

536(045)
4-44

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

М.М.ЧЕПУРНИЙ, С.Й.ТКАЧЕНКО
ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА
в трьох частинах

ЧАСТИНА III

Вінниця ВДТУ 1997

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Б36(075) Ч 44 1997

Челурний М.М. Технічна термодинаміка в трьох

М.М.ЧЕЛУРНИЙ, С.Й.ТКАЧЕНКО

Т Е Х Н І Ч Н А Т Е Р М О Д И Н А М І К А
в трьох частинах

ЧАСТИНА ІІІ

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів спеціальностей 7.090504 - "Енергетика теплотехнології", 7.090215 - "Автомобілі та автомобільне господарство", 7.092601 - "Теплогазопостачання, вентиляція та охорона повітряного басейну"

Вінниця ВДТУ 1997

УДК 621.1:535.7

Технічна термодинаміка / в трьох частинах/. Ч.Ш.: Навч. посібник/ М.М.Чепурний, С.Й.Ткаченко. - В.: ВДТУ, 1997. - 104 с.
Укр. мовою/

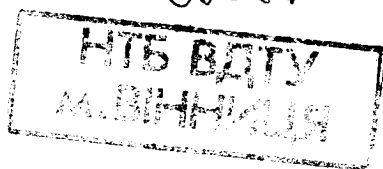
Викладені термодинамічні цикли газотурбінних і паротурбінних установок, двигунів внутрішнього згорання, холодильних і теплонасосних установок. Розглянуті принципи безмашинного перетворення енергії. Наведені приклади практичного застосування теоретичних положень і ексергетичного аналізу.

/ Нумерація розділів і додатків в усіх частинах посібника наскрізна/

Іл. 47 Додатків 2. Бібліогр. 5 назв.

Рецензенти: Ю.К.Пінчук, к.т.н.

І.С.Черкунов, к.т.н.

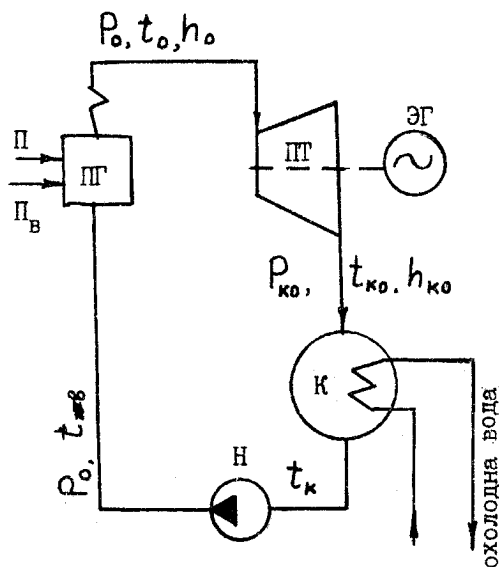


13. ЦИКЛИ ПАРОСИЛОВИХ УСТАНОВОК

Паросилові /паротурбінні/ установки є одним з типів теплосилових установок, які призначені для перетворення хімічної або атомної енергії на корисну механічну роботу. Робочим тілом в паротурбінних установках /ПТУ/ є водяна пара, котра здійснює круговий процес. Перетворення енергії органічного або атомного палива на механічну і електричну енергію здійснюється за допомогою ПТУ на теплових /ТЕС/ і атомних /АЕС/ електричних станціях.

13.1. Цикл найпростішої паротурбінної установки

Розглянемо принцип дії найпростішої ПТУ, схема якої показана на рис.13.1, а зображення її оборотного циклу на $h-s$ діаграмі – на рис.13.2. Насос H адіабатно стискує живильну воду /конденсат/



до тиску P_0 /процес 1-2 на $h-s$ діаграмі/, яка з температурою $t_{жв}$ надходить в парогенератор ПГ. В парогенераторі за рахунок теплоти, яка вивільнюється при згоранні палива, генерується /див.п.8.4/ перегріта водяна пара з параметрами P_0, t_0, h_0 /процес 2-3-4-0/. Ця пара прямує в парову турбіну ПТ, де адіабатно розширюється до кінцевих параметрів $P_{ко}, t_{ко}, h_{ко}$, виконуючи технічну роботу. Відпрацьо-

Рис.13.1. Схема найпростішої ПТУ

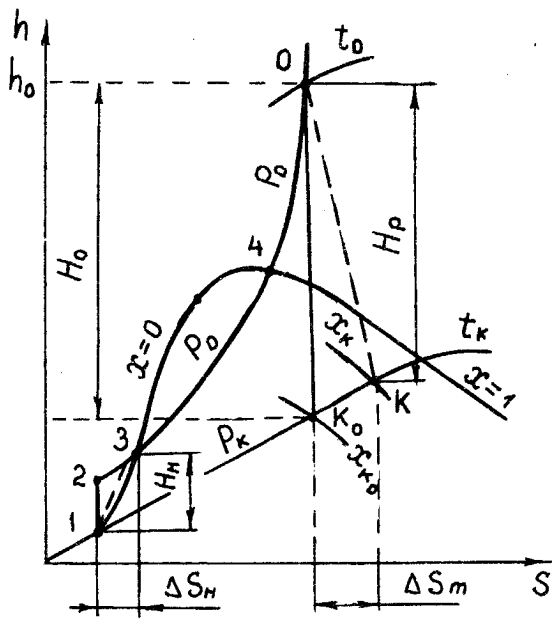


Рис.13.2. Цикл найпростішої ПТУ на $h-S$ діаграмі

вана в турбіні пара надходить в конденсатор K , внутрішня поверхня котрого охолоджується циркуляційною водою. На зовнішній поверхні труб конденсатора здійснюється повна конденсація пари, внаслідок чого створюється глибокий вакуум, тобто кінцевий тиск P_k стає набагато меншим за атмосферний. Зниження за рахунок конденсації кінцевих параметрів пари значно збільшує корис-

ну роботу пари в турбіні та підвищує економічність циклу. Конденсат пари насосом H знову повертається в парогенератор. Такий ідеальний цикл, що складається з двох ізобар і двох адіабат називається циклом Ренкіна.

Якщо знехтувати початковою швидкістю пари перед турбіною, то технічна робота за /12.17/ дорівнюватиме

$$l_{т0} = h_0 - h_{к0} = H_0 \quad /13.1/$$

Оскільки вода практично нестислива, то процес стиску в насосі по суті справи є ізохорно-адіабатним, а робота насоса складає

$$l_{н0} = \int_1^2 v dP = v(P_0 - P_k) = h_2 - h_1 = H_{н0}. \quad /13.2/$$

Корисна робота циклу

$$l_{ц0} = l_{т0} - l_{н0} = H_0 - H_{н0}. \quad /13.3/$$

Термічний ККД теоретичного циклу

$$\eta_{t_0} = \ell_{ц_0} / q_0 = (H_0 - H_{к_0}) / (h_0 - h_{ж_ε}) = \\ = (H_0 - H_{к_0}) / (h_0 - 4,19 \cdot t_{ж_ε}). \quad /13.4/$$

При невеликих потужностях турбін і тисках P_0 роботою насоса і підвищенням температури в насосі можна знехтувати. Тоді величину η_{t_0} можна обчислювати за наближеною формулою:

$$\eta_{t_0} \approx H_0 / (h_0 - 4,19 \cdot t_{к}) \quad /13.5/$$

З іншого боку для кругових процесів справедливо

$$\eta_{t_0} = 1 - q_2 / q_0 = 1 - q_{к} / q_0 = 1 - \\ - (h_{к_0} - 4,19 \cdot t_{к}) / (h_0 - 4,19 \cdot t_{к}), \quad /13.6/$$

де $q_2 = q_{к}$ - питомі теплові втрати в конденсаторі; q_0 - підведена теплота в циклі.

В реальних циклах ПТУ процеси розширення пари і стиску води адіабатно-необоротні /на рис.13.2 штрихові лінії/. Тому згідно з /12.II/ і /12.20/ значення робіт турбіни і насоса дорівнюватимуть відповідно

$$\ell_m = \ell_{m_0} \cdot \eta_{oi}^m = H_0 \cdot \eta_{oi}^m = H_p ; \\ \ell_{к} = \ell_{к_0} / \eta_{oi}^к = H_{к_0} / \eta_{oi}^к = H_{к}. \quad /13.7/$$

де η_{oi}^m , $\eta_{oi}^к$ - відносні внутрішні ККД турбіни і насоса; H_p , $H_{к}$ - робочі теплоперепади в турбіні та насосі.

Термічний ККД реального циклу ПТУ

$$\eta_t = (H_p - H_{к}) / q_0 = (H_p - H_{к}) / (h_0 - 4,19 \cdot t_{ж_ε}). \quad /13.8/$$

Тому, що 1 кг пари виконує в турбіні корисну роботу H_p , кДж/кг, то питома витрата пари на виробництво 1 кВт·год /3600 кДж/ енергії дорівнює, кг/(кВт·год)

$$d_0 = 3600 / \ell_{ц} = 3600 / (H_p - H_{к}). \quad /13.9/$$

При заданій потужності ПТУ N витрата пари складає

$$D_0 = d_0 \cdot N. \quad /13.10/$$

Ексергетичний ККД циклу характеризує, яка частина підведеної в парогенераторі ексергії перетворюється на корисну роботу, тобто

$$\eta_{ec} = l_4 / (e_{x0} - e_{x3}). \quad /13.11/$$

Запишемо рівняння ексергетичного балансу циклу

$$l_4 = (e_{x0} - e_{x3}) - (e_{xk} - e_{x1}) - \Delta e_{xm}^{em} - \Delta e_{xk}^{em}. \quad /13.12/$$

Ексергію, яку сприймає робоче тіло в парогенераторі, визначимо за /4.12/

$$\Delta e_x^{nr} = e_{x0} - e_{x3} = h_0 - h_3 - T_{nc} (S_0 - S_3), \quad /13.13/$$

де T_{nc} - абсолютна температура навколишнього середовища.

Ексергія, котру втрачає робоче тіло в конденсаторі

$$\Delta e_{xk}^{em} = e_{xk} - e_{x1} = (T_k - T_{nc})(S_k - S_1) = q_k (1 - T_{nc}/T_k), \quad /13.14/$$

де $q_k = h_k - 4,19 \cdot t_k$.

Ексергетичні втрати в турбіні та насосі відповідно

$$\Delta e_{xm}^{em} = T_{nc} \Delta S_m = T_{nc} (S_k - S_{k0}), \quad /13.15/$$

$$\Delta e_{xk}^{em} = T_{nc} \Delta S_k = T_{nc} (S_3 - S_1).$$

Тоді ексергетичний ККД циклу дорівнюватиме

$$\eta_{ec} = 1 - (\Delta e_{xk}^{em} + \Delta e_{xm}^{em} + \Delta e_{xk}^{em}) / \Delta e_x^{nr} \quad /13.16/$$

Ексергетичний ККД всієї установки буде визначатись за формулою

$$\eta_{епту} = \eta_{епг} \cdot \eta_{ec}, \quad /13.17/$$

де $\eta_{епг} \approx \eta_{пг} (1 - T_{nc} / T_{cp})$; $\eta_{пг}$ - ККД парогенератора; T_{cp} - середньотермодинамічна температура робочого тіла в парогенераторі.

Приклад 13.1. Визначити ексергетичні втрати і ексергетичний ККД циклу ПТУ, а також витрату пари на турбіну потужністю 50 МВт,

якщо параметри робочого тіла: $P_0 = 80$ бар; $t_0 = 520^\circ\text{C}$; $P_k = 0,04$ бар; відносні внутрішні ККД турбіни та насосу 0,85 і 0,8 відповідно; температура навколишнього середовища $t_{нс} = 15^\circ\text{C}$, ККД парогенератора 0,9.

За допомогою $h-s$ діаграми /дод. 4 / визначаємо: $h_0 = 3450$ кДж/кг; $h_{к0} = 2050$ кДж/кг; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $S_0 = 6,8$ кДж/(кг·К)

Теоретичний теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_0 = h_0 - h_{к0} = 3450 - 2050 = 1400.$$

Робочий теплоперепад в турбіні, кДж/кг

$$H_p = H_0 \cdot \eta_{oi}^m = 1400 \cdot 0,85 = 1190.$$

Ентальпія пари на вході в конденсатор, кДж/кг

$$h_k = h_0 - H_p = 3450 - 1190 = 2260.$$

Значення ентропії пари на вході в конденсатор із $h-s$ діаграми $S_k = 7,48$ кДж/(кг·К).

Ентальпія конденсату пари, кДж/кг

$$h'_k = c_p \cdot t_k = 4,19 \cdot 30 = 125,7.$$

Питома втрата теплоти в конденсаторі, кДж/кг

$$q_{vk} = h_k - h'_k = 2260 - 125,7 = 2134,3.$$

Теоретична робота насоса, кДж/кг

$$l_{к0} = v \cdot (P_0 - P_k) = 0,001 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} (80 - 0,04) = 7,996.$$

Дійсна робота насоса, кДж/кг

$$l_k = H_k = l_{к0} / \eta_{oi}^n = 7,996 / 0,8 \approx 10.$$

Ентальпія живильної води, кДж/кг

$$h_{*k} = h'_k + H_k = 125,7 + 10 = 135,7.$$

Значення ентропій конденсату і живильної води визначаємо з таблиць /дод. 3 /, кДж/кг: $S_1 = S'_k = 0,4366$; $S_3 = S_{*k} = 0,4708$.

Корисна робота циклу ПГУ, кДж/кг

$$l_u = H_p - H_k = 1190 - 10 = 1180.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_t = l_u / (h_0 - h_{*k}) = 1180 / (3450 - 135,7) = 0,356.$$

Питома витрата пари, кг/(кВт год)

$$d_0 = 3600 / l_u = 3600 / 1180 = 3,05.$$

Витрата пари на турбіну, т/год

$$D_0 = d_0 \cdot N = 3,05 \cdot 50 = 152,54.$$

Ексергетичні втрати в турбіні та живильному насосі, кДж/кг

$$\Delta e_{хм}^{6m} = T_{нс} \cdot \Delta S_m = 288 (7,48 - 6,8) = 195,84.$$

$$\Delta e_{хн}^{6m} = T_{нс} \cdot \Delta S_n = 288 (0,4708 - 0,4366) = 9,85.$$

Втрати ексергії в конденсаторі, кДж/кг

$$\Delta e_{хк}^{6m} = q_{vk} (1 - T_{нс} / T_k) = 2134,3 (1 - 288/303) = 105,65.$$

Загальні втрати ексергії, кДж/кг

$$\Delta e_{хu}^{6m} = \Delta e_{хм}^{6m} + \Delta e_{хн}^{6m} + \Delta e_{хк}^{6m} = 195,84 + 9,85 + 105,65 = 311,34.$$

Ексергія, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі,

кДж/кг

$$\begin{aligned} \Delta e_{хпг} &= h_0 - h_{жв} - T_{нс} (S_0 - S_3) = \\ &= 3450 - 135,7 - 288 (6,8 - 0,4708) = 1492. \end{aligned}$$

Перевіряємо ексергетичний баланс за /ІЗ.І2/, кДж/кг

$$l_u = \Delta e_{хпг} - \Delta e_{хu}^{6m} = 1492 - 311,34 = 1180,66.$$

Отже, небаланс складає 0,66 кДж/кг.

Ексергетичний ККД циклу

$$\eta_{еu} = l_u / \Delta e_{хпг} = 1180 / 1492 = 0,79.$$

Середньотермодинамічна температура робочого тіла в парогенераторі, К

$$\begin{aligned} T_{ср} &= (h_0 - h_{жв}) / (S_0 - S_3) = \\ &= (3450 - 135,7) / (6,8 - 0,4708) = 523,65. \end{aligned}$$

Ексергетичний ККД парогенератора

$$\eta_{епг} = \eta_{пг} (1 - T_{нс} / T_{ср}) = 0,9 (1 - 288/523,65) = 0,405.$$

Ексергетичний ККД установки

$$\eta_{епгу} = \eta_{епг} \cdot \eta_{еu} = 0,405 \cdot 0,79 = 0,32.$$

ІЗ.2. Вплив параметрів пари на економічність циклу ПТУ

Із /ІЗ.І/ і /ІЗ.4/ видно, що термічний ККД циклу ПТУ залежить від значень початкової та кінцевої ентальпії пари, які в свою чергу залежать від початкових (P_0, t_0) і кінцевих (P_k, x_k) параметрів пари. Виявити вплив означених параметрів на ефективність роботи циклу ПТУ зручно за допомогою $h-s$ діаграми.

Як вже відзначалось, конденсація відпрацьованої пари зумовлює зниження кінцевих параметрів пари P_k і t_k і збільшення теоретичної роботи в турбіні H_0 . Але величина P_k залежить від температури охолодної /циркуляційної/ води і складає, як правило,

біля 0,04 бар при температурі насичення $t_k \approx 30^\circ\text{C}$.

Подальше зменшення тиску P_k недоцільне через зростання габаритів і вартості конденсатора і потужності циркуляційних насосів. Тому обмежимося розглядом впливу початкових параметрів пари P_0 і t_0 на економічність роботи циклу ПТУ при фіксованому значенні P_k .

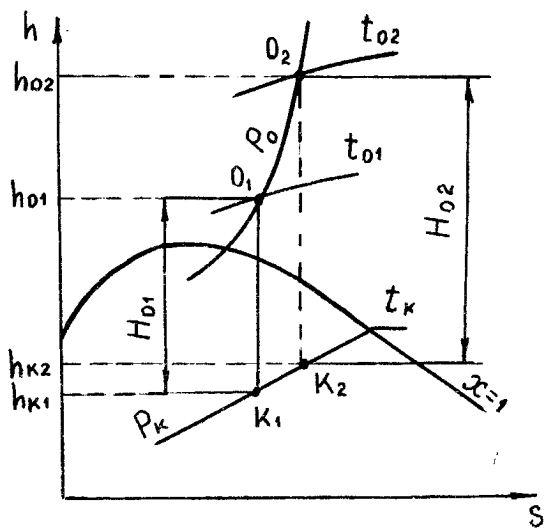


Рис.ІЗ.3.

працюють при фіксованих тисках P_0 і P_k /рис.ІЗ.3/ і різних початкових температурах t_{01} і t_{02} ; $(t_{02} > t_{01})$. Із $h-s$ діаграми наочно видно, що при збільшенні температури перегрітої пари зростають значення h_0 і h_k /процес розширення пари в турбіні зміщується праворуч/. Оскільки ізобара $P_0 = \text{const}$

іде крутіше ізобари $P_k = \text{const}$, то при зростанні температури t_0 величина технічної роботи H_0 зростає, що в свою чергу зумовлює підвищення економічності циклу.

Розглянемо тепер вплив початкового тиску P_0 на ефективність роботи циклу ПТУ. Нехай два теоретичних цикла працюють при однакових значеннях t_0 і P_k /рис.ІЗ.4/, але з різними значеннями початкового тиску ($P_{01} < P_{02}$). Із рис.ІЗ.4 видно, що при зростанні початкового тиску зменшуються значення h_0 і h_k /процес розширення зміщується ліворуч/. При цьому теплоперпад в

турбіні H_0 трохи збільшується, так як ізотерми йдуть пологіше, ніж ізобари.

З розглянутих прикладів випливає. Підвищення початкової температури t_0 хоча і збільшує ефективність роботи циклу ПТУ, однак зумовлює зростання теплових втрат в конденсаторі ($q_k = h_k - c'_p t_k$). Збільшення початкового тиску P_0 хоча і зменшує величину q_k , але зв'язане із зменшенням початкової ентальпії пари. Тому цілком зрозуміло,

що найбільш доцільним є одночасне підвищення початкових параметрів пари P_0 і t_0 /рис.ІЗ.5/. При цьому одночасно підвищується значення початкової ентальпії пари h_0 і зменшується значення ентальпії відпрацьованої пари h_k , що зумовлює зростання теоретичної роботи в турбіні H_0 і економічності циклу. При всіх докритичних і надкритичних температурах за винятком навкодокритичної об-

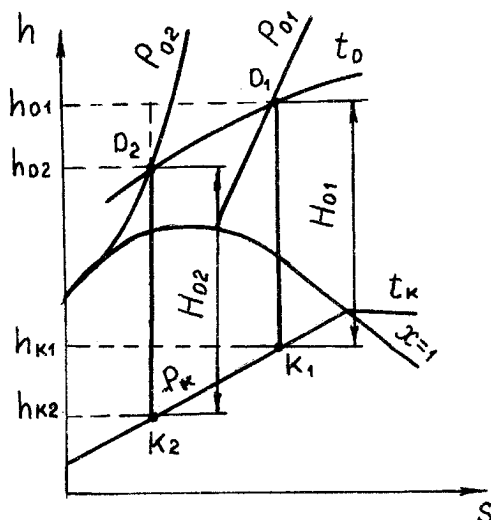


Рис.ІЗ.4.

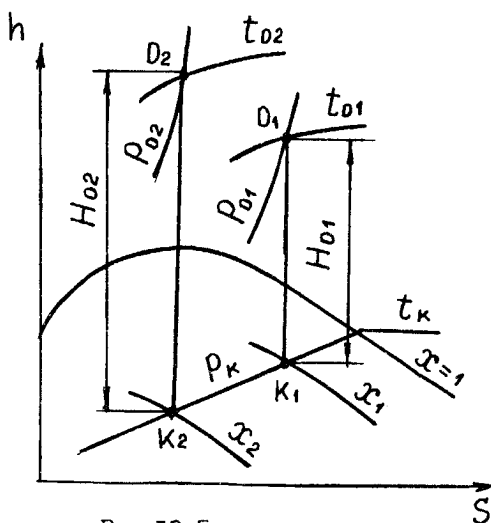


Рис.І3.5.

ласті більш високим початковим значенням тиску і температури відповідають більш високі значення термічного ККД циклу.

В реальному процесі роботи пари в турбіні кінцева міра вологості пари $W_K = 1 - x_K$ не повинна перевищувати 0,12. Таке обмеження зумовлюється ерозією лопаток останніх східців турбіни краплями води. Парні значення параметрів P_0 і t_0 , які відповідають до-

пустимій кінцевій мірі сухості пари / $x_g = 0,88$ /, називають сполученими.

І3.3. Регенеративний цикл ПТУ

Підвищити ККД циклу ПТУ, як видно з /І3.4/, можна також і за рахунок збільшення температури живильної води, зростання котрої досягається за допомогою регенерації теплоти в циклі /див.п.2.8/. Здійснити регенерацію в циклі Ренкіна можна, якщо конденсат підігрівати паром, яка вже частково відпрацювала в турбіні. На рис.І3.6 показана схема і зображення на $h-s$ діаграмі циклу ПТУ з одним регенеративним відбором пари. Із відбору турбіни /точка І/ в регенеративний підігрівник РП надходить частка пари d_1 з параметрами P_1 , h_1 , яка вже виконала роботу в турбіні $H_{01} = h_0 - h_1$. Ця грійна пара підігріває в РП конденсат від температури t_k до температури $t_{жв}$. Конденсат грієної пари при тиску P_1 і температурі насичення $t_{н1}$ повертається в лінію живильної води.

Інша частка пари $d_k = 1 - d_1$ продовжує розширення в тур-

біні, виконувачи роботу $H_0 = h_0 - h_k$, після чого надходить конденсатор. Таким чином, теоретична робота пари в турбіні складає:

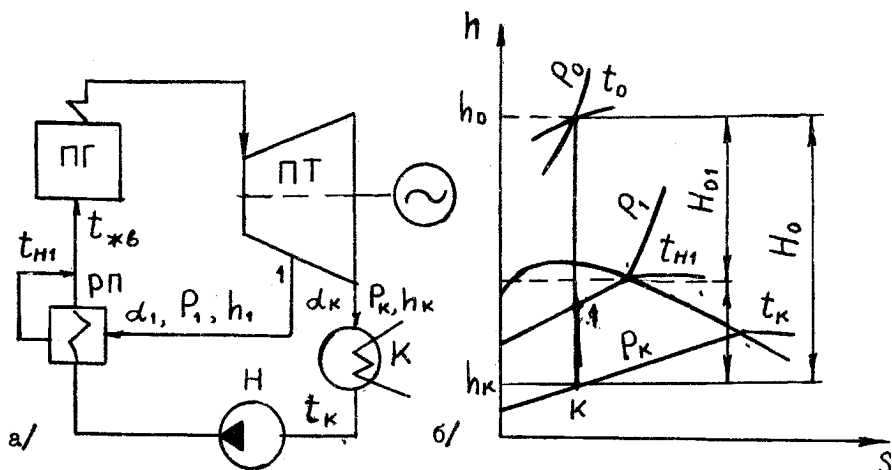


Рис.13.6. Схема /а/ і $h-S$ діаграма /б/ циклу Ренкіна з одним регенеративним відбором пари.

$$\begin{aligned}
 l_{m0}^p &= d_1 \cdot H_{01} + d_k H_0 = d_1 (h_0 - h_1) + \\
 &+ (1 - d_1)(h_0 - h_k) = (h_0 - h_k) - d_1 (h_1 - h_k) = \\
 &= H_0 - d_1 (h_1 - h_k) = H_0 (1 - d_1 \cdot y_1),
 \end{aligned}
 \tag{13.19/}$$

де $y_1 = (h_1 - h_k) / H_0$ - коефіцієнт недовиробки роботи /потужності/.

Підведена теплота в регенеративному циклі

$$q_{v_0}^p = h_0 - h_{жв} = h_0 - c_p' t_{жв}.
 \tag{13.20/}$$

Питома втрата теплоти в конденсаторі

$$q_{v_k}^p = d_k (h_k - c_p' \cdot t_k)
 \tag{13.21/}$$

Термічний ККД циклу ПТУ з регенерацією

$$\eta_{t_0}^p = l_{m0}^p / q_{v_0}^p = [H_0 - d_1 (h_1 - h_k)] / (h_0 - c_p' t_{жв}),
 \tag{13.22/}$$

або

$$\eta_{t_0}^p = 1 - q_k^p / q_0^p = 1 - d_k (h_k - c_p' t_k) / (h_0 - c_p' t_{*e}). \quad /13.23/$$

Порівнюючи /13.22/ і /13.23/ з /13.5/ і /13.6/ можна побачити, що, незважаючи на зменшення роботи пари в турбіні, економічність циклу ПТУ з регенерацією зростає як за рахунок зменшення втрат в конденсаторі, так і за рахунок зменшення теплоти витраченої на цикл. Крім того, регенерація збільшує середню термодинамічну температуру підведення теплоти в парогенераторі, що зумовлює зменшення необоротних втрат при теплообміні /див.п.3.3/. Підвищення термічного ККД при односхідчастому регенеративному підігріванні живильної води в циклі складає

$$\Delta \eta_{t_0}^p = \eta_{t_0}^p - \eta_{t_0}^p = q_k (1/q_0 - d_k / q_0^p). \quad /13.24/$$

Частку пари з відбору турбіни, що надходить в РП, можна визначити з рівняння теплового балансу підігрівника

$$d_1 \cdot c_p' t_{n1} + d_1 h_1 + (1 - d_1) c_p' t_k = c_p' t_{*e}, \quad /13.25/$$

звідки

$$d_1 = q_e / (q_{e1} + q_{n1}), \quad /13.26/$$

де $q_{e1} = c_p' (t_{*e} - t_k)$; $q_{n1} = h_1 - c_p' t_{n1}$

При підвищенні температури t_{*e} /і відповідно ентальпії h_{*e} / згідно з /13.18/ збільшується ексергетичний ККД парогенератора, оскільки зростає значення T_{cp} . В той же час виникають втрати ексергії в регенеративному підігрівнику внаслідок необоротності процесу теплообміну, які тим більш, чим вище температура живильної води, тобто

$$\Delta e_{xrp}^{6m} = (h_{*e} - h_k) - T_{nc} (S_k - S_{*e}). \quad /13.27/$$

Внаслідок цього ексергетичний ККД циклу з регенерацією

$$\eta_{ec}^p = \ell_{mo}^p / (e_{x0} - e_{x* \epsilon}) \quad /13.28/$$

буде зменшуватись, оскільки корисна робота за /13.19/ зменшується більш інтенсивно, ніж різниця ексергії $e_{x0} - e_{x* \epsilon}$. Загальний ексергетичний ККД установки за /13.17/ має максимальне значення при певній температурі живильної води. Оптимальна температура $t_{* \epsilon}$ визначається на підставі техніко-економічних розрахунків з урахуванням вартості підігрівників, трубопроводів і допоміжного устаткування. Оптимальна кількість РП /східців підігріву/ залежить від початкових параметрів пари і складає 7...9. При цьому термічний ККД ПТУ збільшується на 8...12%.

13.4. Цикл ПТУ з проміжним перегрівом пари

Вище /див.п.13.2/ було з'ясовано, що підвищення початкового тиску P_0 зумовлює небажане збільшення кінцевої міри вологості пари W_k понад допустимого значення. Для того, щоб усунути цей недолік застосовують проміжний /вторинний/ перегрів пари /рис.13.7/.

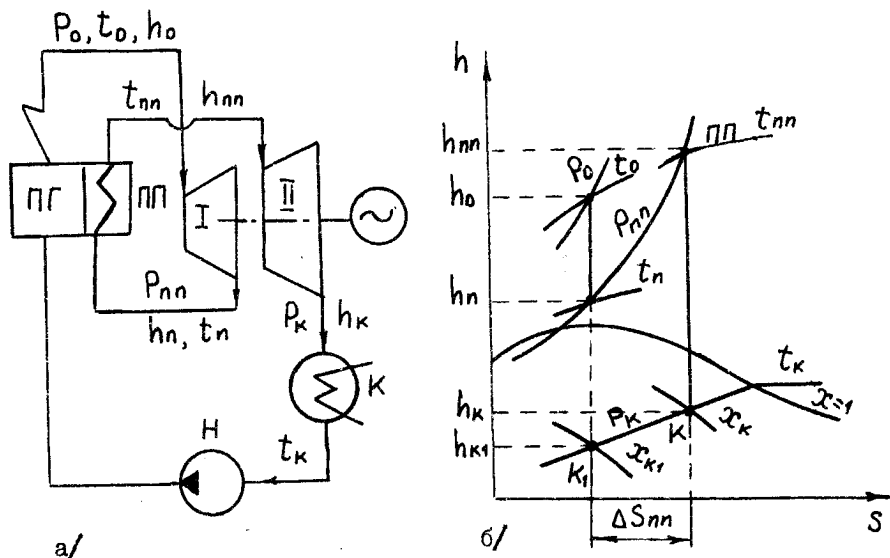


Рис.13.7. Схема /а/ і $h-s$ діаграма /б/ циклу ПТУ з проміжним перегрівом пари.

Суть проміжного перегріву /ПП/ полягає в тому, що пара, яка надходить в перший відсік /циліндр/ турбіни, розширюється до певного проміжного тиску P_n /процес 0 - П/, виконуючи роботу $h_0 - h_n$, після чого повертається в парогенератор. В проміжному пароперегрівнику пара ізобарно ($P_n = const$) перегрівається до температури t_{nn} /процес П - ПП/. На проміжний перегрів пари витрачається теплота $q_{nn} = h_{nn} - h_n$. Після ПП пара надходить в другий циліндр турбіни, де розширюється до кінцевого тиску P_k , виконуючи роботу $h_{nn} - h_k$. В результаті вторинного перегріву кінцева міра сухості пари зростає ($x_k > x_{k1}$).

Питома теоретична робота пари в циклі з проміжним перегрівом порівнюватиме

$$l_{m0}^{nn} = (h_0 - h_n) + (h_{nn} - h_k). \quad /13.29/$$

Із $h-s$ діаграми видно, що ця робота більше, ніж робота пари в циклі без ПП ($l_{m0} = h_0 - h_{k1}$).

Питома теплота, яка витрачається на цикл

$$q_{v0}^{nn} = h_0 - c'_p t_{жв} + q_{nn} = (h_0 - c'_p t_{жв}) + (h_{nn} - h_n) \quad /13.30/$$

також більше теплоти в циклі без ПП за /13.4/.

Термічний ККД циклу з проміжним перегрівом пари

$$\eta_{t0}^{nn} = l_{m0}^{nn} / q_{v0}^{nn} = [(h_0 - h_n) + (h_{nn} - h_k)] \times \quad /13.31/ \\ \times [(h_0 - c'_p t_{жв}) + (h_{nn} - h_n)]^{-1}$$

Оскільки в розглянутому циклі одночасно $l_{m0}^{nn} > l_{m0}$ і $q_{v0}^{nn} > q_{v0}$, то величина η_{t0}^{nn} залежить від значення температур t_n і t_{nn} . Аналіз циклів ПТУ з проміжним перегрівом пари показав, що деякого /до 3%/ підвищення термічного ККД циклу можна досягти за умови, що $P_n = (0,15 \dots 0,2) P_0$.

Ексергетичний ККД циклу з III дещо зменшується в порівнянні з циклом без проміжного перегріву. Це зумовлено додатковими необоротними втратами в проміжному пароперегрівнику, які складають

$$\Delta e_{x, \text{пн}} = T_{\text{нс}} (S_{\text{пн}} - S_{\text{n}}) = T_{\text{нс}} \cdot \Delta S_{\text{пн}} \quad /13.32/$$

і додаються в праву частину /13.16/.

Приклад 13.2. Цикл ПТУ потужністю 200 МВт працює з проміжним перегрівом пари, на який витрачається 0,125 кВт·год/кг енергії. В схемі ПТУ є регенеративний підігрівник, заживлений з відбору турбіни при тиску 0,12 МПа, в якому температура живильної води підвищується на 50°C. Питома втрата в конденсаторі складає 2074 кДж/кг при тиску 0,042 бар. Визначити термічний ККД циклу, потужність живильного насосу, витрату охолодної води в конденсаторі, якщо підігрів останньої складає 20°C, а початковий тиску пари 15 МПа.

Покажемо схему і зображення циклу ПТУ на $h-S$ діаграмі на рис.13.8.

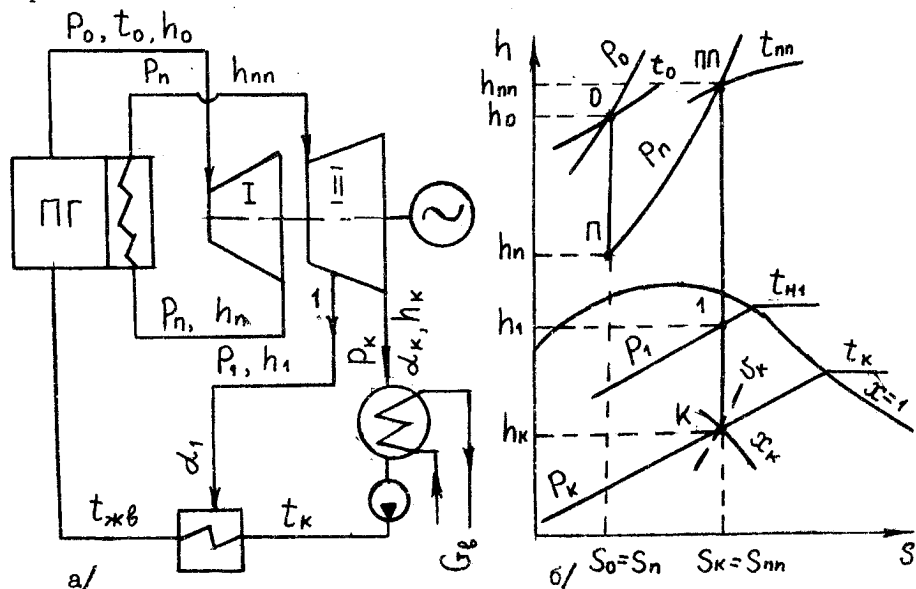


Рис.13.8.

Відповідно до зображення на рис.ІЗ.8, б побудуємо робочий процес циклу на $h-S$ діаграмі /дод.4/.

За умовою прикладу можна лише визначити положення кінцевої точки K , яка повинна знаходитись на перетині ізоентальпи h_k з ізобарою P_k . При заданому значенні t_k температура $t_k \approx 30^\circ\text{C}$. Тоді ентальпія пари на вході в конденсатор, кДж/кг

$$h_k = c'_p t_k + q_{vk} = 4,19 \cdot 30 + 2074 = 2200.$$

Значення ентропії в точці K : $S_k = 7,3 \text{ кДж/(кг К)}$.

Тиск проміжного перегріву пари, МПа

$$P_n = 0,2 \cdot P_0 = 0,2 \cdot 15 = 3.$$

Точку III , яка характеризує стан пари після проміжного перегріву визначаємо на перетині ізоентропи S_k і ізобарою P_n . Параметри пари в точці III : $h_{nn} = 3500 \text{ кДж/кг}$; $t_{nn} = 570^\circ\text{C}$. Ентальпія пари на вході в проміжний пароперегрівник, кДж/кг

$$h_n = h_{nn} - q_{nn} = 3500 - 0,125 \cdot 3600 = 3050.$$

Точка II знаходиться на перетині ізобари P_n з ізоентальпою h_n . Параметри в точці II : $t_n = 320^\circ\text{C}$; $S_n = 6,63 \text{ кДж/(кг К)}$

Точку O знаходимо на перетині ізоентропи S_n з ізобарою P_0 . Параметри пари на вході в турбіну: $h_o = 3500 \text{ кДж/кг}$; $t_o = 560^\circ\text{C}$. Нарешті точку відбору I визначаємо на перетині ізобари P_i з ізоентропою S_k . Параметри в точці I : $h_i = 2670 \text{ кДж/кг}$; $t_{ni} = 106^\circ\text{C}$.

Теоретичний тепलोперепад в турбіні; кДж/кг

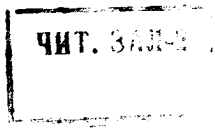
$$H_o = h_o - h_n + h_{nn} - h_k = 3500 - 3050 + 3500 - 2200 = 1750.$$

Ентальпія живильної води, кДж/кг

$$h_{жв} = c'_p t_{жв} = 4,19 (30 + 50) = 335.$$

Питома робота живильного насоса, кДж/кг

$$l_{n_o} = v (P_o - P_k) = 0,00102 (15 - 0,0042) = 15.$$



Частка пари, що надходить в регенеративний підігрівник

$$\alpha_1 = q_6 / (q_6 + q_{v1}) = 4,19 \cdot 50 / [4,19 \cdot 50 + (2670 - 4,19 \cdot 106)] = 0,09.$$

Питома робота пари в турбіні, кДж/кг

$$l_{m0} = H_0 - \alpha_1 (h_1 - h_k) = 1750 - 0,09 (2670 - 2200) = 1705.$$

Питома робота циклу, кДж/кг

$$l_{c0} = l_{m0} - l_{k0} = 1705 - 15 = 1690.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_{t0} = l_{c0} / (h_0 - h_{ж6} + q_{pn}) = 1690 / (3500 - 335 + 450) = 0,467.$$

Витрата пари на турбіну, кг/с

$$D_0 = N_e / l_{c0} = 200 \cdot 10^3 / 1690 = 118.$$

Витрата пари в конденсаторі, кг/с

$$D_k = (1 - \alpha_1) D_0 = (1 - 0,09) \cdot 118 = 107.$$

Витрату охолодної води визначимо з рівняння теплового балансу конденсатора

$$Q_k = D_k (h_k - c_p' t_k) = G_e \cdot c_p' \Delta t_e$$

Звідки витрата води дорівнюватиме, кг/с

$$G_e = D_k q_k / (c_p' \Delta t_e) = 107 \cdot 2074 / (4,19 \cdot 20) = 2652.$$

13.5. Теплофікаційні цикли ПГУ

Основною втратою в циклі ПГУ є втрата в конденсаторі. Неможливість використання відвоюваної теплоти пояснюється низькою температурою конденсації ($t_k \leq 30^\circ\text{C}$) і ще більш низькою температурою охолодної води на виході з конденсатора. Якщо збільшити кінцевий тиск пари після турбіни понад атмосферний, то температуру конденсації можна збільшити понад 100°C , а теплоту пари використовувати для технологічних потреб або опалення. Такі установки для комбінованого виробітку електричної та теплової енергії називаються теплофікаційними. Вони можуть працювати або з погіршеним вакуумом

($P_k < P_{at}$), або з протитиском ($P_k > P_{at}$). Схема і цикл теплофікаційної установки наведені на рис.13.9.

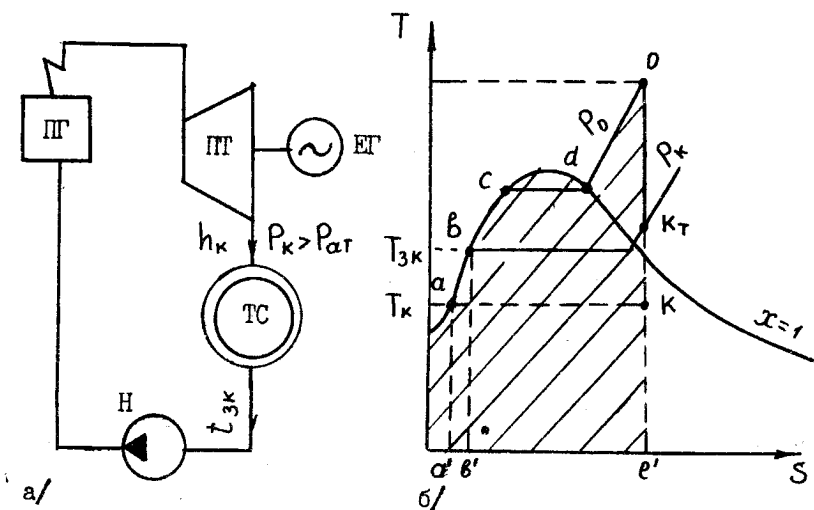


Рис.13.9. Схема а/ і цикл б/ теплофікаційної установки на $T-S$ діаграмі.

Після турбіни пара з кінцевим тиском $P_k > P_{at}$ надходить не в конденсатор, а в тепловий споживач ТС, де конденсується і віддає теплоту $q_{ТС} = h_k - c'_p t_{3k}$. Зворотний конденсат з температурою t_{3k} повертається насосом в парогенератор. Таким чином, замість конденсаційного циклу $a-c-d-o-k-a$ реалізується теплофікаційний цикл $b-c-d-o-k-f-b$. Якщо в першому циклі теплота $q_k = T_k (S_k - S_a)$ втрачається в конденсаторі, то в другому циклі теплота $q_{ТС} = T_{3k} (S_k - S_e)$ корисно споживається. Із $T-S$ діаграми видно, що робота теплофікаційного циклу $l_{um} = h_o - h_{kt}$ менше, ніж робота конденсаційного циклу $l_{uo} = h_o - h_k$. Виходить, що на виробіток однакової електричної потужності витрата пари в теплофікаційному циклі буде більше, ніж в конденсаційному. Однак в циклі з теплофікацією енергія, що корисно споживається ($q_{кор}^T = l_{um} + q_{ТС}$)

значно більше за корисну енергію в конденсаційному циклі ($q_{кор}^k = \rho_{co}$).
 Тому для оцінки ефективності теплофікаційних циклів вводять коефіцієнт використання теплоти

$$\xi_T = q_{кор}^T / q_o = (\rho_{cm} + q_{тс}) / (h_o - h_{зк}). \quad /13.33/$$

З наведеного ясно, що в конденсаційному циклі коефіцієнт ξ_T дорівнює термічному ККД циклу. Ексергетичний ККД теплофікаційного циклу визначається за /13.14/.../13.16/, де замість q_k і T_k підставляють значення $q_{тс}$ і $T_{зк}$ відповідно.

Електричні станції, які працюють за принципом комбінованого виробітку електричної та теплової енергії, називаються теплоелектроцентралями /ТЕЦ/. Можливість централізованого забезпечення технологічних і побутових потреб від ТЕЦ позбавляє від необхідності споруджувати котельні, які мають порівняно невеликі ККД. Але застосування на ТЕЦ турбін з протитиском обмежено умовою, що виробіток електроенергії цілком залежить від навантаження теплових споживачів.

13.6. Цикли атомних електростанцій

Теплоту ядерних реакцій використовують в атомних енергетичних установках. В енергетичних реакторах ядерним паливом найчастіше є діоксид урану, який має температуру плавлення 3030 К. В активній зоні /АЗ/ ядерного реактора /ЯР/ вивільнюється теплота ядерного розщеплення. Вона може передаватись як робочому тілу, так і проміжному теплоносію. Найбільш проста /одноконтурна/ схема атомної електростанції /АЕС/ показана по рис.13.10, а. Робоче тіло /вода/ сприймає в активній зоні ядерного реактора теплоту і випаровується. Пара з певними параметрами P_o , t_o , h_o надходить до парової турбіни, де розширюється і виконує роботу, а після неї - в конденсатор. Конденсат циркуляційним насосом знов прокачується через активну зону ядерного реактора.

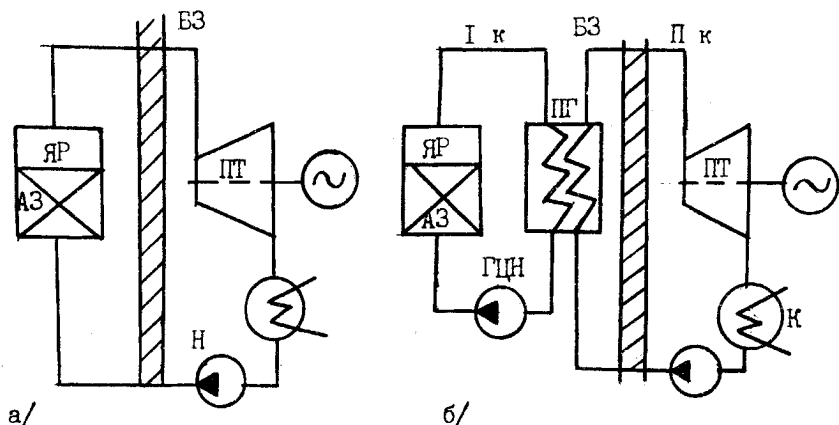


Рис.ІЗ.ІО. Принципова схема одноконтурної /а/ і двоконтурної /б/ атомної електростанції.

В одноконтурних АЕС теплоносій на виході з реактора може містити радіоактивні продукти. Тому весь контур повинен мати надійний біологічний захист /БЗ/. Крім рідкого теплоносія тут може застосовуватись також і газовий теплоносій, який працює в замкненому циклі газотурбінної установки.

Схема двоконтурної АЕС наведена на рис.ІЗ.ІО, б. В цій схемі використовуються два теплоносія. В першому контурі за допомогою головного циркуляційного насоса ГЦН через активну зону реактора прокачується проміжний теплоносій /газ, вода, рідкі метали, високотемпературні органічні теплоносії/, який відводить теплоту з активної зони реактора. Цей теплоносій надходить в парогенератор, де випаровує воду. Отримана водяна пара має більш низькі параметри, ніж теплоносій першого контуру. Другий контур складається з таких самих елементів, як і паротурбінна установка. З метою безпеки другий контур відділений від першого біологічним захистом.

Розрахунки АЕС здійснюються за такими самими формулами, що і розрахунки циклів ПТУ.

І4. ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

І4.І. Загальні відомості

Газотурбінна установка /ГТУ/ відрізняється від інших газосилових установок високою питомою потужністю, компактністю, швидкісністю, простотою конструкції. Газова турбіна придатна для різноманітних силових установок на електростанціях, транспорті та в інших галузях промисловості. Газова турбіна як тепловий двигун являє тільки складову частину газотурбінної установки. Розрізняють ГТУ замкнутого і відкритого типу. В ГТУ замкнутого типу /рис.І4.І/ газоподібне робоче тіло здійснює круговий процес. Компресор К, який обертає газова турбіна ГТ всмоктує газ з параметрами P_1 , T_1 і стискує його до певного тиску P_2 . При стиску температура газу

зростає до значення T_2 .

Стиснене повітря надходить з компресора в газонагрівник ГН, де нагрівається від гарячого джерела до заданої температури T_3 . Нагрітий газ під тиском надходить в газову турбіну, де розширюється до параметрів P_4 , T_4 і виконує роботу. Відпрацьований газ охолоджується в газоохолоднику ГО до початкової

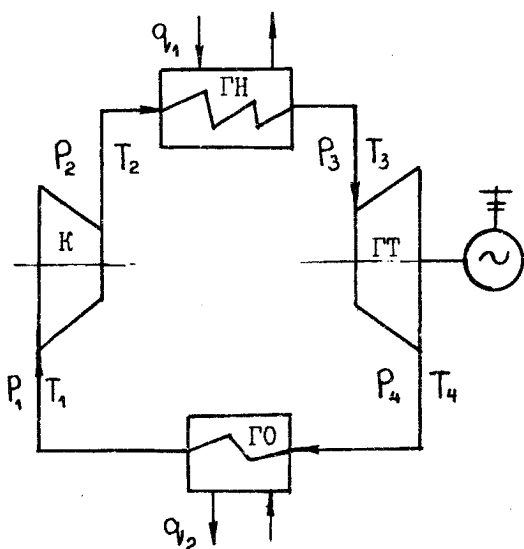


Рис.І4.І. Схема замкнутої ГТУ

температури T_1 і знов надходить в компресор.

В ГТУ відкритого типу /рис.І4.2/ компресор стискує повітря з навколишнього середовища, яке з параметрами P_2 , T_2 надходить

в камеру згоряння КЗ. У камеру згоряння також під тиском надходить рідке або газоподібне паливо. Продукти згоряння палива /димові гази/ з температурою T_3 надходять в газову турбіну, звідки після здійснення роботи виштовхуються в навколишнє середовище.

Перевагою ГТУ відкритого типу в порівнянні з ГТУ замкнутого циклу є менша вартість внаслідок меншої кількості допоміжного устаткування. Недоліком її є те, що продукти згоряння забруднюють проточну частину турбіни. Крім того, в замкнутій ГТУ круговий процес може здійснюватись при більш високих тисках, що збільшує її питому потужність, наявність зовнішнього газонагрівника в ГТУ замкнутого типу дозволяє також використовувати тверді види палива. На практиці однак найбільш поширені ГТУ відкритого типу, які працюють за технічно найбільш простими схемами.

Вивчення реальних процесів в циклах ГТУ досить складне. Тому

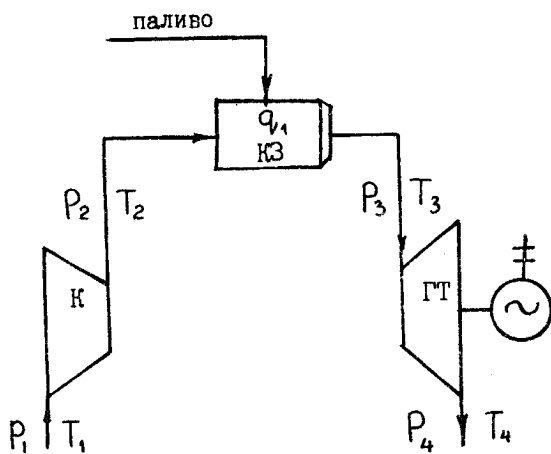


Рис.І4.2. Схема відкритої ГТУ

для спрощення термодинамічного аналізу циклів ГТУ їх ідеалізують. Ідеалізація полягає в тому, що термодинамічні процеси розглядаються як оборотні, а маса робочого тіла незмінною. Не береться до уваги хімічний склад продуктів згоряння, а процес згоряння замінюється підведенням теплоти від уявного джерела. Процеси стиску і розши-

рення вважаються адіабатними, а робоче тіло – ідеальним газом. Видалення робочого тіла з ГТУ відкритого типу замінюється відведен-

ням теплоти в холодне джерело. При цьому нехтують також зменшення тиску робочого тіла в газоохолоднику і газонагрівнику /камері згоряння/. При означених допущеннях, значно спрощуються співвідношення, що характеризують взаємозв'язки в циклах.

14.2. Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти

Зображення ідеалізованого циклу ГТУ з підведенням теплоти при $p = \text{const}$ /циклу Брайтона/ показано на $P-v$ і $T-S$ діаграмах на рис.14.3.

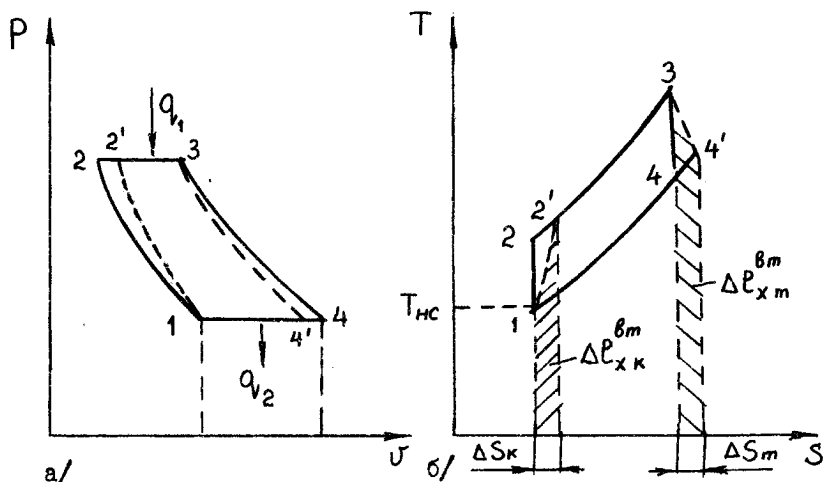


Рис.14.3. Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти

Лінія 1-2 відповідає адіабатному оборотному стиску робочого тіла в компресорі. По лінії 2-3 здійснюється ізобарне підведення теплоти q_{v1} . Процесу адіабатного оборотного розширення в турбіні відповідає лінія 3-4, а процесу ізобарного відведення теплоти - лінія 4-1.

Теплота, яка підводиться до робочого тіла

$$q_{v1} = C_p (T_3 - T_2) = h_3 - h_2 .$$

/14.1/

Теплота, що відводиться в процесі 4-1

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1) = h_4 - h_1 \quad /14.2/$$

Теплота, яка перетворена на корисну роботу

$$l_{\text{до}} = q_1 - q_2 = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) = (h_3 - h_4) - \quad /14.3/$$

$$- (h_2 - h_1) = H_{0m} - H_{0к} = l_{m0} - l_{к0}$$

де H_{0m} , $H_{0к}$ - адіабатний теплоперепад в турбіні та компресорі відповідно; l_{m0} , $l_{к0}$ - теоретична робота в турбіні та компресорі.

Термічний ККД циклу

$$\eta_{t0} = 1 - q_2/q_1 = 1 - (T_1/T_2)(T_4/T_1 - 1)/(T_3/T_2 - 1) \quad /14.4/$$

Для адіабат 1-2 і 3-4 можна записати

$$(P_2/P_1) = (T_2/T_1)^{-m}; (P_3/P_4) = (T_3/T_4)^{-m} \quad /14.5/$$

де $m = (k-1)/k$.

Оскільки $P_2 = P_3$, а $P_4 = P_1$, то із /14.5/ виходить, що

$$T_2/T_1 = T_3/T_4 \quad \text{або} \quad T_4/T_1 = T_3/T_2 \quad /14.6/$$

Враховуючи /14.6/, замість /14.5/ одержимо

$$\eta_{t0} = 1 - T_1/T_2 = 1 - 1/\lambda^m = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}, \quad /14.7/$$

де $\lambda = P_2/P_1$ - міра підвищення тиску в компресорі; $\varepsilon = v_1/v_2$ - міра стиску.

Із /14.7/ видно, що термічний ККД циклу Брайтона залежить від λ і k і тим більше, чим більші значення мають ці величини.

Крім того, із /14.7/ також випливає, що η_{t0} не залежить від навантаження /підведеної теплоти/, оскільки в оборотному циклі значення λ і k залишаються сталими.

В дійсних циклах ГТУ процеси стиску і розширення є адіабатно необоротними /процеси 1-2 і 3-4 на рис.14.3/. Тому згідно з

/12.12/ і /12.22/ робота стиску буде більше, а робота розширення менше, ніж відповідні роботи в теоретичному циклі, тобто

$$\ell_{\kappa} = \ell_{\kappa 0} / \eta_{oi}^{\kappa} = C_p (T_2 - T_1) / \eta_{oi}^{\kappa} = C_p (T_{2\partial} - T_1), \quad /14.8/$$

$$\ell_m = \ell_{m0} \cdot \eta_{oi}^m = C_p (T_3 - T_4) \cdot \eta_{oi}^m = C_p (T_3 - T_{4\partial}). \quad /14.9/$$

Дійсні температури газу за компресором і турбіною зручно визначити за допомогою міри підвищення тиску і внутрішніх ККД

$$T_{2\partial} = T_1 [1 + (\pi - 1) / \eta_{oi}^{\kappa}], \quad /14.10/$$

$$T_{4\partial} = T_3 [1 - \eta_{oi}^m (\pi - 1) / \pi], \quad /14.11/$$

де $\pi = \lambda^m = \lambda^{(k-1)/k}$

Тоді зміни ентропії в компресорі та турбіні дорівнюватимуть відповідно

$$\begin{aligned} \Delta S_{\kappa} &= C_p \ln(T_{2\partial} / T_1) - R \ln(P_2 / P_1) = \\ &= C_p \ln[(\eta_{oi}^{\kappa} + \pi - 1) / (\eta_{oi}^{\kappa} \pi)]. \end{aligned} \quad /14.12/$$

$$\begin{aligned} \Delta S_m &= C_p \ln(T_{4\partial} / T_3) - R \ln(P_4 / P_3) = \\ &= C_p \ln[\pi - \eta_{oi}^m (\pi - 1)]. \end{aligned} \quad /14.13/$$

Внутрішній ККД ГТУ, яка працює за дійсним циклом, обчислюється за формулою:

$$\eta_i = \ell_u / q_1 = (\ell_m - \ell_{\kappa}) / [C_p (T_3 - T_{2\partial})]. \quad /14.14/$$

Якщо задана корисна потужність /наприклад, потужність електрогенератора N_e /, то витрата робочого тіла дорівнюватиме

$$G = N_e / (\ell_u \cdot \eta_m \cdot \eta_{eg}), \quad /14.15/$$

де η_m , η_{eg} - механічний ККД і ККД електрогенератора.

Витрата палива з теплотою згоряння Q_n^p складатиме

$$B = G \cdot q_1 / (Q_n^p \cdot \eta_{kз}), \quad /14.16/$$

де $\eta_{кз}$ - ККД камери згоряння /газонагрівника/.

Ексергетичні ККД циклу і установки визначаються за аналогією з ПГУ /див.п.ІЗ.І/

$$\eta_{еу} = 1 - (\Delta e_{хк} + \Delta e_{хт} + \Delta e_{хох}) / (e_{хз} - e_{хз}). \quad /14.17/$$

Ексергетичні втрати в компресорі та турбіні легко визначаються за допомогою /14.12/ і /14.13/

$$\Delta e_{хк} = T_{нс} \cdot \Delta S_k = T_{нс} C_p \ln [(\eta_{oi}^k + \pi - 1) / (\pi \cdot \eta_{oi}^k)]; \quad /14.18/$$

$$\Delta e_{хт} = T_{нс} \cdot \Delta S_m = T_{нс} \cdot C_p \ln [\pi - \eta_{oi}^m (\pi - 1)]. \quad /14.19/$$

Втрати ексергії в охолоднику визначаються за відомою формулою

$$\Delta e_{хох} = (h_4 - h_1) - T_{нс} (S_4 - S_1) = q_2 - T_{нс} C_p \ln (T_4 / T_1) /14.20/$$

Ексергія, що підводиться в нагрівнику

$$e_3 - e_{хз} = C_p (T_3 - T_{2д}) - T_{нс} C_p \ln (T_3 / T_{2д}). \quad /14.21/$$

Порівнюючи ефективність роботи ГТУ і ПГУ, можна вивести: ексергетичні втрати в компресорі ГТУ повинні бути більше за ексергетичні втрати в живильному насосі ПГУ. Ізотермічне відведення теплоти в ПГУ є найбільш досконалим, ніж ізобарне в ГТУ, оскільки температура конденсації пари ненабагато перевищує температуру навколишнього середовища. В ГТУ температура відпрацьованих газів значно більше температури навколишнього середовища. Поряд з тим ексергетичний ККД газонагрівника /камери згоряння/ має більш високі значення, ніж ексергетичний ККД парогенератора. Це зумовлюється більш високою середньотермодинамічною температурою підведення теплоти в ГТУ. Однак загальний ексергетичний ККД ГТУ

$$\eta_{егту} = \eta_{екз} \cdot \eta_{еу} \quad /14.22/$$

усе ж таки нижче за ексергетичний ККД ПГУ, оскільки більш сприятливі умови теплопідводу не можуть компенсувати значно більших втрат ексергії в циклі.

Приклад 14.1. Визначити внутрішній і ексергетичний ККД ГТУ відкритого типу, потужність компресора і електрогенератора, витрату палива з теплою згоряння $Q_H^p = 40$ МДж/кг, якщо відомо: витрата повітря $V = 116,2$ м³/с; $\eta_{oi}^m = 0,87$; $\eta_{oi}^k = 0,85$; $\eta_{кз} = 0,95$; $\eta_m = 0,98$; $\eta_{e2} = 0,985$; $P_1 = 1$ бар; $T_1 = T_{нс} = 300$ К; $v_2 = 0,215$ м³/кг; $C_p = 1$ кДж/(кг·К); $t_3 = 1000^\circ\text{C} / \eta_m$, η_{e2} - механічний ККД і ККД електрогенератора/.

Питомий об'єм навколишнього повітря, м³/кг

$$v_1 = R T_1 / P_1 = 287 \cdot 300 / 10^5 = 0,861,$$

де $R = 8314,4 / \mu = 8314,4 / 29 \approx 287$ Дж/(кг·К).

Масова витрата повітря, кг/с

$$G = V \cdot v_1 = 116,2 \cdot 0,861 \approx 100.$$

Міра підвищення тиску

$$\lambda = P_2 / P_1 = (v_1 / v_2)^k = 0,861 / 0,215^{1,4} = 7.$$

Величина π

$$\pi = \lambda^{(k-1)/k} = 7^{(1,4-1)/1,4} = 1,743.$$

Температури газу за компресором і турбіною, К

$$T_{2\partial} = T_1 [1 + (\pi - 1) / \eta_{oi}^k] = 300 (1 + 0,743 / 0,85) = 562,$$

$$T_{4\partial} = T_3 [1 - \eta_{oi}^m (\pi - 1) / \pi] = 1273 (1 - 0,87 \cdot 0,743 / 1,743) = 800.$$

Питома робота в компресорі та турбіні, кДж/кг

$$l_k = C_p (T_{2\partial} - T_1) = 1(562 - 300) = 262$$

$$l_m = C_p (T_3 - T_{4\partial}) = 1(1273 - 800) = 473.$$

Питома робота циклу, кДж/кг

$$l_u = l_m - l_k = 473 - 262 = 211.$$

Потужності газової турбіни і компресора, МВт

$$N_m = G \cdot l_m \cdot \eta_m = 100 \cdot 473 \cdot 0,98 \cdot 10^{-3} = 46,354,$$

$$N_k = G \cdot l_k / \eta_m = 100 \cdot 262 \cdot 10^{-3} / 0,98 = 26,734.$$

Потужність електрогенератора, МВт

$$N_e = (N_m - N_k) \cdot \eta_{e2} = (46,354 - 26,734) \cdot 0,985 = 19,325.$$

Питома теплота, яка підведена в камері згоряння, кДж/кг

$$q_1 = C_p (T_3 - T_{2d}) = 1 (1273 - 562) = 711.$$

Витрата палива, кг/с

$$G = Q / (q_1 \cdot \eta_{k3}) = 100 \cdot 711 \cdot 10^{-3} / (40 \cdot 0,95) = 1,871.$$

Питома теплота, яка відводиться в навколишнє середовище, кДж/кг

$$q_2 = C_p (T_{4d} - T_1) = 1 (800 - 300) = 500.$$

Внутрішній ККД циклу ГТУ

$$\eta_i = l_4 / q_1 = 211 / 711 = 0,296.$$

Питома ексергія, що підводиться в камері згоряння, кДж/кг

$$\Delta e_{xk3} = q_1 - T_{nc} \cdot \Delta S_{k3} = 711 - 300 \cdot 1 \cdot \ln(1273/562) = 465,7.$$

Питома ексергетичні втрати з відхідними газами, кДж/кг

$$\Delta e_{x62}^m = q_2 - T_{nc} \cdot C_p \cdot \ln(T_{4d}/T_1) = 500 - 300 \cdot 1 \cdot \ln(800/300) = 205,75.$$

Питома втрати ексергії в компресорі та турбіні, кДж/кг

$$\begin{aligned} \Delta e_{xk}^m &= T_{nc} \cdot C_p \cdot \ln[(\eta_{oi}^k + \pi - 1) / (\pi \cdot \eta_{oi}^k)] = \\ &= 300 \cdot 1 \cdot \ln[(0,85 + 0,743) / (1,743 \cdot 0,85)] = 21,76. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta e_{xm}^m &= T_{nc} \cdot C_p \cdot \ln[\pi - \eta_{oi}^m (\pi - 1)] = \\ &= 300 \cdot 1 \cdot \ln[1,743 - 0,87 \cdot 0,743] = 27,66. \end{aligned}$$

Ексергетичний ККД циклу ГТУ

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= 1 - (\Delta e_{xk}^m + \Delta e_{xm}^m + \Delta e_{x62}^m) / \Delta e_{xk3} = \\ &= 1 - (21,76 + 27,66 + 205,75) / 465,7 = 0,452. \end{aligned}$$

Середньотермодинамічна температура підведення теплоти до робочого тіла, К

$$T_{cp} = (T_3 - T_{2d}) / \ln(T_3 / T_{2d}) = (1273 - 562) / [\ln(1273/562)] = 869,5.$$

Ексергетичний ККД камери згоряння

$$\eta_{ek3} = \eta_{k3} (1 - T_{nc} / T_{cp}) = 0,95 (1 - 300/869,5) = 0,622.$$

$$\eta_{\text{ГТУ}} = \eta_{\text{екз}} \cdot \eta_{\text{еч}} = 0,622 \cdot 0,452 = 0,281.$$

14.3. Регенеративний цикл ГТУ

Істотним недоліком розглянутого циклу Брайтона є те, що в ньому не використовується досить висока енергія відпрацьованих газів. Покращити газотурбінний процес можна за рахунок використання цієї енергії в схемі ГТУ. Оскільки температура відхідних газів T_4 вища за температуру повітря після компресора T_2 , то є можливість збільшити останню шляхом підігріву повітря відпрацьованими газами. Процес попереднього нагрівання повітря перед камерою згоряння за рахунок теплоти відхідних газів називають регенерацією, а цикл ГТУ, в якому здійснюється регенерація - регенеративним. На рис.14.4 показана схема ГТУ з регенерацією. Вона відрізняється від схеми на

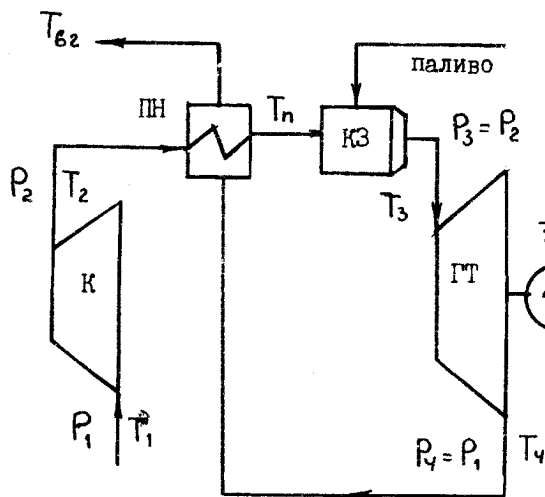


Рис.14.4. Схема ГТУ з регенерацією

рис.14.2 наявністю повітрянагрівника ПН, в якому газі після турбіни нагрівають стиснене повітря від температури T_2 до температури T_n . При цьому температура димових газів зменшується від T_4 до T_{62} . Надходження більш підігрітого повітря в камеру згоряння за умови $T_3 = \text{const}$ дає змогу зменшити величину q_1

/отож і палива/ на здійснення циклу. Зображення регенеративного

циклу ГТУ ізобарним підведенням теплоти на $T-S$ діаграмі наведено на рис.І4.5. Передача теплоти від газів до повітря в повітронегрівнику /регенераторі/ відбувається по ізобарах 4-4 і 2-2 .

Заштриховані площини характеризують теплоту q_p^p , яка передається в регенераторі. Регенерація була би повною, якщо б повітря

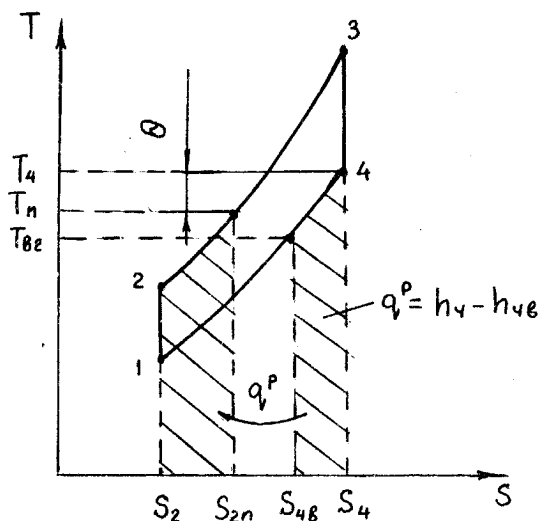


Рис.І4.5.

нагрівалось до температури газів після турбіни T_4 . Останнє можливо лише теоретично за умови необмежених габаритів регенератора. В реальному процесі повітря не догрівається до температури T_4 на величину $\theta = T_4 - T_n$. Тому ефективність повітронагрівника характеризує відношення

$$\epsilon = (T_n - T_2) / (T_4 - T_2) = 1 - \theta / (T_4 - T_2) \quad /І4.23/$$

в якому коефіцієнт $\epsilon < 1$ називається мірою регенерації.

Теплота, яка передається повітрю в процесі регенерації

$$q_p^p = c_p (T_n - T_2) = c_p \epsilon (T_4 - T_2). \quad /І4.24/$$

Завдяки регенерації значення підведеної теплоти складатиме

$$q_{v1}^p = q_1 - q_p^p = c_p [(T_3 - T_2) - \epsilon (T_4 - T_2)]. \quad /І4.25/$$

Термічний ККД ідеального циклу ГТУ з регенерацією

$$\eta_{to}^p = 1 - q_2 / q_{v1}^p = (T_4 - T_1) / [(T_3 - T_2) - \epsilon (T_4 - T_2)]. \quad /І4.26/$$

З останнього виразу видно, що при зменшенні температури повітря після компресора /зменшенні міри підвищення тиску в компресорі/ ефективність застосування регенерації зростає.

Внутрішній ККД дійсного регенеративного циклу ГТУ

$$\eta_i^p = (H_{0m} \cdot \eta_{oi}^m - H_{0k} / \eta_{oi}^k) / q_{v1}^p \quad /14.27/$$

Економія палива з теплотою згоряння Q_n^p за рахунок регенерації дорівнюватиме

$$\Delta B = B - B^p = G C_p \epsilon (T_4 - T_2) / (Q_n^p \cdot \eta_{кз}). \quad /14.28/$$

Ексергетичний ККД циклу ГТУ з регенерацією за /14.17/ повинен зростати за рахунок зменшення підведеної ексергії в камері згоряння і ексергетичних втрат з відхідними газами, не дивлячись на додаткові втрати ексергії в повітрянагрівнику.

Приклад 14.2. За умовою прикл.14.1 визначити внутрішній та ексергетичний ККД циклу ГТУ з регенерацією, а також річну економію палива, якщо міра регенерації $\epsilon = 0,6$, а річна кількість годин роботи ГТУ $\tau = 6800$.

Розрахунки виконуємо для дійсного циклу ГТУ. Питома теплота регенерації, кДж/кг

$$q_p^p = C_p \epsilon (T_{4d} - T_{2d}) = 1 \cdot 0,6(800 - 562) = 142,8.$$

Питома підведена теплота, кДж/кг

$$q_{v1}^p = q_{v1} - q_p^p = 711 - 142,8 = 568,2.$$

Внутрішній ККД циклу

$$\eta_i^p = \ell_u / q_{v1}^p = 211 / 568,2 = 0,37.$$

Підвищення η_i за рахунок регенерації, %

$$\Delta \eta_i = (\eta_i^p - \eta_i) \cdot 100 = (0,37 - 0,296) \cdot 100 = 7,5.$$

Річна економія палива, т/рік

$$\begin{aligned} \Delta B &= G \tau q_p^p / (Q_n^p \cdot \eta_{кз}) = \\ &= 100 \cdot 6800 \cdot 3600 \cdot 142,8 \cdot 10^{-3} / (40 \cdot 10^3 \cdot 0,95) = 9200. \end{aligned}$$

Температура підігрітого повітря, К

$$T_n = T_{20} + \epsilon (T_{40} - T_{20}) = 562 + 0,6(800 - 562) = 704,8.$$

Середньотермодинамічна температура повітря в повітрянагрівнику, К

$$T_{ncp} = (T_n - T_{20}) / \ln(T_n / T_{20}) = (704,8 - 562) / \ln(704,8/562) = 634.$$

Температура газів після регенератора, К

$$T_{62} = T_{40} - q_p / c_p = 800 - 142,8 / 1 = 657,2.$$

Середньотермодинамічна температура газів в повітрянагрівнику, К

$$T_{2cp} = (T_{40} - T_{62}) / \ln(T_{40} / T_{62}) = 800 - 657,2 / \ln(800/657,2) = 726.$$

Питома ексергія, що підведена в камері згоряння, кДж/кг

$$\Delta e_{xk3} = q_{v1}^p - T_{nc} \ln(T_3 / T_n) = 568,2 - 300 \ln(1273/704,8) = 390,8.$$

Питома теплота, яка відведена з відхідними газами, кДж/кг

$$q_{v2}^p = q_{v2} - q_p = 500 - 142,8 = 357,2.$$

Питомі втрати ексергії з відхідними газами, кДж/кг

$$\Delta e_{x62}^{6m} = q_{v2}^p - T_{nc} \ln(T_{62} / T_{nc}) = 357,2 - 300 \ln(657,2/300) = 122$$

Питомі втрати ексергії при необоротному теплообміні в регенераторі, кДж/кг

$$\Delta e_{xp}^{6m} = T_{nc} q_p (T_{ncp}^{-1} - T_{2cp}^{-1}) = 300 \cdot 142,8 (1/634 - 1/726) = 8,56.$$

Сумарні питомі втрати ексергії з урахуванням втрат в компресорі та турбіні, кДж/кг

$$\sum \Delta e_x^{6m} = (\Delta e_{xk}^{6m} + \Delta e_{xm}^{6m} + \Delta e_{x62}^{6m} + \Delta e_{xp}^{6m}) = 21,76 + 27,66 + 122 + 8,56 = 180.$$

Перевіряємо ексергетичний баланс, кДж/кг

$$\Delta e_{xk3} = \ell_u + \sum \Delta e_x^{6m}; \quad 390,8 = 211 + 180.$$

Отже небаланс складає 0,2 кДж/кг

Ексергетичний ККД циклу з регенерацією

$$\eta_{ec}^p = 1 - \sum \Delta e_x^{6m} / \Delta e_{xk3} = 1 - 180/390,8 = 0,539.$$

Середньотермодинамічна температура підведення теплоти до робочого тіла, К

$$T_{cp} = (T_3 - T_n) / \ln(T_3 / T_n) = (1273 - 704,8) / \ln(1273 / 704,8) = 961.$$

Ексергетичний ККД камери згоряння

$$\eta_{екз} = \eta_{кз} (1 - T_{нс} / T_{cp}) = 0,95 (1 - 300 / 961) = 0,653.$$

Ексергетичний ККД ГТУ з регенерацією

$$\eta_{егту} = \eta_{екз} \eta_{еч}^p = 0,653 \cdot 0,539 = 0,352.$$

14.4. Цикл ГТУ з багатосхідчастим стиском і нагріванням робочого тіла

Раніше відзначалось, що ефективність регенерації підвищується при зменшенні температури повітря за компресором. Тому термічний ККД ГТУ можна підвищити, якщо застосувати міжсхідчастий стиск повітря з проміжним його охолодженням і міжсхідчасте нагрівання і розширення робочого тіла. Схема такої ГТУ показана на рис.14.7, а її цикл на рис.14.8.

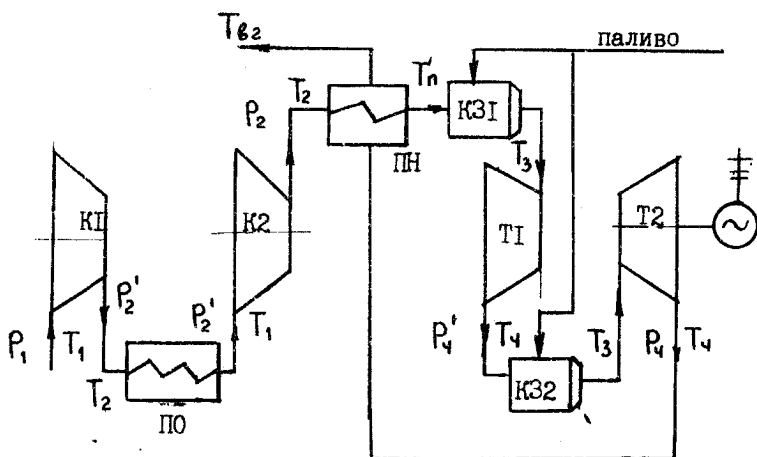


Рис.14.7. Схема ГТУ з міжсхідчастим стиском і нагріванням робочого тіла та регенерацією.

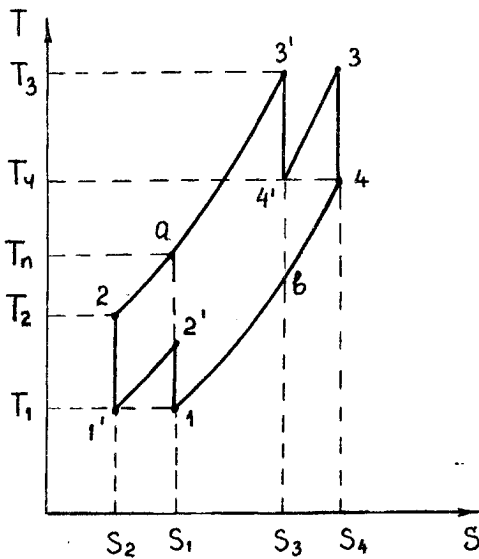


Рис.І4.8. Цикл ГТУ за схемою на рис.І4.7.

температури T_n . Нагріте повітря прямує в першу камеру згоряння КЗ1. Після підведення теплоти /згоряння палива/ робоче тіло /димові гази/ з параметрами $P_3 = P_2$ і T_3 надходить до газової турбіни Т1 /перший східць розширення/. Відпрацьовані в першому східці гази з параметрами $P_4' = P_2'$ і T_4 спрямовуються в другу камеру згоряння КЗ2, де їх температура ізобарно підвищується до значення T_3 . З цими параметрами продукти згоряння надходять в турбіну Т2 /другий східць розширення/, де виконують роботу і з параметрами $P_4 = P_1$ і T_4 виштовхуються в повітрянагрівник ПН /рєнегатор/, а після нього в навколишнє середовище з температурою T_{62} .

Із ідеалізованого циклу описаної ГТУ, зображеного на рис.І4.8, наочно видно, що в разі роботи ГТУ з односхідчастим стиском і розширенням робота циклу /площа $1 - a - 3' - b$ / була б менша за роботу розглянутого циклу /площа $1 - 2' - 1' - 2 - 3' - 4' - 3 - 4 - 1$ /.

Атмосферне повітря стискається в компресорі К1 /перший східць стиску/ до тиску P_2' , після чого надходить в повітроохолодник ПО, де охолоджується до початкової температури T_1 . Охоложене повітря стискається в компресорі К2 /другий східць стиску/ до тиску P_2 і з температурою T_2 надходить в повітрянагрівник ПН, де нагрівається до

Теплота, яка підведена в циклі

$$q_{10}^p = C_p [(T_3 - T_2) - \epsilon (T_4 - T_2) + (T_3 - T_4)] \quad /14.29/$$

Корисна робота циклу

$$l_{c0}^p = 2 C_p [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad /14.30/$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_{t0}^p = l_{c0}^p / q_{10}^p \quad /14.31/$$

На практиці установка з більшою кількістю східців виходить громіздкою. Тому обмежуються двома східцями, оскільки істотне підвищення ККД спостерігається саме при застосуванні двосхідчастого циклу ГТУ замість односхідчастого.

14.5. Цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти

Такий цикл ГТУ відрізняється від циклу з ізобарним згорянням організацією горіння і конструкцією камери згоряння. Камера згоряння /КЗ/ має три клапани: повітряний, паливний і сопловий. Перші два забезпечують подачу певних порцій повітря і палива, а сопловий - відведення продуктів згоряння /димових газів/ із КЗ. Після заповнення КЗ стисненим повітрям туди надходить певна порція палива, завдяки чому утворюється пальна суміш, яка підпалюється електричним запалом і згоряє при незмінному об'ємі КЗ. Згоряння суміші відбувається миттєво, а тиск при цьому зростає в кілька разів. Процес горіння триває 0,8...1,4 сек., тобто за одну хвилину здійснюється до 60 циклів горіння. Продукти згоряння за допомогою соплового клапана відводяться з КЗ до турбіни. Цей процес відбувається при змінному тиску, що зумовлює змінні швидкості в проточній частині турбіни. Останнє, природно, знижує коефіцієнт корисної дії газової турбіни.

Діаграма ідеалізованого циклу ГТУ з ізохорним підведенням теп-

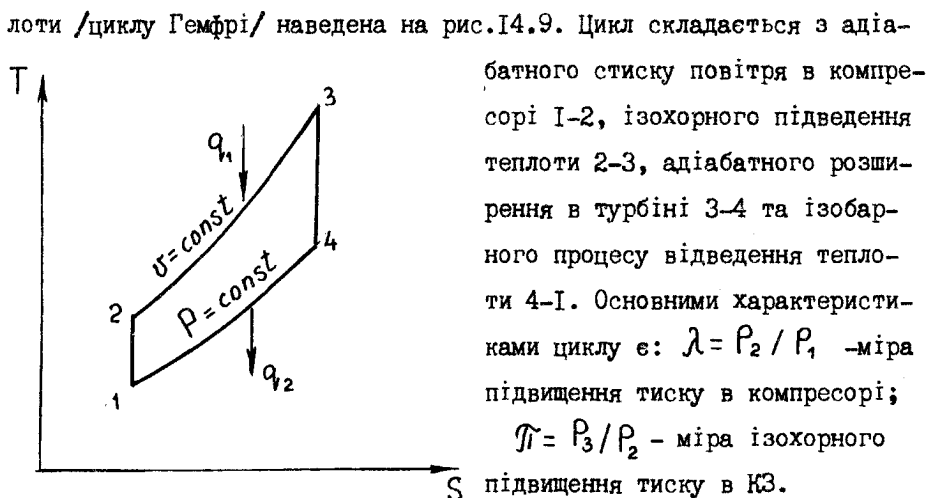


Рис.І4.9. Цикл Гемфрі

Підведена теплота

$$q_{10} = C_V (T_3 - T_2). \quad /14.32/$$

Відведена теплота

$$q_{20} = C_P (T_4 - T_1) \quad /14.33/$$

При визначенні роботи циклу треба враховувати роботу зміни тиску продувки камери згоряння

$$l_{кз} = \nu_2 (P_3 - P_2). \quad /14.34/$$

Корисна робота циклу

$$l_{40} = q_{10} - q_{20} - l_{кз} = l_{m0} - l_{к0} - l_{кз} = \\ = C_P [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] - \nu_2 P_2 (\mathcal{T} - 1) \quad /14.35/$$

Значення температур в точках циклу

$$T_2 = T_1 \lambda^m; \quad T_3 = T_2 \cdot \mathcal{T} = T_1 \lambda^m \mathcal{T}, \quad /14.36/$$

де $m = (k - 1) / k$.

Оскільки

$$T_4 / T_1 = (T_2 / T_1) (T_3 / T_2) (T_4 / T_3) = \lambda^m \mathcal{T} (P_1 / P_3)^m = \\ = \lambda^m \mathcal{T} (P_1 / P_2)^m (P_2 / P_3)^m = \lambda^m \mathcal{T} / (\lambda \cdot \mathcal{T})^m = \mathcal{T}^{1/k},$$

то $T_4 = T_1 \mathcal{T}^{1/k} \quad /14.37/$

Термічний ККД циклу

$$\eta_{t_0} = 1 - q_{20}/q_{10} = 1 - [(\pi^{1/k} - 1) - RT_2(\pi - 1)] / [(\pi - 1)\lambda^m] \quad /14.38/$$

Економічність циклу Гемфрі залежить від характеристик λ і π і зростає з підвищенням обох. Аналіз роботи ГТУ з ізобарним та ізохорним підведенням теплоти, показує, що при однакових значеннях λ і T_3 ККД циклу Гемфрі перевищує ККД циклу Брайтона, а при однакових значеннях T_3 і q_{20} - навпаки. Ексергетичний аналіз роботи циклу Гемфрі виконується так само, як і для циклу Брайтона.

ГТУ з ізохорним підведенням теплоти властиві такі недоліки: складність конструкції камери згоряння, напружені умови роботи турбіни при пульсуючих потоках газу. Напевно тому вони не набули належного поширення на практиці.

Приклад 14.3. Визначити корисну потужність, термічний ККД ГТУ, яка працює за циклом Гемфрі, а також витрату палива з теплою згоряння $Q_p = 40$ МДж/кг, якщо відомо: $T_1 = 290$ К; $P_1 = 0,1$ МПа; $P_2 = 8,3$ бар; $v_4 = 1,5$ м³/кг; потужність турбіни $N = 5$ МВт; витрата повітря $G = 6,2$ кг/с.

Газова стала повітря, кДж/(кг·К)

$$R = 8,3144 / \mu = 8,3144 / 29 \approx 0,287.$$

Величини λ і m

$$\lambda = P_2 / P_1 = 8,3 / 1 = 8,3,$$

$$m = (k - 1) / k = (1,4 - 1) / 1,4 = 0,2857.$$

Питомий об'єм повітря перед компресором, м³/кг

$$v_1 = RT_1 / P_1 = 0,287 \cdot 10^3 \cdot 290 / 10^5 = 0,823.$$

Температура повітря після стиску, К

$$T_2 = T_1 \cdot \lambda^m = 290 \cdot 8,3^{0,2857} \approx 535.$$

Температура газів після турбіни, К

$$T_4 = T_1 (v_4 / v_1) = 290 (1,5 / 0,823) = 659.$$

Для визначення температури T_3 запишемо формулу для роботи в турбіні

$$l_{m0} = k R (T_3 - T_4) / (k - 1) = R (T_3 - T_4) / m = N / G$$

Звідки одержимо

$$0,287 (T_3 - T_4) / 0,2857 = 5 \cdot 10^3 / 8,3$$

$$\text{або } (T_3 - T_4) = 610.$$

Тоді температура газів перед турбіною, К

$$T_3 = 610 + T_4 = 610 + 659 = 1269.$$

Величина π і тиск в камері згоряння, бар

$$\pi = P_3 / P_2 = T_3 / T_2 = 1269 / 535 = 2,37$$

$$P_3 = P_2 \cdot \pi = 8,3 \cdot 2,37 = 19,68.$$

Потужність компресора, МВт

$$N_{к0} = R (T_2 - T_1) G / m = 10^{-3} \cdot 0,287 (535 - 290) 6,2 / 0,2857 = 1,5.$$

Потужність, яка витрачається на продувку камери згоряння, МВт

$$N_{к3} = R \cdot T_2 (\pi - 1) G = 0,287 \cdot 535 \cdot 1,37 \cdot 6,2 \cdot 10^{-3} = 1,3.$$

Корисна потужність ГТУ, МВт

$$N_{кор} = N - N_{к0} - N_{к3} = 5 - 1,5 - 1,3 = 2,2.$$

Підведена теплота, МВт

$$Q_1 = G \cdot c_p (T_3 - T_2) = 6,2 \cdot 1 (1269 - 535) \cdot 10^{-3} = 4,567.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_{t0} = N_{кор} / Q_1 = 2,2 / 4,567 = 0,48.$$

Витрата палива, кг/с

$$B = Q_1 / Q_H^p = 4,567 / 40 = 0,114.$$

14.6. Цикли парогазових установок

Особливостями циклів ГТУ є те, що температура відпрацьованих газів має ще досить високі значення, що знижує термічний ККД установок. Тому виникає проблема утилізації теплоти відхідних газів, яку

можна успішно вирішити створенням бінарних /подвійних/ циклів. Поєднання ГТУ і ПТУ в загальному технологічному циклі називають парогазовою установкою /ПГУ/. Ідея ПГУ полягає в такому комбінуванні ГТУ і ПТУ, коли теплота газів після газової турбіни використовується для генерації водяної пари. Існує багато варіантів схем ПГУ із складними технологічними зв'язками, з яких ми розглянемо найбільш прості та перспективні.

ПГУ зі скидом газів після газової турбіни в топку парогенератора характеризується тим, що відхідні газы є високопідігрітим робочим тілом, забаластованим окислювачем, який містить 14...16% кисню. Тому ці газы доцільно використовувати для спалювання основної маси палива в парогенераторі ПТУ /рис.І4.І0/. В камері згоряння ГТУ спалюється рідке або газоподібне паливо. Відпрацьовані в газовій турбіні димові газы надходять до пальників парогенератора ПТУ, куди також за допомогою вентилятора надходить додаткове підігріте повітря. Схема передбачає як спільну, так і роздільну роботу ГТУ і ПТУ з серійним устаткуванням.

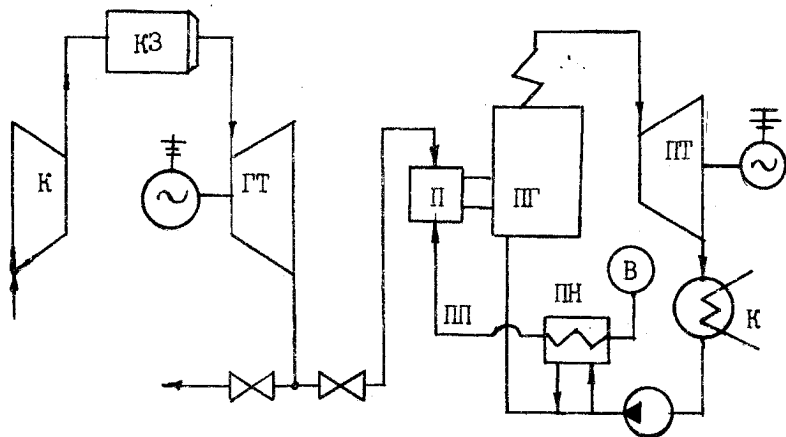


Рис.І4.І0. Схема ПГУ із скидом газів після ГТУ в топку парогенератора. К - компресор; КЗ - камера згоряння; ГТ - газова турбіна; П - пальник; ПГ - парогенератор; ПТ - парова турбіна; К - конденсатор; Н - насос; В - вентилятор; ПН - повітрянагрівник; ПН - підігріте повітря.

Парогазовий цикл - це сукупність двох циклів газового і парового /рис.І4.ІІ/. Корисна робота циклу ПГУ складається з площин І - 2 - 3 - 4 і а-в-с-d-О-К. Відвожувана теплота з циклу ГТУ використовується в циклі ПТУ. Термічний ККД циклу ПГУ визначається відношенням потужності обох циклів $N_{пгу} = N_{гту} + N_{пгу}$ до підведеної теплоти $Q_{пгу} = Q_{гту} + Q_{пгу}$, тобто

$$\eta_{пгу} = N_{пгу} / Q_{пгу} \quad /І4.39/$$

Теплота, що підводиться в циклі ПТУ дорівнює

$$Q_{пту} = D_0(h_0 - h_{жв}) + D_{пн} q_{пн} - G C_p (T_4 - T_{в2}^{пр}). \quad /І4.40/$$

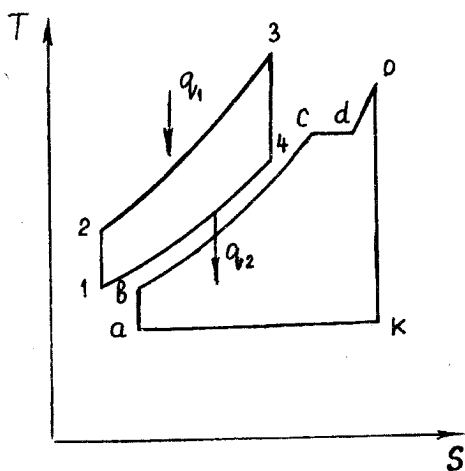


Рис.І4.ІІ.

показана на рис.І4.І2.

Стиснене в компресорі К повітря надходить у високонапірний парогенератор ВНПГ, де вугілля спалюється в зрідженому шарі під тиском. В шар занурені випарні труби, в яких генерується пара для парового циклу і розташований проміжний пароперегрівник. Стиснені продукти згоряння надходять у високотемпературний газоочисник ГО. Очищені гази з температурою 800°C спрямовуються в газову турбину, а пил повертається в ВНПГ. Відпрацьовані в ГТ гази надходять в ре-

де D_0 , $D_{пн}$ - витрата пари на турбину і на проміжний пароперегрівник відповідно; $q_{пн}$ - теплота, що витрачається на проміжний перегрів пари; G - витрата димових газів; $T_{в2}^{пр}$ - температура відхідних газів із парогенератора.

Схема ПГУ, яка працює на продуктах згоряння твердих палив в зрідженому шарі під тиском

Стиснене в компресорі К повітря надходить у високотемпературну камеру згоряння КЗ, де за рахунок згоряння палива утворюються димові гази з температурою до 1570 К. Продукти згоряння надходять у високотемпературну газову турбину, охолодження котрої здійснюється паром з котла-утилізатора КУ. Відпрацьовані в турбіні гази спрямовуються в котел-утилізатор, де утворюється водяна пара певного тиску і температури. Пара надходить в газову турбину, де перегрівається за рахунок охолодження протоочної частини турбіни. Перегріта пара надходить в парову турбину ПП, де виконує роботу, конденсується в конденсаторі К, а конденсат пари насосом Н перекачується в котел-утилізатор. З котла-утилізатора димові гази з температурою видаляються в димову трубу. В розглянутій схемі теплота, яка витрачається на ПТУ дорівнює останньому доданку в /14.40/. Слід визначити, що потужність паротурбінної установки значно менша потужності ГТУ. Для збільшення потужності ПТУ можна використовувати котли-утилізатори з додатковим спалюванням палива.

15. ЦИКЛИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигуни внутрішнього згоряння /ДВЗ/ - це теплові двигуни, робочими тілами в яких є продукти згоряння органічних палив, що утворюються усередені самих двигунів.

Поршневі ДВЗ за характером робочого процесу можна класифікувати на двигуни швидкого згоряння з іскровим займанням паливно-повітряної суміші і двигуни поступового згорання із займанням палива від стиску. До ДВЗ першої групи належать карбюраторні двигуни, які працюють на бензиновому і газовому паливах. До ДВЗ другої групи належать дизельні двигуни, які працюють на соляровому маслі /швидкохідні/ і на важких моторних паливах /тихохідні/.

Усі ДВЗ поділяються на двотактні та чотиритактні. В перших робочий цикл відбувається за два ходи поршня /один оберт колінчастого

вала/. В других – за чотири ходи /два оберти колінчастого вала/. В конструктивному відношенні двотактні ДВЗ значно відрізняються від чотиритактних, але аналіз роботи двигунів з точки зору використання теплоти однаково справедливий для ДВЗ обох типів.

У ДВЗ робоче тіло після виконання роботи /робочого ходу поршня/ видаляється з циліндра і замінюється новою порцією робочого тіла, тобто процеси відбуваються в замкненому циклі. Ясно, що робочі процеси в ДВЗ є необоротними. Але, як з теоретичної, так і з практичної точок зору заслуговує на увагу розгляд таких теоретичних замкнених циклів, які здійснюються без дисипативних втрат. Це дає змогу дійсні процеси у ДВЗ наблизити до теоретичних, що спрощує їх аналіз. Такі цикли, як відомо, називаються ідеальними.

15.1. Цикл ДВЗ з ізохорним підведенням теплоти

В таких двигунах пальна суміш готується в карбюраторі, а двигуни називають карбюраторними.

Розглянемо принцип дії чотиритактного карбюраторного двигуна і його індикаторну діаграму /рис.15.1/. Двигун складається з циліндра 1, поршня 2, який здійснює зворотно-поступальний рух за допомогою шатуна 3 і кривошипа 4.

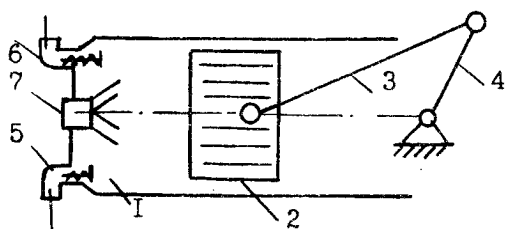
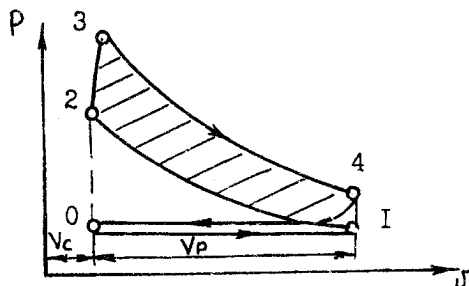


Рис.15.1.

На кришці циліндра змонтовані всмоктуючий 5 і нагнітальний 6 клапани і запальний пристрій /свіча/. Цикл складається з послідовних процесів: приготування робочої суміші, згоряння суміші в циліндрі та ви-

далення продуктів згоряння.

Перший такт - всмоктування здійснюється при відкритому клапані 5, коли поршень рухається від точки 0 - верхньої мертвої точки /ВМТ/ до точки I - нижньої мертвої точки /НМТ/. Перший хід поршня супроводжується всмоктуванням робочої суміші /палива і повітря/ із карбюратора по лінії 0-I.

В другому такті відбувається стиск суміші при закритих клапанах 5 і 6 по лінії I-2. Під час руху поршня до ВМТ утворюється певний тиск, величина якого залежить від умов займання палива в циліндрі.

В третьому такті здійснюється миттєве займання і горіння суміші по лінії 2-3 і розширення продуктів згоряння по лінії 3-4. На підході поршня до ВМТ /точка 2/ свіча дає іскровий розряд і суміш згоряє з різким підвищенням тиску і температури. Під тиском поршень робить третій хід, який є робочим /3-4/.

Четвертий такт - виштовхування продуктів згоряння. Коли поршень підходить до НМТ /точка 4/ відкривається клапан 6 і останній четвертий хід поршня до ВМТ супроводжується виштовхуванням відпрацьованих газів по лінії 4-0, яка замикає цикл.

Робочий цикл двотактних ДВЗ відрізняється від описаного тим, що процеси всмоктування і виштовхування замінюються продувкою циліндра повітрям.

Об'єм циліндра на індикаторній діаграмі, який відповідає ходу поршня S_n називається робочим об'ємом

$$V_p = \pi D^2 S / 4 = 0,785 D^2 S_n, \quad /15.1/$$

де D - діаметр поршня.

Об'єм V_3 на рис.15.1 називають об'ємом камери згоряння. Головною характеристикою циклу є міра стиску, яка характеризує відношення всього об'єму циліндра до об'єму камери згоряння

$$\varepsilon = (V_p + V_3) / V_3 = V_1 / V_2 = v_1 / v_2. \quad /15.2/$$

Площа верхньої петлі індикаторної діаграми 1-2-3-4-1 еквівалентна корисній роботі циклу ℓ_u , яку називають ще індикаторною роботою. Площа нижньої петлі характеризує роботу, яка витрачається на всмоктування і виштовхування і яку умовно відносять до механічних втрат. При визначенні потужності двигуна цієї роботою, як правило, нехтують.

Важливим показником роботи поршневих ДВЗ є середній індикаторний тиск, який дорівнює відношенню роботи циклу до робочого об'єму циліндра

$$P_i = m \ell_u / V_p = \ell_u / (V_1 - V_2). \quad /15.3/$$

Робота циклу, як відомо, дорівнює

$$\ell_u = q_1 - q_2 = \eta_t q_1 \quad /15.4/$$

Ідеалізований цикл розглянутого ДВЗ показаний на рис.15.2 і називається циклом Отто. Тут процеси стиску 1-2 і розширення 3-4 оборотно адіабатні. Ізохора 2-3 відповідає процесу горіння робочої суміші та підведенню теплоти. Ізохора 4-1 відповідає в чотиритакт-

ному двигуні відразу двом процесам: виштовхуванню відпрацьованих газів і всмоктуванню нової порції робочої суміші, а в двотактному - виштовхуванню газів і продувки циліндра. Крім цього, ідеалізація роботи ДВЗ зводиться ще до того, що процес горіння замінюється оборотним підведенням теплоти q_1 із зовні, а заміна робочого тіла - процесом відведення теплоти q_2 від того самого робочого тіла. Характеристикою циклу крім мі-

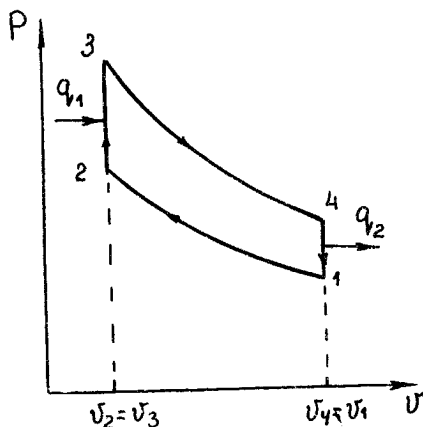


Рис.15.2.

ри стиску за /15.2/ є міра підвищення тиску в процесі 2-3, тобто

$$\lambda = P_3 / P_2 = T_3 / T_2. \quad /15.5/$$

Значення температур в точках циклу:

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}, \quad /15.6/$$

$$T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda, \quad /15.7/$$

$$T_4 = T_3 / \varepsilon^{k-1} = T_1 \lambda. \quad /15.8/$$

Підведена і відведена теплота відповідно

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1), \quad /15.9/$$

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = c_v T_1 (\lambda - 1). \quad /15.10/$$

Термічний ККД циклу Отто

$$\eta_{t_0} = 1 - q_2 / q_1 = 1 - 1 / \varepsilon^{k-1}. \quad /15.11/$$

Останній вираз показує, що термічний ККД циклу Отто залежить тільки від міри стиску ε і показника адиабати k /роду газу/. Однак підвищення міри стиску в двигунах швидкого згоряння обмежується умовою, щоб температура наприкінці стиску не перевищувала температури самозаймання палива. При значеннях $\varepsilon > 10$ ще до того, як поршень наблизиться до ВМТ /точки 2/, виникає займання горючої суміші, яке зумовлює детонацію. Значення ε в двигунах, які працюють за циклом Отто, залежить від якості палива і підвищується з покращенням антидетонаційних властивостей /октанового числа/. Як правило, $\varepsilon < 10$, тому такі двигуни також називають двигунами низького стиску.

Індикаторною потужністю ДВЗ називають роботу, яку виконують продукти згоряння в циліндрі за одиницю часу

$$N_i = 2 P_i V_p n_g z / \tau, \quad /15.12/$$

де n_g - частота обертів вала, об/с; Z - кількість циліндрів;

τ - тактність двигуна.

Ефективна потужність ДВЗ - це потужність, яку знімають з колінчастого вала двигуна

$$N_e = N_i \cdot \eta_m, \quad /15.13/$$

де η_m - механічний ККД.

Індикаторний ККД реальних двигунів оцінює міру ефективності використання теплоти палива з урахуванням теплових втрат

$$\eta_i = N_i / (B Q_n^p), \quad /15.14/$$

а ефективний - з урахуванням усіх видів втрат як теплових, так і механічних

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad /15.15/$$

В /15.14/ і /15.15/ B і Q_n^p - витрата і теплота згоряння палива відповідно.

З урахуванням останніх рівнянь питома індикаторна і ефективна витрата палива складають відповідно, кг/(кВт·год):

$$b_i = 3600 / (Q_n^p \cdot \eta_i); \quad /15.16/$$

$$b_e = 3600 / (Q_n^p \cdot \eta_e).$$

Відношення індикаторного ККД до термічного називають відносним ККД, тобто

$$\eta_e = \eta_i / \eta_t. \quad /15.17/$$

Приклад 15.1. Визначити максимальну допустиму міру стиску для чотиритактного карбюраторного двигуна, а також термічний і ефективний ККД, якщо відомо: $P_1 = 1$ бар; $t_1 = 17^\circ\text{C}$; газова стала $R = 0,27$ кДж/(кг·К); $k = 1,4$; діаметр і хід поршня $D = 0,0945$ м; $S = 0,08$ м; кількість циліндрів $Z = 4$; кількість обертів $\omega = 377$ рад/с; механічний ККД $\eta_m = 0,8$; витрата палива $1,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $Q_n^p = 40$ МДж/кг; допустима температура займання палива $t_g = 340^\circ\text{C}$; $P_4 = 0,2$ МПа.

Допустима міра стиску за умовою допустимої температури займання палива

$$\varepsilon = (T_3 / T_1)^{-(k-1)} = 613/290^{1/(1,4-1)} = 6,5.$$

Питомий об'єм до і після стиску відповідно, м³/кг

$$v_1 = RT_1 / P_1 = 0,27 \cdot 290 / 10^2 = 0,783$$

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,783 / 6,5 = 0,12.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_t = 1 - \varepsilon^{-(k-1)} = 1 - 1/6,5^{0,4} = 0,527.$$

Температура газів після розширення, К

$$T_4 = T_1 \cdot P_4 / P_1 = 290 \cdot 2 / 1 = 580.$$

Температура газів після згоряння робочої суміші, К

$$T_3 = T_4 \cdot \varepsilon^{k-1} = 580 \cdot 6,5^{0,4} = 1226.$$

Ізохорна теплоємність робочого тіла, кДж/кг К

$$c_v = R / (k - 1) = 0,27 / (1,4 - 1) = 0,675.$$

Підведена і відведена теплота в циклі, кДж/кг

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) = 0,675 (1226 - 613) = 413,77$$

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = 0,675 (580 - 290) = 195,77.$$

Питома робота циклу, кДж/кг

$$l_{ц0} = q_1 - q_2 = 413,77 - 195,77 = 218.$$

Середній індикаторний тиск, кПа

$$P_i = l_{ц0} / (v_1 - v_2) = 218 / (0,783 - 0,12) = 328,8.$$

Робочий об'єм циліндра, м³

$$V_p = 0,785 \cdot D^2 \cdot S_n = 0,785 \cdot 0,0945^2 \cdot 0,08 = 5,6 \cdot 10^{-4}.$$

Частота обертання вала, об/с

$$n_6 = \omega / (2\pi) = 377 / (2 \cdot 3,14) = 60.$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 2 P_i V_p n_6 \cdot z \cdot \eta_m / \tau =$$

$$= 2 \cdot 328,8 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 60 \cdot 4 \cdot 0,8 / 4 = 17,67.$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = N_e / (B \cdot Q_m^p) = 17,67 / (40 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}) = 0,294.$$

15.2. Цикл ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти

Двигуни, які працюють за циклом Отто, мають обмежену міру стиску, значення котрої характеризує ефективність роботи циклу. Величина ξ можна підвищити, якщо стискувати не паливноповітряну суміш, а повітря. Роздільний стиск повітря виключає можливість samozаймання палива і дозволяє отримати більш високі значення міри стиску. Остання вибирається так, щоб температура стисненого в циліндрі повітря була вище за температуру samozаймання палива.

Розглянемо такий цикл, принципова схема якого та індикаторна діаграма наведені на рис.15.3. Цикл двигуна здійснюється в такій послідовності. В процесі 0-1 при невеликому розрідженні всмоктується повітря. У другому такті відбувається його стиск /процес 1-2/. Наприкінці стиску через форсунку 7 вприскується дрібнорозпилене паливо. Розпил палива здійснюється стисненим повітрям, що надходить

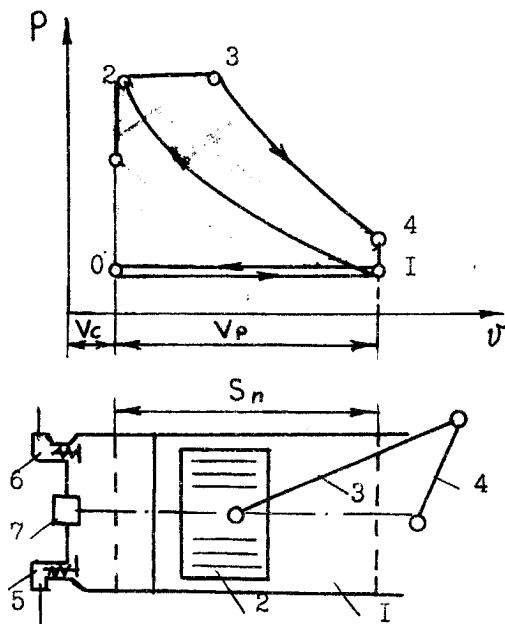


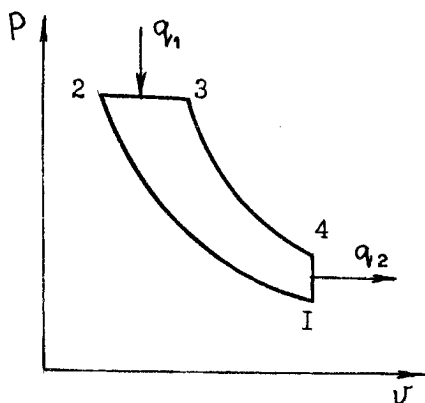
Рис.15.3. Принципова схема та індикаторна діаграма ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти

від допоміжного компресора. Оскільки температура повітря після стиску перевищує температуру samozаймання, паливо поступово згоряє у міру того, як витікає з форсунки.

За час горіння палива поршень встигає відійти від свого граничного положення на якусь відстань. Тому при горінні /процес 2-3/ тиск не зростає, а залишається більш-менш сталим. Решта ходу поршня супроводжується розширен-

ням продуктів згорання по лінії 3-4 і цей хід називається робочим. Перед початком наступного /четвертого/ ходу відкривається клапан 6 і під час останнього ходу видаляються продукти згорання.

Ідеалізований цикл такого ДВЗ показаний на рис.15.4 і називається циклом Дізеля. В циклі Дізеля процеси стиску 1-2 і розширення 3-4 - адіабатно оборотні, процес горіння 2-3 - ізобарний, а процеси виштовхування і всмоктування нової порції повітря 4-1 - ізохорні. Характеристиками циклу є: $\epsilon = v_1/v_2$ - міра адіабатного стиску; $\rho = v_3/v_2 = T_3/T_2$ - міра попереднього розширення; $\delta = v_4/v_3$ - міра адіабатного розширення. Визначимо температури у вузлових точках циклу.



Температура в точці 2 визначається за /15.6/ $T_2 = T_1 \epsilon^{k-1}$. Для ізобари 2-3 $T_3/T_2 = \rho$

Звідки $T_3 = \rho T_1 \epsilon^{k-1}$ /15.18/

Із рівняння адіабати 3-4 виті-

Рис.15.4. Діаграма циклу Дізеля

кає

$$T_4/T_3 = (v_4/v_3)^{k-1} = (v_3/v_1)^{k-1}$$

Так як $v_4/v_3 = \delta = v_1/v_3 = v_1/v_2 (v_3/v_2) = \epsilon/\rho$,

то

$$T_4 = T_3 (\rho/\epsilon)^{k-1} = T_1 \epsilon^{k-1} \rho (\rho/\epsilon)^{k-1} = T_1 \rho^k$$
 /15.19/

Теплота, яка підведена в ізобарному процесі 2-3

$$q_1 = C_p (T_3 - T_2) = k C_v (T_3 - T_2) = k C_v T_1 \epsilon^{k-1} (\rho - 1)$$
 /15.20/

Теплота, яка відводиться в процесі 4-1

$$q_{12} = c_v (T_4 - T_1) = c_v T_1 (\rho^k - 1) \quad /15.21/$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_{td} = 1 - q_{12}/q_{11} = 1 - \rho^{k-1} / [k(\rho-1)\varepsilon^{k-1}] \quad /15.22/$$

ККД циклу Дізеля залежить від трьох величин: ε , ρ і k .

Межа підвищення міри стиску установлюється допустимим тиском в циліндрі, перевищення якого призводить до зайвної металоемності двигуна і збільшення втрат на тертя. Величина ρ залежить від кількості палива за один робочий хід, тобто від навантаження двигуна, при зростанні якого збільшується ρ . Ясно, що при підвищенні ρ термічний ККД циклу зменшується, так як $\rho > 1$ і $k > 1$. Тому при зростанні навантаження ефективність циклу Дізеля зменшується. Цю обставину необхідно враховувати при визначенні оптимальних режимів експлуатації двигуна.

Робота циклу визначається за формулою:

$$l_{ud} = c_v T_1 [\varepsilon^{k-1} (\rho - 1) - (\rho^k - 1)] \quad /15.23/$$

Середній індикаторний тиск в циклі

$$P_i = P_1 \varepsilon [k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1) - (\rho^k - 1)] / [(k-1)(\varepsilon - 1)] \quad /15.24/$$

Приклад 15.2. Визначити ефективну потужність і ефективну витрату палива вісьмициліндрового дизельного двигуна, якщо теплота згоряння палива $Q_H^p = 30$ МДж/кг, швидкість поршня $W_n = 6,4$ м/с;

об'єм камери згоряння $V_{32} = 1,2 \cdot 10^{-4}$ м³; механічний і ефективний ККД 0,82 і 0,32 відповідно; газова стала $R = 245$ Дж/(кг К);

$k = 1,35$; хід поршня 100 мм; параметри робочого тіла в точках:

$P_1 = 1$ бар; $t_1 = 27^\circ\text{C}$; $T_3 = 1700$ К; $P_4 = 2,8$ бар.

Ізохорна теплосемність робочого тіла, кДж/кг К

$$c_v = R / (k - 1) = 0,245 / (1,35 - 1) = 0,7.$$

Температура газів після робочого ходу поршня, К

$$T_4 = T_1 P_4 / P_1 = 300 \cdot 2,8 / 1 = 840.$$

Міра попереднього розширення

$$\rho = (T_4 / T_1)^{-k} = (840/300)^{1/1,35} = 2,14.$$

Міра адіабатного стиску

$$\varepsilon = (T_3 / T_4)^{-k-1} \cdot \rho = (1700/840)^{1/0,35} \cdot 2,14 = 16.$$

Робочий об'єм циліндра, м³

$$V_p = V_{32} (\varepsilon - 1) = 1,2 \cdot 10^{-4} (16 - 1) = 1,8 \cdot 10^{-3}.$$

Частота обертання вала, об/с

$$n_e = W_n / (2 \cdot S_n) = 6,4 / (2 \cdot 0,1) = 32.$$

Питома робота циклу, кДж/кг

$$\begin{aligned} l_{40} &= q_1 - q_2 = k C_V (T_3 - T_2) - C_V (T_4 - T_1) = \\ &= C_V T_1 [k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1) - (\rho^k - 1)] = \\ &= 0,7 \cdot 300 [1,35 \cdot 16^{0,35} \cdot 1,14 - (2,14^{1,35} - 1)] = 477. \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск в циклі, кПа

$$\begin{aligned} P_e &= P_i \cdot \eta_m = l_{40} \cdot \eta_m / [V_1 - V_2] = l_{40} \cdot \eta_m / [V_1 (1 - 1/\varepsilon)] = \\ &= 477 / [0,735 (1 - 1/16)] \cdot 0,82 = 567,6. \end{aligned}$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 2 \cdot P_e \cdot V_p \cdot n_e \cdot z / \tau = 2 \cdot 567,6 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 8/4 = 130,7.$$

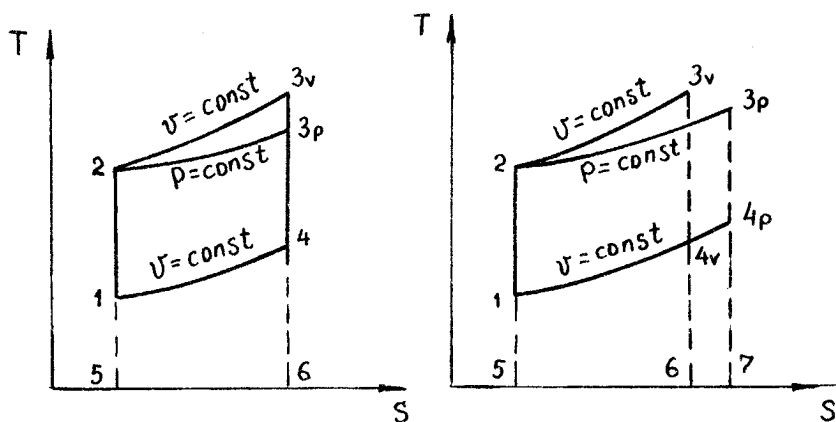
Ефективна витрата пального, кг/с

$$B_e = N_e / (Q_n^p \cdot \eta_e) = 130,7 / (30 \cdot 10^3 \cdot 0,32) = 0,0133.$$

15.3. Порівняння циклів ДВЗ Отто і Дізеля

Аналіз термодинамічних циклів дозволяє виявити їх властивості та визначити який з циклів має перевагу при тих чи інших умовах роботи. Порівняємо два розглянутих раніше цикли. Оскільки термічний ККД залежить від відношення q_2/q_1 , зручно сумістити ці цикли на $T-S$ діаграмі, де, як відомо, площа під кривою

процесу характеризує підведену або відведену теплоту. Зробимо порівняння циклів Отто і Дізеля при однакових мірах стиску. На рис.15.5, а зображені цикли при однакових значеннях q_2 , а на рис.15.5, б - при однакових значеннях q_1 . В циклі Отто підведена теплота еквівалентна площі 5-2-3_v-6, а в циклі Дізеля - площі 5-2-3_p-6. Так як $q_{1v} > q_{1p}$, а $q_2 = \text{const}$, то $\eta_{tO} > \eta_{tD}$. За умовами рис.15.5, б $q_{1v} \sim \text{пл. } 5-2-3_v-6 = \text{пл. } 5-2-3_p-7$, але $q_{2v} \sim \text{пл. } 5-1-4_v-6$, а $q_{2p} \sim \text{пл. } 5-1-4_p-7$. Оскільки $q_{2v} < q_{2p}$, то $\eta_{tO} > \eta_{tD}$.



а/

б/

Рис.15.5.

Отже виконаний аналіз показує, що при однакових мірах стиску цикл Отто працює більш економічно, ніж цикл Дізеля.

Проаналізуємо тепер роботу циклів при різних мірах стиску.

На рис.15.6, а показана робота обох циклів при однакових максимальних температурах T_3 , а на рис.15.6, б - при однакових q_1 .

Із наведеного рисунка видно, що міра стиску в циклі Дізеля як в першому, так і в другому випадках вище, ніж в циклі Отто. За умовами рис.15.6, а $q_{2v} = q_{2p}$. Підведена теплота $q_{1p} \sim \text{пл. } 5-2_p-3-6 > q_{1v} \sim \text{пл. } 5-2_v-3-6$. Тому $\eta_{tD} > \eta_{tO}$. За умовами рис.15.6, б

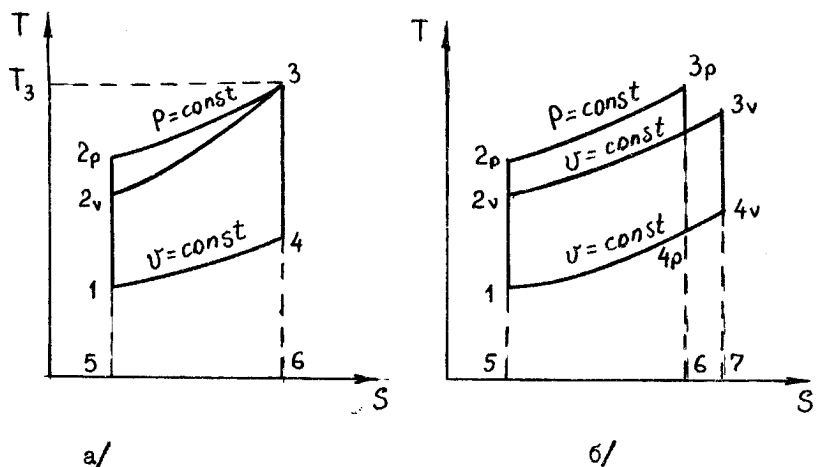


Рис.15.6.

$q_{v1p} = q_{v1v}$, але $q_{2p} \sim \text{пл.5-I-4}_p-6 < q_{2v} \sim \text{пл.5-I-4}_v-7$. Тому $\eta_{tD} > \eta_{tO}$. Отже при більших мірах стиску більш економічно працює цикл Дізеля.

15.4. Цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти

До недоліків циклу Дізеля можна віднести наявність компресора для розпилення рідкого палива, на роботу якого витрачається майже 10% від загальної потужності двигуна; відносна тиххідність, яка зумовлена поступовим згорянням палива; складні конструкції насоса і форсунки.

Аналіз результатів, отриманих в п.15.3, дозволяє зробити висновок, що економічність циклу Дізеля можна підвищити, якщо використати хоча б частково більш вигідний процес ізохорного підведення теплоти. Одна з таких конструкцій двигуна, за допомогою якого реалізується цикл з підведенням теплоти по ізохорі та ізобарі /Трінклера/, показана на рис.15.7. Циліндр двигуна I має передкамеру 7, з'єднану з робочим об'ємом одним або кількома вузькими каналами.

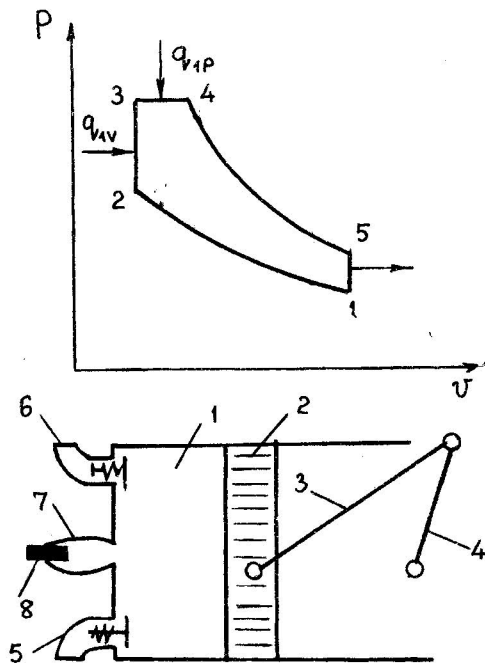


Рис.15.7. Принципова схема і термодинамічний цикл Трінклера

Паливо за допомогою насоса надходить до форсунок 8, які встановлені в передкамері 7. Процес утворення суміші відбувається в такій послідовності. В процесі стиску повітря тиск в циліндрі I зростає скоріше, ніж в передкамері 7. За рахунок різниці тисків виникає потік повітря в передкамеру, який використовується для розпилювання палива, що надходить в форсунку 8. Температура повітря при стиску перевищує температуру самозаймання палива. Пальна суміш, яка утворюється в передкамері, згорає при сталому об'ємі /процес 2-3/. Тиск в передкамері зростає і суміш продуктів згорання й пари палива, яка ще не згоріла, надходить із передкамери в циліндр, де відбувається перемішування і догорання при одночасному переміщенні поршня. Тиск в циліндрі при цьому залишається сталим /процес 3-4/. Після повного згорання палива здійснюється розширення продуктів згорання /процес 4-5/. В процесі 5-1 продукти згорання виштовхуються із циліндра і відбувається його наповнення повітрям. Цикл завершується за два ходи поршня.

Величини, що характеризують цикл: $\varepsilon = U_1 / U_2$ - міра адіабатного стиску; $\lambda = P_3 / P_2$ - міра підвищення тиску; $\rho = U_4 / U_3$ - міра попереднього розширення. Визначимо температури у вузлових точках циклу. Температура T_2 за /15.6/, $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$. Температура T_3 за /15.7/, $T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda$.

Із рівняння ізобари 3-4 одержуємо

$$T_4 / T_3 = v_4 / v_3 = \rho; T_4 = T_3 \rho = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho. \quad /15.25/$$

Для адиабати 4-5 маємо співвідношення

$$T_5 / T_4 = (v_4 / v_3)^{k-1} = [v_4 / v_2 (v_2 / v_1)]^{k-1} = (\rho / \varepsilon)^{k-1}$$

Звідки $T_5 = T_4 (\rho / \varepsilon)^{k-1} = T_1 \lambda \rho^k. \quad /15.26/$

Підведена теплота

$$q_1 = q_{1v} + q_{1p} = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]. \quad /15.27/$$

Теплота, що відведена в циклі

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1) = c_v T_1 (\lambda \rho^k - 1) \quad /15.28/$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_{t_0} = 1 - q_2 / q_1 = 1 - \frac{(\lambda \rho^k - 1)}{[(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)] \varepsilon^{k-1}}. \quad /15.29/$$

Останнє рівняння показує, що термічний ККД циклу Трінклера підвищується при зростанні величин ε , λ і k і зменшується при збільшенні ρ .

Робота циклу дорівнює

$$l_{c_0} = q_1 - q_2 = c_v T_1 \{ \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)] - (\lambda \rho^k - 1) \}. \quad /15.30/$$

Середньоіндикаторний тиск складає

$$p_i = p_1 [\lambda (\rho - 1) (k - 1) + \lambda \rho (1 - \eta_{t_0}) (1 - \delta)^{-(k-1)}] / [(\varepsilon - 1) (k - 1)]. \quad /15.31/$$

Неважко побачити, що при $\lambda = 1$ цикл Трінклера обертається в цикл Дізеля, а при $\rho = 1$ - в цикл Отто. Аналіз економічності циклу зі змішаним підведенням теплоти показує, що при всіх розглянутих в п.15.3 умовах роботи його термічний ККД займає проміжні

значення між η_{t0} і η_{tD} .

Приклад 15.3. Для шестициліндрового чотиритактного ДВЗ, який працює за циклом Трінклера, визначити термічний ККД, індикаторну потужність та індикаторний ККД, якщо відомо: $P_1 = 1$ бар; $t_1 = 17^\circ\text{C}$; $P_3 = 26$ бар; $P_5 = 2,6$ бар; $q_{1p} = 400$ кДж/кг; $D = 0,1$ м; $S_n = 0,09$ м; $n_s = 188,4$ рад/с; $R = 260$ Дж/(кг К); $k = 1,37$; $Q_n^p = 34$ МДж/кг; $B = 2,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Ізохорна теплоємність робочого тіла, кДж/кг К

$$C_v = R / (k - 1) = 0,26 / (1,37 - 1) = 0,7.$$

Питомий об'єм в точці 1, м³/кг

$$v_1 = RT_1 / P_1 = 260 \cdot 290 / 10^5 = 0,754.$$

Температура в точці 5, К

$$T_5 = P_5 \cdot v_1 / R = 2,6 \cdot 10^5 \cdot 0,754 / 260 = 754.$$

Температура в точці 4, К

$$T_4 = T_5 \left(P_3 / P_5 \right)^{(k-1)/k} = 754 \cdot (26/2,6)^{0,37/1,37} = 1403,4.$$

Температура в точці 3, К

$$T_3 = T_4 + q_{1p} / C_p = 1403,4 - 400 / (1,37 - 0,7) = 986.$$

Міра попереднього розширення

$$\rho = T_4 / T_3 = 1403,4 / 986 = 1,42.$$

Міра адіабатного стиску

$$\varepsilon = \left(T_4 / T_5 \right)^{-1/(k-1)} = (1403,4/754)^{2,7} \cdot 1,42 = 7,6.$$

Зміна об'єму при стиску, м³/кг

$$v_1 - v_2 = v_1 (1 - 1/\varepsilon) = 0,754 (1 - 1/7,6) = 0,654.$$

Температура після стиску, К

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 290 \cdot 7,6^{0,37} = 614.$$

Ізохорно підведена теплота, кДж/кг

$$q_{1v} = C_v (T_3 - T_2) = 0,7 (986 - 614) = 260.$$

Теплота, що підводиться в циклі, кДж/кг

$$q_1 = q_{1v} + q_{1p} = 260 + 400 = 660.$$

Теплота, яка відводиться в циклі, кДж/кг

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1) = 0,7 (754 - 290) = 324,8.$$

Робота циклу, кДж/кг

$$l_{ц0} = q_1 - q_2 = 660 - 324,8 = 335,2.$$

Термічний ККД циклу

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1 = 1 - 335,2 / 660 = 0,492.$$

Середній індикаторний тиск, кПа

$$P_i = l_{ц0} / (v_1 - v_2) = 335,2 / 0,654 = 512,5.$$

Частота обертання вала, об/с

$$n_6 = \omega / (2\pi) = 188,4 / 6,28 = 30.$$

Робочий об'єм циліндра, м³

$$V_p = 0,785 D^2 S_n = 0,785 \cdot 0,1^2 \cdot 0,09 = 0,706 \cdot 10^{-3}.$$

Індикаторна потужність двигуна, кВт

$$N_i = 2 \cdot P_i \cdot V_p \cdot n_6 \cdot z / \tau = 2 \cdot 512,5 \cdot 0,706 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 6 / 4 = 32,56.$$

Індикаторний ККД двигуна

$$\eta_i = N_i / (B Q_n^p) = 32,56 / (34 \cdot 10^3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}) = 0,383.$$

16. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

16.1. Загальні положення

Холодильні установки, як з'ясовано в п.2.7 працюють за зворотними циклами, де підведення теплоти до робочого тіла /холодоагента/ здійснюється при температурах нижчих від температури навколишнього середовища ($T_0 < T_{нс}$). Для того, щоб передати теплоту з нижчого температурного рівня на вищий, за першим законом термодинаміки необхідна затрата зовнішньої роботи l . Тому зворотна теплова машина /ЗТМ/ сприймає роботу l /рис.16.1/ і віддає більш наг-

рітому середовищу з температурою T_0

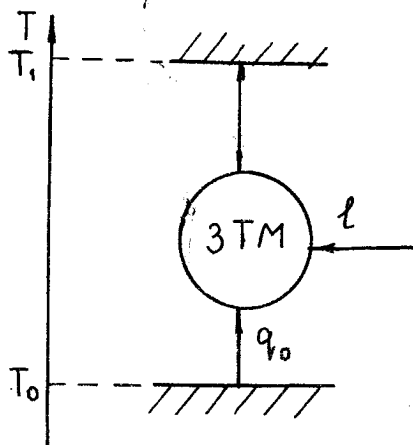


Рис.І6.І.

оборотних втрат енергії, тобто

$$l_{но} = l_{об} + \Delta e_x^{вт}$$

Ця додаткова робота, яка дорівнює втратам ексергії, поповнює потік енергії та відводиться у вигляді теплової енергії. Якщо приймачем теплоти є навколишнє середовище ($T_1 = T_{нс}$), то установка називається **холодильною машиною /ХМ/**. Ефективність ХМ оцінюється за допомогою холодильного коефіцієнта - відношення холодовидатності до роботи циклу

$$\varepsilon = q_0 / l_c = q_0 / (q_1 - q_0). \quad /16.1/$$

Якщо установка передає теплоту середовищу, температура якого вище за температуру навколишнього середовища ($T_1 > T_{нс}$), то її називають **тепловим насосом /ТН/**. Під видатністю ТН розуміють теплоту q_1 , яка передається на більш високий температурний рівень споживачам. Теплові насоси застосовуються для так званого динамічного опалення, запропонованого ще Томсоном. Ефективність роботи ТН оцінюється опалювальним коефіцієнтом або коефіцієнтом перетворення

$$\varphi = q_1 / (q_1 - q_0) = (q_0 + l) / l = \varepsilon + 1 > 1. \quad /16.2/$$

T_1 теплоту $q_1 = q_0 + l$. Оскільки теплота q_0 підводиться, то вона вважається додатною і називається холодовидатністю. Теплова енергія q_0 складається тільки з енергії. В оборотній холодильній установці потік підведеної ексергії повинен дорівнювати потоку відвоюваної енергії, тобто $l_{об} = l_x q_0 = q_0 (T_1 - T_0) / T_0$.

Ясно, що в необоротній холодильній установці підведена робота має бути більше на величину не-

Установки, що призначені для передачі теплоти з одного температурного рівня на інший і поєднують в собі прямий та зворотний цикли, називаються **термотрансформаторами** /рис.16.2/. Прямий цикл працює в інтервалі температур від T_1 до

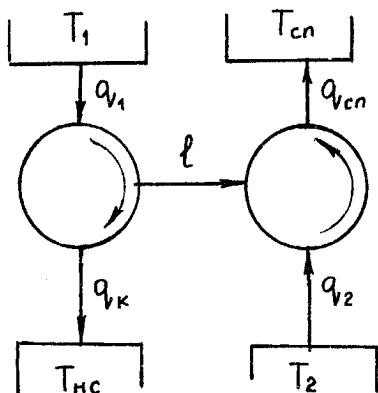


Рис.16.2.

T_{nc} . Зворотний цикл призначений для забезпечення теплою споживачів, яка передається з температурного рівня T_2 на температурний рівень T_{cn} . До зворотного циклу підводиться певна частина роботи, яку отримують в прямому циклі. Корисним ефектом вважається теплота, яка постачається тепловим споживачам. Ефективність циклів термотрансформаторів оцінюється

коефіцієнтом трансформації теплоти

$$\Psi = q_{vsn} / (q_{v1} + q_{v2}). \quad /16.3/$$

Якщо джерелом теплоти для зворотного циклу є навколишнє середовище ($T_2 = T_{nc}$), то теплоту q_{v2} в /16.3/ не враховують. Термотрансформатор, який передає теплоту на більш високий температурний рівень називається підвищувальним /рис.16.2/. Є також розщеплювальні термотрансформатори, які забезпечують споживачів теплотою з різними температурними рівнями.

16.2. Цикл газової холодильної машини

Холодильні машини /ХМ/ з газоподібними холодоагентами застосовують переважно при необхідності отримання досить низьких температур. Схема газової ХМ та її цикл наведені на рис.16.3.

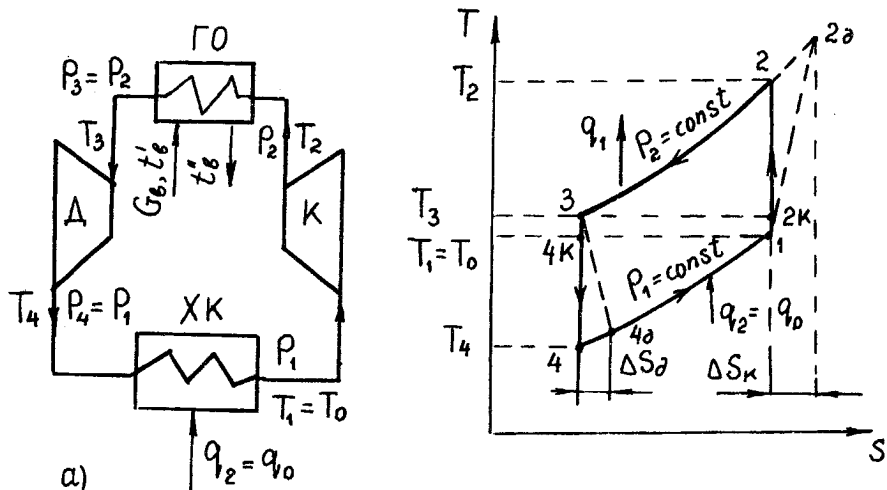


Рис.16.3. Газова ХМ: а/ схема; б/ цикл на $T-S$ діаграмі.

Компресор К всмоктує газ із холодильної камери ХК, який має параметри P_1 і $T_1 = T_0$. Після адіабатного оборотного стиску в компресорі газ з параметрами P_2 і T_2 надходить в газоохолодник ГО, де ізобарно охолоджується охолодною водою до температури T_3 , яка наближається до температури навколишнього середовища $T_{нс}$. В процесі 2-3 в навколишнє середовище відводиться питома теплота q_1 . Охолоджений газ спрямовується в детандер Д, в якому після адіабатного оборотного розширення до тиску P_1 температура газу зменшується до значення T_4 . Далі газ надходить в холодильну камеру, де ізобарно сприймає теплоту $q_2 = q_0$, внаслідок чого його температура зростає до значення T_1 . Підігрітий газ знов всмоктується компресором і цикл повторюється.

Питома робота оборотного циклу

$$l_{40} = q_1 - q_0 = c_p [T_2 - T_3 - (T_1 - T_4)]. \quad /16.4/$$

Значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_0 = q_0 / l_{40} = (T_1 - T_4) / [T_2 - T_3 - (T_1 - T_4)]. \quad /16.5/$$

За аналогією з /І4.5/ і /І4.6/ із рівнянь адіабат І-2 і 3-4 неважко отримати, що $T_2/T_1 = T_3/T_4$. Тоді замість /І6.5/ можна записати

$$\varepsilon_0 = 1/(T_2/T_1 - 1) = 1/(T_3/T_4 - 1) = 1/(\Pi - 1) \quad /І6.6/$$

де значення Π визначено в /І4.ІІ/.

З останнього співвідношення видно, що чим більше наближаються температури T_2 до T_1 і T_3 до T_4 , тим більше тепла ефективність циклу наближається до ефективності циклу Карно /цикл І-2К-3-4К на рис.І6.3, б/.

В дійсному /І-2 δ -3-4 δ / циклі процеси стиску і розширення газу адіабатно необоротні. Значення дійсних температур $T_{2\delta}$ і $T_{4\delta}$ визначаються за /І4.І0/ і /І4.ІІ/, зміни ентропії в компресорі та детандері - за /І4.І2/ і /І4.І3/, а зміни ексергії - за /І4.І8/ і /І4.І9/. Крім того, внаслідок необоротності процесів теплообміну виникають втрати ексергії як в холодильній камері, так і в газо-охолоднику. Зокрема температура T_3 не досягає температури навколишнього середовища на величину θ , тобто $T_3 = T_{нс} + \theta$. Приймаючи до уваги вищевикладене, визначимо.

Робота і ексергетичні втрати в компресорі

$$l_k = c_p T_1 (\Pi - 1) / \eta_{oi}^k, \quad /І6.7/$$

$$\Delta e_{xk}^{\delta m} = T_{нс} c_p \ln [(\eta_{oi}^k + 1/\Pi) / (\eta_{oi}^k \cdot \Pi)], \quad /І6.8/$$

де η_{oi}^k - відносний внутрішній ККД компресора.

Робота і втрати ексергії в детандері

$$l_g = c_p (T_{нс} + \theta) \Pi^* \cdot \eta_{oi}^g, \quad /І6.9/$$

$$\Delta e_{xg}^{\delta m} = T_{нс} \cdot c_p \ln [\Pi - \eta_{oi}^g (\Pi - 1)], \quad /І6.10/$$

де $\Pi^* = (\Pi - 1) / \Pi$; η_{oi}^g - відносний внутрішній ККД детандера.

Теплота, яка підводиться з холодильної камери і ексергія цієї

$$q_{v_0} = C_p (T_1 - T_{4\partial}) = C_p [T_1 - (T_{нс} + \theta)(1 - \eta_{oi}^g \beta^*)], \quad /16.11/$$

$$\ell_{xq_0} = (T_{нс} / T_0 - 1) q_{v_0}. \quad /16.12/$$

Теплота, що відводиться в навколишнє середовище з газоохолодника

$$q_{v_1} = C_p (T_{2\partial} - T_3) = C_p \left\{ T_1 [1 + (\beta - 1) / \eta_{oi}^k] - T_{нс} + \theta \right\}. \quad /16.13/$$

Втрати ексергії в холодильній камері та газоохолоднику

$$\Delta \ell_{xк}^{6m} = T_{нс} \cdot C_p \ln(T_1 / T_{4\partial}) - q_{v_0} - \ell_{xq_0}, \quad /16.14/$$

$$\Delta \ell_{xгo}^{6m} = q_{v_1} - T_{нс} C_p \ln [T_{2\partial} / (T_{нс} + \theta)]. \quad /16.15/$$

Холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД

$$\varepsilon = q_{v_0} / \ell_{x}, \quad /16.16/$$

$$\eta_e = \ell_{xq_0} / (q_{v_1} - q_{v_0}) = (T_{нс} / T_0 - 1) q_{v_0} / \ell_{x} = (T_{нс} / T_0 - 1) \varepsilon. \quad /16.17/$$

Приклад 16.1. Визначити міру стиску, потужності компресора і детандера, холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД повітряної холодильної машини, холодовидатність $Q_0 = 100$ кВт, якщо відомо:

витрата повітря $G_n = 2$ кг/с; $C_{pн} = 1$ кДж/(кг·К); $\eta_{oi}^k = 0,82$; $\eta_{oi}^g = 0,84$; параметри навколишнього середовища $P_1 = 1$ бар; $T_{нс} = 290$ К; величина $\theta = 5^\circ\text{C}$; показник адіабати $k = 1,4$; температура повітря перед компресором $T_1 = 260$ К.

Питома холодовидатність, кДж/кг

$$q_{v_0} = Q_0 / (G_n \cdot C_p) = 100 / (2 \cdot 1) = 50.$$

Температура газу на вході в детандер, К

$$T_3 = T_{нс} + \theta = 290 + 5 = 295.$$

Температура газу після детандера, К

$$T_{4\partial} = T_1 - q_{v_0} / C_p = 260 - 50 / 1 = 210.$$

Значення величин

$$\beta = T_3 / T_{4\partial} = 295 / 210 = 1,4$$

$$\pi - 1 = 1,4 - 1 = 0,4; \pi^* = (\pi - 1) / \pi = 0,4 / 1,4 = 0,2857.$$

Міра стиску повітря в компресорі

$$\lambda = \pi^{k/(k-1)} = 1,4^{1,4/0,4} \approx 3,25.$$

Температура газу після стиску в компресорі, К

$$T_{2\partial} = T_1 [1 + (\pi - 1) / \gamma_{oi}^k] = 260 (1 + 0,4 / 0,82) \approx 387.$$

Питома робота компресора і детандера відповідно, кДж/кг

$$l_k = c_p (T_{2\partial} - T_1) = 1 (387 - 260) = 127$$

$$l_g = c_p (T_3 - T_{4\partial}) = 1 (295 - 210) = 85.$$

Потужності компресора і детандера, кВт

$$N_k = G_n l_k = 2 \cdot 127 = 254$$

$$N_g = G_n l_g = 2 \cdot 85 = 170.$$

Питома робота в циклі, кДж/кг

$$l_u = l_k - l_g = 127 - 85 = 42.$$

Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_o / l_u = 50 / 42 = 1,19.$$

Питома ексергія підведеної теплоти, кДж/кг

$$e_{xq_o} = q_o (T_{nc} / T_o - 1) = 50 (290 / 260 - 1) = 5,77.$$

Ексергетичний ККД холодильної машини

$$\eta_e = e_{xq_o} / l_u = 5,77 / 42 = 0,137.$$

Питома теплота, яка відведена в газоохолоднику, кДж/кг

$$q_1 = c_p (T_{2\partial} - T_3) = q_o + l_u = 42 + 50 = 92.$$

16.3. Цикл газової холодильної машини з проміжним газоохолодником

Головним напрямом підвищення теплової ефективності циклів, як відомо, є застосування регенерації. Схема газової ХМ з проміжним газоохолодником та її цикл на діаграмі $T-S$ показані на рис.16.4.

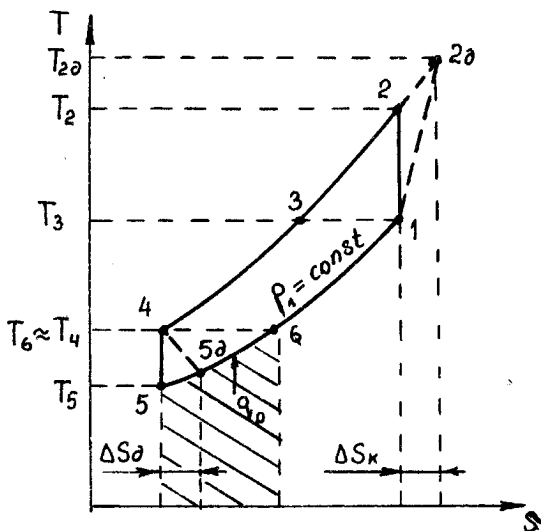
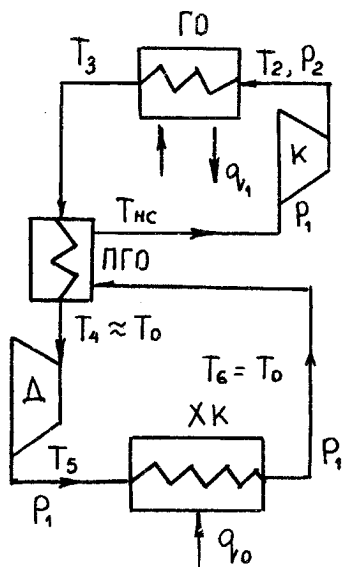


Рис.16.4. Газова ХМ з проміжним газоохолоджувачем:
а/ схема; б/ цикл на $T-S$ діаграмі.

В компресор всмоктується газ з тиском P_1 і оберотно стискається до тиску P_2 по адіабаті 1-2. Стиснений газ охолоджується в головному газоохолоджувачі ГО до температури $T_3 \approx T_{нс}$ і після цього надходить в проміжний газоохолоджувач ПГО, де додатково охолоджується до температури T_4 , віддаючи теплоту газу, який надходить в ПГО із холодильної камери. Газ високого тиску спрямовується в детандер, де в процесі оборотного адіабатного розширення його параметри зменшуються до значень P_1 і T_5 . З цими параметрами газ надходить до холодильної камери, де ізобарно сприймає теплоту q_0 і його температура зростає до значення T_6 . Далі цей газ надходить до ПГО, відбирає теплоту від газу високого тиску, підігрівається до температури T_1 і всмоктується компресором. Цикл можна вважати внутрішньо оборотним, якщо процес теплообміну в ПГО відбувається при дуже малій різниці температур.

Питома холодопродуктивність регенеративного циклу газової ХМ

$$q_{v_0} = c_p (T_6 - T_5) = c_p (T_0 - T_5) = l_{g_0}, \quad /16.18/$$

тобто дорівнює роботі детандера.

Питома робота компресора

$$l_{k0} = C_p (T_2 - T_1) = C_p (T_2 - T_{нс}) \quad /16.19/$$

Питома робота циклу

$$l_{ц0} = l_{k0} - l_{g0} = C_p [T_2 - T_{нс} - T_0 + T_5] \quad /16.20/$$

Відвожувана теплота

$$q_{v1} = C_p (T_2 - T_3) = C_p (T_2 - T_{нс}) \quad /16.21/$$

Холодильний коефіцієнт регенеративного циклу

$$\epsilon_0^p = q_{v0} / l_{ц0} = (T_2 / T_{нс} - 1)^{-1} = (T_0 / T_5 - 1)^{-1} \quad /16.22/$$

Із порівняння /16.6/ і /16.21/ випливає, що $\epsilon_0^p > \epsilon_0$, так як $T_{нс} > T_1$, а $T_0 < T_3$ /див.рис.16.3 і 16.4/. Хоча розглянутий цикл можна вважати внутрішньо оборотним, проте він є зовнішньо необоротний. При охолодженні газу в процесі 2-3 останній має більш високу температуру, ніж охолодна вода, внаслідок чого виникає втрата ексергії Δe_{x2-3}^{em} /рис.16.4, б/. Підведення теплоти

q_{v0} в холодильній камері також являє собою необоротний процес, який зумовлює ексергетичні втрати Δe_{x5-6}^{em} . Ексергетичний ККД внутрішньо оборотного регенеративного циклу газової ХМ буде дорівнювати

$$\eta_e = e_{xq0} / l_{ц0} = (T_{нс} / T_0 - 1) q_{v0} / l_{ц0} = (T_{нс} - T_0) / (T_{нс} - T_0) \quad /16.23/$$

В дійсному циклі /цикл 1-2д-4-5д на рис.16.4,б/ процеси стиску і розширення необоротні. Тому при визначенні ексергетичного ККД треба враховувати втрати ексергії в компресорі $\Delta e_{xк}^{em}$ і в детандері $\Delta e_{xг}^{em}$, які визначаються за /16.8/ і /16.10/ відповідно. Крім того треба зважати на необоротність процесу теплообміну в проміжному газоохолоднику, внаслідок чого є певна різниця температур /ве-

личина недогріву/ між газами високого і низького тиску, тобто

$T_3 - T_{нс} = \theta$ і $T_4 - T_0 = \theta$. На підставі вищезначеного можна отримати

$$\ell_u = \ell_k - \ell_g = C_p (\pi - 1) \cdot \eta_{oi}^g [T_{нс} / (\eta_{oi}^k \cdot \eta_{oi}^g) - (T_0 + \theta) / \pi]; \quad /16.24/$$

$$-q_o = C_p T_0 \eta_{oi}^g \pi^* ; \quad /16.25/$$

$$-e_{xq_o} = C_p (T_{нс} - T_0) \eta_{oi}^g \cdot \pi^* ; \quad /16.26/$$

$$\eta_e = e_{xq_o} / \ell_u = (T_{нс} - T_0) / [T_{нс} / (\eta_{oi}^k \cdot \eta_{oi}^g) - (T_0 + \theta) / \pi]. \quad /16.27/$$

Відзначимо, що в газових ХМ основною задачею детандера є не отримання роботи, а зменшення температури газу в процесі розширення до значень менших, ніж температура в холодильній камері. Замінити дорогий детандер на дешеве дросельне обладнання неможливо, тому, що при дроселюванні ідеальних газів температура залишається сталою, що зумовлює $q_o = 0$.

16.4. Цикли парокомпресійних холодильних машин

Холодоагентом в таких ХМ є волога пара рідини, температура насичення котрої, як правило, не перевищує 0°C при атмосферному тиску. Найкращим холодоагентом є аміак, який використовується в промислових ХМ. В побутових установках поширення набули фреони /хладони/, які нетоксичні та не взаємодіють з матеріалом машин. Застосування насиченої пари дозволяє здійснити цикл з ізотермічним підведенням і відведенням теплоти і таким чином наблизити його до зворотного циклу Карно.

Принципова схема парокомпресійної ХМ та її цикл на $T-S$ діаграмі зображені на рис.16.5.

Компресор всмоктує з випарника суху насичену пару холодоагента при тиску випаровування P_1 і адіабатно її стискує до тиску кон-

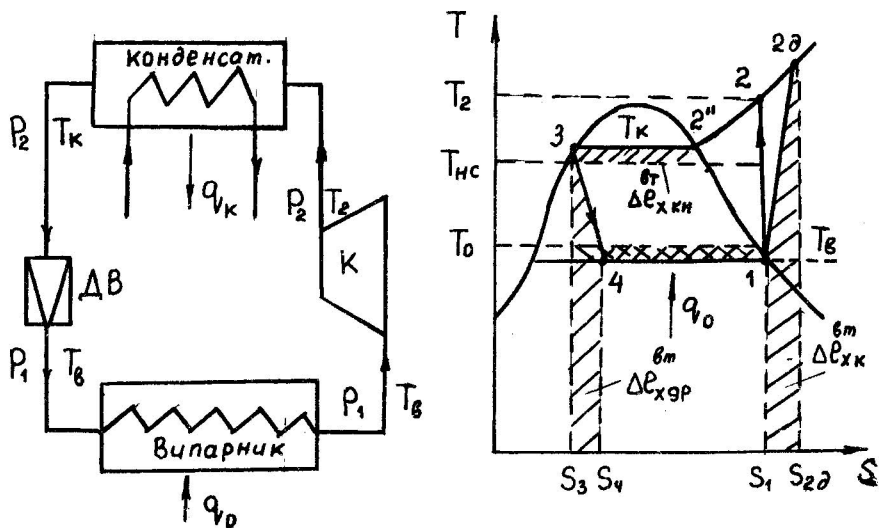


Рис.16.5. Парокомпресійна ХМ: а/ схема; б/ цикл.

денсації P_2 . Перегріта пара з параметрами P_2 і T_2 ізобарно охолоджується і повністю конденсується в конденсаторі при температурі T_k . Конденсат пари дроселюється за допомогою дросельного вентиля до тиску P_1 . Волога пара, яка утворюється при дроселюванні /точка 4 на рис.16.5, б/ надходить у випарник /холодильну камеру/, де в процесі підведення теплоти q_0 стає сухою насиченою і знов всмоктується компресором. Оскільки процеси теплопередачі необоротні, то температура конденсації T_k більша за температуру навколишнього середовища на величину θ , тобто $T_k = T_{нс} + \theta$, а температура випаровування T_0 повинна бути нижче від температури в холодильній камері, тобто $T_0 = T_0 - \theta$.

Розрахунки парокомпресійних холодильних машин виконують за допомогою таблиць стану холодоагентів або $P-h$ діаграми. Зображення циклу на $P-h$ діаграмі наведено на рис.16.6.

Питома холодовидатність установки

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3,$$

/16.28/

Так як при дроселюванні $h_3 = h_4$.

Теоретична питома робота компресора

$$l_{к0} = h_2 - h_1. \quad /16.29/$$

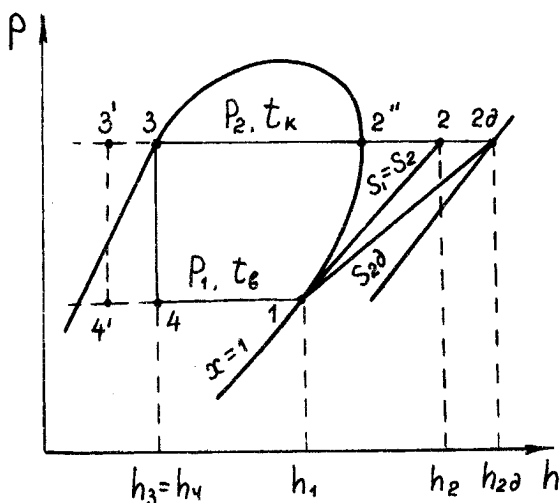
Питома теплота, яка відводиться в навколишнє середовище з конденсатора

$$q_1 = q_{к} = h_2 - h_3 = (h_2 - h_1) + (h_1 - h_3) = l_{к0} + q_0 \quad /16.30/$$

Холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon_0 = q_0 / l_{к0} = (h_1 - h_3) / (h_2 - h_1) \quad /16.31/$$

Розглянутий цикл внутрішньо /процес дроселювання/ і зовнішньо



/процеси теплопередачі/ необоротний, тобто має ексергетичні втрати. Оскільки до компресора підводиться ексергія у вигляді технічної роботи $l_{к0}$, а в навколишнє середовище віддається енергія в формі теплоти, то загальні ексергетичні втрати в циклі дорівнюватимуть

Рис.16.6.

$$\Delta e_{х40}^{вм} = q_{к} - a_{к} = q_0 + l_{к0} - (T_{нс} / T_g) q_0 \quad /16.32/$$

або

$$\Delta e_{х40}^{вм} = l_{к0} - e_{хq_0} = l_{к0} - (T_{нс} / T_g - 1) q_0 \quad /16.32 а/$$

Ексергетичний ККД циклу

$$\eta_{e0} = e_{хq_0} / l_{к0} = (T_{нс} / T_g - 1) q_0 / l_{к0} = (T_{нс} / T_g - 1) \varepsilon_0 \quad /16.33/$$

Ексергетичні втрати складаються з втрат при дроселюванні, втрат в конденсаторі та випарнику /див.рис.І6.5, 6/, тобто

$$\Delta e_{\chi 40}^{\text{вм}} = \Delta e_{\chi_{\text{гр}}}^{\text{вм}} + \Delta e_{\chi_{\text{кн}}}^{\text{вм}} + \Delta e_{\chi_{\text{в}}}^{\text{вм}} = T_{\text{нс}} (S_4 - S_3) + [q_{\text{к0}} - T_{\text{нс}} (S_2 - S_3)] + [T_{\text{нс}} (S_1 - S_4) - q_0]. \quad /16.34/$$

При необоротному адіабатному стиску робота компресора збільшується і буде складати

$$l_{\text{к}} = l_{\text{к0}} / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} = H_{\text{к0}} / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} \quad /16.35/$$

При цьому холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД зменшуються, а їх значення дорівнюватимуть відповідно

$$\varepsilon = q_0 / l_{\text{к}} = \varepsilon_0 \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{к}}, \quad \eta_{\text{е}} = (T_{\text{нс}} / T_{\text{в}} - 1) \varepsilon_0 \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} \quad /16.36/$$

Ентальпія пари холодоагента буде мати значення

$$h_{2\partial} = h_1 + l_{\text{к}} = h_1 + H_{\text{к0}} / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} \quad /16.37/$$

Прирісту ентальпії $h_{2\partial} - h_2$ відповідає певний приріст ентropії $S_{2\partial} - S_2$ /див.рис.І6.6/, а ексергетичні втрати в компресорі складатимуть

$$\Delta e_{\chi \text{к}}^{\text{вм}} = T_{\text{нс}} (S_{2\partial} - S_2). \quad /16.38/$$

Тоді загальні ексергетичні втрати циклу дорівнюватимуть

$$\Delta e_{\chi 4}^{\text{вм}} = \Delta e_{\chi 40}^{\text{вм}} + \Delta e_{\chi \text{к}}^{\text{вм}} \quad /16.39/$$

а ексергетичний ККД може бути визначений також за формулою

$$\eta_{\text{е}} = 1 - \Delta e_{\chi 4}^{\text{вм}} / l_{\text{к}} \quad /16.40/$$

Ефективність розглянутої холодильної машини подібно до газової /див.п.І6.3/ може бути підвищена при застосуванні регенерації. Схема ХМ з переохолодженням холодоагента після конденсатора та її цикл на $T-S$ діаграмі наведені на рис.І6.7. За допомогою регенеративного теплообмінника Т0 холодоагент після конденсатора може

бути переохолоджений до температури, яка нижче за температуру навколишнього середовища. Це зменшує втрати при дроселюванні та підвищує холодовидатність на величину

$$\Delta q_{\text{до}} = h_4 - h_{4'} = h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1, \quad /16.41/$$

тобто на теплоту, яка передається в теплообміннику.

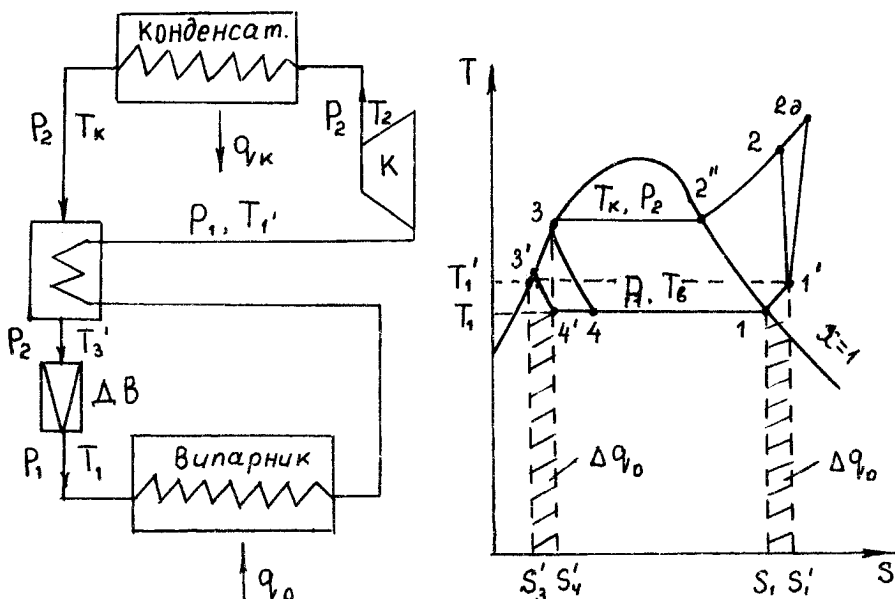


Рис.16.7. Парокомпресійна ХМ з регенеративним теплообмінником /переохолодником холодоагента/: а/ схема; б/ цикл.

Але тепер компресор буде всмоктувати перегріту пару з більш високою температурою $T_{1'}$ і з більшим значенням питомого об'єму $v_{1'}$. Тому робота, яка витрачається на стиск пари в компресорі, буде збільшуватись. Досвід свідчить, що холодильний коефіцієнт і ексергетичний ККД такої ХМ залежить від властивостей холодоагента. Зокрема значення ϵ і η_e зменшуються для аміака і дещо збільшуються для деяких фреонів.

Досягнення низьких температур в холодильній камері парокомпресійної

сійних ХМ зв'язане з підвищенням міри стиску в компресорі P_2/P_1 , що в свою чергу зумовлює зростання потужності компресора. В таких випадках застосовують багатосхідчастий стиск /див.п.І2.І.2/, завдяки чому зменшується робота стиску в порівнянні з односхідчастим стиском.

Приклад І6.2. Визначити потужність компресора, холодильний коефіцієнт, ексергетичні втрати і ексергетичний ККД парокомпресійної холодильної машини з холодоагентом R -12, якщо холодовидатність машини $Q_0 = 107$ кВт, температура в холодильній камері $t_0 = -25^\circ\text{C}$, температура навколишнього середовища $t_{нс} = 25^\circ\text{C}$, величина недогріву в теплообмінниках $\theta = 5^\circ\text{C}$, відносний внутрішній ККД компресора $\eta_{oi}^k = 0,8$. Визначити також як зміняться показники роботи ХМ при переохолодженні конденсату на 10°C .

Температура випарювання і конденсації відповідно, $^\circ\text{C}$

$$t_k = t_{нс} + \theta = 25 + 5 = 30$$

$$t_g = t_0 - \theta = -25 - 5 = -30.$$

Для вирішення задачі використовуємо P-h діаграму для R -12 /дод. І0 /. За визначеними температурами t_k і t_g будемо на діаграмі цикл І-2-3-4 /див.рис.І6.6/ і визначаємо параметри в точках циклу:

$$P_1 = 0,95 \text{ бар}; \quad h_1 = 537 \text{ кДж/кг}; \quad S_1 = 4,58 \text{ кДж/(кг К)};$$

$$P_2 = 7,5 \text{ бар}; \quad h_2 = 575 \text{ кДж/кг}; \quad S_2 = 4,58 \text{ кДж/(кг К)};$$

$$P_3 = P_2 = 7,5 \text{ бар}; \quad h_3 = 430 \text{ кДж/кг}; \quad S_3 = 4,1 \text{ кДж/(кг К)};$$

$$P_4 = P_1 = 0,95 \text{ бар}; \quad h_3 = h_4 = 430 \text{ кДж/кг}; \quad S_4 = 4,125 \text{ (кДж/(кг К))}.$$

Теоретична і дійсна питома робота компресора відповідно, кДж/кг

$$l_{к0} = h_2 - h_1 = 575 - 537 = 38$$

$$l_k = l_{к0} / \eta_{oi}^k = 38 / 0,8 = 47,5.$$

Дійсна ентальпія пари за компресором, кДж/кг

$$h_{2\theta} = h_1 + l_k = 537 + 47,5 = 584,5.$$

За значенням $h_{2\partial}$ визначасмо точку 2 ∂ на $P-h$ діаграмі

і значення ентропії в цій точці

$$S_{2\partial} = 4,61 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Питома холодовидатність машини, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_4 = 537 - 430 = 107.$$

Масова витрата холодоагента, кг/с

$$G = Q_0 / q_0 = 107 / 107 = 1.$$

Потужність компресора, кВт

$$N_k = G \cdot l_k = 1 \cdot 47,5 = 47,5.$$

Питома теплота, яка відводиться з конденсатора, кДж/кг

$$q_1 = h_{2\partial} - h_3 = q_0 + l_k = 107 + 47,5 = 154,5.$$

Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / l_k = 107 / 47,5 = 2,25.$$

Питома ексергія теплоти у випарнику, кДж/кг

$$e_{xq_0} = (T_{nc} / T_g - 1) q_0 = (298 / 243 - 1) \cdot 107 = 24,22.$$

Загальні питомі ексергетичні втрати, кДж/кг

$$\Delta e_{x\text{ц}}^{\text{вм}} = l_k - e_{xq_0} = 47,5 - 24,22 = 23,28.$$

Питомі ексергетичні втрати, кДж/кг:

- в компресорі

$$\Delta e_{xk}^{\text{вм}} = T_{nc} (S_{2\partial} - S_1) = 298 (4,61 - 4,58) = 8,94;$$

- в конденсаторі

$$\Delta e_{xkn}^{\text{вм}} = q_{v1} - T_{nc} (S_{2\partial} - S_3) = 154,5 - 298 (4,61 - 4,1) = 5,5;$$

- при дроселюванні

$$\Delta e_{xgp}^{\text{вм}} = T_{nc} (S_4 - S_3) = 298 (4,125 - 4,1) = 7,45;$$

- у випарнику /холодильній камері/

$$\Delta e_{xe}^{\text{вм}} = \Delta e_{\text{ц}}^{\text{вм}} - (\Delta e_k^{\text{вм}} + \Delta e_{kn}^{\text{вм}} + \Delta e_{gp}^{\text{вм}}) = 23,28 (8,94 + 5,5 + 7,45) = 1,39.$$

В процентному відношенні до загальних втрат втрати ексергії складають: в компресорі - 38%; в конденсаторі - 23,62%; при дроселюванні - 32,1%; у випарнику - 6,17%. Отже, найбільші втрати в компресорі та дросельному вентилі.

Ексергетичний ККД циклу

$$\eta_e = (T_{кк}/T_e - 1) \varepsilon = (298/243 - 1) 2,25 = 0,509.$$

Для циклу з проміжним охолодженням конденсату перш за все визначаються точки 3' і 4' на P-h діаграмі /див.рис.І6.6/ та значення ентальпії в цих точках: $h'_3 = h'_4 = 420$ кДж/кг. Тоді підвищення холодовидатності за /І6.4І/ складатиме, кДж/кг

$$\Delta q_o = h_3 - h'_3 = 430 - 420 = 10.$$

Питома холодовидатність регенеративного циклу ХМ, кДж/кг

$$q_o^p = q_o + \Delta q_o = 107 + 10 = 117.$$

Масова витрата холодоагента, кг/с

$$G^p = Q_o / q_o^p = 107/117 = 0,9145.$$

Ентальпія пари холодоагента в точці 1' за /І6.4І/, кДж/кг

$$h'_1 = h_1 + \Delta q_o = 537 + 10 = 547.$$

Визначаємо на P-h діаграмі точку 1' за значеннями h'_1 і P_1 . Далі при $S_2' = 4,62$ (кДж/(кг К)) і $P_2 = 7,5$ бар визначаємо точку 2 /див.рис.І6.7/ та ентальпію в цій точці $S_2 = 587,5$ кДж/(кг К).

Теоретична робота компресора, кДж/кг

$$l_{кo}^p = 587,5 - 547 = 40,5.$$

Дійсна робота компресора, кДж/кг

$$l_k^p = 40,5/0,8 = 50,625.$$

Потужність компресора, кВт

$$N_k = 0,9145 \cdot 50,625 = 46,3.$$

Незважаючи на те, що питома робота компресора збільшується, потужність компресора зменшується за рахунок зменшення витрати холодоагента, який циркулює в схемі циклу.

Теплота, яка відводиться в конденсаторі, кДж/кг

$$q_{вк}^p = 117 + 50,625 = 167,625.$$

Холодильний коефіцієнт регенеративного циклу

$$\varepsilon^p = 117/50,625 = 2,31.$$

Ексергетичний ККД регенеративного циклу

$$\eta_e^p = (T_{nc}/T_6 - 1) \varepsilon^p = (298/243 - 1) \cdot 2,31 = 0,523.$$

Отже, завдяки проміжному охолодженню конденсату, потужність компресора зменшується на 1,2 кВт, а ексергетичний ККД зростає на 1,4%.

16.5. Суміщені цикли холодильних машин

В розглянутих вище циклах холодильних машин енергія, котра підводиться до установки, являє собою чисту ексергію в формі механічної роботи /привода компресора/. Однак ексергію до установки можна підводити також в формі теплоти. В цьому разі теплоту гарячого джерела /суміш ексергії та енергії/ використовують для отримання пари холодоагента. Розрізняють два типи таких холодильних машин: пароструминні та абсорбційні. Грійна теплота $q_{гр}$ з температурою $T_{гр} > T_{nc}$, що підводиться з гарячого джерела, повинна мати достатню ексергію, яка б дорівнювала сумі потрібної ексергії в холодильній камері та ексергетичних втрат, тобто

$$e_{хгр} = (1 - T_{nc}/T_{гр}) q_{гр} \quad /16.42/$$

При цьому ексергетичний ККД суміщених ХМ буде

$$\eta_e = e_{хгр} / e_{хгр} = (T_{nc}/T_6 - 1) q_0 / [(1 - T_{nc}/T_{гр}) q_{гр}] \quad /16.43/$$

Ефективність циклу оцінюється за допомогою теплового коефіцієнта

$$\xi_T = q_0 / q_{гр}, \quad /16.44/$$

який не враховує термодинамічної цінності енергії.

Зв'язок між ξ_T і η_e неважко встановити за /16.43/ і /16.44/

$$\xi_T = (1 - T_{nc}/T_{гр}) \eta_e / (T_{nc}/T_0 - 1). \quad /16.45/$$

Хоча суміщеним циклом ХМ властиві більші ексергетичні втрати, але ці недоліки компенсуються можливістю використовувати ексергію від економічно менш цінних джерел енергії.

16.5.1. Цикл пароструминної холодильної машини

В пароструминних ХМ стиск пари холодоагента здійснюється за допомогою парового ежектора, причому робочою паром ежектора є пара холодоагента більш високого тиску, яку отримують в паровому котлі.

Схема найпростішої пароструминної установки та її теоретичний цикл на $T-S$ діаграмі показані на рис.16.8.

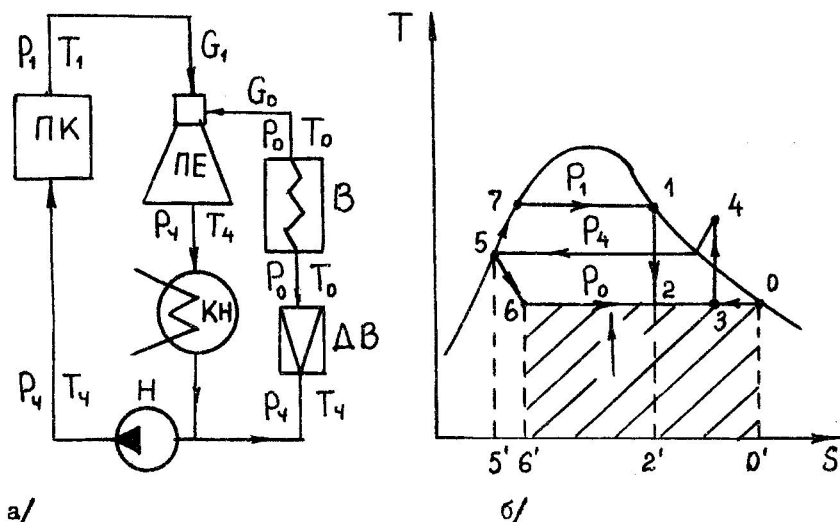


Рис.16.8. Пароежекторна холодильна машина:
а/ схема; б/ цикл.

Пара холодоагента з тиском P_0 з випарника В надходить в змішувальну камеру парового ежектора ПЕ /див.п.16.4/. В сопло парового ежектора пара ХА надходить з більш високим тиском P_1 із парового котла ПК. В дифузори ежектора тиск суміші підвищується до тиску P_4 , після чого вона спрямовується в конденсатор К, де віддає теплоту охолодній воді і конденсується. Потік конденсату розподіляється на дві частини. Одна його частина насосом Н повертається

в паровий котел. Друга частина конденсату дроселюється в дросельному вентилі ДВ до тиску P_0 і надходить у випарник /холодильну камеру/, де за рахунок підведення теплоти Q_0 випаровується і відсмоктується ежектором.

Процес 6-0 на T-S діаграмі відповідає випаровуванню холодоагента в холодильній камері. Процес 5-7 - стиску конденсату в насосі, а процес 7-1 - пароутворенню в паровому котлі. Процес 1-2 відповідає оборотно адіабатному розширенню пари холодоагента в сопловому апараті ежектора. Точка 3 характеризує стан суміші в камері змішування ежектора, а процес 3-4 характеризує стиск суміші в дифузорі. Процес 4-5 відповідає конденсації суміші в конденсаторі, а процес 5-6 - дроселюванню конденсату в дросельному вентилі.

Розрахунки пароструминного апарата наведені в прикладі II.4, а ефективність циклу обчислюється за формулами /16.42/.../16.45/. В зв'язку з великою необоротністю процесів в ежекторі значення теплового коефіцієнта в дійсному циклі значно нижче, ніж в циклах парокompresійних ХМ. Але перевагою пароструминної ХМ є відсутність громіздкого і дорогого парового компресора. Крім того, використання більш низького тиску P_0 дає можливість застосування води як холодоагента при температурах наближених до 273 К.

16.5.2. Цикл абсорбційної холодильної машини

В абсорбційних холодильних машинах /АХМ/ використовується явище абсорбції. Абсорбцією називається здатність речовин поглинати інші речовини. Робочими тілами в АХМ є бінарні розчини, тобто суміші, які складаються з двох повністю взаємно розчинних речовин, маючих різні температури кипіння. Речовина з меншої температурою кипіння є холодоагентом, а з більшою - абсорбентом. Концентрація холодоагента в киплячому розчині значно нижче, ніж у насиченій парі

цього розчину при певному тиску. Для аналізу циклів АХМ використовують термодинамічні діаграми розчинів.

На $t - \xi$ /температура - концентрація/ діаграмі /рис.І6.9/ точки 1 і 2 відповідають температурам кипіння абсорбента і чистого холодоагента. Нижня крива являє собою лінію кипіння розчину при певному тиску, а верхня - лінію конденсації насиченої пари при тому ж самому тиску. При випарованні температура розчину безперервно підвищується від температури

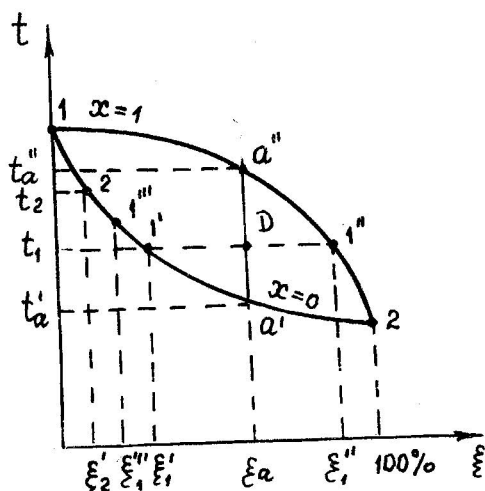


Рис.І6.9.

від температури t'_a до температури t''_a . При цьому загальна концентрація ξ_a не змінюється, а змінюються тільки концентрації рідини та пари. В будь-якій проміжній точці D концентрацію рідини визначають на перетині кривої $x = 0$ з ізотермою t_1 , а концентрацію пари - на перетині кривої $x = 1$

з ізотермою t_1 . Якщо в холодильній камері /випарнику/ АХМ утворюється насичена пара з високою концентрацією ξ_1'' /стан характеризує точка $1''$ /, то ця пара перебуває в стані рівноваги з рідиною, яка має концентрацію ξ_1' /точка $1'$ / . По відношенню до рідини з меншою концентрацією ξ_2' , температура кипіння котрої t_2 , ця пара є переохолодженою. Тому при їх зіткненні починається конденсація пари, наслідком якої буде повне поглинання /абсорбція/ пари рідиною. При цьому теплота конденсації буде відводиться при температурі t_2 , яка вище ніж температура пари t_1 , тобто теплота буде переноситись з менш високого температурного рівня на більш висо-

кий температурний рівень. Згідно з другим законом термодинаміки такий процес має супроводжуватись деяким компенсаційним процесом. Таким процесом в АХМ є теплообмін з навколишнім середовищем.

В $h-\xi$ діаграмі /рис.І6.І0/ рівноважні криві рідини і пари в точках $\xi = 0$ і $\xi = 1$ не співпадають, тому, що ентропія пари

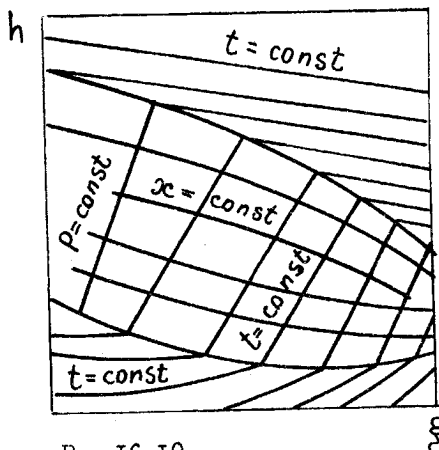


Рис.І6.І0.

більша за ентропію рідини. При концентрації $\xi = 0$ різниця між ентальпіями пари і рідини дорівнює теплоті пароутворення одного компонента, а при $\xi = 1$ теплоті пароутворення другого компонента. Ізотерми в області $0 < x < 1$ - прямі лінії з різними кутами нахилу. Для практичних розрахунків використовують $h-\xi$ діаграми з різними допо-

міжними лініями /кривими для визначення рівноважного стану пари/

Принципова схема АХМ показана на рис.І6.ІІ. Основними елементами АХМ є парогенератор ПГ, конденсатор К, абсорбер А, випарник В. Абсорбер призначений для безперервного відтворення рідини високої концентрації, яка надходить у випарник, і рідини низької концентрації, яка необхідна для абсорбції пари. Пара високої концентрації утворюється за рахунок кипіння рідини низької концентрації в парогенераторі при тиску P_1 . Тиск P_1 більш високий, ніж тиск у випарнику і абсорбері. Для випарювання рідини в парогенератор підводиться теплота q_{ep} при температурі T_1 , яка більше за температуру кипіння розчину і температуру навколишнього середовища T_{nc} . При кипінні рідини в парогенераторі концентрація холодоагента в рідині зменшується. Кипляча рідина з парогенератора через дросельний вентиль ДВ надходить в абсорбер. Пара з високою концентра-

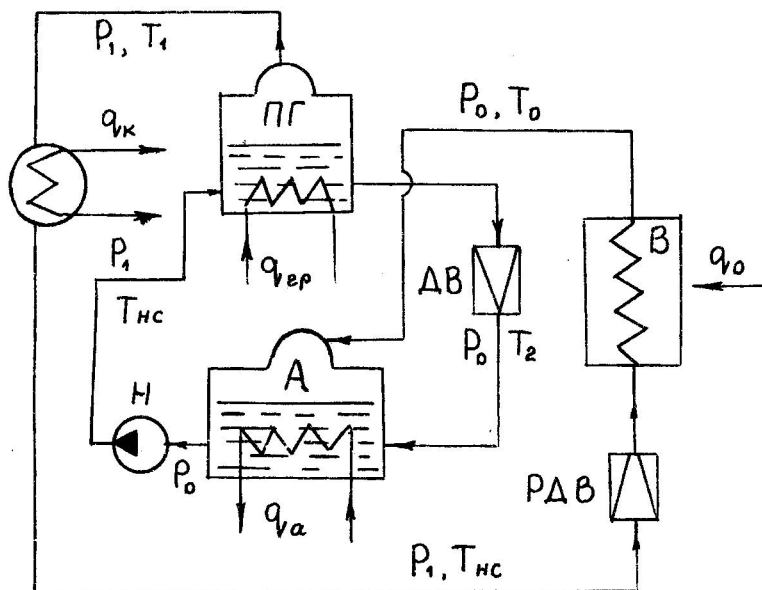


Рис.16.11. Принципова схема АХМ.

цією холодоагента надходить з парогенератора в конденсатор, де віддає теплоту q_k охолодній воді та конденсується. Конденсат пари спрямовується в регулюючий дросельний вентиль РДВ, де дроселюється до тиску P_0 і температури T_2 , а потім надходить у випарник. У випарнику рідина випаровується за рахунок підведення теплоти q_o . Утворена пара з параметрами P_0 і T_0 надходить з випарника в абсорбер, де поглинається /абсорбується/ рідиною низької концентрації. В процесі абсорбції в навколишнє середовище віддається теплота q_a . З абсорбера рідина насосом Н перекачується в парогенератор. Циркуляція рідини забезпечує в парогенераторі та абсорбері підтримання сталих значень концентрації.

Цикл ідеальної АХМ можна розглядати як сукупність трьох теплових ємностей /рис.16.12/, тепловий баланс яких має вигляд:

$$q_k + q_a = q_{er} + q_o$$

В першу ємність /парогенератор/ при найвищій температурі T_1 підводиться теплота q_{er} , яка еквівалентна площі 1-2-3-4-1.

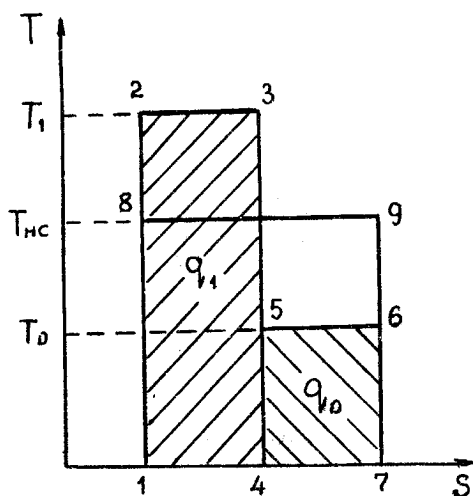


Рис.І6.І2.

В другу ємкість /випарник/ при найменшій температурі T_0 підводиться теплота q_0 , яка еквівалентна площі 4-5-6-7-4. Із третьої ємкості /конденсатора і абсорбера/ в навколишнє середовище при температурі T_{nc} відводиться теплота $q_k + q_a$, яка еквівалентна площі 1-8-9-7-1.

На відміну від парокремесійних холодильних машин в АХМ роль компресора відіграє абсорбційний вузол, до складу якого вхо-

дять парогенератор, дросельний вентиль, абсорбер і насос. Таким чином, замість механічної роботи в АХМ використовується різниця температур гарячого /в парогенераторі/ і холодного /в абсорбері/ джерел теплоти. Показники роботи АХМ визначаються за /І6.42/.../І6.45/. Приклади розрахунків АХМ за допомогою $\eta - \xi$ діаграм наведені в спеціальній літературі [4] .

І6.6. Цикл теплового насоса

Як було визначено в п.І6.І тепловий насос /ТН/ відрізняється від холодильної машини тим, що віддає теплоту в середовище, температура якого вище за температуру навколишнього середовища. Тому цикл ТН на $T-S$ діаграмі буде розташований вище від температури навколишнього середовища. Порядок розрахунків ТН такий самий, як і розрахунки холодильних машин. Ефективність циклу ТН оцінюється опалювальним коефіцієнтом φ за /І6.2/ і ексергетичним коефіцієнтом

$$\eta_e = e \times q_1 / l_4. \quad /І6.46/$$

В циклах теплових насосів використовується теплота від низь-

котемпературних джерел, для опалення або гарячого водопостачання, в тому числі і теплота навколишнього середовища. Найбільш поширеними є ТН на базі парокompресійних машин. Тому, що опалювальний коефіцієнт ТН за /16.2/ $\Psi > 1$, то це означає, що при витраті одиниці електроенергії на привод компресора можна віддати споживачам більшу теплоту Q_1 , ніж при прямому використанні цієї електроенергії для нагрівання теплоносія. Однак треба мати на увазі, що метод електронагріву з термодинамічної точки зору є найменш досконалим, бо його ексергетичний ККД

$$\eta_e = e_{xq_1} / q_1 = (1 - T_{nc} / T) = \eta_c \quad /16.47/$$

дорівнює фактору Карно. Тому альтернативним ТН методом теплопостачання може розглядатись опалювальний метод /теплопостачання від котельної/. Визначимо за яких умов використання теплового насоса конкурентноспроможно з теплопостачанням від котельної.

При заданому тепловому навантаженні Q_1 з температурою теплоносія T_1 ексергетичний ККД ТН дорівнюватиме

$$\begin{aligned} \eta_e &= E_{a1} / N_k = (1 - T_{nc} / T_1) Q_1 / N_k = \eta_c Q_1 / N_k = \\ &= \eta_c (N_k + Q_0) / N_k = \eta_c (1 + \varepsilon) = \eta_c \Psi. \end{aligned} \quad /16.48/$$

де N_k - потужність компресора; Q_0 - теплота, яка відводиться від низькотемпературного джерела.

Із /16.48/ виходить, що потужність компресора дорівнюватиме

$$N_k = \eta_c Q_1 / \eta_e \quad /16.49/$$

На привід компресора потужністю N_k витрачається електроенергія з електромережі, яка еквівалентна певній витраті умовного палива на електростанціях

$$B_y^N = N_k / (\eta_{ec} \cdot \eta_{em} \cdot Q_y^P) = \eta_c Q_1 / (\eta_e \cdot \eta_{ec} \cdot \eta_{em} Q_y^P), \quad /16.50/$$

де $\eta_{ес}$, $\eta_{ем}$ - ККД електростанції та електромережі відповідно;
 Q_y^p - теплота згоряння умовного палива.

Якщо теплопостачання здійснювати з котельної, то витрата умовного палива буде складати

$$B_y^k = Q_1 / (\eta_k^H \cdot Q_y^p), \quad /16.51/$$

де η_k^H - ККД котельної нетто /з урахуванням витрат енергії на власні потреби/.

Доцільність використання теплового насоса впливає з нерівності $B_y^N < B_y^k$, тобто

$$\eta_c Q_1 / (\eta_e \cdot \eta_{ес} \cdot \eta_{ем} Q_y^p) < Q_1 / (\eta_k^H \cdot Q_y^p).$$

Звідки виходить, що ексергетичний ККД ТН повинен перевищувати

$$\eta_e > \eta_c \cdot \eta_k^H / (\eta_{ес} \cdot \eta_{ем}). \quad /16.52/$$

Якщо, наприклад, прийняти $t_{нс} = 15^\circ\text{C}$, а $t_1 = 70^\circ\text{C}$, то при середньоексплуатаційних значеннях $\eta_{ес} = 0,36$, $\eta_{ем} = 0,95$,

$$\eta_k^H = 0,85 \text{ визначимо.}$$

Фактор Карно

$$\eta_c = (1 - T_{нс} / T_1) = (1 - 288 / 343) = 0,16.$$

Ексергетичний ККД теплового насоса за /16.52/

$$\eta_e > 0,16 \cdot 0,85 / (0,36 \cdot 0,95) = 0,397 \approx 0,4.$$

При цьому опалувальний коефіцієнт ТН повинен бути не менший як

$$\varphi = \eta_e / \eta_c = 0,4 / 0,16 \approx 2,5.$$

Відзначимо, що умова /16.52/ виконується тим легше, чим нижче температура споживаної теплоти T_1 . При наявності скидної низькотемпературної теплоти доцільно використовувати ТН на базі абсорбційних машин /рис.16.13/. Скидна теплота підводиться до випарника В і кип'ятильника КІ. Пара високого тиску надходить в абсорбер АБ. Слабкий розчин, який надходить в абсорбер, поглинає пару. Теплота, яка вивільнюється в абсорбері, нагріває воду, що йде споживачам.

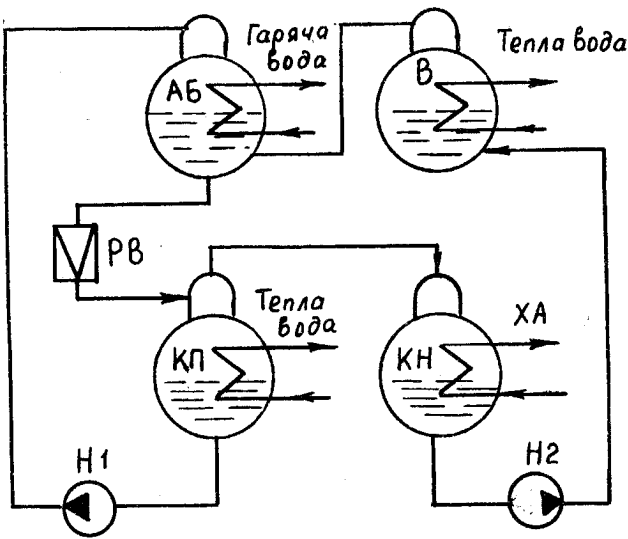


Рис.16.13. Схема теплового насоса на базі АХМ

конденсаторі КН. З конденсатора рідина перекачується насосом Н2 у випарник. Чим нижче температура навколишнього середовища, тим менший тиск в кип'ятильнику і тим більша теплота вивільнюється в абсорбері.

Розчин з високою концентрацією через регулюючий вентиль РВ спрямовується в кип'ятильник, де випаровується при низькому тиску і насосом Н1 знов повертається в абсорбер. В кип'ятильнику підтримується низький тиск, відповідний тиску пари в кон-

17. БЕЗМАШИННЕ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ

Останнім часом набули розвитку нові методи здобуття електроенергії без проміжного /машинного/ перетворення теплової енергії на механічну роботу. Такі методи отримали назву безмашинного перетворення енергії. Розглянемо деякі з таких методів.

17.1. Магнітогідродинамічний генератор

Магнітогідродинамічний /МГД/ метод перетворення теплової енергії в електричну полягає в створенні електрорушійної сили /ЕРС/ і електричного струму в потоках гарячих іонізованих газів,

які рухаються в магнітному полі. Електричний струм генерується в магнітному каналі в результаті перетину іонізованим газовим потоком магнітних силових ліній. Газовий потік іонізованого газу з властивостями електричного провідника можна отримати при високих $/2000...3000^{\circ}\text{C}/$ температурах. Схема МГД - генератора і його цикл наведені на рис.І7.І.

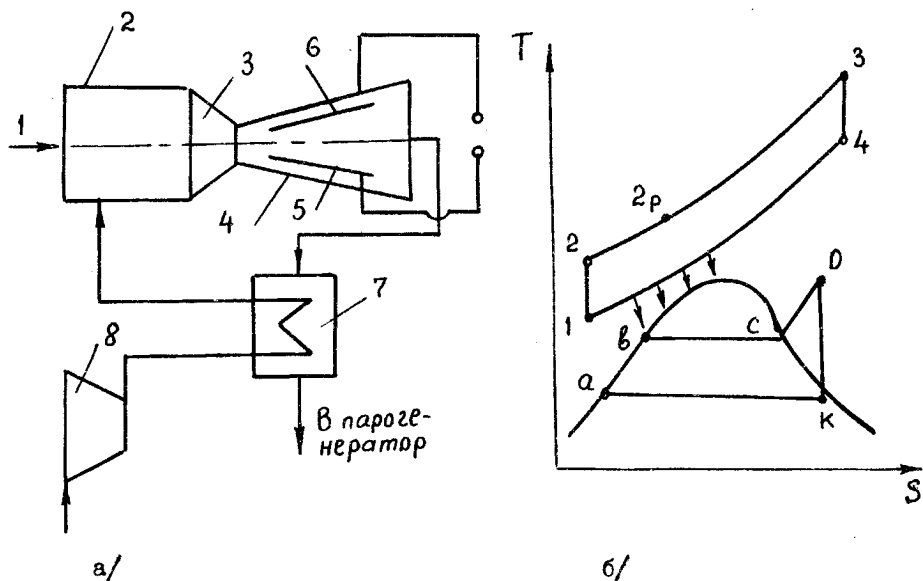


Рис.І7.І. Теплосилова установка з МГД - генератором:
 а/ схема МГД - генератора; б/ цикл МГД - генератора з паротурбінною установкою.

Газ І, який використовується як робоче тіло надходить в камеру згоряння 2, куди компресором 8 подається повітря, підігрите в регенераторі 7. При згорянні палива до газу підводиться теплота, внаслідок чого його температура підвищується до 2200 К. Нагрітий газ розширюється в сопловому апараті 3, де його швидкість зростає до 1000 м/с. Після цього газ надходить в канал МГД-генератора 4, який перебуває в магнітному полі, що створюється спеціальною магнітною системою. Силкові лінії магнітного поля перпендикулярні вісі каналу. З'єднання електродів: катода 5 і анода 6 зумовлює виникнення інду-

ційного сталого струму при перетині іонізованим газом магнітних силових ліній. В каналі МГД-генератора ентальпія потоку зменшується за рахунок здійснення корисної роботи подолання електромагнітних сил. Термодинамічний цикл МГД установки подібен до циклу газотурбінної установки. Відміна лише полягає в тому, що МГДУ енергія розширення гарячих газів перетворюється безпосередньо в електроенергію, тоді як в ГТУ вона витрачається на обертання газової турбіни з компресором. ККД перетворення МГД-генератора дорівнює

$$\eta_t = IU / h_3 = (h_3 - h_4) / h_3 \quad /17.1/$$

де I , U - сила струму і напруга відповідно; h_3 , h_4 - ентальпія газів на вході в канал і на виході з нього.

Застосування МГД-генератора як високотемпературної надбудови дозволяє отримати додаткову потужність і підвищити ККД вироблення електроенергії на теплових електростанціях. На рис.17.1, б показаний сумісний цикл МГД-генератора і паротурбінної установки. Цикл складається з процесу стиску в компресорі 1-2, регенеративного підігріву 2-2', підведення теплоти в камері згоряння 2'-3, адіабатного процесу здійснення роботи 3-4 в МГД-генераторі, процесу віддачі теплоти в регенераторі 4-4' і процесу віддачі теплоти 5-1 в парогенераторі паротурбінної установки, цикл якої розташований нижче циклу МГД-установки. Термічний ККД такої установки дорівнюватиме

$$\eta_t = G [(h_3 - h_4 - h_2 + h_1) + (h_0 - h_k)] \times \quad /17.2/ \\ \times [G (h_3 - h_{2p})]^{-1}$$

Тут G - витрата робочого тіла в МГД-генераторі, яка визначається із співвідношення

$$G = (h_0 - h_k) / [(h_5 - h_1) \cdot \eta_{nr}], \quad /17.3/$$

де η_{nr} - ККД парогенератора.

17.2. Паливні елементи

Вивчаючи процеси горіння, ми припускали, що реакції окислення є оборотними. Такі реакції, наближені до оборотних, можна здійснити електрохімічним шляхом у паливних елементах. Паливний елемент – це електрохімічний прилад, в якому хімічна енергія палива безпосередньо перетворюється на електричну енергію. Паливний елемент /рис.17.2/ має два електроди: паливний /анод/, до якого надходить паливо, і окислювальний /катод/. Як паливо використовується водень, який

відзначається великою активністю до окислення, а продукт реакції /вода/ легко виводиться із системи. Водень і кисень надходить в елемент під певним тиском у пористі елементи /електроди/. Обидві сторони елемента оснащені іонообмінною мембраною, яка пропускає іони водню, але не пропускає атоми водню. Роль такої мембрани виконує концентрований розчин лугу, наприклад, KOH. При сталій витраті реагентів і при параметрах близьких до параметрів навколишнього середовища, процес можна вважати наближеним до оборотного.

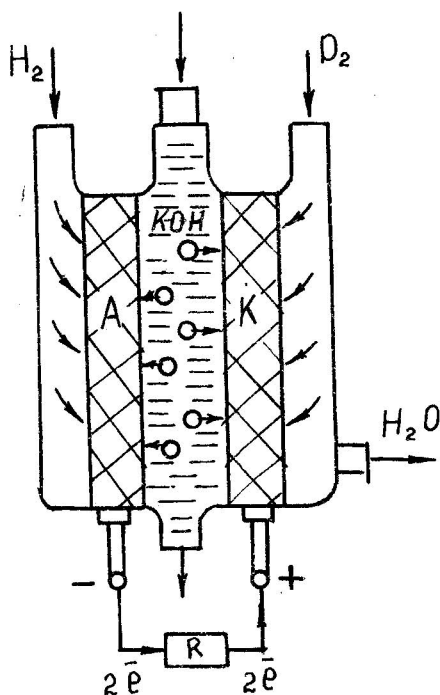
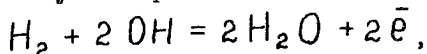
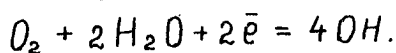


Рис.17.2.

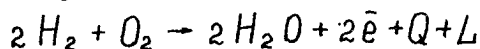
На пальному електроді виникає анодна реакція



а на окислювальному електроді - катодна реакція



Загальною реакцією є реакція окислення водню



Отже, в результаті реакції крім хімічних перетворень вивільнюється електрична енергія, вивільнюється теплота і здійснюється робота. Процес у пальному елементі можна вважати ізобарно-ізо-термічним. Тоді робота оборотної реакції дорівнюватиме роботі електроструму пального елемента

$$L_{max} = -\Delta G = -n \bar{e} N_A E = -n F_A E_0, \quad /17.4/$$

де $\bar{e} N_A = 1,6022 \cdot 10^{-19} \cdot 6,022 \cdot 10^{23} \approx 96500$, А с/моль = F_A - добуток заряду електрона і числа Авогадро, який називають сталою /числом/ Фарадея; n - кількість іонів в молекулі /валентність/; E_0 - електрорушійна сила оборотного елемента.

З рівняння Гібса-Гельмгольца /5.14/ з урахуванням /17.4/ виходить

$$-n F_A E_0 = \Delta H - n F_A T (\partial E_0 / \partial T)_p, \quad /17.5/$$

де $\Delta H = Q_p$ - тепловий ефект реакції.

Із /17.5/ неважко визначити ЕРС пального елемента

$$E_0 = -\Delta H / (n \cdot F_A) + T (\partial E_0 / \partial T)_p \quad /17.6/$$

$$\text{де } (\partial E_0 / \partial T)_p = -(\partial \Delta G / \partial T)_p / (n \cdot F_A) \quad /17.7/$$

Величина $(\partial \Delta G / \partial T)_p$ легко визначається з /5.14/, якщо відомі робота і тепловий ефект реакції

$$(\partial \Delta G / \partial T)_p = (\Delta G - \Delta H) / T \quad /17.8/$$

Співвідношення між ΔG і ΔH визначає знак похідної

$(\partial E_0 / \partial T)_p$. При $\Delta G = \Delta H$ ця похідна дорівнює нулю, а паливний елемент працює без теплообміну. При $\Delta G < \Delta H$ $(\partial E_0 / \partial T)_p < 0$, тобто робота менша, ніж тепловий ефект і зайва теплота відводиться в навколишнє середовище. Якщо $\Delta G > \Delta H$, то $(\partial E_0 / \partial T)_p > 0$ і теплота підводиться з навколишнього середовища.

Наявність необоротних процесів у паливному елементі зменшує напругу $/E_{PC}/$, яка виявляється меншою значення E_0 за /17.6/. Це зумовлюється тим, що частка газоподібного палива розчиняється в електроліті, внаслідок чого потік електронів фактично прореагувавшого палива зменшується, тобто $n_{\phi} < n$. Відношення потоку молей прореагувавшого палива до потоку молей підведеного палива називають ККД використання палива

$$\eta_{en} = n_{\phi} / n. \quad /17.9/$$

Зменшення потужності елемента внаслідок необоротності враховується коефіцієнтом ефективності

$$\eta_{ep} = P / P_{об} = \eta_{en} E / E_0, \quad /17.10/$$

де $P_{об} = n_n \Delta G$ - потужність оборотного паливного елемента; n_n - мольна витрата підведеного палива; $P = J E$ - потужність необоротного елемента; J - сила струму.

Приклад 17.1. Визначити оборотну ЕРС водно-кисневого паливного елемента при температурі 25°C і тиску 0,1 МПа, а також його коефіцієнт ефективності та відвожувану теплоту, якщо відомо: робота реакції 238 МДж/кмоль, тепловий ефект 286 МДж/кмоль, напруга на клеммах 0,7 В, сила струму 1,2 А, об'ємна витрата водню 12 см³/хв.

За /17.8/ визначаємо похідну, МДж/(кмоль К)

$$(\partial \Delta G / \partial T)_p = [-238 - (-286)] / 298 = 0,1610$$

Значення похідної за /17.7/, В/К

$$(\partial E_0 / \partial T)_p = -0,161 \cdot 10^3 / (2 \cdot 96500) = 834 \cdot 10^{-6}.$$

Величина ЕРС оборотного паливного елемента за /І7.6/, В

$$E_o = 286 \cdot 10^3 / (2 \cdot 96500) - 298 \cdot 834 \cdot 10^{-6} = 1,23,$$

Дійсна потужність паливного елемента, Вт

$$P = J \cdot E = 1,2 \cdot 0,7 = 0,84.$$

Мольну витрату газоподібного палива визначимо з рівняння стану, Моль/с

$$n_n = (PV / R_{\mu} T) = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6} / (8314 \cdot 298 \cdot 60) = 8 \cdot 10^{-9}.$$

Потужність оборотного паливного елемента, Вт

$$P_o = 8 \cdot 10^{-9} \cdot 238 \cdot 10^6 = 1,92.$$

Коефіцієнт ефективності за /І7.10/

$$\eta_{ef} = 0,84 / 1,92 = 0,4375.$$

Відвожувана теплота з рівняння першого закону термодинаміки, Вт

$$Q = P - \eta_{ef} n_n \cdot \Delta H = 0,84 - 8 \cdot 10^{-9} \cdot 286 \cdot 10^6 = -1,46.$$

І7.3. Термоелектричні генератори

На відміну від МГД-генератора, робота якого базується на явищі електромагнітної індукції, в термоелектричному генераторі теплота безпосередньо перетворюється в електроенергію, що дає змогу уникнути ще одного ступеня - перетворення теплоти в кінетичну енергію потоку. В основі процесів, які відбуваються в термоелектричних генераторах /ТЕГ/, лежать ефекти Зеебека, Пельтьє і Томсона.

Якщо спаяти з різнорідних провідників /рис.І7.3/ помістити в середовища з різними температурами T_1 і T_2 , то між ними виникає різниця потенціалів, яка дорівнює термоелектрорушійній силі /ТЕРС/

$$E = \alpha_{1-2} (T_1 - T_2) \quad /І7.11/$$

де α_{1-2} - коефіцієнт ТЕРС, який залежить від матеріалів провідників; індекси 1 і 2 відносяться до гарячого і холодного спая від-

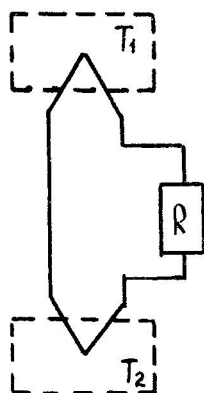


Рис.І7.3.

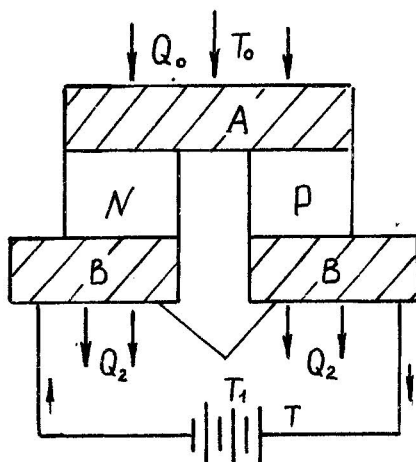


Рис.І7.4. P, N - напівпровідниковий матеріал; A, B - металеві спаї.

Це явище відомо в фізиці під назвою ефекта Зеебека. Суть ефекту Пельтьє полягає в тому, що при протіканні постійного струму через контакт з двох різнорідних провідників /напівпровідників/ один контакт буде поглинати, а другий - виділяти теплоту /рис.І7.4/, яка пропорційна силі струму

$$Q_n = \Pi_{1-2} J, \quad /17.12/$$

де Π_{1-2} - коефіцієнт Пельтьє, зв'язаний з термоелектричним коефіцієнтом співвідношенням

$$\Pi_{1-2} = \alpha_{1-2} T. \quad /17.13/$$

При наявності температурного градієнта вздовж провідника відбувається виділення або поглинання теплоти, значення котрої пропорційно силі струму

$$dQ_T = \tau J \text{ grad } T \quad /17.14/$$

Цей ефект називається ефектом Томсона, а τ - коефіцієнтом Томсона, який зв'язаний з коефіцієнтом ТЕРС співвідношенням

$$d\alpha/dT = (T_1 - T_2)/T. \quad /17.15/$$

Крім розглянутих ефектів в провідниках виділяється джоулева теплота, яка дорівнює

$$Q_{\text{д}} = J^2 R_e, \quad /17.16/$$

де R_e - електричний опір двох послідовно з'єднаних термоелементів.

Виникає також теплопередача від гарячого спая до холодного за рахунок теплопровідності

$$Q_{\text{тп}} = \lambda^* / \ell (T_1 - T_2), \quad /17.17/$$

де $\lambda^* = \lambda_1 F_1 + \lambda_2 F_2$; λ_1, λ_2 - теплопровідності провідників; F_1, F_2 - площини поперечних перерізів провідників; ℓ - довжина провідників.

Якщо опір зовнішнього споживача R , то корисна робота струму в оборотному ТЕГ дорівнюватиме

$$\mathcal{L}_{\text{ч0}} = \alpha (T_1 - T_2) J, \quad /17.18/$$

а термічний ККД циклу складатиме

$$\eta_{\text{т0}} = \mathcal{L}_{\text{ч0}} / Q = [\alpha (T_1 - T_2) J] / (\alpha T_1 J) = 1 - T_2 / T_1 = \eta_{\text{тк}} \quad /17.19/$$

тобто дорівнюватиме ККД циклу Карно.

В дійсному ТЕГ мають місце необоротні джоулеві втрати і втрати внаслідок теплопередачі між гарячим і холодним спаями за рахунок теплопровідності. Тому дійсний ККД ТЕГ складає

$$\eta_t = \eta_{\text{тк}} \cdot \eta_{\text{0e}}, \quad /17.20/$$

де η_{0e} - відносний електричний ККД, який визначається за формулою:

$$\eta_{\text{0e}} = \frac{m / (m+1)}{1 + (m+1) / (z T_1) - \Delta T / [z T_1 (m+1)]} \quad /17.21/$$

В /17.21/ позначено: $m = R/z$; $z = \alpha^2 \ell / [\lambda^* z]$ - коефіцієнт добротності; $z = (\rho_1 F_1 + \rho_2 F_2) / \ell$ - внутрішній

опір термоелемента; ρ_1 і ρ_2 - питомі електричні опори провідників.

Оптимальне значення параметра навантаження m приймається рівним 1,2...1.4. Щоб отримати помітну ТЕРС термоелементи послідовно з'єднують в батарею. Значний ефект дає застосування напівпровідників. Для області порівняно низьких температур придатні напівпровідникові електроди із з'єднань теллура. Для більш високих температур придатні тугоплавкі напівпровідникові електроди із з'єднань кремнію.

Термоелемент, який працює за ефектом Пельтьє, може виконувати роль холодильної машини /рис.17.4/. Якщо температура T_2 на спаях А буде нижче за температуру холодного джерела T_0 , а температура T_1 на гарячих спаях В - вище від температури зовнішнього середовища T , то корисна холодовидатність термоелемента буде дорівнювати

$$Q_0 = \Pi J - 0,5 J^2 Z - \lambda^* (T_1 - T_2). \quad /17.22/$$

Максимальний холодильний коефіцієнт визначиться за формулою

$$\varepsilon_{\max} = T_1 / (T_1 - T_2) = \varepsilon_0 (\theta - T_1 / T_2) / (\theta + 1), \quad /17.23/$$

де $\theta = [1 + Z_0 (T_1 + T_2) / 2]^{0,5}$; $Z_0 = (\alpha_1 - \alpha_2)^2 / (\lambda_1 \rho_1)$.

Із /17.21/ і /17.23/ видно, що параметр добротності характеризує міру внутрішньої оборотності термоелемента. При збільшенні Z /або Z_0 / збільшується перепад температур ΔT , а значення $\eta_{\text{де}}$ і ε_{\max} наближаються до ККД і холодильного коефіцієнта циклу Карно відповідно.

Приклад 17.2. Визначити кількість послідовно підключених елементів термобатареї із телурида свинцю потужністю 20 Вт і напругою $U = 5$ В, якщо $\rho_1 = \rho_2 = 5 \cdot 10^{-5}$ Ом м; величина термоелектрич-

ного коефіцієнта $\alpha = 6 \cdot 10^{-4}$ В/К; $T_1 = 900$ К; $T_2 = 300$ К.

Коефіцієнт добротності при $\rho_1 = \rho_2$ і $\lambda_1 = \lambda_2$, I/К

$$Z = \alpha^2 / (4 \lambda \rho) = (6 \cdot 10^{-4})^2 / (4 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 10^{-5}) = 0,9 \cdot 10^{-3}.$$

ККД оборотної батареї

$$\eta_{t_0} = 1 - T_2 / T_1 = 1 - 300/900 = 0,666.$$

Приймаємо оптимальне значення параметра навантаження рівним $= 1,3$. Тоді відносний електричний ККД термобатареї

$$\eta_{oe} = \frac{m / (m+1)}{1 + (m+1) / (Z T_1) - \Delta T / [2 T_1 (m+1)]} =$$
$$= \frac{1,3 / (1,3 + 1)}{1 + (1,3+1) / (0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 900) - 600 / [2 \cdot 900 (1,3 + 1)]} = 0,0864.$$

Термічний ККД термогенератора

$$\eta_t = \eta_{t_0} \cdot \eta_{oe} = 0,666 \cdot 0,0864 = 0,0575.$$

Внутрішній опір батареї, Ом

$$Z = R / m = U^2 / (N m) = 5^2 / (20 \cdot 1,3) = 0,96.$$

Сила струму батареї, А

$$J = U / R = U / (Z m) = 20 / (0,96 \cdot 1,3) = 16.$$

Термоелектрорушійна сила, В

$$E = \alpha (T_1 - T_2) m = 6 \cdot 10^{-4} (900 - 300) \cdot 1,3 = 0,468.$$

Кількість послідовно підключених термоелементів

$$n = U (m+1) / E = 5 (1,3 + 1) / 0,468 \approx 25.$$

17.4. Термоелектронні генератори

Принцип дії термоелектронного генератора ґрунтується на тому, що з поверхні нагрітих металів завжди відбувається емісія вільних електронів, інтенсивність якої залежить від температури металу. Це

явище використовується для створення струму в електричному колі, складеному з двох електродів з різними температурами. Схема найпростішого термоелектронного генератора показана на рис.І7.5. Він складається з двох металевих поверхонь, які розділені вакуумним зазором. На поверхні катода К підтримується температура T_1 , а на поверхні анода А - температура T_2 , яка менше, ніж температура T_1 . Внаслідок умови $T_1 > T_2$ від катода до анода буде переноситись більше електронів, ніж в зворотному напрямку. Процес на катоді можна умовно розглядати як "випаровування", а процес

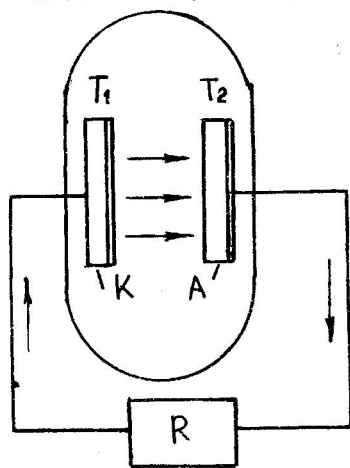


Рис.І7.5.

на аноді - як "конденсацію" електронів. При замиканні електродів на зовнішній опір R виникає електричний струм. Густина струму емісії визначається за формулою Річардсона

$$j = AT^2 \exp[-\varphi / (k_B T)], \quad /17.23/$$

де $A = 120 \text{ A}/(\text{cm}^2 \text{ K})$ - стала; φ - робота емісії електронів; k_B - стала Больцмана.

Одночасно зі струмом емісії від катода до анода проті-

кає струм в протилежному напрямку, але через малу густину електронів в міжелектродному просторі густини струму j_K і j_A не спричиняють помітної протидії одна одній. Відповідно до закону Кірхгофа

$$j = AT_1 \exp [(-\varphi_2 + U) / (k_B \cdot T_1)] - AT_2 \exp [-\varphi_2 / (k_B T_2)], \quad /17.24/$$

де U - різниця потенціалів між катодом і анодом.

Корисна робота генератора

$$\mathcal{Z} = J^2 R = (j f)^2 R = j U, \quad /17.25/$$

де f - площі поверхонь катода і анода.

Термічний ККД термоелектронного генератора

$$\eta_t = \mathcal{Z} / Q, \quad /17.26/$$

де Q , - теплота, яка підведена до катода.

Термічний ККД термоелектронних генераторів дещо вище, ніж термоелектричних, але практичне їх застосування зв'язане з певними технічними труднощами.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

До глави ІЗ

1. З якого обладнання складається установка, яка працює за циклом Ренкіна?
2. Як визначається термічний ККД циклу Ренкіна?
3. Які ексергетичні втрати в циклі Ренкіна найбільші?
4. Як впливає зміна параметрів на термічний ККД циклу Ренкіна?
5. За рахунок чого підвищується ККД регенеративного циклу Ренкіна?
6. З якою метою використовують проміжний перегрів пари в циклі паросилової установки?

До глави І4

1. Від яких величин залежить термічний ККД циклу Брайтона?
2. Які ексергетичні втрати в циклі ГТУ найбільші?
3. Що розуміють під мірою регенерації та як вона впливає на економічність циклів ГТУ?
4. Для чого застосовують багатосхідчастий стиск і нагрівання робочого тіла?
5. Які недоліки циклу ГТУ з ізохорними підведенням теплоти?
6. Які переваги мають цикли парогазових установок?

До глави І5

1. Чим відрізняються двотактні ДВЗ від чотиритактних?
2. Які величини характеризують цикли ДВЗ?
3. Від яких величин залежить ККД циклу Отто?
4. Що називають індикаторною потужністю ДВЗ?
5. Які переваги і недоліки циклу Дізеля в порівнянні з циклом Отто?
6. Від яких величин залежить ККД циклу Трінклера?

До глави І6

1. Чим відрізняється холодильна машина від теплового насоса?
2. Від яких температур залежить холодильний коефіцієнт газової холодильної машини?
3. З якою метою в циклах холодильних машин застосовують проміжні охолодники?
4. Як визначається холодовидатність і термічний ККД парокомпресійної холодильної машини?
5. Що розуміють під суміщеними циклами холодильних машин?
6. Як працює пароструминна холодильна машина?
7. Який принцип дії абсорбційних холодильних машин?
8. Як записується тепловий баланс абсорбційної холодильної машини?
9. При яких умовах доцільно використання теплового насоса для тепловабезпечення?

До глави І7

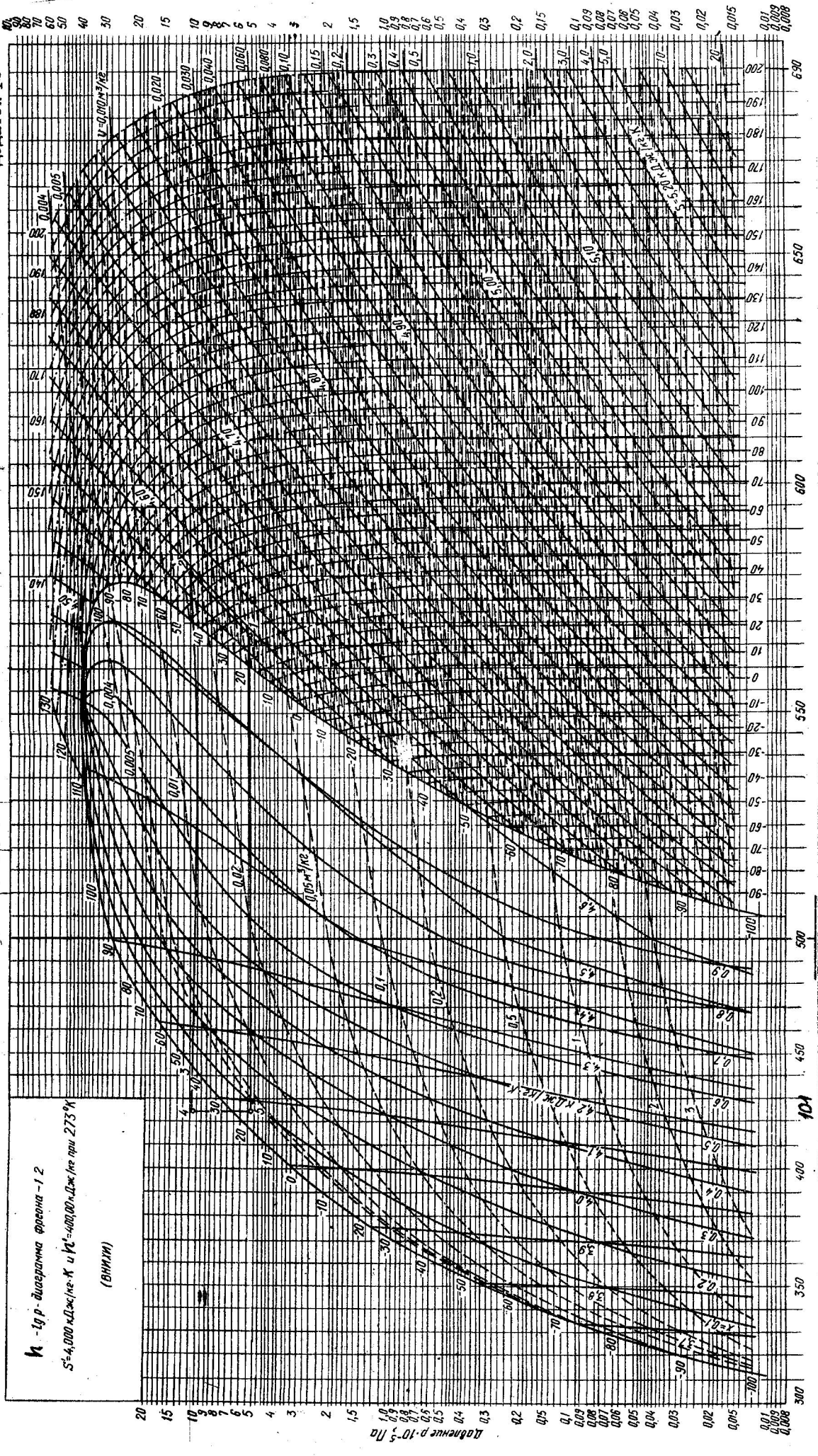
1. На чому заснован принцип роботи МГД-генератора і як визначається його термічний ККД?
2. За яким принципом працюють паливні елементи і що розуміють під ККД використання палива?
3. В чому полягають ефекти Зеебека, Пельтье і Томсона?
4. Що являє собою корисна робота термоелектричного і термоелектронного генераторів?

ЛІТЕРАТУРА

1. Андрущенко А.И. Основы термодинамических циклов теплоэнергетических установок. -М.: Энергия. 1985. - 319 с.
2. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. -М.: Мир. 1977. - 518 с.
3. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.Е. Техническая термодинамика. - М.: Энергоатомиздат. 1983. - 385 с.
4. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. - М.: Пищевая пром-сть. 1980. - 230 с.
5. Техническая термодинамика/Под ред.В.И.Крутова. - М.: Энергия. 1991. - 382 с.

13. ЦИКЛИ ПАРОСИЛОВИХ УСТАНОВОК.....	3
13.1. Цикл найпростішої паротурбінної установки.....	3
13.2. Вплив параметрів пари на економічність циклу ПТУ.....	9
13.3. Регенеративний цикл ПТУ.....	11
13.4. Цикл ПТУ з проміжним перегрівом пари.....	14
13.5. Теплофікаційні цикли ПТУ.....	18
13.6. Цикли атомних електростанцій.....	20
14. ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК.....	22
14.1. Загальні відомості.....	22
14.2. Цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти.....	24
14.3. Регенеративний цикл ГТУ.....	30
14.4. Цикл з міжсхідцевим стиском і нагрівом робочого тіла....	34
14.5. Цикл ГТУ з ізохорним підведенням теплоти.....	36
14.6. Цикли парогазових установок.....	39
15. ЦИКЛИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	43
15.1. Цикл ДВЗ з ізохорним підведенням теплоти.....	44
15.2. Цикл ДВЗ з ізобарним підведенням теплоти.....	50
15.3. Порівняння циклів ДВЗ Отто і Дізеля.....	53
15.4. Цикл ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти.....	55
16. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.....	59
16.1. Загальні положення.....	59
16.2. Цикл газової холодильної машини.....	61
16.3. Цикл газової холодильної машини з проміжним газо- охолодником.....	65
16.4. Цикли парокompресійних холодильних машин.....	68
16.5. Суміщені цикли холодильних машин.....	76
16.5.1. Цикл пароструминної холодильної машини.....	77
16.5.2. Цикл абсорбційної холодильної машини.....	78

16.6. Цикл теплового насоса.....	82
17. БЕЗМАШИННЕ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ.....	85
17.1. Магнітогідродинамічний генератор.....	85
17.2. Паливні елементи.....	88
17.3. Термоелектричні генератори.....	91
17.4. Термоелектронні генератори.....	95
КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ.....	97
ЛІТЕРАТУРА.....	99
ДОДАТКИ.....	100



h - $tg p$ - дієва вага фразона - 12
 $S^2 = 4,000$ кл/сек. К и $V^2 = 400,00$ кл/сек при 273°K
(ВНИИИ)

Довжина $p \cdot 10^{-3}$ мм

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Марко Миколайович Чепурний, Станіслав Йосипович Ткаченко

ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА

в трьох частинах

ЧАСТИНА Ш

Навчальний посібник

Вінниця ВДТУ 1997

Редактор

Т.А.Ягельська

Тир. 40 прим.

ВДТУ, 286021, м.Вінниця, Хмельницьке шосе, 95