ кДж/кг, $l_{т}=1350$ кДж/кг;

$$q_1=3296 \text{кДж/кг, } q_2=1952 \text{ кДж/кг;}$$

$$x_k=0,802;$$

$$W_{н}=0,5 \text{МВт, } W_{т}= 112,2 \text{ МВт, } W_{i}= 111,7 \text{ МВт;}$$

$$\eta_t=0,408, \eta_{тн}= 0,409;$$

$$d_t=2,67 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год), } q_t=8804 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{год) .}$$

15.15. Для простого циклу ПТУ, що має параметри: $p_o=100$ бар, $t_o=530$ °С, $p_k=0,06$ бар та ККД $\eta_{oi}=0,88$, $\eta_m=\eta_r=0,98$, адіабатний коефіцієнт насоса $\eta_n=0,85$ та електричну потужність генератора $W_E=100$ МВт, визначити:

- питомі технічні роботи насоса та турбіни $l_{\text{ні}}$ і $l_{\text{ти}}$;
 - питому підведену та відведену теплоту циклу q_{1i} , q_{2i} ;
 - ступінь сухості та питомий об'єм пари на виході з турбіни;
 - Витрата пари на турбіну;
 - у внутрішній абсолютний ККД циклу та електричний ККД ПТУ;
 - питомі витрати пари та теплоти (на кВт·год електричної роботи).
- Зобразити цикл T,s- і h,s-діаграмах.

Відповідь: $l_{\text{ні}}=11,8$ кДж/кг, $l_{\text{ти}}=1225$ кДж/кг;
 $q_{1i}=3289$ кДж/кг, $q_{2i}=2076$ кДж/кг;
 $x_{\text{кі}}=0,86$, $v_{\text{кі}}=20,4$ м³/кг;
 $D=85$ кг/с;
 $\eta_i=0,369$, $\eta_e=0,354$;
 $d_e=3,06$ кг/(кВт·год), $q_e=10100$ кДж/(кВт·год) .

15.16. Оцінити, як змінюються термічний ККД та вологість пари на виході з турбіни у простого циклу ПТУ з тисками $p_o=50$ бар, $p_k=0,05$ бар, якщо в турбіну надходить:

- у першому випадку – суха насичена пара;
- у другому – пара перегріта на 136 °С вище температури насичення;
- у третьому - пара з $t_o=500$ °С.

Зобразити цикли в T,s- і h,s-діаграмах.

Відповідь: $\eta_{t1}=0,37$, $\eta_{t2}=0,387$, $\eta_{t3}=0,4$;
 $1-x_{k1}=0,31$, $1-x_{k2}=0,31$, $1-x_{k3}=0,183$.

15.17. Оцінити, як зміняться термічний ККД ПТУ та ступінь сухості пари на виході з турбіни, якщо для циклу ПТУ, що має параметри: $p_o=160$ бар, $t_o=550$ °С, $p_k=0,05$ бар, ввести вторинний перегрів пари з $P_{\text{вп}}=30$ бар , $t_{\text{вп}}=t_o$.

Зобразити цикли в T,s- і h,s-діаграмах.

Відповідь: $\eta_t=0,441$, $\eta_{\text{твп}}=0,458$;
 $x_k=0,759$, $x_{k\text{вп}}=0,872$.

15.18. Цикл ПТУ з вторинним перегрівом пари має параметри $p_o=200$ бар, $t_o=550$ °С, $p_{\text{вп}}=50$ бар, $t_{\text{вп}}=560$ °С, $p_k=0,04$ бар. ККД турбіни $\eta_{oi}^{\text{чвт}}=0,88$, $\eta_{oi}^{\text{чнт}}=0,9$, адіабатний коефіцієнт насоса $\eta_n=0,85$, ККД механічний та генератора $\eta_m=\eta_g=0,98$. Електрична потужність генератора $W_E=300$ МВт. Для цього циклу визначити:

- Витрата пари на турбіну;
- у внутрішній абсолютний ККД циклу та електричний ККД ПТУ;
- питомі витрати пари та теплоти (на кВт·год електричної роботи).

Зобразити цикл T,s- і h,s-діаграмах.

Відповідь: $D=192$ кг/с;
 $\eta_i=0,424$, $\eta_e=0,407$;
 $d_e=2,305$ кг/(кВт·год), $q_e=8758$ кДж/(кВт·год) .

15.19. Ідеальний цикл ПТУ з двома змішують регенеративними підігрівачами має параметри: $p_o=70$ бар, $t_o=520$ °С, $p_k=0,04$ бар і потужність турбіни $W_T=60$ МВт. Для цього циклу ПТУ визначити:

- Оптимальний тиск відборів пари з турбіни на підігрівачі, керуючись принципом рівномірного підігріву води в них;
- термічний ККД циклу, порівняти його з ККД аналогічного циклу без регенерації;
- Витрата пари на турбіну.

При розрахунках циклів роботою насосів знехтувати.

Зобразити схему ПТУ та її цикл у T,s - та h,s -діаграмах.

Відповідь: $p_1=15,6$ бар, $p_2=1,7$ бар;

$$\eta_t^p=0,457, \eta_t=0,418;$$

$$D=50,4 \text{ кг/с.}$$

15.20. Для регенеративної ПТУ з одним змішувальним підігрівачем і потужністю турбіни $W_T=18$ МВт визначити витрату охолоджувальної (циркуляційної) води в конденсаторі $G_{цв}$.

Параметри ПТУ: $p=20$ бар, $t_o=380$ °С, $p_1=1,5$ бар, $p_k=0,04$ бар. Прийняти тиск циркуляційної води в конденсаторі постійним і рівним 10 бар, а температуру води на вході в конденсатор 20 °С, а на виході 25 °С (рис. 15.30).

Роботою насосів знехтувати.

Зобразити схему ПТУ та її цикл у h,s -діаграмі.

Відповідь: $G_{цв}=1830$ кг/с.

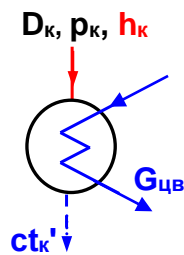


Рис. 15.30. Схема потоків пари та води конденсатора ПТУ

15.21. Регенеративний цикл ПТУ з одним змішуючим підігрівачем має параметри: $p_o=70$ бар, $t_o=450$ °С, $p_1=30$ бар, $p_k=0,05$ бар. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,9$.

Визначити внутрішній абсолютний ККД ПТУ. Роботою насосів знехтувати.

Зобразити схему ПТУ та її цикл у h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i=0,381$.

15.22. Цикл ПТУ з одним змішуючим регенеративним підігрівачем має параметри: $p_o=40$ бар, $t_o=450$ °С, $p_k=0,05$ бар, тиску відбору пари з турбіни на підігрівач $p_1=5$ бар. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,85$, ККД

механічний та генератора $\eta_m=0,98$, $\eta_r=0,99$. Електрична потужність ПТУ $W_e=50$ МВт.

Визначити витрати пари на турбіну та електричний ККД ПТУ.

Роботою насосів знехтувати. Зобразити схему ПТУ та її цикл у h,s -діаграмі.

Відповідь: $D=55,6$ кг/с, $\eta_e=0,333$.

15.23. ПТУ з двома змішують регенеративними підігрівачами має параметри: $p_o=90$ бар, $t_o=540$ °С, $p_k=0,04$ бар, тиску відборів пари з турбіни на підігрівачі $p_1=20$ бар, $p_2=2$ бар. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,87$, витрата пари в конденсатор турбіни $D_k=60$ кг/с.

Визначити: внутрішній абсолютний ККД циклу та потужність турбіни.

При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати.

Зобразити схему ПТУ та її цикл у h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i=0,415$ $W_{ti}=89,7$ МВт.

15.24. ПТУ з одним змішуючим регенеративним підігрівачем має параметри: $p_o=20$ бар, $t_o=390$ °С, $p_k=0,04$ бар, тиск відбору пари з турбіни на підігрівач $p_1=5$ бар. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,82$. Внутрішня потужність турбіни $W_{ti}=12$ МВт.

Визначити втрати ексергії в регенеративному підігрівачі ПТУ за рахунок незворотності процесу змішування в ньому при $t=17$ °С. Вважати, що втрати теплоти у навколишнє середовище у підігрівачі відсутні. Роботою насосів знехтувати.

Відповідь: $\nabla E=770$ кВт.

15.25. Цикл ПТУ з трьома регенеративними підігрівачами, що змішують, має параметри: $p_o=60$ бар, $t_o=500$ °С, $p_k=0,05$ бар. Визначити оптимальні тиски відборів пари з турбіни на підігрівачі та термічний ККД ПТУ.

При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати.

Зобразити схему ПТУ та її цикл у T,s -діаграмі.

Відповідь: $p_1=21$ бар, $p_2=5,3$ бар, $p_3=0,8$ бар, $\eta_t=0,445$.

15.26. Цикл ПТУ з регенеративним підігрівачем поверхневого типу (рис. 15.31) має параметри: $p_o=50$ бар, $t_o=500$ °С, $p_k=0,04$ бар. Недогрівання води в підігрівачі до температури насичення пари, що гріє $\Delta t=5$ °С. Визначити:

- Оптимальний тиск відбору пари з турбіни на підігрівач;
- термічний ККД циклу ПТУ із поверненням конденсату в конденсатор (варіант 1);
- термічний ККД циклу ПТУ із поверненням конденсату перед підігрівачем (варіант 2);
- Оптимальний тиск відбору пари з турбіни та термічний ККД аналогічного циклу ПТУ зі змішуючим підігрівачем.

Порівняти певні ККД та пояснити відмінність у їх значеннях.

Роботою насосів знехтувати. Зобразити цикл h,s - діаграмі.

Відповідь: $p_1=5$ бар, $\eta_{i1}=0,4152$, $\eta_{i2}=0,4267$;

$p_{1cm}=4,3$ бар, $\eta_{icm}=0,4274$.

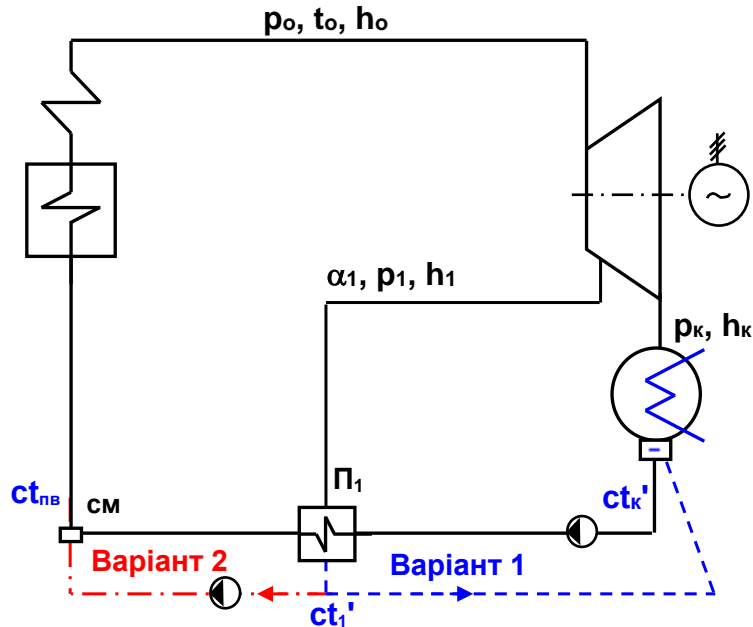


Рис. 15.31. Схема ПТУ з одним поверхневим регенеративним підігрівачем та двома варіантами повернення конденсату з нього в цикл

15.27. Цикл ПТУ з двома регенеративними підігрівачами (П1-поверхневий і П2-змішуючий) має параметри: $p_0=60$ бар, $t_0=520$ °С, $p_k=0,04$ бар, $p_1=10$ бар, $p_2=1$ бар (рис. 15.33).

Недогрівання води в підігрівачі П1 до температури насичення пари, що гріє $\delta t=5$ °С.

Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,88$, витрата пари перший підігрівач (П1) $D_1=10$ кг/с.

Визначити у внутрішній абсолютний ККД циклу та потужність турбіни.

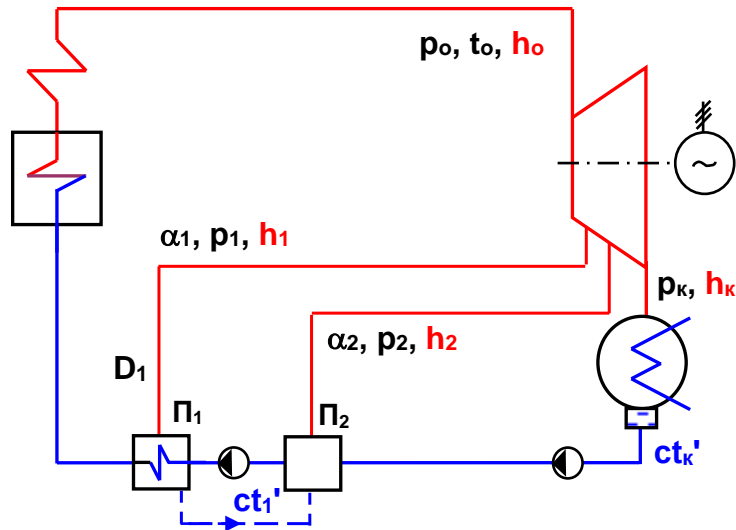


Рис. 16.32. Схема РТУ з поверхневим та змішуючим регенеративними підігрівачами

При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати.

Зобразити цикл РТУ в h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i = 0,394$ $W_{ii} = 74$ МВт.

15.28. Цикл РТУ з вторинним перегріванням пари і одним змішуючим регенеративним підігрівачем має параметри: $p_o = 130$ бар, $t_o = t_{вп} = 540$ оС, $p_{вп} = 24$ бар, $p_1 = 5$ бар, $p_k = 0,04$ бар. Внутрішні відносні ККД турбіни: $\eta_{oi}^{чвт} = 0,84, \eta_{oi}^{чнт} = 0,88$.

Визначити внутрішній абсолютний ККД РТУ. Роботою насосів знехтувати. Зобразити схему РТУ та її цикл у h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i = 0,433$.

15.29. РТУ з вторинним перегрівом пари і одним змішуючим регенеративним підігрівачем (рис.15.33) має параметри: $p_o = 140$ бар, $t_o = 550$ оС, $t_{вп} = 520$ оС, $p_{вп} = p_1 = 26$ бар, $p_k = 0,04$ бар. Внутрішні відносні ККД турбіни: $\eta_{oi}^{чвт} = 0,86, \eta_{oi}^{чнт} = 0,84$. Потужність турбіни $W_{Ti} = 200$ МВт.

Визначити витрати пари на турбіну. Роботою насосів знехтувати.

Зобразити цикл РТУ в h,s -діаграмі.

Відповідь: $D = 170$ кг/сек.

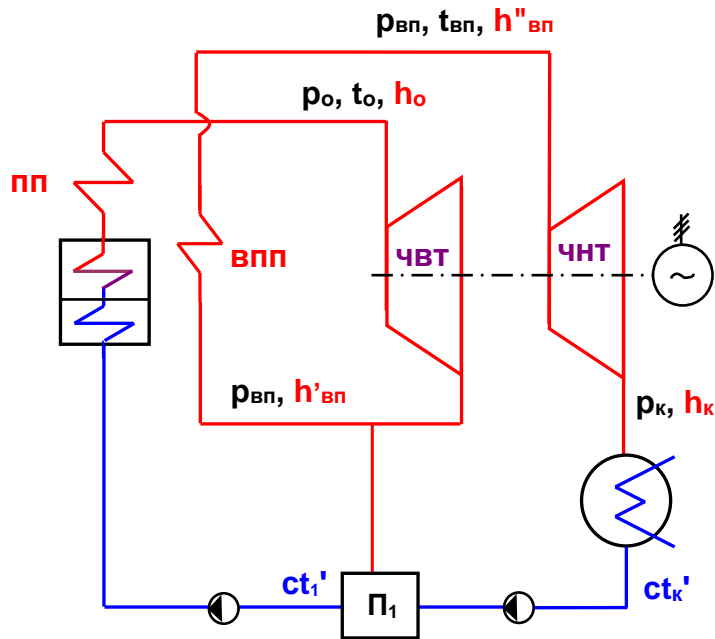


Рис. 15.33. Схема РТУ з вторинним пароперегрівачем і регенеративним підігрівачем, що змішує.

15.30. Цикл РТУ з вторинним перегріванням пари та двома змішуючими регенеративними підігрівачами (рис.15.34) має параметри: $p_0=180$ бар, $t_0=550$ °С, $t_{вп}=500$ °С, $p_{вп}=p_1=26$ бар, $p_2=3,5$ бар, $p_к=0,04$ бар. Внутрішні відносні ККД турбіни: $\eta_{oi}^{чвт}=0,84$, $\eta_{oi}^{чнт}=0,82$. Визначити внутрішній відносний ККД РТУ, питомі витрати пари та теплоти на кВт·год роботи, виробленої турбіною. Роботою насосів знехтувати.

Зобразити цикл РТУ в h,s -діаграмі.

Відповідь: $d_i=3,08$ кг/(кВт·год), $q_i=8333$ кДж/(кВт·ч), $\eta_i=0,432$.

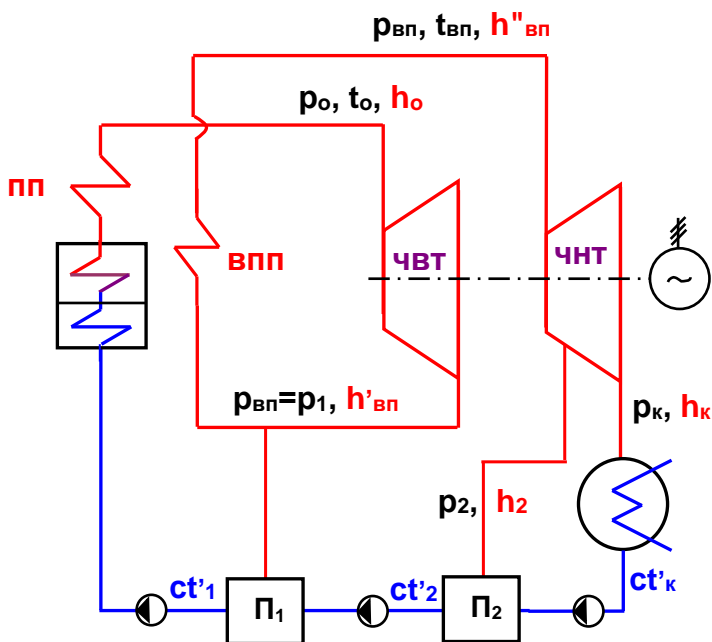


Рис. 15.34. Схема РТУ з вторинним пароперегрівачем і двома регенеративними підігрівачами, що змішують.

15.31. Протитискна ПТУ має параметри: $p_o=40$ бар, $t_o=450$ °С, $p_{тп}=4$ бар. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,88$. Потужність теплового споживача $Q_{тп}=100$ МВт, конденсат теплового споживача повертається в цикл у повній кількості з температурою 100 °С.

Визначити: внутрішній абсолютний ККД циклу та потужність турбіни, коефіцієнти використання теплоти та вироблення електроенергії на тепловому споживанні. Роботою насоса знехтувати.

Зобразити схему ПТУ та її цикл у h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i=0,174$, $W_{тп}=21$ МВт, $\eta_Q=1$, $e=0,21$.

15.32. Теплофікаційна ПТУ із відбором пари на тепловий споживач має параметри: $p_o=80$ бар, $t_o=500$ °С, $p_{тп}=10$ бар, $p_k=0,04$ бар (рис. 15.35). Витрата пари на турбіну $D=100$ кг/сек. Потужність теплового споживача $Q_{тп}=50$ МВт, конденсат теплового споживача повертається у повній кількості може насичення.

Визначити: термічний ККД циклу та потужність турбіни, коефіцієнти використання теплоти та вироблення електроенергії на тепловому споживанні.

Зобразити цикл ПТУ в h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i=0,377$, $W_{тп}=118$ МВт, $\eta_Q=0,537$, $e=0,268$.

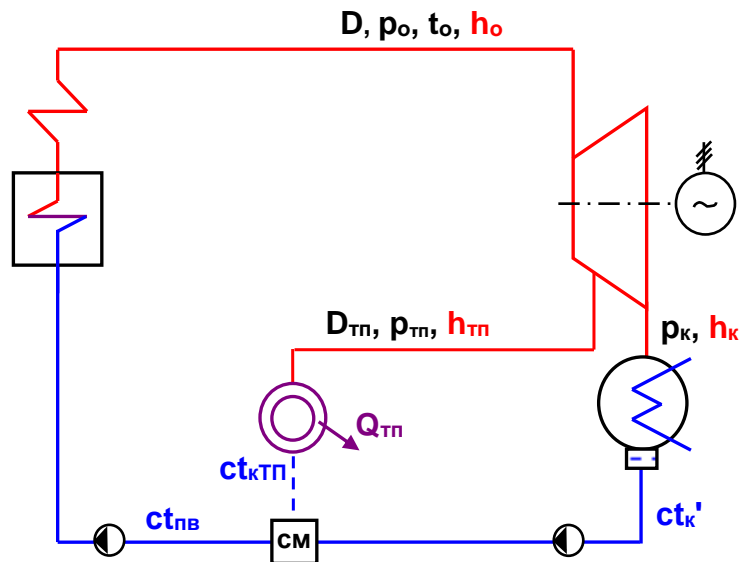


Рис. 16.35. Схема теплофікаційної ПТУ з відбором пари на тепловий споживач

15.33. Теплофікаційна ПТУ з відборами пари на тепловий споживач і регенеративний підігрівач, що змішує (рис. 15.36) має параметри: $p_o=120$ бар, $t_o=500$ °С, $p_{тп}=12$ бар, $p'_{тп}=10$ бар, $p_1=5$ бар, $p_k=0,05$ бар. Конденсат від

теплового споживача повертається у повній кількості стан насичення. Витрата пари на турбіну $D=200$ т/год, – на тепловий споживач $D_{\text{тп}}=30$ т/год. Внутрішні відносні ККД турбіни $\eta_{oi}^{\text{ЧВД}}=0,88, \eta_{oi}^{\text{ЧНД}}=0,85$.

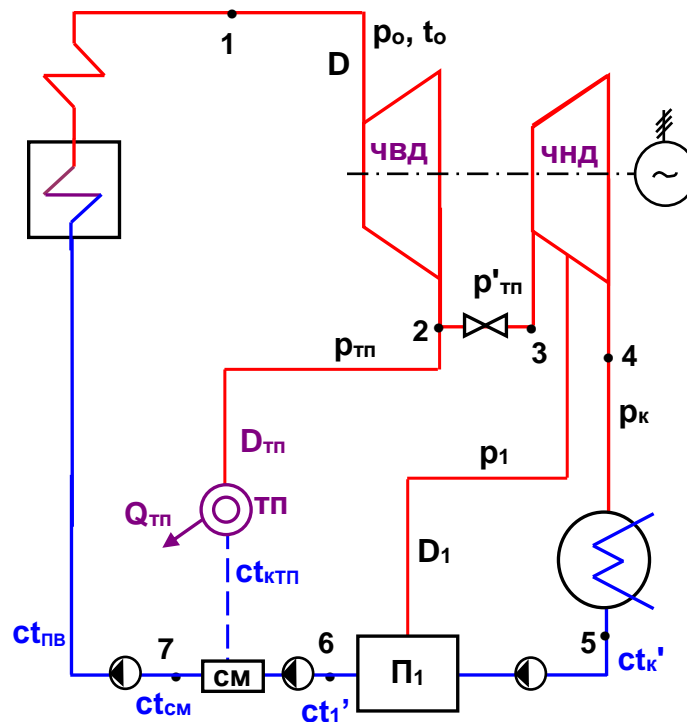


Рис. 15.36. Схема теплофікаційної ПТУ з відборами пари на тепловий споживач і регенеративний підігрівач, що змішує.

Визначити: внутрішній абсолютний ККД циклу, коефіцієнт використання теплоти та коефіцієнт вироблення електричної енергії на тепловому споживанні, внутрішню потужність турбіни.

При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати.

Зобразити цикл ПТУ в h,s -діаграмі.

Відповідь: $\eta_i=0,369, \eta_Q=0,483, e=0,25, W_{\text{тп}}=55$ МВт.

15.34. Протитискна ПТУ з відбором пари на змішуючий регенеративний підігрівач (Рис. 16.32) має параметри: $p_0=60$ бар, $t_0=450$ °С, $p_{\text{тп}}=10$ бар, $p_1=20$ бар, конденсат від теплового споживача повертається у повній кількості з температурою 70 °С. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,88$. Потужність теплового споживача $Q_{\text{тп}}=80$ МВт.

Визначити: витрата пари на турбіну, внутрішній абсолютний ККД циклу та потужність турбіни, коефіцієнти використання теплоти та вироблення електроенергії на тепловому споживанні.

При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати.

Зобразити цикл ПТУ в h,s -діаграмі.

Відповідь: $D=54,45$ кг/с, $\eta_i=0,157, W_{\text{тп}}=20,5$ МВт, $\eta_Q=1, e=0,156$.

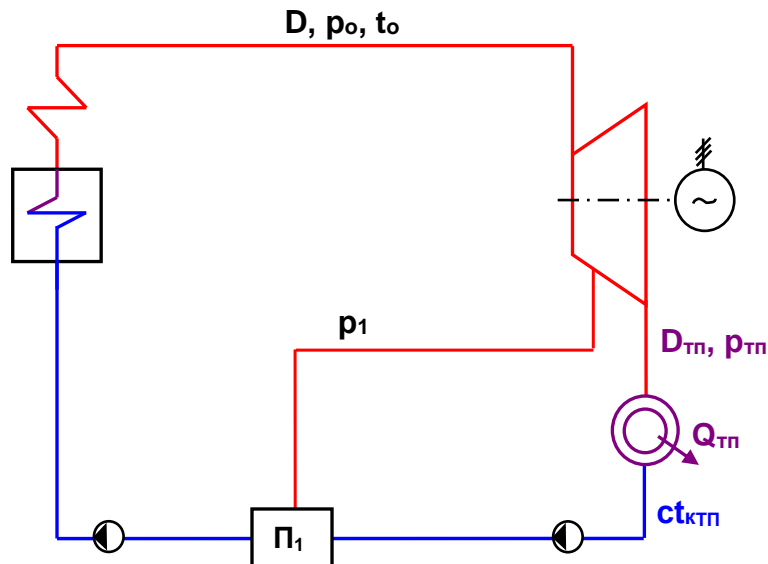


Рис. 16.37. Схема протитиску ПТУ з відбором пари на регенеративний підігрівач

15.35. Протитискна ПТУ з відбором пари на змішуючий регенеративний підігрівач має параметри: $p_o=70$ бар, $t_o=520$ °С, $p_{тп}=10$ бар, $p_1=15$ бар (рис. 16.37). Конденсат від теплового споживача повертається цикл в повній кількості $D_{тп}=100$ т/год з температурою 70 °С. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,82$. Визначити потужність турбіни. Роботою насосів знехтувати. Відповідь: $W_{тi}=15$ МВт.

15.36. Теплофікаційна ПТУ з відбором пари на тепловий споживач та вторинним пароперегрівачем (рис. 15.38) має параметри: $p_o=240$ бар, $t_o=t_{вп}=550$ °С, $p_{вп}=50$ бар, $p_k=0,05$ бар. Конденсат від теплового споживача повертається в цикл у повній кількості з температурою $t_{кПТ}=100$ °С. Внутрішні відносні ККД турбіни $\eta_{oi}^{чвт}=0,85, \eta_{oi}^{чнт}=0,88$. Потужність турбіни $W_{тi}=250$ МВт, потужність теплового споживача $Q_{тп}=80$ МВт. Визначити: витрата пари на турбіну, внутрішній абсолютний ККД циклу, коефіцієнт використання теплоти та коефіцієнт вироблення електричної енергії на тепловому споживанні. При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати. Зобразити цикл ПТУ в h,s -діаграмі. Відповідь: $D=183$ кг/с, $\eta_i=0,377$, $\eta_Q=0,497$, $e=0,141$.

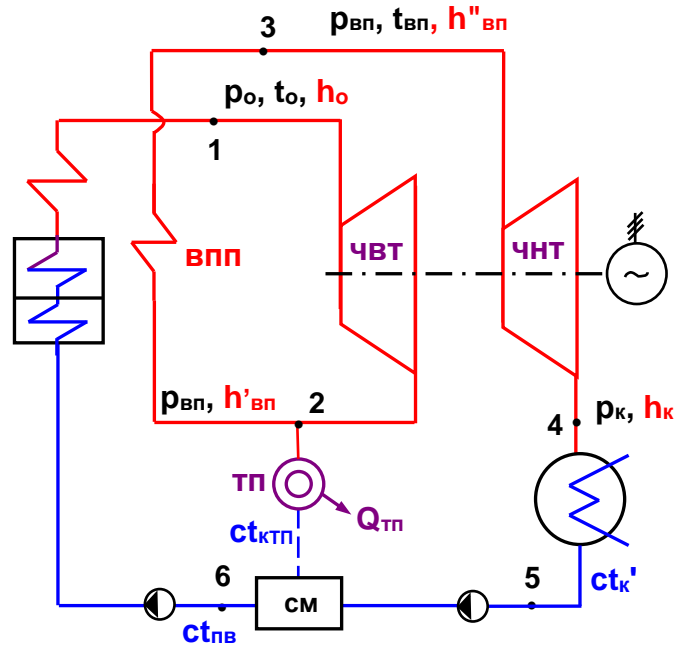


Рис. 16.38. Схема паротурбінної установки з вторинним пароперегрівачем та відбором пари на тепловий споживач

15.37. Теплофікаційна ПТУ з відборами пари на тепловий споживач та змішуючий регенеративний підігрівач (рис. 15.39) має параметри: $p_o=60$ бар, $t_o=480$ °С, $p_{тп}=15$ бар, $p'_{тп}=13$ бар, $p_1=2,6$ бар, $p_k=0,04$ бар. Конденсат від теплового споживача повертається цикл в повній кількості при $t_{ктп}=90$ °С. Витрата пари на турбіну $D=25$ кг/с, але в тепловий споживач $D_{тп}=12$ кг/с. Внутрішні відносні ККД турбіни $\eta_{oi}^{ЧВТ}=0,85, \eta_{oi}^{ЧНТ}=0,82$. Визначити внутрішню потужність турбіни. При розрахунках циклу роботою насосів знехтувати. Зобразити цикл ПТУ в h,s -діаграмі. Відповідь: $W_{тп}=16,7$ МВт.

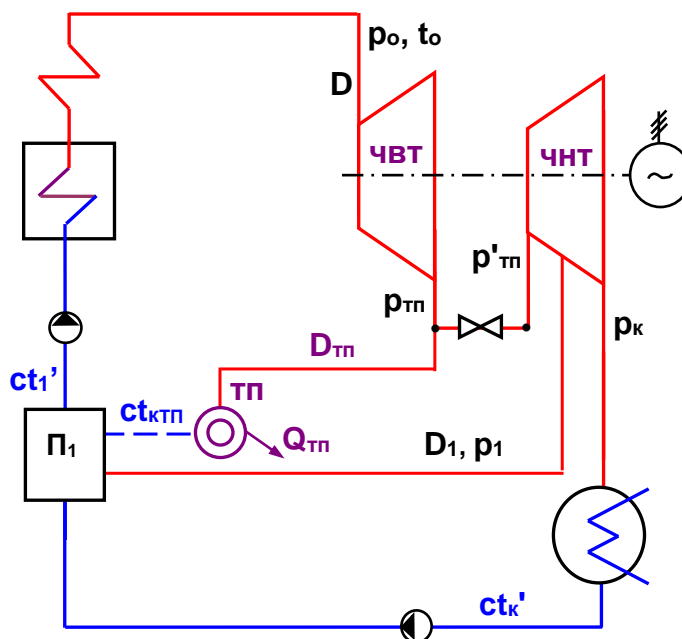


Рис. 15.39. Схема теплофікаційної ПТУ з відборами пари на тепловий споживач і регенеративний підігрівач, що змішує.

15.38. Оцінити термодинамічну економічність ПТУ за балансовими та ексергетичними методами (рис. 16.40).

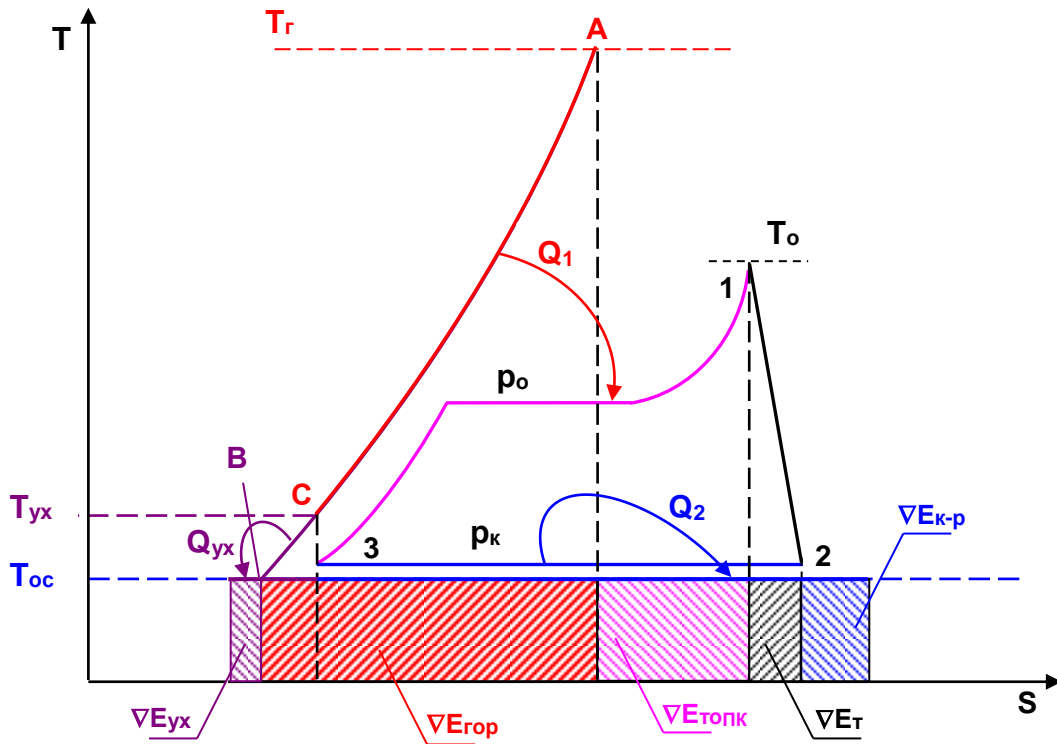


Рис. 16.40. Втрати ексергії у незворотному циклі простої ПТУ в T,S-діаграмі

Температура горіння палива у топці парового котла $T_r=2000\text{ }^\circ\text{C}$, температура газів, що виходять з котла $T_{\text{вих}}=140\text{ }^\circ\text{C}$. Властивості продуктів згоряння палива прийняти відповідними ідеальним газом з постійною ізобарною теплоємністю $c_p=1\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. У котлі враховувати тільки втрати з газами, що виходять. ПТУ має потужність $W_i=20\text{ МВт}$ та параметри $p_o=30\text{ бар}$, $t_o=400\text{ }^\circ\text{C}$, $p_k=0,04\text{ бар}$. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{oi}=0,84$. Температура довкілля $t_{nc}=20\text{ }^\circ\text{C}$.

Визначити:

- за балансовим методом: теплоту згоряння палива Q_t , втрати теплоти з газами $Q_{\text{вих}}$, що йдуть, і в конденсаторі турбіни Q_2 , балансовий ККД ПТУ;
- за ексергетичним методом: ексергію продуктів згоряння палива E_t , втрати ексергії за рахунок незворотності процесу горіння палива $\nabla E_{\text{гор}}$, з газами, що виходять $\nabla E_{\text{вих}}$, за рахунок незворотності теплообміну між газами та водою та водяною парою в котлі $\nabla E_{\text{топк}}$, за рахунок незворотності процесу розширення пари в турбіні ∇E_t , за рахунок незворотності теплообміну між парою та водою в конденсаторі турбіни $\nabla E_{\text{к-р}}$, ексергетичний ККД ПТУ;

в) зіставити втрати у паровому котлі та турбіні, визначені за балансовим та ексергетичним методами.

При розрахунках роботою насосів знехтувати.

Показати втрати ПТУ в Т, s-діаграмі.

Відповідь: а) $Q_T=68,6$ МВт, $Q_{\text{вих}}=4,12$ МВт, $Q_2=44,48$ МВт, $\eta_Q=0,291$;

б) $E=68,6$ МВт, $\nabla E_{\text{гор}}=20,8$ МВт, $\nabla E_{\text{вих}}=0,665$ МВт,
 $\nabla E_{\text{тоПК}}=22,03$ МВт, $\nabla E_T = 3,77$ МВт, $\nabla E_{\text{к-р}}=1,33$ МВт, $\eta_{\text{ex}}=0,291$;

в) $Q_{\text{вих}}=6\%$, $Q_2=64,9\%$;

$\nabla E_{\text{гор}}+\nabla E_{\text{вих}}+\nabla E_{\text{тоПК}}=63,46\%$, $\nabla E+\nabla E_{\text{к-р}}=7,44\%$.

15.2. Контрольні питання

1. Які основні переваги та недоліки у ГТУ, виконаних за розімкнутою схемою?
2. Які припущення приймають у термодинаміці при розгляді теплової економічності розімкнутого циклу ГТУ із ізобарним підведенням теплоти до робочого тіла?
3. Який вплив на теплову економічність ідеального циклу ГТУ ступінь підвищення тиску повітря в компресорі, чи є оптимальне її значення, якщо є, то як воно вибирається?
4. З якою метою для ГТУ вводиться коефіцієнт роботи φ ?
5. Який вплив на теплову економічність реального циклу ГТУ ступінь підвищення тиску повітря в компресорі, чи є оптимальне її значення, якщо є, то як воно вибирається?
6. Як впливають на теплову економічність реального циклу ГТУ температура повітря на вході в компресор T_1 і температура газів на виході з камери згоряння T_3 ? Як ці температури впливають на оптимальне значення ступеня підвищення тиску повітря в компресорі?
7. Які особливості має регенеративний цикл розімкнутої схеми ГТУ порівняно з регенеративним циклом ПТУ?
8. Яка відмінність у оптимальних значеннях ступеня підвищення тиску повітря в компресорі для реального регенеративного циклу ГТУ порівняно з аналогічним простим циклом ГТУ?
9. До якого циклу наближається регенеративний цикл ГТУ двоступінчастим стиском, проміжним охолодженням та двоступінчастим підведенням теплоти до робочого тіла ?

10. Чому для ПТУ використовується цикл Ренкіна і які у нього переваги в порівнянні з циклом Карно на вологій насиченій парі?
11. Які процеси здійснюються в кожному з елементів простого ПТУ (парового котла, турбіни, конденсатора, насоса) і яке їх призначення?
12. Які показники характеризують теплову економічність циклу ПТУ?
13. Який вплив робить початковий тиск p_0 на теплову економічність циклу ПТУ?
14. Який вплив має початкова температура t_0 на теплову економічність циклу ПТУ?
15. Який вплив робить кінцевий тиск P_K на теплову економічність циклу ПТУ?
16. Що таке пов'язані параметри p_0 і t_0 для циклу ПТУ?
9. Для чого застосовується вторинний перегрів пари в циклі ПТУ?
17. Доведіть, що цикл ПТУ з відборами пари з турбіни на регенеративні підігрівачі має більший термічний ККД, ніж простий цикл ПТУ.
18. При яких значеннях тисків відборів пари ПТУ на регенеративні підігрівачі не збільшується її ККД?
19. Поясніть методику визначення оптимальних тисків відборів пари з турбіни на регенеративні підігрівачі.
20. Поясніть, яка зі схем повернення конденсату з регенеративного підігрівача поверхневого типу цикл ПТУ термодинамічно більш економічна.
21. Які бувають типи теплофікаційних ПТУ?
22. Які недоліки та переваги у протитискових ПТУ?
23. Чому для оцінки теплової економічності теплофікаційних ПТУ крім ККД запровадили показник вироблення електричної енергії на тепловому споживанні?

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1

СПІВВІДНОШЕННЯ ОДИНИЦЬ СІ З ВНЕСИСТЕМНИМИ ОДИНИЦЯМИ ДЕЯКИХ ФІЗИЧНИХ ВЕЛИЧИН:

ТИСК

$$1 \text{ Н/м}^2 \text{ (Па)} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ бар} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 0,102 \text{ мм вод.ст.} = 750 \cdot 10^{-5} \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = 10,2 \text{ м вод.ст.} = \\ = 750 \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (ат. техн.)} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,981 \text{ бар} = 736 \text{ мм рт.ст.} = \\ = 10 \text{ м вод.ст.}$$

$$1 \text{ атм (фіз.)} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,013 \text{ бар} = 1,033 \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 10,33 \text{ м вод.ст.} = 760 \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ мм вод.ст.} = 9,81 \text{ Па} = 9,81 \cdot 10^{-5} \text{ бар} = 10^{-4} \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 736 \cdot 10^{-4} \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ мм рт.ст.} = 133 \text{ Па} = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ бар} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 13,6 \text{ мм вод.ст.}$$

(при гучтині ртуті $\rho_{\text{Hg}}=13595 \text{ кг/м}^3$ і води $\rho_{\text{H}_2\text{O}}=1000 \text{ кг/м}^3$)

$$1 \text{ psi (англ. фунт/дюйм}^2) = 6,9 \text{ Па}$$

$$\text{inch Hg (дюйм рт.ст.)} = 3,386 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

ТЕМПЕРАТУРА

В Кельвинах $T = 273,15 + t$, К.

В градусах Цельсія $t = T - 273,15$, °С.

По Фаренгейту $F = 1,8t + 32$, °F.

По Реомюру $R = 0,8t$, °R.

ЕНЕРГІЯ – РОБОТА – ПОТУЖНІСТЬ

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad 1 \text{ кал} = 4,187 \text{ Дж}, \quad 1 \text{ Вт} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}.$$

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж} \approx 860 \text{ ккал}, \quad 1 \text{ к.с. (кінська сила)} = 735,5 \text{ Вт}.$$

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ГАЗІВ

Таблиця П2.1. Молярні маси газів

Назва газу	Хімічна формула газу	Маса кіломолю μ, кг/кмоль
Водень	H ₂	2,016
Гелій	He	4,00
Неон	Ne	20,18
Повітря (сухе)	-	28,96
Аргон	Ar	39,94
Азот	N ₂	28,01
Кисень	O ₂	32,00
Окис вуглецю	CO	28,01
Вуглекислий газ	CO ₂	44,01
Метан	CH ₄	16,04
Аміак	NH ₃	17,03
Діоксид сірки	SO ₂	64,06
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,04
Етилен	C ₂ H ₄	28,05
Етан	C ₂ H ₆	30,07

Таблиця П2.2. Середні мольні теплоємності реальних газів, визначені від 0 °С, при атмосферному тиску в кДж/(кмоль·К)

t °С	μ _{ср}	μ _{сv}	μ _{ср}	μ _{сv}	μ _{ср}	μ _{сv}	μ _{ср}	μ _{сv}
	Водень Н ₂		Азот N ₂		Кисень O ₂		Повітря	
0	28,32	20,30	29,12	20,80	29,27	20,96	29,07	20,76
100	28,94	20,62	29,14	20,83	29,54	21,22	29,15	20,84
200	29,07	20,76	29,29	20,91	29,93	21,62	20,30	20,99
300	29,12	20,81	29,38	21,07	30,40	21,67	29,52	21,21
400	29,20	20,87	29,60	21,29	30,88	22,56	29,78	21,78
500	29,25	20,93	29,86	21,55	31,33	23,02	30,10	21,88
600	29,32	21,00	30,15	21,83	31,76	23,45	30,41	22,02
700	29,41	21,10	30,45	22,14	32,15	23,84	30,72	22,41
800	29,52	21,20	30,75	22,43	32,50	24,19	31,03	22,71
900	29,65	21,33	31,04	22,72	32,83	24,51	31,32	23,00
1000	29,79	21,47	31,31	23,00	33,12	24,80	31,60	23,28
1200	30,11	21,79	31,82	23,51	33,63	25,32	32,11	23,79

Закінчення табл. П2.2

t °C	μ _{cp}	μ _{cv}	μ _{cp}	μ _{cv}	μ _{cp}	μ _{cv}	μ _{cp}	μ _{cv}
	Ок. вугл. СО		Дв-ок. вугл. СО ₂		Метан СН ₄		Водяний пар	
0	29,12	20,18	35,86	27,55	26,42	34,74	33,50	25,18
100	29,18	20,86	38,11	29,80	36,82	28,49	33,74	25,43
200	29,30	20,99	40,06	31,74	39,43	31,11	34,12	25,80
300	29,52	21,20	41,76	33,44	42,27	33,96	34,58	26,26
400	29,79	21,47	43,25	34,94	45,18	36,87	35,09	26,78
500	30,10	21,78	44,57	36,26	47,98	39,66	35,63	27,32
600	30,43	22,11	45,75	37,44	50,67	42,36	36,20	27,88
700	30,75	22,44	46,81	38,50	53,28	44,96	36,79	28,47
800	31,07	22,76	47,76	39,45	55,90	47,59	37,39	29,08
900	31,38	23,06	48,62	40,29	58,33	50,02	38,02	29,62
1000	31,67	23,35	49,39	41,08	60,50	52,19	38,62	30,30
1200	32,19	23,88	50,74	42,43	62,46	54,14	39,83	31,51

Таблиця П2.3. Термодинамічні властивості ідеального повітря
μ=28,97 кг/кмоль

t, °C	• T, K	h, кДж/кг	• u, кДж/кг	π _o	θ _o	s ^o , кДж/(кг·К)
1	• 2	3	• 4	5	6	7
-20	• 253,15	253,18	• 180,52	0,7661	9482	6,5318
-10	• 263,15	263,20	• 187,68	0,8771	8609	6,5707
0	• 273,15	273,23	• 194,83	0,9992	7845	6,6080
10	• 283,15	283,26	• 201,99	1,1330	7172	6,6441
20	• 293,15	293,29	• 209,16	1,2791	6577	6,6789
30	• 303,15	303,33	• 216,32	1,4383	6048	6,7126
40	• 313,15	313,37	• 223,50	1,6113	5577	6,7452
50	• 323,15	323,42	• 230,68	1,7988	5155	6,7768
60	• 333,15	333,48	• 237,86	2,001	4776	6,8074
70	• 343,15	343,54	• 245,06	2,220	4435	6,8372
80	• 353,15	353,61	• 252,26	2,455	4126	6,8661
90	• 363,15	363,69	• 259,47	2,709	3847	6,8943
100	• 373,15	373,79	• 266,70	2,980	3592	6,9217
110	• 383,15	383,89	• 273,93	3,271	3361	6,9484
120	• 393,15	394,01	• 281,18	3,582	3149	6,9745
130	• 403,15	404,14	• 288,43	3,914	2955	6,9999
140	• 413,15	414,28	• 295,71	4,268	2777	7,0248
150	• 423,15	424,43	• 302,99	4,645	2614	7,0491
160	• 433,15	434,60	• 310,29	5,046	2463	7,0728
170	• 443,15	444,79	• 317,61	5,472	2324	7,0961
180	• 453,15	454,99	• 324,94	5,923	2195	7,1188
190	• 463,15	465,21	• 332,29	6,402	2076	7,1411
200	• 473,15	475,44	• 339,65	6,909	1965,3	7,1630
210	• 483,15	485,70	• 347,03	7,445	1862,3	7,1844
220	• 493,15	495,97	• 354,44	8,011	1766,5	7,2055

t, °C	• T, K	h, кДж/кг	• u, • кДж/кг	π _o	θ _o	s ^o , кДж/(кг·K)
230	• 503,15	506,26	• 361,86	8,609	1677,1	7,2261
240	• 513,15	516,57	• 369,30	9,240	1593,7	7,2464
250	• 523,15	526,90	• 376,75	9,905	1515,7	7,2664
260	• 533,15	537,24	• 384,23	10,605	1442,8	7,2860
270	• 543,15	547,61	• 391,73	11,341	1374,4	7,3052
280	• 553,15	558,01	• 399,25	12,115	1310,2	7,3242
290	• 563,15	568,42	• 406,80	12,929	1249,9	7,3428
300	• 573,15	578,85	• 414,36	13,784	1193,3	7,3612
310	• 583,15	589,31	• 421,95	14,680	1139,9	7,3793
320	• 593,15	599,79	• 429,56	15,621	1089,7	7,3971
330	• 603,15	610,29	• 437,19	16,606	1042,3	7,4147
340	• 613,15	620,81	• 444,84	17,638	997,6	7,4320
350	• 623,15	631,36	• 452,52	18,719	955,3	7,4490
360	• 633,15	641,93	• 460,22	19,849	915,4	7,4659
370	• 643,15	652,52	• 467,94	21,03	877,6	7,4825
380	• 653,15	663,14	• 475,69	22,26	841,8	7,4988
390	• 663,15	673,78	• 483,46	23,55	807,8	7,5150
400	• 673,15	684,45	• 491,26	24,90	775,7	7,5310
500	• 773,15	792,43	• 570,54	41,93	529,1	7,6805
600	• 873,15	902,78	• 652,19	66,93	374,3	7,8147
700	• 973,15	1015,35	• 736,07	102,40	272,7	7,9367
800	• 1073,15	1129,91	• 821,92	151,30	203,5	8,0488
900	• 1173,15	1246,19	• 909,51	217,0	155,10	8,1524
1000	• 1273,15	1363,97	• 998,59	303,6	120,32	8,2487
1100	• 1373,15	1483,06	• 1088,97	415,5	94,830	8,3387
1200	• 1473,15	1603,31	• 1180,52	557,8	75,782	8,4347
1300	• 1573,15	1724,60	• 1273,12	736,3	61,312	8,5029
1400	• 1673,15	1846,84	• 1366,66	957,4	50,155	8,5783
1500	• 1773,15	1969,92	• 1461,04	1228,0	41,439	8,6497

Таблиця П2.4. Термодинамічні властивості ідеального атмосферного азоту N₂ μ=28,15 кг/кмоль

t, °C	• T, K	h, кДж/кг	• u, • кДж/кг	π _o	θ _o	s ^o , кДж/(кг·K)
0	• 273,15	281,38	• 200,70	0,7045	11451	6,6973
100	• 373,15	384,53	• 274,31	2,094	5262	7,0191
200	• 473,15	488,32	• 348,57	4,822	2897	7,2655
300	• 573,15	593,47	• 424,18	9,543	1773,8	7,4670
400	• 673,15	700,57	• 501,75	17,095	1162,9	7,6392
500	• 773,15	809,97	• 581,62	28,55	799,7	7,7907
1000	• 1273,15	1389,83	• 1013,80	200,99	187,08	8,3671
1500	• 1773,15	2006,76	• 1483,05	800,68	65,407	8,7753

Таблиця П2.5. Термодинамічні властивості ідеального кисню O₂
 $\mu=32,0$ кг/кмоль

t, °C	• T, K	h, кДж/кг	• u, • кДж/кг	π_0	θ_0	s ⁰ , кДж/(кг·K)
0	• 273,15	247,75	• 176,78	3,779	1877,6	6,3280
100	• 373,15	339,95	• 242,99	11,426	848,4	6,6155
200	• 473,15	434,7	• 311,77	27,14	452,8	6,8403
300	• 573,15	532,57	• 383,65	55,87	266,5	7,0278
400	• 673,15	633,50	• 458,6	104,33	167,62	7,1901
500	• 773,15	737,14	• 536,26	181,26	110,81	7,3336
1000	• 1273,15	1282,43	• 951,64	1462,2	22,621	7,8760
1500	• 1773,15	1854,16	• 1393,46	6274,6	7,342	8,2545

Таблиця П2.6. Термодинамічні властивості ідеального двоокису
 вуглецю CO₂ $\mu=44,01$ кг/кмоль

t, °C	• T, K	h, кДж/кг	• u, • кДж/кг	π_0	θ_0	s ⁰ , кДж/(кг·K)
0	• 273,15	192,08	• 140,48	0,09823	52529	4,7815
100	• 373,15	278,90	• 208,40	0,4102	17182	5,0515
200	• 473,15	374,52	• 285,13	1,3618	6563	5,2782
300	• 573,15	477,36	• 369,08	3,8635	2802	5,4752
400	• 673,15	• 586,17	459,00	• 9,749	1304,3	5,6500
500	• 773,15	699,92	• 553,86	22,439	650,8	5,8075
1000	• 1273,15	1318,38	• 1077,87	579,2	41,520	6,4216
1500	• 1773,15	1983,92	• 1648,95	5960,1	5,620	6,8620

ДЕЯКІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ Н₂О

Параметри потрійної точки води: $t_0=0,01$ °С, $p_0=611,7$ Па ,
 ізобарна теплоємність льоду в потрійній точці води
 $c_{p0}=2,1$ кДж/(кг·К),
 питома теплота плавлення льоду в потрійній точці води
 $\lambda_0=333$ кДж/кг.

Параметри критичної точки води: $t_{кр} = 373,946$ °С, $p_{кр} = 22,064$ МПа, $v_{кр} = 0,003106$ м³/кг;

Таблиця ПЗ.1. Залежність температури плавлення Н₂О від тиску

$t_{пл}$, °С	0,0	-5	-10	-15	-20
$p_{пл}$, МПа	0,0981	57,9	106,9	151,0	187,3

Таблиця ПЗ.2. Залежність температури насичення Н₂О тиску

t_n , °С	0,0	100	200	300	$t_{кр} = 373,946$
p_n , бар	0,006112	1,0142	15,547	85,877	$P_{кр} = 220,64$

Це цікаво та пізнавально

Питомий об'єм рідкої фази води менше питомого об'єму твердої фази води при однакових значеннях їх тиску і температури (щільність води більша за щільність льоду), так при 1 барі і 0 °С питомих об'єм води 0,0010012 м³/кг, а льоду – 0,001095 м³/кг. Тому крига плаває на поверхні води.

Питомий об'єм води в стані насичення зі збільшенням температури від 0,01 оС до 4 °С (точніше, 3,98 °С) зменшується від $v'_0=0,00100022$ м³/кг до $v'_{min}=0,001$ м³/кг, а при подальшому збільшенні температури збільшується. Завдяки цій аномальності води можуть жити риби в водоймах, що замерзають, так як коли температура повітря падає нижче 4 °С, холодніша вода як менш щільна залишається на поверхні і замерзає, а під льодом зберігається позитивна температура води.

При ізобарному (докритичному $p < p_{кр}$) підвищенні температури води від 0 °С теплоємність спочатку зменшується, а потім збільшується. Найменша ізобарна теплоємність рідкої фази води при тиску (атмосферному) 1 бар відповідає температурі 36,79 °С (нормальна температура тіла людини) і дорівнює $c_p=4,179$ кДж/(кг·К). Ця властивість води дозволяє хворій людині при підвищенні температури довше уникнути зсідання крові.

**ТЕРМОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РЕЧОВИН, ЩО
ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ У ЗВОРОТНИХ ЦИКЛАХ**

Таблиця П4.1. Термодинамічні властивості дифтордихлорметану CF_2Cl_2
(Фреон-12)

На лінії насичення						
t, °C	p, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	g, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s', \text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{кДж}}{s'', \text{кг} \cdot \text{К}}$
-30	1,0143	473,41	641,81	168,40	0,8956	1,5882
-26	1,202	476,85	643,71	166,86	0,9097	1,5848
-22	1,412	480,32	645,69	165,37	0,9237	1,5817
-20	1,527	482,08	646,53	164,45	0,9307	1,5803
-16	1,779	485,60	648,38	162,78	0,9445	1,5775
-12	2,067	489,14	650,29	161,09	0,9584	1,5751
-10	2,219	490,93	651,15	160,22	0,9653	1,5739
-6	2,550	494,54	653,01	158,47	0,9792	1,5718
0	3,125	500,00	655,74	155,74	1,0000	1,5688
8	4,031	507,58	659,15	151,57	1,0269	1,5655
16	5,123	515,29	662,51	147,22	1,0535	1,5626
20	5,739	519,21	664,16	144,95	1,0669	1,5613
22	6,065	521,18	664,97	143,79	1,0735	1,5607
24	6,408	523,14	665,76	142,62	1,0802	1,5601

Перегріта пара						
t, °C	p = 4 бар		p = 5 бар		p = 6 бар	
	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$
10	660,5	1,570				
20	666,8	1,593	665,3	1,574		
30	673,1	1,614	671,8	1,595	670,4	1,579
40	679,5	1,635	678,4	1,616	677,1	1,600
50	686,0	1,655	685,0	1,637	683,8	1,621
60	692,6	1,675	691,6	1,657	690,5	1,642

Таблиця П4.2. Термодинамічні властивості дифтормонохлорметану CHF_2Cl (фреон-22)

На лінії насичення						
t, °C	p, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	g, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s', \text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{кДж}}{s'', \text{кг} \cdot \text{К}}$
-20	2,456	476,88	696,28	219,40	0,9129	1,7796
-10	3,552	488,34	700,42	212,08	0,9569	1,7629
0	4,983	500,00	704,28	204,28	1,0000	1,7479
10	6,811	511,89	707,81	195,92	1,0422	1,7341
20	9,097	524,05	710,94	186,89	1,0838	1,7213
Перегріта пара						
t, °C	p = 6 бар		p = 8 бар		p = 10 бар	
	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$
10	709,55	1,751	-	-	-	-
20	717,08	1,7771	713,22	1,7396	-	-
30	724,53	1,8021	721,13	1,7661	717,44	1,7355
40	731,94	1,8262	728,90	1,7914	725,67	1,7622
50	739,36	1,8495	736,63	1,8156	733,74	1,7875

Таблиця П4.3. Термодинамічні властивості двоокису вуглецю CO_2

На лінії насичення						
t, °C	P, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	g, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s', \text{кг} \cdot \text{К}}$	$\frac{\text{кДж}}{s'', \text{кг} \cdot \text{К}}$
-33	12,82	-162,5	151,7	314,2	2,859	4,168
-23	17,87	-142,6	151,1	293,7	2,939	4,114
-13	24,21	-121,9	148,6	270,3	3,019	4,059
-3	32,03	-99,6	142,9	242,5	3,100	3,998
0	34,839	-92,5	140,0	232,5	3,1259	3,9772
10	44,831	-67,8	132,0	199,8	3,2096	3,9157
20	57,066	-38,0	117,2	155,2	3,3076	3,8368
22	59,8	-31,1	112,6	143,7	3,3297	3,8164
30	71,858	8,4	77,4	69,0	3,4560	3,6833
Перегріта пара						
t, °C	p = 50 бар		p = 60 бар		p = 70 бар	
	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	$\frac{\text{кДж}}{s, \text{кг} \cdot \text{К}}$
17	132,9	3,9050				
27	152,7	3,9721	129,2	3,8719	129,4	3,8563
37	168,8	4,0252	152,1	3,9474	153,9	3,9339
47	183,0	4,0707	169,9	4,0035	172,6	3,9913
57	196,5	4,1116	185,2	4,0508	188,6	4,0392
67	209,0	4,1491	199,2	4,0927	203,1	4,0813

Список використаної літератури

1. Кирилін В. О. Технічна термодинаміка: підручник для вузів / В.А. Кирилін, В.В. Сичов, А.Е. Шейндлін. - М.: Вища школа, 1983. - 416 с.
2. Бродяньський В.М. Ексергетичний метод термодинамічного аналізу / В.М. Бродяньський. - М.: Енергія, 1973. - 296 с.
3. Маргулова Т.Х. Атомні електричні станції: підручник для вузів / Т.Х. Маргулова. - М. : Вищ. шк., 1984. - 304 с.
4. Рівкін С. Л. Термодинамічні властивості газів / С.Л.Рівкін. - М.: Енергія, 1973. - 288 с.
5. Варгафтік Н. Б. Довідник з теплофізичних властивостей газів та рідин / Н.Б. Варгафтік.- М.:Наука, 1972. -720 с.

Навчальне видання

ТЕРМОДИНАМІКА СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Частина 2
Методичні вказівки
до виконання практичних робіт

Укладачі:

ПОТАПОВ Володимир Олексійович

БІЛИЙ Дмитро Володимирович

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.

Ум. друк. Арк. ____

Наклад ____ пр.

Державний біотехнологічний університет
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44