

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та
природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин

01-06-57М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до вивчення навчальної дисципліни «Методи термодинамічного
аналізу систем і установок. Ч.ІІ. Теплотехнічні системи»
для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня
за освітньо-професійною програмою «Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
усіх форм навчання

Рекомендовано науково-
методичною
радою з якості ННІВГП
Протокол № 7 від 16.02.2021р.

Рівне – 2021

Методичні вказівки до вивчення навчальної дисципліни «Методи термодинамічного аналізу систем і установок. Ч.ІІ. Теплотехнічні системи». Для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня освіти за освітньо-професійною програмою «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» усіх форм навчання [Електронне видання] Кочмарський В. З. – Рівне: НУВГП, 2021.– 52 с.

Укладач: Кочмарський В. З., к.ф.-м.н., доцент кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин д.т.н., професор Рябенко О. А.

Керівник групи забезпечення спеціальності
144 «Теплоенергетика»

Костюк О. П

ID перевірки: 1006781543 від: 02.03.2021

© В. З. Кочмарський, 2021
© НУВГП, 2021

З М І С Т

	СПИСОК СКОРОЧЕНЬ.....	4
1	ЕКСЕРГІЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ	5
1.1	Ексергія теплоти.....	5
1.2	Ексергія потоку речовини.....	6
1.3	Ексергія роботи	7
1.4	Ексергія кінетичної енергії потоку речовини	7
1.5	Хімічна ексергія органічних палив.....	8
1.6	Узагальнена форма ексергічного балансу.....	8
1.7	Висновки	10
1.9	Приклади розв'язування задач	10
1.10	Завдання для самостійної роботи	11
2	ДРОСЕЛЮВАННЯ ТА РУХ ТЕПЛОНОСІЇВ ТРУБАМИ.....	11
2.1	Дроселювання.....	11
2.2	Транспортування робочого тіла трубами.....	12
2.3	Приклади розв'язування задач	13
2.4	Завдання для самостійної роботи	14
3	ЗМІШУВАННЯ ТЕПЛОНОСІЇВ.....	15
3.1	Приклад 1.....	15
3.2	Приклад 2	15
3.3	Завдання для самостійної роботи	16
4	ЕКСЕРГІЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	17
4.1	Робота ТО при постійних температурах теплоносіїв	17
4.2	Адіабатна турбіна.....	20
4.3	Адіабатний компресор	21
4.4	Приклади розв'язування задач	22
4.5	Завдання для самостійної роботи	25
5	ПРОЦЕСИ В КОНДЕНСАТОРІ.....	26
5.1	Генерація ентропії і втрата ексергії в конденсаторі парової турбіни.....	26
5.2	Теплообмін між паром і охолодною водою в конденсаторі	26
5.3	Завдання до самостійної роботи	28
6	ПРОЦЕСИ В ПАРОВИХ КОТЛАХ.....	29
6.1	Енергетичний баланс ПГ	29
6.2	Ексергічний баланс ПГ.....	29
6.3	Завдання для самостійної роботи	31
7	ПРОЦЕСИ В ТУРБІНАХ.....	33
7.1	Приклад 1.....	33
7.2	Приклад 2.....	34
7.3	Приклад 3.....	35
7.4	Завдання для самостійної роботи	36
8	ПРОЦЕСИ СТИСНЕННЯ ПОВІТРЯ.....	36
8.1	Приклад 1.....	36
8.2	Приклад 2.....	37
8.3	Завдання для самостійної роботи.....	39

9	ПРОЦЕСИ У ПІДГРІВАЧАХ.....	39
9.1	Приклад 1	39
9.2	Приклад 2	41
9.3	Приклад 3	42
9.4	Завдання для самостійної роботи.....	42
10	РЕКОНСТРУКЦІЯ РАЙОННОЇ КОТЕЛЬНОЇ ДО ТЕЦ.....	43
10.1	Приклад 1	44
10.2	Завдання для самостійної роботи.....	45
11	ОПАЛЕННЯ ЕЛЕКТРОКОТЕЛЬНОЮ.....	46
11.1	Аналіз ситуації.....	45
11.2	Приклад 1	47
11.3	Завдання для самостійної роботи.....	48
12	ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ.....	49
12.1	Аналіз режиму роботи.....	49
12.2	Приклад 1	50
12.3	Завдання для самостійної роботи.....	51
13	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	51
14	ЛІТЕРАТУРА.....	52

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

1	ЕК	Електрокотельня
2	ЕксККВП	Ексергічний коефіцієнт корисного використання палива
3	ЕО	Електроопалення
4	ЕнККВП	Енергетичний коефіцієнт корисного використання палива
5	КЕС	Конденсаційна електростанція
6	ККД	Коефіцієнт корисної дії
7	ККВП	Коефіцієнт корисного використання палива
8	ЛЕП	Лінія електропередачі
9	ОК	Опалювальна котельня
10	ПЕР	Паливно-енергетичні ресурси
11	ПГ	Парогенератор
12	РК	Районна котельня
13	СНП	Суха насичена пара
14	ТЕС	Теплова електростанція
15	ТЕЦ	Теплоелектроцентрально
16	ТД	Термодинаміка
17	ТО	Теплообмінник (теплообмінники)
18	ТД	Термодинаміка
19	ТДС	Термодинамічна система
20	ТНУ	Теплонасосна установка
21	ХЕ	Хімічна ексергія

1 ЕКСЕРГІЯ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Нагадуємо, що за означенням *ексергія – частина енергії тіла чи системи тіл, що здатна до перетворення в інші види енергії у формі роботи*. Для практичного застосування нам потрібен алгоритм розрахунку вмісту ексергії в різних енергоресурсах.

Правила обчислення ексергії основних енергоресурсів:

а) тих, що володіють невпорядкованою (ентропійною) формою енергії, зокрема, теплота:

$$H' = h \cdot m'; \quad Q' = q \cdot m',$$

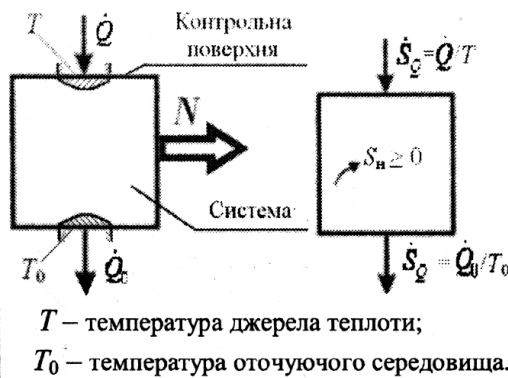
б) та таких, які відповідають впорядкованій, безентропійній, формі енергії (робота і кінетична енергія),

$$N_{mex} = l_{mex} \cdot m' \quad \text{та} \quad K' = k \cdot m'.$$

Також з'ясуємо, яким чином ексергія знижується внаслідок протікання необоротних процесів.

Величина роботи, як міра якості енергії, фігурує у рівнянні енергетичного балансу, а умова втрати ексергії ($S_n > 0$) - в ентропійному балансі (2-ий закон ТД). Спільне використання рівнянь, що їх виражають, дозволяє визначити ексергію різних енергоресурсів та її залежність від необоротності процесів.

1.1 Ексергія теплоти



1). Енергетичний баланс

$$\dot{Q} = N + \dot{Q}_0$$

2). Ентропійний баланс

$$\dot{S}_Q + \dot{S}_H = \dot{S}_{Q_0} \quad \text{або}$$

$$\frac{\dot{Q}}{T} + S_H = \frac{\dot{Q}_0}{T_0}, \quad \text{звідси}$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q} \frac{T_0}{T} + T_0 \dot{S}_H,$$

де $\dot{S}_H \geq 0$.

Підставивши Q_0 із ентропійного балансу в енергетичний, отримаємо **спільні рівняння першого і другого законів ТД**

$$N = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - T_0 \dot{S}_H. \quad (1.1)$$

Якщо втрати $\Pi' = T_0 \cdot S_H' = 0$, тобто $S_H' = 0$ (оборотне протікання процесів у системі), то $N = N_{max}$ - максимальна робота, яку можна отримати з теплоти Q в умовах контакту з зовнішнім середовищем (характеризується температурою T_0). Ця величина називається **ексергією потоку теплоти**

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right), \quad \text{або для питомої ексергії} \quad e_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right). \quad (1.2)$$

Кількість теплоти Q як і потік теплоти Q' , можна представити у вигляді



Наприклад, у процесі підведення теплоти до робочого тіла в парогенераторі (процес 1-2), ексергія теплоти, що підводиться,

$$E_Q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) = Q - Q \cdot \frac{T_0}{T_m}, \quad A_Q = Q \frac{T_0}{T_m} = T_0(S_2 - S_1) \quad (1.3)$$

$$Q = \int_1^2 T dS = \left[\begin{array}{l} \text{Площа під кривою} \\ 1-2 \text{ на вісь } S \end{array} \right] = T_m \Delta S = T_m(S_2 - S_1),$$

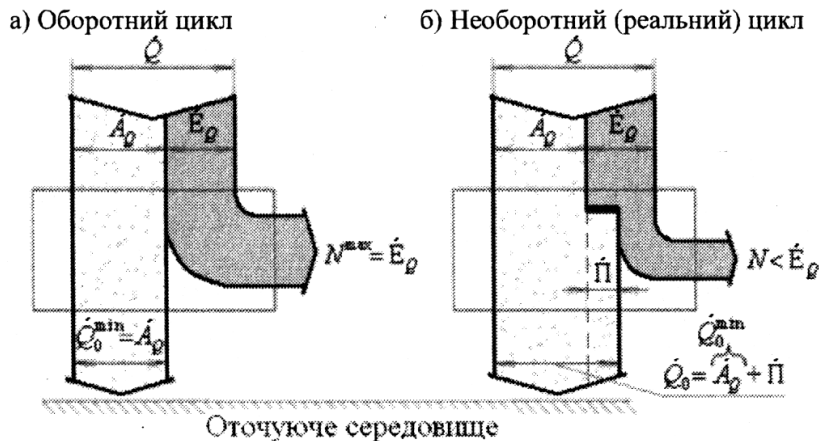
Процес перетворення $Q' \rightarrow N$ у прямих циклах можна представити, використовуючи поняття енергії,

$$N = \dot{Q}(1 - T_0/T) - T_0 \dot{S}_H = \dot{Q} - \left(\dot{Q} \frac{T_0}{T} + T_0 \dot{S}_H \right); \quad N < N_{\max}$$

Теплота, що віддається в оточуюче середовище, складається лише з енергії. **В оборотному циклі відведена теплота містить лише енергію підведеної теплоти**

$$Q_0^{\min} = A_Q, \text{ величина } Q' T_0/T + T_0 S_H' - \text{енергія потоку теплоти.}$$

В необоротному циклі **частина підведеної ексергії перетворюється в енергію** і тому відведена теплота зростає на величину втрат ексергії $\Pi' = T_0 S_H'$, див. рис. нижче.

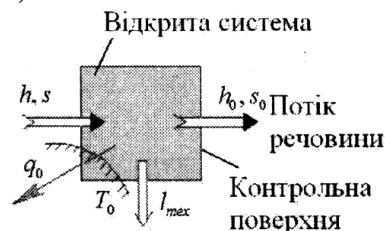


У цьому випадку лише Π' представляє собою дійсну втрату, яка технічними заходами може бути зменшена, а в ідеальному випадку повністю видалена. Саме ця частина втрат ексергії є предметом аналізу, спрямованого на термодинамічну оптимізацію процесів.

1.2 Ексергія потоку речовини

Потік речовини перетинає межу відкритої системи з параметрами P, h, s, T , а залишає – за тиску P_0 і температури T_0 , тобто з параметрами довкілля. Теплообмін речовини відбувається тільки з довкіллям при T_0 . Підставивши q_0 з ентропійного балансу в енергетичний, див. рис. і отримаємо,

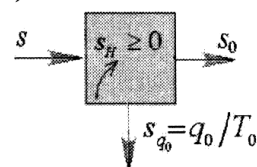
1) 1-ий закон:



$$h = q_0 + l_{\text{mex}} + h_0$$

$$l_{\text{mex}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) - T_0 s_H$$

2) 2-ий закон:



$$s + s_H = s_0 + s_{q_0}, \text{ звідси}$$

$$q_0 = T_0(s - s_0) + T_0 s_H$$

Якщо втрата ексергії $n = T_0 s_H = 0$, тобто $s_H = 0$ (оборотне протікання процесів), то $l_{mex} = l_{mex,max}$ - максимальна робота, яку може виконати потік речовини при зміні його параметрів до параметрів оточуючого середовища (P_0, T_0) за наявності теплообміну лише з середовищем. Тому за визначенням ексергії, як максимальної роботи при контакті з довкіллям приймемо,

питома ексергія потоку речовини (питома ексергія ентальпії) дорівнює

$$e_h = (h - h_0) - T_0(s - s_0). \quad (1.4)$$

Ексергія ентальпії має природне нульове значення для стану оточуючого середовища ($h = h_0, s = s_0$).

Величина перетворюваної складової ентальпії (ексергії ентальпії) залежить не лише від параметрів потоку речовини, але й від параметрів довкілля.

Питому ентальпію h можна також виразити через ексергію і анергію

$$h = e_h + a_h, \text{ де } a_h = h_0 + T_0(s - s_0).$$

Для різниці ексергій маємо

$$e_2 - e_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1). \quad (1.5)$$

Враховуючи, що $E_k = m' \cdot e_k, H_k = m' \cdot e_k, S_k = m' \cdot s_k$, отримуємо,

$$E_2 - E_1 = (H_2 - H_1) - T_0(S_2 - S_1). \quad (1.6)$$

Бачимо, що в реальних процесах ексергія втрачається, причому втрати рівні

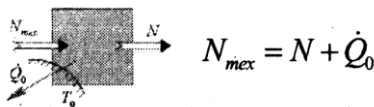
$$\dot{I}' = T_0 \dot{s}_H$$

у відповідності з рівнянням Гюї-Стодоли, **втрата ексергії рівна добутку абсолютної температури середовища на приріст ентропії в процесі.**

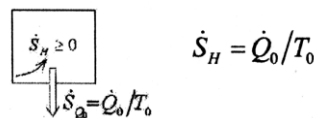
1.3 Ексергія роботи

За означенням ексергії $E_N = N$. Переконаємося в цьому, використовуючи 1-ий та 2-ий закони термодинаміки.

1) 1-ий закон:



2) 2-ий закон



Спільний розв'язок обох рівнянь дає наступне співвідношення:

$$N = N_{mex} - \dot{Q}_0 = N_{mex} - T_0 \dot{s}_H.$$

При оборотному протіканні процесу ($\dot{s}_H = 0$)

$$\dot{I}' = T_0 \dot{s}_H = 0 \quad \text{і} \quad N = N_{max} = E_N.$$

Ексергія роботи рівна роботі, що здійснюється в системі.

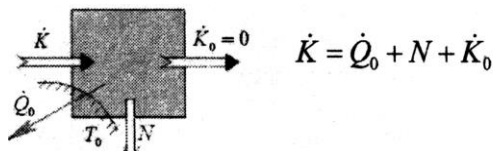
Втрата роботи (ексергії) внаслідок необоротності пропорційна виробленій ентропії $S_H' \geq 0$ і для оборотного процесу за рівнянням Гюї-Стодоли

$$\dot{I}' = T_0 \dot{s}_H = 0 \quad (1.7)$$

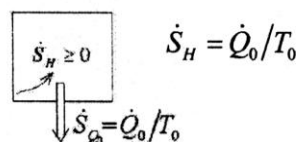
1.4 Ексергія кінетичної енергії потоку речовини

Кінетична енергія - впорядкована енергія, тому складається за визначенням тільки з ексергії: $E'_k = K' = k'm'$.

1) I закон:



2) II закон



Звідси

$$N = \dot{K} - \dot{Q}_0 = \dot{K} - T_0 \dot{S}_H.$$

Ексергія кінетичної енергії потоку речовини рівна роботі при $S_H = 0$

$$N = N_{\max} = \dot{K} = \dot{E}_K = \dot{m} \cdot k$$

Втрата ексергії визначається за рівнянням $\dot{\Pi}' = T_0 \dot{S}'_H$.

Із виразів для ексергій чотирьох енергоресурсів випливає:

1. Ексергія зберігається тільки в оборотних процесах, в реальних (необоротних) вона зменшується, перетворюючись в енергію внаслідок дії необоротностей (утворення ентропії $S_H > 0$). Втрата ексергії $\dot{\Pi}$ і утворена ентропія $S_H > 0$ пов'язані рівнянням Гюї-Стодоли $\dot{\Pi} = T_0 \dot{S}_H$.

2. При перетворенні **ентропійної енергії в роботу** (безентропійну енергію) необхідно відводити ентропію, у тому числі й новоутворену, в навколишнє середовище з теплотою або з потоком речовини. При перетворенні **безентропійної енергії в роботу** в реальних процесах **утворюється ентропія**, яку також потрібно відводити у навколишнє середовище.

1.5 Хімічна ексергія органічних палив

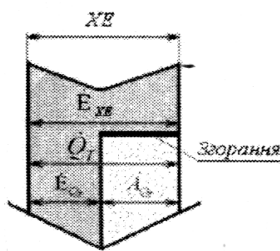
Хімічна енергія палив (газ, нафта, мазут, вугілля) складається з впорядкованої потенціальної енергії. При спалюванні палива хімічна енергія (ХЕ) перетворюється у теплоту згорання палива Q_p (кДж/кг), яка показує, скільки теплоти виділяється при повному згоранні одиниці маси палива. Таким чином при спалюванні палива відбувається перетворення **впорядкованої** хімічної енергії у **хаотичну** теплову енергію.

Питома хімічна енергія = питомій хімічній ексергії e_{XE} кількісно рівна теплоті згорання палива

Втрата ексергії при згоранні

$$\dot{\Pi} = \dot{E}_{XE} - \dot{E}_{Q_T} = \dot{Q}_T - \dot{Q}_T \cdot \tau_{згор} = \dot{Q}_T \cdot (1 - \tau_{згор}) = \dot{Q}_T \frac{T_0}{T_{згор}},$$

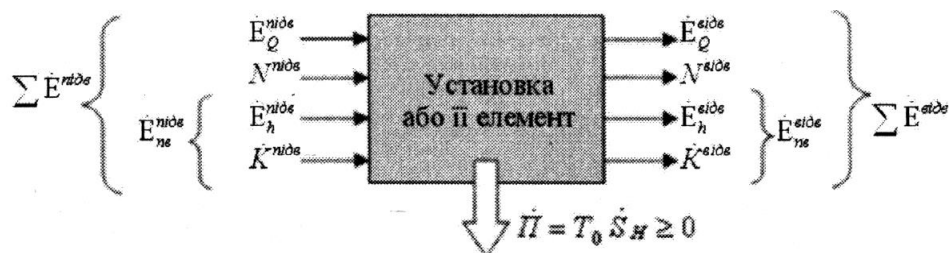
де $\tau_{згор} = 1 - T_0/T_{згор}$. Процес згорання палива супроводжується втратою



ексергії, отже, він – необоротний. Для зменшення $\dot{\Pi} \downarrow$: $T_{згор} \uparrow$ (підігрів повітря і палива, вибір оптимального значення коефіцієнта надлишку повітря).

1.6 Узагальнена форма ексергічного балансу

При складанні ексергічних балансів установок та їх елементів, як і енергетичних, зручно користуватися формою запису рівняння, коли його члени є абсолютними величинами.



$$\dot{E}_Q^{nide} + N^{nide} + \dot{E}_h^{nide} + \dot{K}^{nide} = \dot{E}_Q^{eide} + N^{eide} + \dot{E}_h^{eide} + \dot{K}^{eide} + \dot{\Pi}$$

$$\sum \dot{E}_{nide} = \sum \dot{E}_{eide} + \dot{\Pi}$$

(1.8)

Рівняння 1.8) є *узгаальною формою запису ексергічного балансу* установки або її елемента. Воно відображає зміст обох законів термодинаміки і, таким чином, враховує не тільки *кількісні*, але і *якісні характеристики* енергоресурсів.

Найбільш суттєві особливості ексергічного балансу:

1) всі складові ексергічного балансу за рівнянням (1.8) виражають *якісно рівноцінні величини*, що характеризують міру здатності енергоресурсів різної фізичної природи і будь-якого потенціалу до перетворення у *впорядковані форми енергії*;

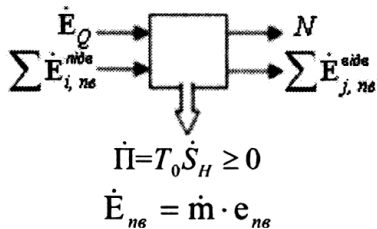
2) величина $\Pi = T_0 S_H > 0$ має зміст втрат ексергії внаслідок дії необоротностей. Втрачена ексергія перетворюється в анергію, що не має технічної цінності. *Це і є дійсна втрата енергії, яка супроводжує теплові процеси.*

При оборотному протіканні процесів (ідеалізація) ексергія не знищується ($\Pi = 0$ при $S_H = 0$). Термін «втрата ексергії» принципово відрізняється від загально відомого - «втрата енергії».

Перший означає повне зникнення ексергії, її знищення, через дисипацією енергії.

Другий, навпаки, означає не втрату енергії взагалі (енергія зникати не може), а втрату її для даної системи чи для досягнення визначеної мети, якщо частина енергії непридатна для цього за своєю формою чи параметрах.

в) Часткова (алгебраїчна форма) для відкритих систем з декількома потоками речовини



$$\dot{E}_Q = \sum (\dot{m}_{e_{ns}})_{\text{відв}} - \sum (\dot{m}_{e_{ns}})_{\text{надв}} + N + \dot{\Pi} \quad (1.9)$$

У цьому виразі E'_Q , N - сумарні потоки ексергії теплоти і роботи; величини E'_Q , N - алгебраїчні.

1.7 Висновки

1. Формулювання першого і другого законів за допомогою понять ексергії і анергії:

1-й закон: загальна кількість енергії, що рівна сумі ексергії і анергії, у всіх процесах залишається сталою.

2-й закон: у всіх реальних (необоротних) процесах ексергія безповоротно перетворюється на анергію, тобто втрачається, знищується, і лише в оборотних залишається сталою.

Втрата, тобто перетворення ексергії в анергію, пропорційна виробництву ентропії

$$\Pi = T_0 S_H > 0 \text{ (рівняння Гюї-Стодоли)}$$

Тобто втрата ексергії прямо пов'язана з впливом необоротностей. Оскільки $S_H \geq 0$, то $\Pi \geq 0$ - втрата *назавжди*. Анергія, як і ентропія, викидається в довкілля з теплотою і речовинами.

Отже, у процесах перетворення і передачі *енергія одночасно і зберігається і деградує* (знецінюється).

Деградація - зниження якості енергії, перетворення ексергії в анергію є наслідком необоротності реальних процесів.

2. Всі реальні процеси, транспорт, промислове виробництво потребують не енергію взагалі, а її активну частину - ексергію, тобто таку енергію, яка володіє ексергією. Ексергія, що витрачається, поповнюється видобуванням первинних енергоресурсів (ПЕР: вугілля, нафта, газ, уран, сонячне випромінювання, тощо). ПЕР обмежені, тому при проектуванні теплових машин потрібно уникати виробництва ентропії, тобто перетворення ексергії в анергію - її деградації.

3. Ексергічний підхід до задач енергетики вказує шляхи удосконалення різних систем і процесів у них. Оскільки ККД, які розраховують лише на базі 1-го закону (енергетичні) дають неповну інформацію про процеси перетворення енергії.

1.9 Приклади розв'язування задач

Приклад 1

Повітря при $p = 1,6 \text{ МПа}$ та з густиною $\rho_1 = 3,0 \text{ кг/м}^3$ при охолодженні в теплообміннику ізобарно зменшує об'єм у 4 рази. Визначити величину утвореної ентропії та втрати ексергії в процесі. Вважати роботу стиснення рівноважною.

Дано:

$$P = \text{const}; P = 1,6 \text{ МПа}; \rho = 3,0 \text{ кг/м}^3; v_1/v_2 = 4.$$

Визначити: ΔS та $\Delta Ex_{\text{вт}}$.

Розв'язування

1. Визначаємо початковий питомий об'єм повітря,

$$v_1 = 1/\rho_1 = 0,333 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Розраховуємо питомий об'єм після завершення процесу

$$v_2 = v_1/4 = 0,0833 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Питома робота ізобарного рівноважного процесу

$$l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} p(v) dv = p(v_2 - v_1). \quad l_{12} = 1,6 \cdot (0,0833 - 0,333) = -0,40 \text{ МДж/кг}.$$

Знак «-» вказує на те, що робота виконувалася над газом (ТДС) зовнішнім тиском.

4. З рівняння закону збереження енергії визначаємо зміну ентропії охолодження, при умові, що передача тепла відбувається зі сталою температурою T_2 ,

$$E_2 = E_1 - Q_{12}; \quad E_2 = E_1 - L_{12}; \quad Q_{12} = E_1 - E_2; \quad \rightarrow \quad Q_{12} = L_{12};$$

З рівняння Клапейрона - Менделєєва визначаємо температуру теплопередачі T_2 ,

$$T_2 = P/(\rho_2 \cdot R_n) = 1,6 \cdot 10^6 / (4 \cdot 3 \cdot 286) = 466 \text{ К}.$$

Приймаючи, що відвід тепла від повітря протікає при температурі T_2 , знаходимо,

$$\Delta S_{12} = Q_{12}/T_2 = -4 \cdot 10^5 / 466 = -858 \text{ Дж/К}.$$

5. Зміну ексергії повітря знаходимо за рівнянням Гюї-Стодоли

$$Ex_2 - Ex_1 = \Delta Ex = (T_2 \cdot \Delta S_{12}) = -858 \cdot 466 \approx -400 \text{ кДж}.$$

Відповідь: охолодження повітря зменшило його ексергію, на величину роботи зовнішнього тиску.

Приклад 2

В котельні спалюють умовне паливо при температурі $t_2 = 1150^\circ \text{C}$ зі швидкістю $B = 2,0 \text{ кг/с}$. При цьому генерується пара з витратою $1,8 \text{ кг/с}$ та ентальпією $2,5 \text{ МДж/кг}$. Порівняти енергетичний та ексергічний ККД котельні. Температура оточення $t_0 = 27^\circ \text{C}$.

Дано: $t_2 = 1150^\circ \text{C}$; $B = 2,0 \text{ кг/с}$; $Q_{\text{уп}} = 29 \text{ МДж/кг}$; $m = 1,8 \text{ кг/с}$; $h = 2,5 \text{ МДж/кг}$; $t_0 = 27^\circ \text{C}$.

Визначити: $\eta_{\text{ех}}$ / $\eta_{\text{е}}$.

Розв'язування

1. За означенням енергетичний та ексергічний ККД котельні рівні, відповідно,

$$\eta_{\text{е}} = Q_{\text{пар}} / (B \cdot Q_{\text{уп}}); \quad \eta_{\text{ех}} = Ex_{\text{пар}} / Ex_{\text{пал}}. \quad Ex_{\text{пал}} = B \cdot Q_{\text{уп}}.$$

2. Розраховуємо потрібні величини,

$$Q_{\text{пал}} = B \cdot Q_{\text{уп}} = 58 \text{ МВт}; \quad Q_{\text{пар}} = m \cdot h = 53,5 \text{ МВт};$$

$$Ex_{\text{пар}} = (1 - T_0/T_2) \cdot Q_{\text{пар}} = [1 - (27+273)/(1150+273)] \cdot 53,5 = 42,22 \text{ МВт}.$$

3. Розраховуємо ККД,

$$\eta_e = Q_{\text{пари}} / (B \cdot Q_{\text{уп}}) = 53.5/58 = 0.92. \quad \eta_{\text{ех}} = E_{\text{хпари}} / E_{\text{хпал.}} = 42.22/58 = 0.73.$$

$$\eta_{\text{ех}} / \eta_e = 0.79.$$

Відповідь. Ексергічний ККД котельні менший від енергетичного на 26%. При згоранні втрачається ексергія палива. Втрати тим більші, чим вища температура оточення.

1.10 Завдання для самостійної роботи

Випробовуючи двигун потужністю $N \text{ кВт}$, використовують гальмо. Двигун працює на подолання сил тертя, 20% теплоти розсіюється у навколишнє середовище, решта відводиться водою охолодження гальма. Визначити витрату води $m_1 \text{ кг/год.}$ та втрату ексергії в процесі, якщо температури води t_1 та $t_2, ^\circ\text{C}$, теплоємність $C = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$. Значення N, t_1, t_2 та температуру середовища t_0 взяти з табл. 1.1.

Таблиця 1.1.

Дані до самостійної роботи.

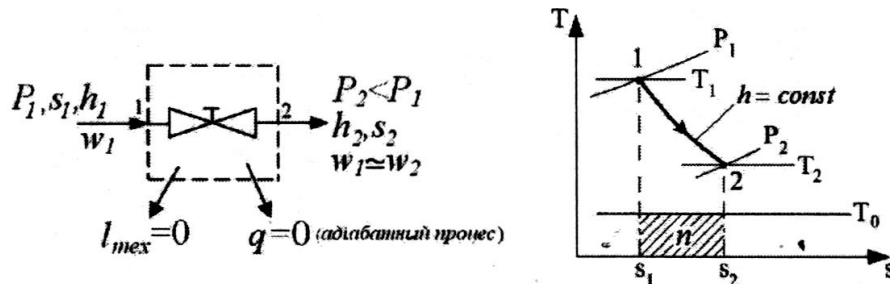
Остання цифра номера ЗК	N , кВт	t ₂ , °C	t ₁ , °C	t ₀ , °C
1	50	80	10	15
2	100	70	15	19
3	70	80	15	25
4	65	85	15	20
5	120	80	10	14
6	80	85	25	26
7	55	80	15	27
8	75	60	10	23
9	90	50	15	17
0	60	70	10	12

2 ДРОСЕЛЮВАННЯ ТА РУХ ТЕПЛОНОСІВ ТРУБАМИ

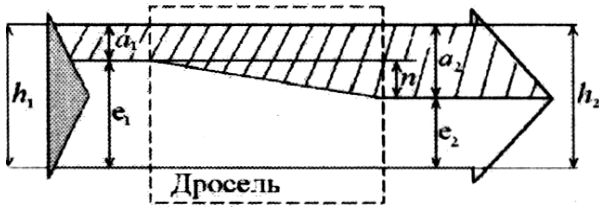
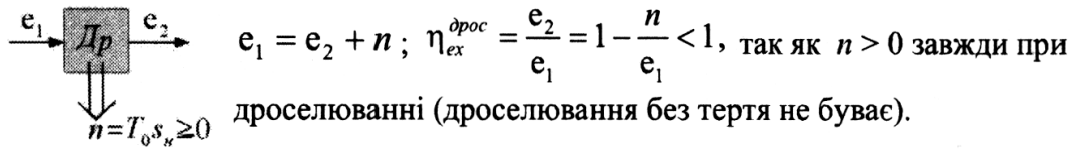
2.1 Дроселювання

Дроселювання - протікання робочого тіла в трубах через місцеві гідравлічні опори. При дроселюванні виконується робота подолання сил тертя у місцевому опорі, яка супроводжується розсіюванням енергії та втратою тиску, **при дроселюванні завжди $P_1 > P_2$** .

Зобразимо схему процесу та його T - s діаграму.



Процес описується рівняннями енергобалансу $h_2 = h_1$ та ексергічного балансу.

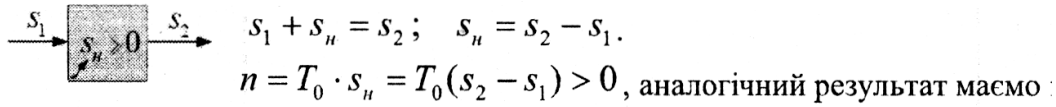


Смуговий графік потоків ексергії та анергії при протіканні через дросель.

Отже, при дроселюванні ексергія втрачається. З точки зору ексергії дроселювання

затратний процес, хоча часто використовується при потребі знизити тиск і зберегти ентальпію.

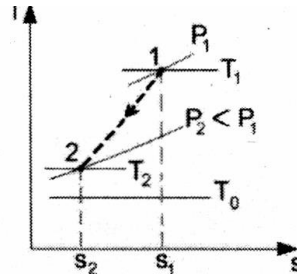
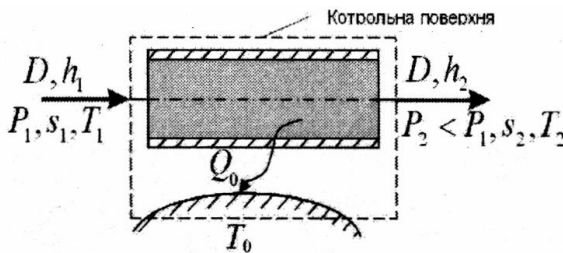
1) Ентропійний баланс дозволяє визначити втрати ексергії при дроселюванні.



із рівняння $e_1 - e_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_2 - s_1) = T_0(s_2 - s_1) = n > 0$

2.2 Транспортування робочого тіла трубами

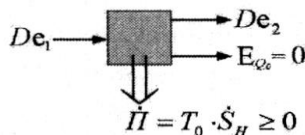
В систему, яка аналізується, включені трубопровід та довідкілля, див. рисунок,



1) Енергобаланс

$Dh_1 = Q_0 + Dh_2$, тут Q_0 – модуль.

2) Ексергічний баланс



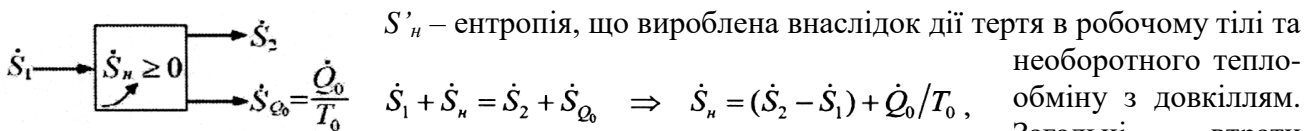
$De_1 = De_2 + \dot{I}$ або $\dot{I} = D(e_1 - e_2)$,
де $\dot{I} = \dot{I}_{тр} + \dot{I}_{\Delta T}$

- сумарні втрати ексергії виникають від **двох необоротностей**: тертя в робочому середовищі та теплообмін при кінцевій різниці температур між речовиною і навколишнім середовищем.

Ексергічний ККД трубопроводу (враховує втрати ексергії внаслідок тертя та теплообміну з навколишнім середовищем).

$\eta_{ex}^{труб} = \frac{e_2}{e_1} = 1 - \frac{n}{e_1} < 1$

3) Ентропійний баланс



ексергії розраховують за рівнянням Гюї-Стодоли: $\dot{I} = T_0 \dot{S}_n \geq 0$.

2.3 Приклади розв'язування задач

Приклад 1

Трубопроводом з місцевим опором (дроселем) протікає вода. Температура води $t = 20^\circ\text{C}$, витрата $180\text{м}^3/\text{год.}$, діаметр труби 200мм , коефіцієнт опору $\zeta = 0.2$. Розрахувати кількість тепла Q_t , що виділяється внаслідок тертя, втрату ексергії на опорі ΔE_x , втрату тиску при дроселюванні ΔP та величину згенерованої ентропії ΔS .

Дано: $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $D = 0.2\text{м}$; $G = 180\text{м}^3/\text{год.}$; $\zeta = 0.2$.

Визначити: Q_t , ΔE_x , ΔP , ΔS .

Розв'язування:

1. Швидкість потоку розраховуємо з виразу для витрати води,

$$G = \pi \cdot (D^2/4) \cdot V; V = 4 \cdot G / (\pi \cdot D^2); w = 4 \cdot 180 / 3600 / (3.14 \cdot 0.2^2) = 1.59\text{м/с.}$$

2. Зміну тиску визначаємо з рівняння Бернуллі,

$$P_1 + \rho w_1^2/2 = P_2 + \rho w_2^2/2 + \zeta \cdot (\rho w_1^2/2);$$

після протікання через місцевий опір за умови сталого діаметру труби, швидкість відновлює свою величину, тобто $w_1 = w_2$ і з рівняння Бернуллі знаходимо,

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \zeta \cdot (\rho w_1^2/2) = 0.2 \cdot 10^3 \cdot 1.59^2/2 = 252.8\text{ Па} = 25,8\text{ ммВст.}$$

3. Кількість тепла, що виділяється при протіканні через місцевий опір, дається виразом,

$$Q_t = \Delta P \cdot G = 252.8 \cdot 180/3600 = 12.6\text{Вт.}$$

4. Робота сил тертя призводить до дисипації енергії, тобто до втрат ексергії.

$$\Delta E_x = Q_t = 12.6\text{Вт.}$$

5. За рівнянням Гюї-Стодоли визначаємо величину потоку згенерованої ентропії,

$$\Delta E_x = T_0 \cdot \Delta S, \Delta S = Q_t/T_0 = 12.6/((273+20)) = 0.043\text{ Вт/К.}$$

Отже, при протіканні води в трубах внаслідок тертя кінетична енергія потоку перетворюється в теплоту призводячи до росту ентропії.

Приклад 2

Для енергетично ізолюваної течії ($\delta q = 0$, $\delta l = 0$) швидкість газового потоку w в умовах рівноважного процесу змінюється від 150 до 650м/с . Визначити зміну питомої ексергії потоку та втрати ексергії, якщо внаслідок тертя кінцева швидкість зменшилась до 600м/с .

Дано:

$$\delta q = 0, \delta l = 0; w_1 = 150\text{м/с}; w_2 = 650\text{м/с}; w_2' = 600\text{м/с.}$$

Визначити: Δe_x , $\Delta e_{вт}$.

Розв'язування:

1. Зміна ексергії потоку за (1.5) рівна

$$\Delta e_{x12} = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) = \Delta h_{12},$$

оскільки потік енергоізолюваний, то ентропія потоку в першому випадку не змінюється, $s_2 = s_1$.

2. Рівняння першого закону термодинаміки для потоку має вигляд,

$$\Delta q = \Delta h + I_T + \Delta \left(\frac{w^2}{2} \right) + \Delta(gz)$$

потік енергоізолюваний, тому $\Delta q = 0$, $I_T = 0$, прийемо, що $\Delta z = 0$, відповідно отримуємо,

$$\Delta h = -\Delta\left(\frac{w^2}{2}\right)$$

$$\Delta h_{12} = -\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) = -\frac{650^2 - 150^2}{2} = -200 \text{кДж/кг.}$$

Зміна ексергії при цьому рівна

$$\Delta ex_{12} = \Delta h_{12} = -200 \text{кДж/кг.}$$

3. При зміні кінцевої швидкості від 650 до 600 м/с внаслідок **включення сил тертя** втрати кінетичної енергії рівні,

$$l_{\tau} = \Delta k_{12} = \frac{650^2 - 600^2}{2} = 31.25 \text{кДж/кг.}$$

4. Сили тертя призводять до розсіювання енергії, тобто втрати ексергії,

$$\Delta ex = lm = 31.25 \text{кДж/кг.}$$

В даному прикладі втрати ексергії пов'язані з роботою сил тертя, тобто переходом впорядкованої (кінетичної) енергії в тепло (хаотичну енергію).

2.4 Завдання для самостійної роботи

Трубопроводом довжиною L з місцевим опором (дроселем) протікає вода зі швидкістю ω . Температура води t_0 , коефіцієнт лінійного опору ζ_1 , коефіцієнт місцевого опору ζ_2 . Розрахувати питому кількість тепла q_t , що виділяється внаслідок тертя, питому втрату ексергії Δex та тиску ΔP в трубі, а також величину згенерованої ентропії Δs . Дані взяти з табл. 1.4.

Таблиця 2.1.

Дані до самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	$t_0, ^\circ\text{C}$	$\omega, \text{м/с}$	ζ_1	ζ_2	$L, \text{м}$
1	10	2.0	0.05	1.5	20
2	11	1.6	0.03	1.0	30
3	23	1.5	0.07	1.1	40
4	19	2.5	0.02	1.4	15
5	25	1.8	0.04	1.2	25
6	17	2.2	0.08	0.9	35
7	15	1.7	0.06	0.8	10
8	25	2.6	0.09	1.6	28
9	11	1.9	0.01	1.7	17
0	18	2.7	0.06	1.9	38

3 ЗМІШУВАННЯ ТЕПЛОНОСІЇВ

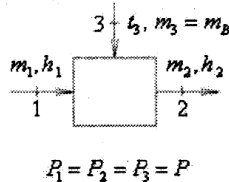
Змішування теплоносіїв процес необоротний, а, значить, зв'язаний з генерацією ентропії та втратою ексергії суміші порівняно з її компонентами. При змішуванні компонентів з початковими об'ємами v_1, \dots, v_n об'єм суміші зростає порівняно з початковими об'ємами компонент, відповідно зростає і ентропія. Нижче розглянемо аналіз конкретних ситуацій зі змішуванням компонент, які часто зустрічаються в теплотехніці.

3.1. Приклад 1

Для регулювання температури перегрітої пари використовується впрыск у пару холодної води. Яку кількість води на 1 кг пари слід подати у змішувач, якщо до нього подається перегріта пара з тиском $P = 3$ МПа і температурою $t_1 = 480^\circ\text{C}$, яку потрібно знизити до $t_2 = 460^\circ\text{C}$. Вода на вході має тиск такий же, як і тиск пари, а її температура $t_b = 20^\circ\text{C}$. Визначити також вироблення ентропії і втрату ексергії в змішувачі.

Аналіз

Водяна пара
$P = 3$ МПа
$t_1 = 480^\circ\text{C}$
$t_2 = 460^\circ\text{C}$
Вода
$t_b = t_3 = 20^\circ\text{C}$
$t_0 = 20^\circ\text{C}$
$\frac{m_3}{m_1} = \alpha$ - ? S_H, Π - ?



1) Зображаємо схему процесу та за таблицями визначаємо початкові параметри пари.

$P = 3$ МПа; $t_s = 233.82^\circ\text{C}$, відповідно,

$t_1 > t_s(P)$ – перегріта пара;	}
$t_2 > t_s(P)$ – перегріта пара;	
$t_3 < t_s(P)$ – недогріта рідина.	

Для параметрів теплоносіїв у точках 1, 2 та 3.

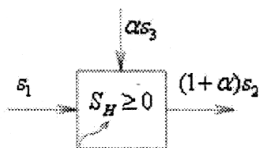
т.1	т.2	т.3
$\left\{ \begin{array}{l} h_1 = 3411,6 \text{ кДж/кг} \\ s_1 = 7,1758 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \end{array} \right\}$	$\left\{ \begin{array}{l} h_2 = 3366,8 \text{ кДж/кг} \\ s_2 = 7,1155 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \end{array} \right\}$	$\left\{ \begin{array}{l} h_3 = 86,7 \text{ кДж/кг} \\ s_3 = 0,2957 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \end{array} \right\}$

2) З рівняння матеріального балансу змішування $m_1 + m_3 = m_2$.

Енергетичний баланс $m_1 h_1 + m_3 h_3 = m_2 h_2 \Rightarrow h_1 + \alpha h_3 = (1 + \alpha) h_2$, звідси

$$\alpha = \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_3} = \frac{3411,6 - 3366,8}{3366,8 - 86,7} = 0,014 \frac{\text{кг води}}{\text{кг пари}}$$

3) З рівняння ентропійного балансу $(1 + \alpha) s_2 = s_1 + \alpha s_3 + S_H$



знаходимо величину створеної ентропії

$$S_H = (s_2 - s_3)\alpha - (s_1 - s_2) = (7,1155 - 0,2957) \cdot 0,014 - (7,1758 - 7,1155) = 0,0352 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

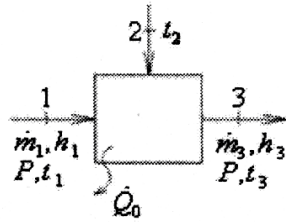
4) Втратену ексергію для пари, що поступає у змішувач, знаходимо за рівнянням Гюї-Стодоли

$$\Pi = T_0 S_H = 293 \cdot 0,0352 = 10 \text{ кДж/кг}$$

3.2 Приклад 2

Вода при $P_1 = 200$ кПа, ($t_1 = 10^\circ\text{C}$ і витраті $m_1 = 2,5$ кг/с поступає у камеру змішування, де змішується у стаціонарному режимі з потоком, який подається при $P_2 = P_1 = 200$ кПа і $t_2 = 120^\circ\text{C}$. Суміш виходить з камери при $P_3 = 200$ кПа і $t_3 = 50^\circ\text{C}$. Втрата теплоти в навколишнє середовище при $t_0 = 20^\circ\text{C}$, складає $Q_0 = 3,2$ кВт. Нехтуючи зміною кінетичної і потенціальної енергії визначити потік створеної у цьому процесі ентропії, а також втраченої ексергії.

Вода
 $P_1 = 200 \text{ кПа}$
 $t_1 = 10^\circ\text{C}$
 $\dot{m}_1 = 2,5 \text{ кг/с}$
 $P_2 = P_1$
 $t_2 = 120^\circ\text{C}$
 $P_3 = P_1$
 $t_3 = 50^\circ\text{C}$
 $\dot{Q}_0 = 3,2 \text{ кДж/с}$
 $\dot{S}_H \text{ ?}$



1) За таблицями визначаємо параметри пари, $P = 200 \text{ кПа}$; $t_s = 120,2^\circ\text{C}$.

$t_1 < t_s(P)$
 $t_2 < t_s(P)$
 $t_3 < t_s(P)$ } – недогріта рідина \Rightarrow
 \Rightarrow табл. №3

Аналогічно для точок 1-3:

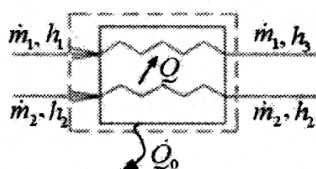
г.1	$h_1 = 42,2 \text{ кДж/кг}$ $s_1 = 0,151 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	г.2	$h_2 = 503,7 \text{ кДж/кг}$ $s_2 = 1,5276 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	г.3	$h_3 = 209,4 \text{ кДж/кг}$ $s_3 = 0,7034 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$
-----	--	-----	--	-----	--

2) Матеріальний баланс

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Енергетичний баланс

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_0 \quad \text{або} \quad \dot{m}_2 (h_2 - h_3) = \dot{Q}_0 + \dot{m}_1 (h_3 - h_1)$$



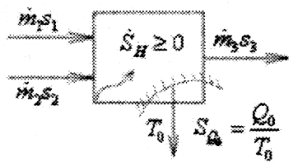
Витрата гріючої води

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_3} + \frac{|\dot{Q}_0|}{h_2 - h_3} = 2,5 \frac{209,4 - 42,2}{503,7 - 209,4} + \frac{3,2}{503,7 - 209,4} = 1,431 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата нагрітої води $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = 2,5 + 1,431 = 3,931 \text{ кг/с}$.

3) З рівнянь ентропійного балансу

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_H = \dot{m}_3 s_3 + \dot{Q}_0 / T_0$$



знаходимо величину створеної ентропії

$$\dot{S}_H = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_H + |\dot{Q}_0| / T_0 =$$

$$= 3,931 \cdot 0,7034 - 2,5 \cdot 0,151 -$$

$$- 1,431 \cdot 1,5276 + 3,2 / 293 = 0,2124 \frac{\text{кВт}}{\text{К}}$$

4) Втратену ексергію для пари у змішувачі знаходимо за рівнянням Гюї-Стодоли

$$\dot{W}' = T_0 \dot{S}'_H = 293 \cdot 0,2124 = 62,233 \text{ кВт}$$

Генерація ентропії зумовлена змішуванням двох потоків рідини (необоротний процес) і теплообміном між камерою змішування і навколишнім середовищем при кінцевій різниці температур (другий необоротний процес).

3.3 Завдання для самостійної роботи

Як вже згадувалося, змішування є прикладом необоротного процесу пов'язаного зі збільшенням простору доступного для переміщення молекул кожного компонента. Ріст доступного об'єму призводить до збільшення ентропії, тобто зменшення ексергії продукту змішування.

Завдання

Вода при тиску P_1 , температурі t_1 та витраті \dot{m}_1 подається в камеру змішування, де стаціонарно змішується з потоком пари з параметрами: $P_2 = P_1$ і t_2 . Суміш виходить з камери при $P_3 = P_1$ і температурі t_3 . Втрата теплоти в довкілля при t_0 рівна \dot{Q}_0 . Нехтуючи зміною кінетичної і потенціальної енергії визначити потік створеної у цьому процесі ентропії, а також втраченої ексергії.

Самостійну роботу виконати за даними з табл. 3.1. Якщо необхідні додаткові дані, то скористайтесь довідниками чи Інтернетом.

Таблиця 3.1.

Дані до самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	P_1 , МПа	t_0 , °С	t_1 , °С	t_2 , °С	t_3 , °С	Q_0 , кВт	m_1 , кг/с
1	0.1	10	90	50	65	4.0	2.0
2	0.12	15	95	55	70	4.2	2.5
3	0.15	12	130	70	90	3.8	1.5
4	0.17	11	150	80	100	3.2	2.8
5	0.19	14	160	80	120	2.5	1.7
6	0.2	16	192	85	130	2.7	3.0
7	0.22	17	190	85	140	3.8	2.3
8	0.23	18	187	90	120	4.5	1.9
9	0.24	13	198	95	110	4.7	3.5
0	0.25	19	194	98	140	5.0	3.8

4 ЕКСЕРГІЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Ексергічний аналіз дозволяє зрозуміти і об'єктивно оцінити енергетичні перетворення, що відбуваються в системі і втрати від необоротності перетворень (технологічних процесів).

Він можливий на всіх стадіях проектування і виробництва:

- при виборі основних принципів процесу;
- ескізного проектуванню;
- конструюванні і експлуатації системи.

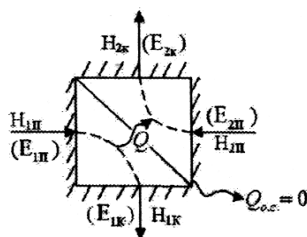
Ексергічний метод дає можливість не лише шукати шляхи економії енергетичних ресурсів, але й розуміти причини їх втрат.

4.1 Робота ТО при постійних температурах теплоносіїв

Технологічне призначення теплообмінних апаратів: передача теплоти від середовища з більшою температурою (гріючий потік) до середовища з меншою температурою (вторинний потік). Для перебігу цього процесу необхідна кінцева різниця температур (температурний напір) ΔT між потоками. **Наявність ΔT обумовлює необоротність процесу теплообміну в ТО.** За певних умов враховується і необоротність від тертя в робочих тілах.

Простим і розповсюдженим випадком теплообміну є **випаровування чистої рідини при T_2 за рахунок конденсації гріючого теплоносія при температурі T_1 .** Це може бути пара або тієї самої речовини при більш високих тисках, або іншої речовини.

1) Енергетичний баланс теплообміну



а) Гріючий (первинний) потік

$$H_{1П} = Q + H_{1К} \Rightarrow |Q| = H_{1П} - H_{1К}$$

б) Вторинний потік

$$Q + H_{2П} = H_{2К} \Rightarrow Q = H_{2К} - H_{2П}$$

При $Q_{н.с.} = 0$ $|Q_1| = Q_2 = Q$ і коефіцієнт

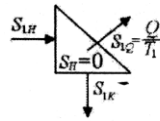
використання теплоти в ТО (енергетичний ККД ТО) $\eta = \frac{Q_2}{|Q_1|} = 1$ або 100 %.

$$\text{в) ТО в цілому} \quad H_{1П} + H_{2П} = H_{1К} + H_{2К} \Rightarrow \overbrace{H_{1П} - H_{1К}}^{|Q|} = \overbrace{H_{2К} - H_{2П}}^Q$$

2) Ентропійний баланс

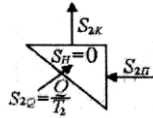
Тертям по ходу середовищ нехтуємо, тому виробництво ентропії тертя потоці $S_H = 0$.

а) Гріючий потік



$$S_{1H} = S_{1Q} + S_{1K} \Rightarrow S_{1Q} = S_{1H} - S_{1K}$$

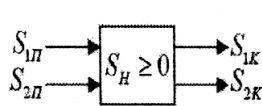
б) Потік, що нагрівається



$$S_{2H} + S_{2Q} = S_{2K} \Rightarrow S_{2Q} = S_{2K} - S_{2H}$$

в) для ТО загалом:

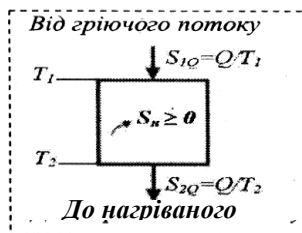
Тут $S_H > 0$ - через необоротність теплообміну (кінцева ΔT).



$$\underbrace{(S_{1П} - S_{1К})}_{S_{1Q}} + S_{П} = \underbrace{S_{2К} - S_{2П}}_{S_{2Q}} \Rightarrow S_{1Q} + S_H = S_{2Q}$$

(При відсутності тертя в середовищах)

Цьому рівнянню відповідає схема,



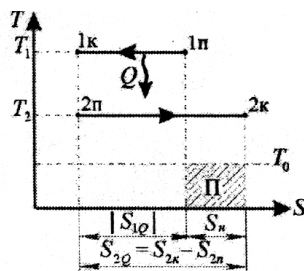
Вироблена в ТО ентропія у зв'язку з необоротністю теплообміну (кінцева ΔT) дорівнює

$$S_H = S_{2Q} - S_{1Q} = \frac{Q}{T_2} - \frac{Q}{T_1} = Q \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 \cdot T_2}$$

Втрата ексергії від необоротного теплообміну в ТО за рівнянням Гюї-Стодоли

$$\Pi = T_0 S_H = T_0 Q (T_1 - T_2) / (T_1 \cdot T_2)$$

Зображення процесів з потоками на T-s діаграмі



$$\underline{1п-1к}: Q = \int T \cdot dS = T_1 (S_{1к} - S_{1п}) < 0$$

$$|Q| = T_1 (S_{1п} - S_{1к}) = \text{площа під 1к-1п на вісь } S.$$

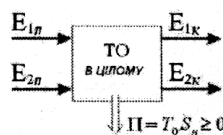
$$\underline{2п-2к}: Q = \int T \cdot dS = T_2 (S_{2к} - S_{2п}) > 0 =$$

$$= \text{площа під 2п-2к}$$

Вказані площі рівні, так як Q - однакові.

$$S_H = 0 \text{ при } \Delta T = T_2 - T_1 = 0.$$

3) Ексергічний баланс



$$E_{1П} + E_{2П} = E_{1К} + E_{2К} + \Pi; \Rightarrow$$

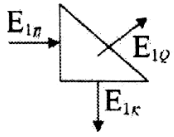
$$\Rightarrow E_{1П} - E_{1К} = E_{2К} - E_{2П} + \Pi$$

$$\underbrace{\Delta E_{\text{витр}}}_{\text{(витрата)}} \quad \underbrace{\Delta E_{\text{кор}}}_{\text{(користь)}}$$

Ексергічний ККД ТО

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_{\text{кор}}}{\Delta E_{\text{витр}}} = 1 - \frac{\Pi}{\Delta E_{\text{витр}}} \leq 1; \quad \eta_{ex} \uparrow, \text{ якщо } \Pi \downarrow.$$

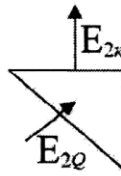
а) Гріючий потік ($I_n - I_k$, тертям нехтуємо, $\Pi_I = 0$):



$E_{1Q} = E_{1п} - E_{1к}$ - витрачена ексергія; E_{1Q} - ексергія теплоти, яка відводиться від гріючого потоку при T_1 . Аналогічний вираз отримаємо з виразу для зміни ексергії гріючого потоку речовини.

$$E_{1п} - E_{1к} = \underbrace{(H_{1п} - H_{1к})}_{|Q|} - T_0 \underbrace{(S_{1п} - S_{1к})}_{|Q|/T_1} = |Q| \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = |Q| \cdot \tau_1 = E_{1Q}$$

б) Нагріваний потік ($2п-2к$, тертя = 0, $\Pi_2 = 0$):

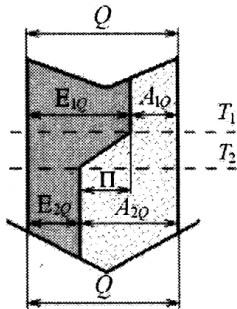


$$E_{2п} + E_{2Q} = E_{2к} \Rightarrow E_{2Q} = E_{2к} - E_{2п}$$

Аналогічно

$$E_{2к} - E_{2п} = \underbrace{(H_{2к} - H_{2п})}_{Q} - T_0 \underbrace{(S_{2к} - S_{2п})}_{Q/T_2} = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) = Q \cdot \tau_2 = E_{2Q}$$

- корисна ексергія дорівнює ексергії теплового потоку на температурному рівні T_2 .

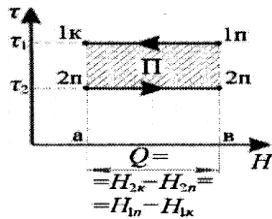


Тоді рівняння ексергічного балансу всього ТО (тертя в потоках = 0)

$$\underbrace{E_{1Q}}_{\text{витрата}} = \underbrace{E_{2Q}}_{\text{користь}} + \Pi$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_{кор}}{\Delta E_{випр}} = \begin{cases} \text{при відсутності} \\ \text{тертя в потоках} \end{cases} = \frac{Q \cdot \tau_2}{Q \cdot \tau_1} = \frac{\tau_2}{\tau_1}$$

Кількість теплоти при передачі від середовища 1 до середовища 2 залишається постійною, однак внаслідок необоротності (кінцева ΔT) ексергія теплоти зменшується, при цьому зростає її анергія.

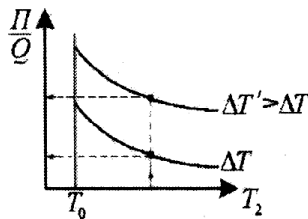


$$E_{1к} = Q \cdot \tau_1 = \text{пл. а 1к 1п в;}$$

$$E_{2к} = Q \cdot \tau_2 = \text{пл. а 2п 2к в;}$$

$$\Pi = E_{1Q} - E_{2Q} = \text{пл. 1к 1п 2к 2п.}$$

Переконаємось, що величина Π в рівнянні $E_{1Q} = E_{2Q} + \Pi$, при відсутності тертя у потоках середовищ, відповідає раніше отриманому за рівнянням Гюї-Стодоли:



$$\Pi = E_{1Q} - E_{2Q} = Q(\tau_1 - \tau_2) = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_1} - 1 + \frac{T_0}{T_2}\right) = Q \cdot T_0 \frac{T_1 - T_2}{T_1 \cdot T_2} \quad \text{або,}$$

позначаючи $T_1 - T_2 = \Delta T$, отримаємо:

$$\Pi = Q \cdot T_0 \frac{\Delta T}{(T_2 + \Delta T) \cdot T_2}$$

Висновки:

- 1) чим більша ΔT при тій самій T_2 , тим більша втрата ексергії;
- 2) чим вища T_2 при цій же ΔT , тим менша втрата ексергії.

Тобто, одна й та сама різниця температур при більш високих температурах викликає меншу втрату ексергії, ніж при нижчих.

Наприклад з формули для Π випливає:

Приклад:

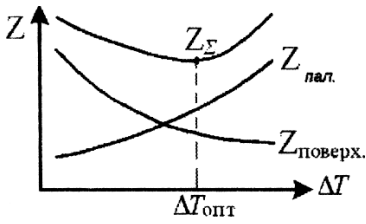
$$T_0 = 290 \text{ K}$$

$$\Delta T = 10 \text{ K}$$

$$\text{а) } T_2 = 300 \text{ K}$$

$$\text{б) } T_2 = 900 \text{ K}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{а) } \frac{\Pi}{Q} &= T_0 \frac{\Delta T}{(T_2 + \Delta T) \cdot T_2} = 290 \cdot \frac{10}{310 \cdot 300} = \frac{a}{b} \\ \text{б) } \frac{\Pi}{Q} &= T_0 \frac{\Delta T}{(T_2 + \Delta T) \cdot T_2} = 290 \cdot \frac{10}{910 \cdot 900} = \frac{b}{a} \end{aligned} \right\} = \frac{910 \cdot 900}{310 \cdot 300} \approx 9 \text{ раз}$$



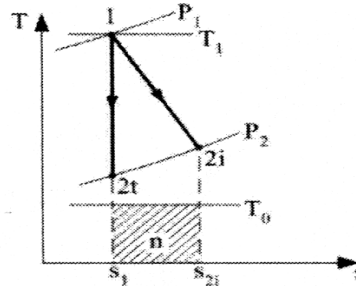
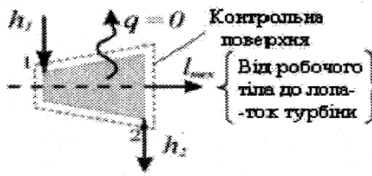
Отже, при $T_0 = 290 \text{ K}$ різниця температур 10°C при $T_2 = 900\text{K}$ викликає втрату ексергії у 9 раз меншу, ніж ті самі 10°C при $T_2 = 300 \text{ K}$. Разом з тим, зниження температурного напору призводить до збільшення поверхні теплообміну ($F=Q/(k\Delta T)$), а отже до збільшення вартості теплообмінного апарату.

Тому рішення потрібно приймати розглядаючи сумарні витрати на теплообмінний апарат та його експлуатацію

$$Z_\Sigma = Z_{\text{палива}} + Z_{\text{поверхні ТО}}$$

Оптимальне рішення допускає певні втрати ексергії, котрі відповідають мінімуму загальних витрат.

4.2 Адіабатна турбіна



1) Енергобаланс, узагальнена форма

$$h_1 \rightarrow \boxed{T} \rightarrow \begin{matrix} h_2 \\ l_{mex} \end{matrix} \quad h_1 = h_2 + l_{mex} \Rightarrow l_{mex} = h_1 - h_2$$

1-2t; $s = const$ - ізоентропний або адіабатний оборотний процес (адіабатний без тертя) $\Rightarrow l_{2t}^T = h_1 - h_{2t}$.

1-2i; $\Delta s > 0$ - необоротний (або реальний) процес, з тертям у робочому тілі $\Rightarrow l_{2i}^T = h_1 - h_{2i}$; $l_{2i}^T < l_{2t}^T$ через тертя.

У теплотехнічних спецкурсах врахування необоротності (тертя) в адіабатній турбіні на сьогодні роблять переважно на базі рівняння енергобалансу за допомогою **відносного внутрішнього ККД турбіни**. Також в літературі зустрічається і інша назва - **ізоентропний коефіцієнт**.

$$\eta_{oi}^T = l_{2i}^T / l_{2t}^T \leq 1; \quad \eta_{oi}^T = 1, \text{ якщо } 1-2t; \quad \eta_{oi}^T < 1, \text{ якщо } 1-2i.$$

2) Ексергічний баланс, узагальнена форма

$$e_1 \rightarrow \boxed{T} \rightarrow \begin{matrix} e_2 \\ l_{mex} \end{matrix} \quad e_1 = e_2 + l_{mex} + n \text{ (питомі величини), звідси } \text{витрата ексергії} \\ \text{(користь)} \quad e_1 - e_2 = l_{mex} + n, \text{ відповідно } l_{mex} = e_1 - e_2 - n,$$

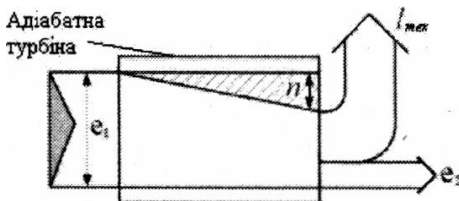
$n = T_0 s_n \geq 0$ **Ексергічний ККД турбіни:**

$$\eta_{ex}^T = \frac{\text{користь}}{\text{витрата}} = \frac{l_{mex}}{e_1 - e_2} = 1 - \frac{n}{e_1 - e_2} \leq 1$$

Розрахуємо величину $e_1 - e_2$ для процесів 1-2t та 1-2i:

$$1-2t: \quad e_1 - e_{2t} = \underbrace{(h_1 - h_{2t}) - T_0(s_1 - s_{2t})}_{l_{2t}^T}; \quad \eta_{ex}^T = 1.$$

$$1-2i: \quad e_1 - e_{2i} = \underbrace{(h_1 - h_{2i}) - T_0(s_1 - s_{2i})}_{l_{2i}^T} = l_{2t}^T + \underbrace{T_0(s_{2i} - s_{2t})}_{n > 0} \Rightarrow \eta_{ex}^T < 1.$$



Діаграма потоків ексергії і енергії при розширенні робочого тіла в турбіні показує перетворення ексергії в енергію, якщо враховується тертя в робочому тілі.

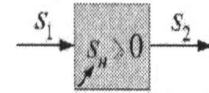
3) Вираз для ексергічного ККД турбіни

Його можемо отримати також з ентропійного балансу процесу розширення.

$$s_1 + s_n = s_2 \Rightarrow s_n = s_2 - s_1;$$

$$n = T_0 \cdot s_n = T_0(s_2 - s_1) \text{ – рівняння Гюї-Стодола.}$$

$$1-2t: n = 0; \quad 1-2i: n > 0.$$



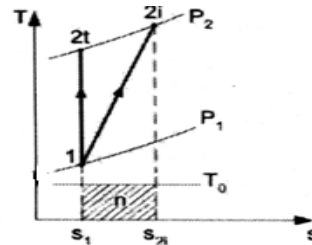
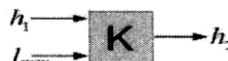
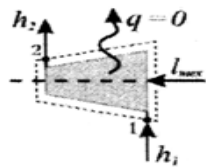
Відповідно, ексергічний ККД турбіни рівний,

$$\eta = 1 - \frac{T_0 \cdot (s_2 - s_1)}{e_1 - e_2} < 1.$$

4.3 Адіабатний компресор

Як і раніше, для аналізу роботи компресора використаємо рівняння енергетичного та ентропійного балансів.

1) Енергобаланс, узагальнена форма



Запишемо рівняння енергобалансу

$$h_1 + l_{mex} = h_2, \text{ звідси } |l_{mex}| = h_2 - h_1 > 0.$$

Для процесів:

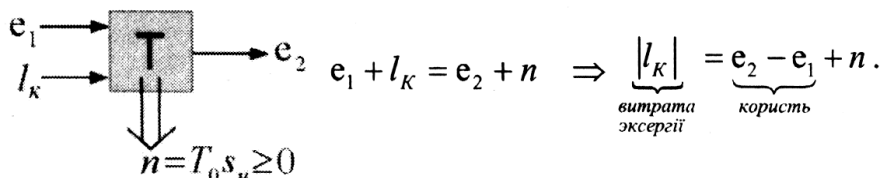
$$1-2t: s = const \text{ – ізентронний процес } \Rightarrow |l_t^K| = h_{2t} - h_1.$$

$$1-2i: \Delta s > 0 \text{ – адіабатний з тертям } \Rightarrow |l_i^K| = h_{2i} - h_1; \quad |l_i^K| > |l_t^K| \text{ через тертя в робочому тілі.}$$

Відносний внутрішній ККД компресора (ізоентронний коефіцієнт)

$$\eta_{oi}^K = l_t^K / l_i^K \leq 1; \quad \eta_{oi}^K = 1, \text{ якщо } 1-2t; \quad \eta_{oi}^K < 1, \text{ якщо } 1-2i.$$

2) Ексергічний баланс, узагальнена форма

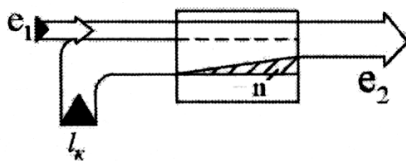


Ексергічний ККД компресора

$$\eta_{ex}^K = \frac{\text{користь}}{\text{витрата}} = \frac{e_2 - e_1}{|l_K|} = 1 - \frac{n}{|l_K|} \leq 1$$

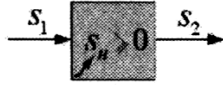
$$1-2t: e_{2t} - e_1 = \underbrace{(h_{2t} - h_1)}_{l_t^K} - T_0(s_{2t} - s_1); \quad \eta_{ex}^K = 1.$$

$$1-2i: e_{2i} - e_1 = \underbrace{(h_{2i} - h_1)}_{l_i^K} - \underbrace{T_0(s_{2i} - s_1)}_{n > 0}; \quad \eta_{ex}^K < 1.$$



Смуговий графік потоків ексергії в адіабатному компресорі; e_1 – початкова ексергія повітря, e_2 – ексергія вихідного (стисненого) повітря.

3) Ентропійний баланс



$$s_1 + s_n = s_2 \Rightarrow s_n = s_2 - s_1;$$

$$n = T_0 \cdot s_n = T_0(s_2 - s_1)$$

$$1-2t: n = 0; \quad 1-2i: n > 0.$$

4.4 Приклади розв'язування задач

Приклад 1

Теплообмінний апарат працює з параметрами: температура гріючого теплоносія $t_1 = 120^\circ\text{C}$, кінцева температура нагрітого $t_2 = 70^\circ\text{C}$, кількість теплоти, що передається в ТО рівна $Q = 260\text{кВт}$, температура довкілля $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Розрахувати ексергічний ККД ТО η_{ex} та порівняти ексергічний ККД з енергетичним і пояснити різницю. Визначити витрату ексергії гріючого потоку ΔEx_1 , втрати ексергії внаслідок необоротності процесу теплопередачі $Ex_{вт}$, величину згенерованої ентропії ΔS . Визначити залежність витрати гріючого теплоносія від нагріваного. Втратами на внутрішнє тертя в теплоносіях та втратами теплоти в довкілля знехтувати.

Дано: $t_1 = 120^\circ\text{C}$; $t_2 = 70^\circ\text{C}$; $Q = 260\text{кВт}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Визначити: η_{ex} ; $Ex_{вт}$; $\Delta Ex_1 = Ex_1 - Ex_2$; ΔS ; $G_1 = f(G_2)$.

Розв'язування:

1. Ексергічний ККД ТО розраховуємо за формулою

$$\eta_{ex} = \tau_2/\tau_1 = (1 - T_0/T_2)/(1 - T_0/T_1) = (1 - 293/343)/(1 - 293/393) = 0.146/0.254 = 0.57.$$

Оскільки втратами теплоти в довкілля знехтувано, то енергетичний ККД ТО рівний 1.0. Різниця між ексергічним ККД та енергетичним пояснюється втратаю працездатності теплоти (її ексергії) внаслідок зниження температури теплоносія.

2. Величину згенерованої ентропії зв'язаної з теплопередачею знаходимо за формулою,

$$\Delta S = Q \cdot \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) = 260 \cdot \left(\frac{1}{273+70} - \frac{1}{273+120} \right) = 0.41\text{кВт} / \text{К}.$$

3. Втрати ексергії при теплопередачі визначаємо за рівнянням Гюї-Стодоли,

$$Ex_{вт} = T_0 \cdot \Delta S = (273+20) \cdot 0.41 = 120\text{кВт}.$$

4. Зміну ексергії гріючого потоку ΔEx_1 розраховуємо за формулою означення ККД,

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{Ex_{ем}}{\Delta Ex_1}; \Rightarrow \Delta Ex_1 = \frac{Ex_{ем}}{1 - \eta_{ex}} = \frac{120}{1 - 0.57} = 279\text{кВт}.$$

5. Функціональну залежність витрати гріючого теплоносія (води) G_1 від витрати нагріваного G_2 знаходимо з рівняння, C – теплоємність води, приймаємо $4.19\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$,

$$Q = G_1 \cdot C \cdot t_1 - G_2 \cdot C \cdot t_2; \rightarrow G_1 = \frac{Q}{C \cdot t_1} + \frac{t_2}{t_1} \cdot G_2$$

Для наших даних,

$$G_1 = 0.52 + 0.58 \cdot G_2, \text{ кг/с.}$$

Наприклад, якщо $G_1 = G_2$, то отримуємо, рівняння для визначення G_1 ,
 $(1 - 0.58) \cdot G_1 = 0.52$; $G_1 = 1.23 \text{ кг/с.}$

Така витрата теплоносія задовольняє всі умови завдання.

Приклад 2

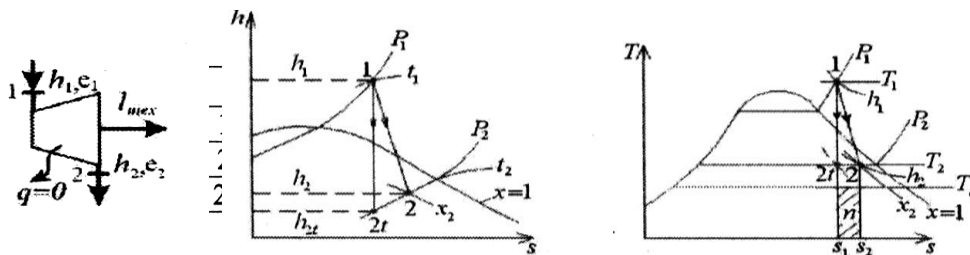
Водяна пара, витрата якої становить $D = 85 \text{ кг/с}$, при $P_1 = 10 \text{ МПа}$ і $t_1 = 550^\circ\text{C}$ адиабатно розширюється в турбіні до $P_2 = 4 \text{ кПа}$ і сухості пари $x_2 = 0,885$. Скласти ексергічний баланс цього процесу. Визначити втрату ексергії та ексергічний ККД турбіни.

Дано: $D = 85 \text{ кг/с}$; $P_1 = 10 \text{ МПа}$; $t_1 = 550^\circ\text{C}$; $P_2 = 4 \text{ кПа}$; $x_2 = 0,885$.

Визначити: $E_{\text{вт}}$, η_{ex} , скласти ексергічний баланс. Нарисувати смугастий графік процесу.

Розв'язування:

1. Схема потоків та діаграми процесів показані на рисунку,



2. З h - s діаграми, чи за таблицями, знаходимо параметри процесу, які показані в таблиці.

3. За формулою ексергії для потоку речовини визначаємо e_1 та e_2 , попередньо визначивши для P_0 та t_0 величини $h_0 = 84 \text{ кДж/кг}$ та $s_0 = 0.2963 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$,

4. Використовуючи енергетичний баланс турбіни, розрахуємо відносний внутрішній ККД турбіни, див. діаграми процесів.

$$\eta_{\text{вв}} = \Delta h_{12} / \Delta h_{12t}$$

Відповідно, для процесу 1-2t:

$$e_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) = (3500 - 84) - 293 (6,76 - 0,2963) = 1523 \text{ кДж/кг}$$

$$e_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) = (2276 - 84) - 293 (7,55 - 0,2963) = 68 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_{12t} = 3500 - 2036 = 1464 \text{ кДж/кг.}$$

Для процесу 1-2:

$$\Delta h_{12} = 3500 - 2276 = 1224 \text{ кДж/кг.}$$

Величина відносного внутрішнього ККД турбіни

$$\eta_{\text{вв}} = 1224 / 1464 = 0.836, \text{ або } 84\%.$$

5. Ексергічний ККД турбіни:

The diagram shows a turbine 'Т' with exergy input e_1 and exergy output e_2 . The mechanical work output is l_{mex} and heat loss is $n = T_0 s_H$. The exergy balance is given as $e_1 - e_2 = l_{\text{mex}} + n$. The exergy loss is labeled 'витрата' and the exergy gain is labeled 'користь'. The exergy efficiency is calculated as $\eta_{\text{ex}} = \frac{l_{\text{mex}}}{e_1 - e_2} = \frac{1224}{1523 - 68} = 0,84 \text{ або } 84\%$.

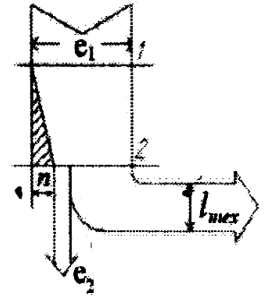
Бачимо, що ексергічний та внутрішній відносний ККД турбіни практично співпадають. Причиною цього є те, що в обох випадках враховані втрати зв'язані з необоротністю процесу розширення і відповідним ростом ентропії.

а) за рівнянням Гюї-Стодоли $\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_H$ з використанням ентропійного

балансу $\dot{S}_H = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 = D(s_2 - s_1)$
 $\dot{I} = T_0 \cdot D(s_2 - s_1) = 293 \cdot 85(7,55 - 6,76) = 20 \cdot 10^3 \text{ кВт}$

б) із рівняння ексергетичного балансу

$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + N + \dot{I} \Rightarrow$
 $\dot{I} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - N = D(e_1 - e_2) - D \cdot l_{\text{тех}} =$
 $= 85 \cdot (1523 - 68) - 85 \cdot 1224 = 20 \cdot 10^3 \text{ кВт}$
 $\Pi = T_0 S_H$



Smugastiy grafyk procesu

6. Смугастий графік процесу

Смугастий графік процесу показаний на рисунку. На ньому відображені: початкова питома ексергія e_1 ; втрати ексергії внаслідок нерівноважної теплопередачі $e_{\text{вТ}} = n$ та питома технічна робота $l_{\text{тех}}$.

Приклад 3

Адіабатний компресор всмоктує повітря з параметрами $P_1 = P_0 = 0,1 \text{ МПа}$ і $t_1 = t_0 = 15^\circ\text{C}$. На підвищення тиску до $P_2 = 400 \text{ кПа}$ затрачується потужність 500 кВт при витраті повітря $m = 2,5 \text{ кг/с}$. Визначити втрату ексергії у компресорі та його ексергічний ККД.

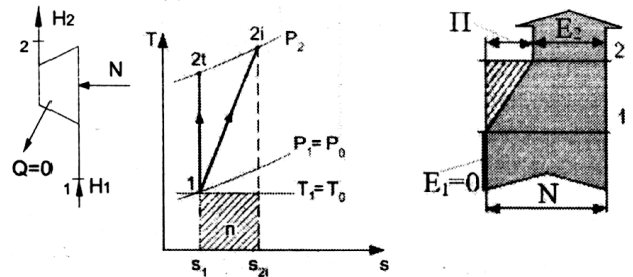
Зобразити потоки ексергії та енергії у вигляді смугового графіка та порівняти ексергічний та енергетичний ККД.

Дано: $P_1 = P_0 = 0,1 \text{ МПа}$; $P_2 = 400 \text{ кПа}$; $N = 500 \text{ кВт}$; $m = 2,5 \text{ кг/с}$.

Визначити: $E_{\text{вТ}}$, $\eta_{\text{ех}}$, скласти ексергічний баланс. Нарисувати смугастий графік процесу.

Розв'язування:

1. Зобразимо схему компресора, процесу стиснення на $T-s$ діаграмі та смугастий графік перетворення ексергії.



2. З рівняння енергобалансу процесу 1-2

$$N = m(h_2 - h_1) = mc_p(t_2 - t_1) \Rightarrow t_2 = t_1 + \frac{N}{mc_p} = 15 + \frac{500}{2,5 \cdot 1} = 215^\circ\text{C}.$$

$H_1 + N = H_2$ знаходимо температуру на виході із компресора:

3. З рівняння ентропійного балансу та з формули Гюї-Стодоли визначаємо втрати ексергії,

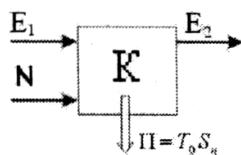
$$s_1 + s_H = s_2,$$

$s_H = s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} = 1 \cdot \ln \frac{488}{288} - \frac{8,314}{29} \cdot \ln \frac{0,4}{0,1} = 0,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$

Втрата ексергії за рівнянням Гюї-Стодоли

$$\Pi = T_0 m \cdot s_H = T_0 m (s_2 - s_1) = 288 \cdot 2,5 \cdot 0,13 = 93,6 \text{ кВт}.$$

4. Ексергічний баланс дозволяє визначити втрату ексергії $E_{\text{вТ}} = \Pi$ та ексергічний ККД процесу



Втрата ексергії

$$E_1 + N = E_2 + \Pi, \text{ де } E_1 = 0, \text{ бо } P_1 = P_0 \text{ и } T_1 = T_0;$$

$$E_2 = m[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] = m[c_p(t_2 - t_0) - T_0(s_2 - s_0)] =$$

$$= 2,5[1 \cdot (215 - 15) - 288 \cdot 0,13] = 406,4 \text{ кВт};$$

$$\Pi = N - (E_2 - E_1) = 500 - 406,4 = 93,6 \text{ кВт}.$$

$$\underbrace{N}_{\text{витрата}} = \underbrace{E_2 - E_1}_{\text{користь}} + \Pi \Rightarrow \eta_{\text{ex}} = \frac{E_2 - E_1}{N} = \frac{406,4}{500} = 0,812 \quad \text{або } 81,2\%$$

5. Порівняємо енергетичний та ексергічний ККД адиабатного компресора. Прийемо повітря за ідеальний газ. При адиабатному стисненні ідеального газу, $q_{\text{хол}} = 0$ тому маємо для роботи адиабатного стиснення, $I_{\text{н}}^{\text{ад}} = h_2 - h_1$

Роботу виразимо через параметри ідеального газу, відповідно до рівняння Пуассона,

$$p \cdot v^k = p_2 \cdot v_2^k, R_{\text{п}} = 286 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$I_{\text{н}}^{\text{ад}} = \int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{k}{k-1} \cdot m \cdot R_{\text{п}} T_1 \cdot \left[\beta^{\left(1 - \frac{1}{k}\right)} - 1 \right], \beta = \frac{p_2}{p_1}$$

$$I_{\text{н}}^{\text{ад}} = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot 2.5 \cdot 286 \cdot 288 \cdot \left(\frac{400}{100}^{\left(1 - \frac{1}{1.4}\right)} - 1 \right) = 350.3 \text{ кВт.}$$

$$\eta_{\text{ен}}^{\text{ад}} = \frac{I_{\text{ад}}}{N} = \frac{350.3}{500} = 0.7.$$

Бачимо, що ексергічний та енергетичний ККД приблизно рівні між собою, $\eta_{\text{ен}}/\eta_{\text{екс}} = 0.7/0.81 = 0.86$.

4.5 Завдання для самостійної роботи

Атмосферне повітря при P_1, t_1 , проходить через фільтр, де дроселується до P_2 , а потім адиабатно стискується в компресорі до P_3 при t_3 . У теплообміннику, встановленому за компресором, температура повітря знижується при $P = \text{const}$ до t_4 внаслідок відведення теплоти у навколишнє середовище. Прийняти, що $P_0 = P_1$. Показати графіки процесів повітря як ідеального газу, на $T-s$ діаграмі. Дані до самостійного завдання взяти з табл. 4.1.

Необхідно знайти:

1. Втрати ексергії у фільтрі, адиабатному компресорі і теплообміннику.
2. Ексергічний ККД компресора.
3. Зобразити у вигляді смугастого графіка зміну ексергії та її втрати у всій системі.

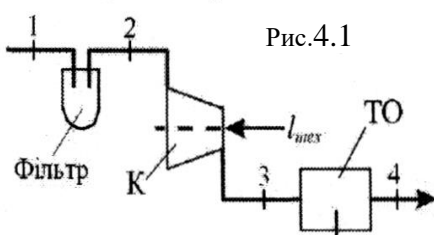


Рис.4.1

Таблиця 4.1 .

Дані для самостійного завдання.

Остання цифра номеру ЗК	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$t_4, ^\circ\text{C}$	$P_0, \text{кПа}$	$P_2, \text{кПа}$	$P_3, \text{кПа}$
1	10	80	23	100	90	400
2	11	70	20	120	100	500
3	23	95	35	110	80	450
4	19	85	33	140	130	550
5	25	100	40	120	110	510
6	17	97	43	95	85	350
7	15	90	25	115	110	470
8	25	105	35	160	140	600
9	11	75	17	170	150	690
0	18	85	30	190	160	650

При розв'язуванні враховувати:

1. Процес у фільтрі (дроселі) ізоентальпний.
2. Процес в компресорі $s = \text{const}$.
3. Процес в ТО ізобарний. Втрати через поверхню ТО знехтувати.

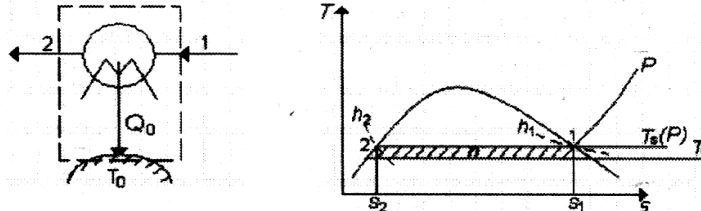
5 ПРОЦЕСИ В КОНДЕНСАТОРІ

5.1 Генерація ентропії і втрата ексергії в конденсаторі парової турбіни

Процес конденсації протікає при $P = 4 \text{ кПа}$ [$t_1(P) = 29^\circ\text{C}$] до стану насиченої рідини (НР) ($x_1 = 0$). На вході в конденсатор маємо суху насичену пару (СНП) ($x_1 = 0$). Теплота відводиться у довкілля з температурою 10°C . Розрахунок виконати для 1 кг пари.

Аналіз

1) Зобразимо теплову схему процесу та його $T-s$ діаграму.



2) За таблицями стану насиченої пари і води знайдемо параметри, та кількість теплоти, що віддає пара при конденсації,

$$h' = 121.41 \text{ кДж/кг}; \quad h'' = 2554.1 \text{ кДж/кг}; \quad s' = 0.4224 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}; \quad s'' = 8.4747 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

$$q = h'' - h' = 2432.2 \text{ кДж/кг}.$$

3) Ентропійний баланс:

$$s_1 + s_H = s_2 + \frac{q}{T_0} \Rightarrow s_H = (s_2 - s_1) + \frac{q}{T_0} = (0.4224 - 8.4747) + \frac{2432.7}{283} = -8.052 + 8.596 = 0.544 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)} - \text{питома створена ентропія}.$$

4) Втрачену питому ексергію конденсації знаходимо за рівнянням Гюї-Стодоли

$$e_{\text{вт}} = T_0 s_H = 283 \cdot 0.544 = 154 \text{ кДж/кг}.$$

Від переданої навколишньому середовищу теплоти втрата ексергії становить,

$$e_{\text{вт}}/q = 154/2432.2 = 0.063, \text{ або } 6.3\%.$$

Ексергія теплоти конденсації рівна,

$$e_q = (1 - T_0/T) \cdot q = (1 - 283/302) \cdot 2434 = 153 \text{ кДж/кг}.$$

Ексергія теплоти конденсації передається середовищу і втрачається, тому

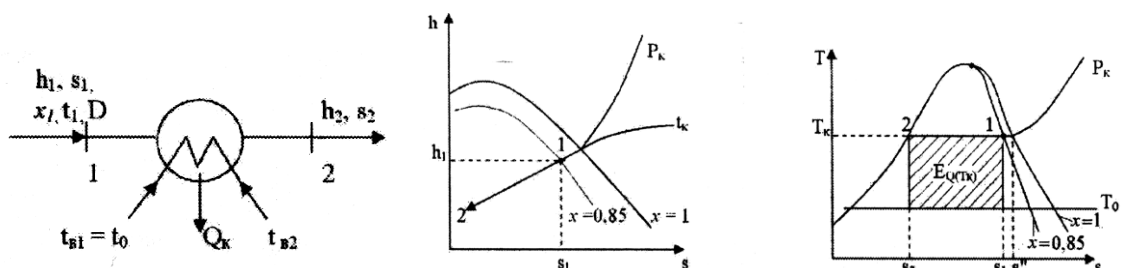
$$e_{\text{вт}} = e_q.$$

5.2 Теплообмін між паром і охолодною водою в конденсаторі

У конденсаторі паросилової установки конденсується пара. Масова витрата пари $D = 500 \text{ т/год}$, волога пара має параметри $x_1 = 0.85$ і $t_1 = 30^\circ\text{C}$. На вході в конденсатор охолодна вода має температуру рівну температурі навколишнього середовища $t_o = t_{\text{ох в1}} = 15^\circ\text{C}$, на виході $t_{\text{ох в2}} = 23^\circ\text{C}$. Чому дорівнює втрата ексергії у конденсаторі внаслідок теплообміну при кінцевій різниці температур між потоками пари і холодної води?

Аналіз

1) Зобразимо схему потоків у конденсаторі та його $T-s$ і $h-s$ діаграми.



2) За таблицями для $t_1 = 30^\circ\text{C}$ визначаємо параметри процесу,

$$s' = 0,4365 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad s'' = 8,4537 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad s_2 = s' = 0,4365 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}),$$

$$h' = 125,66 \text{ кДж}/\text{кг}, \quad h'' = 2555,9 \text{ кДж}/\text{кг}, \quad h_2 = h' = 125,66 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

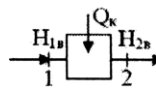
За допомогою формул змішування знаходимо h_1, s_1 :

$$h_1 = h' \cdot (1 - x) + h'' \cdot x = 125,66 \cdot (1 - 0,85) + 2555,9 \cdot 0,85 = 2191,37 \text{ кДж}/\text{кг},$$

$$s_1 = s' \cdot (1 - x) + s'' \cdot x = 0,4365 \cdot (1 - 0,85) + 8,4537 \cdot 0,85 = 7,25 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

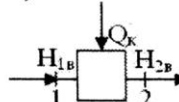
3) Розглядаємо енергобаланс конденсатора:

а) Потік пари: $H_1 = Q + H_2 \Rightarrow$ Теплова потужність конденсатора



$$Q = H_1 - H_2 = D(h_1 - h_2) = \frac{500}{3,6} (2191,37 - 125,66) = 286900 \text{ кВт}.$$

б) Потік охолодної води: $H_{1B} + |Q| = H_{2B} \Rightarrow$



$$|Q| = H_{2B} - H_{1B} = m_B (h_{2B} - h_{1B}) = m_B c_B (t_{2B} - t_{1B}) \Rightarrow$$

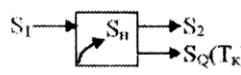
Масова витрата охолодної води

$$m_B = \frac{Q_k}{c_B (t_{2B} - t_{1B})} = \frac{286900}{4,187(23 - 15)} = 8565 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4) З рівняння ентродійного балансу:

а) для потоку пара - конденсат:

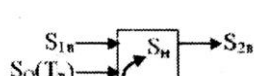
$$S_1 + S_H = S_2 + S_Q(T_K),$$



$$S_H = 0, \text{ оскільки тертям нехтуємо (P = const).}$$

$$S_Q(T_K) = S_1 - S_2.$$

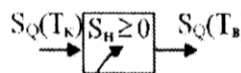
б) для потоку охолодної води:



$$S_{1B} + S_Q(T_K) + S_H = S_{2B}, \quad S_H = 0, \text{ оскільки тертям в холодній воді нехтуємо (P = const).}$$

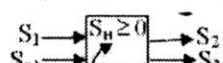
$$S_Q(T_B) = S_{2B} - S_{1B} \Rightarrow \frac{Q}{T_B} = m_B (s_{2B} - s_{1B}).$$

Створену внаслідок необоротності теплообміну між потоками ентродію S_H визначають за рівнянням



$$S_H = S_Q(T_B) - S_Q(T_K).$$

в) система: пара – охолодна вода



$$S_1 + S_{1B} + S_H = S_2 + S_{2B} \Rightarrow \text{Створена ентродія}$$

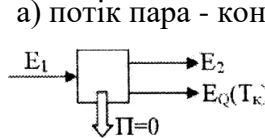
$$S_H = [(S_{2B} - S_{1B}) - (S_1 - S_2)] =$$

$$= m_B c_p \ln \frac{T_{B2}}{T_{B1}} - (S_1 - S_2) = 8565 \cdot 4,187 \cdot \ln \frac{296}{288} - (7,25 - 0,4365) \cdot \frac{500}{3,6} = 36,27 \text{ кВт}/\text{К}.$$

Втрачена ексергія за рівнянням Гюї-Стодоли $\Pi = T_0 \cdot S_H = 288 \cdot 36,27 = 10445 \text{ кВт}.$

5) Ексергічний баланс

а) потік пара - конденсат



$$E_1 = E_2 + E_Q(T_K) + \Pi,$$

$$\Pi = 0, \text{ оскільки тертям нехтуємо, при цьому}$$

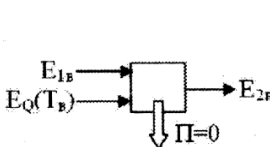
$$E_Q(T_K) = E_1 - E_2 = \underbrace{(H_1 - H_2)}_Q - T_0 (S_1 - S_2);$$

в T-S координатах кількість теплоти, що віддає пара $|Q|$ рівна площі прямокутника $1s_2s_12$, а ексергія пари $E_Q(T_K)$ – заштрихованій площі.

$$E_{1k} = D \cdot (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0); \quad E_{2k} = D \cdot (h_2 - h_0) - T_0 \cdot (s_2 - s_0);$$

$$E_{1k} - E_{2k} = D \cdot (h_1 - h_2) - T_0 \cdot (s_1 - s_2) = 500/3.6 \cdot [(2191.4 - 125.7) - 288 \cdot (7.25 - 0.436)] = 14.4 \text{ МВт};$$

б) баланс по воді (процес ізобарний)

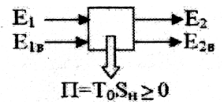


$$E_{1B} + E_Q(T_B) = E_{2B} + \Pi, \quad \Pi = 0, \text{ оскільки тертям нехтуємо,}$$

$$E_{1B} = D \cdot [(h_{1B} - h_0) - T_0(s_{1B} - s_0)], \quad E_{2B} = D \cdot [(h_{2B} - h_0) - T_0(s_{2B} - s_0)],$$

$$E_{2B} - E_{1B} = D \cdot [(h_{2B} - h_{1B}) - T_0(s_{2B} - s_{1B})] = m_B c_p [(t_{2B} - t_{1B}) - T_0 \ln(T_{2B} - T_{1B})] = 8565 \cdot 4.19 \cdot [(23 - 115) - 288 \cdot \ln(296/288)] = 3.916 \text{ МВт.}$$

б) Втрата ексергії внаслідок теплообміну між паром і охолодною водою при кінцевій різниці температур.



$$E_1 + E_{1B} = E_2 + E_{2B} + \Pi,$$

$$\Pi = (E_1 - E_2) - (E_{2B} - E_{1B}) = 14361 - 3916 = 10445 \text{ кВт.}$$

5.3 Завдання до самостійної роботи

ТЕЦ обладнана турбіною з протитиском. Пара, що подається в турбіну, має параметри: P_1 , МПа t_1 , °C. Протитиск рівний P_2 , МПа, коефіцієнт корисної дії турбіни (відносний внутрішній ККД) η_{oi}^T . Гаряча вода з витратою m , кг/с, підігривається в бойлері від t_{61} , °C, до t_{62} , °C, і надходить у систему централізованого тепlopостачання. Конденсат залишає бойлер у насиченому стані з температурою t_3 . **Витратами теплоти в турбіні, бойлері і паровій мережі знехтувати.** Температура оточення $t_0 = 20$ °C.

Визначити:

1. Параметри на виході з турбіни h_2 , s_2 .
2. Масовий потік пари через турбіну D .
3. Потужність турбіни N .
4. Втрати ексергії в турбіні Π_T .
5. Втрати ексергії в бойлері Π_B .
6. Зміну потоку ексергії гарячої води ΔEx_6 .
7. Зміну ексергічного потоку $\Delta E_{13} = Ex_1 - Ex_3$.
8. Ексергічний коефіцієнт корисної дії всієї системи $\eta_{екс}$.

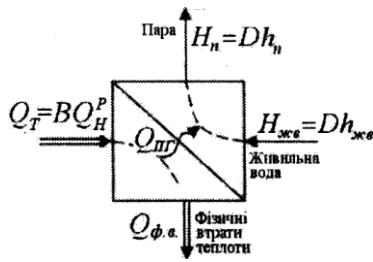
Таблиця 5.1.

Дані для самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	P_1 , МПа	P_2 , МПа	t_1 , °C	t_{16} , °C	t_{26} , °C	t_3 , °C	η_{oi}^T	m , кг/с
0	15	1.0	350	10	60	130	0.80	200
1	16	1.2	380	12	70	140	0.85	250
2	17	1.3	400	15	80	150	0.87	300
3	18	1.4	450	18	85	175	0.88	350
4	19	0.5	500	20	90	150	0.90	370
5	20	0.6	550	23	95	155	0.92	400
6	21	0.7	600	25	100	160	0.93	450
7	22	0.8	650	28	110	170	0.80	480
8	20	0.9	550	30	90	155	0.83	420
9	21	1.0	580	33	85	160	0.87	400

6 ПРОЦЕСИ В ПАРОВИХ КОТЛАХ

Призначення парогенератора (ПГ): спалювання палива та передача теплоти горіння робо-чому тілу для одержання його заданих параметрів.



На схемі $Q_T = B \cdot Q_H^P$ - теплота, що виділилася при повному згорянні палива в одиницю часу, $\text{кДж/с} = \text{кВт}$; B - витрата палива, кг/с ; Q_H^P - питома теплота згоряння палива, кДж/кг ; $Q_{ф.в.}$ - фізична втрата теплоти у ПГ (з відхідними газами, через ізоляцію, недопал та ін.); D - витрата робочого тіла, кг/с .

6.1 Енергетичний баланс ПГ

Розглядаємо частковий та повний енергетичний баланси.

а) Паливо - продукти згорання

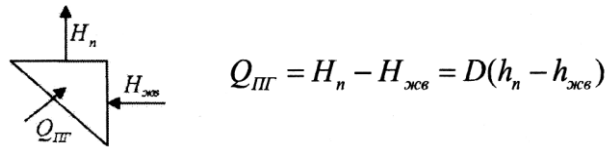


Енергетичний ККД ПГ (точніше, коефіцієнт використання теплоти палива)

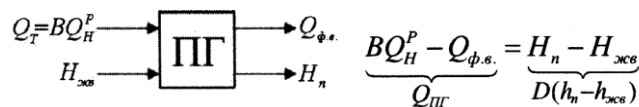
$$\eta_{\text{ПГ}} = \frac{Q_{\text{ПГ}}}{B Q_H^P} = 1 - \frac{Q_{\text{ф.в.}}}{B Q_H^P} < 1$$

Величина $\eta_{\text{ПГ}}$ показує, яка частина з всієї теплоти, що виділилася, при повному згорянні палива передається робочому тілу, переважно $\eta_{\text{ПГ}} = 0,85 \dots 0,95$.

б) Живильна вода - пара

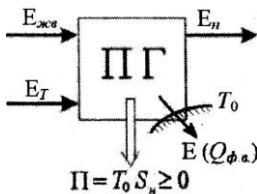


в) Загальний енергетичний баланс ПГ



6.2 Ексергічний баланс ПГ

Розглядаємо повний ексергічний баланс ПГ. Для цього використовуємо схему ексергічних потоків (вхідних та вихідних, а також втрат ексергії у ПГ).



E_T - ексергія палива (ексергія хімічної енергії палива, кількісно

$$E_T = Q_T = B Q_H^P;$$

$E_{\text{жв}}$ - ексергія живильної води; E_n - ексергія пари; $\Pi = \sum \Pi_i$ -

втрати ексергії у ПГ; $E(Q_{\text{ф.в.}})$ - ексергія фізичних втрат теплоти у ПГ, що відводиться у навколишнє середовище (T_0), $E(Q_{\text{ф.в.}}) = 0$ при $T = T_0$.

$$E_T = E_n - E_{\text{жв}} + \Pi, \quad \Pi - \text{втрати ексергії};$$

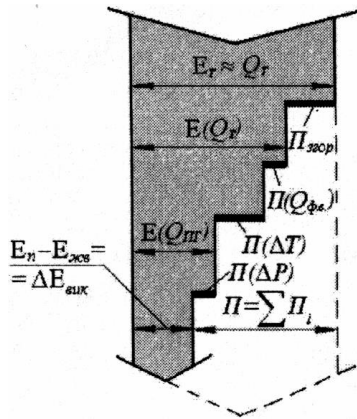
$$E_n - E_{\text{жв}} = \Delta E_{\text{вик}} - \text{використана ексергія (користь)}.$$

Ексергічний ККД ПГ

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ПГ}} = \frac{\text{користь}}{\text{витрати}} = \frac{\Delta E_{\text{вик}}}{E_T} = \frac{E_n - E_{\text{жв}}}{B \cdot Q_H^P} = \frac{D(e_n - e_{\text{жв}})}{B \cdot Q_H^P} = 1 - \frac{\Pi}{B \cdot Q_H^P} \leq 1$$

а) Втрати ексергії у ПГ

Нижче наведена смугова діаграма втрат ексергії в парогенераторі (котлі) та вказано зміст позначень на ній.



$P_{згор}$ - втрати ексергії при згоранні палива (перехід впорядкованої хімічної енергії у теплоту згорання палива, тобто хаотичну форму енергії); $E(Q_T)$ - ексергія, що виділилась при згорянні палива, теплоти Q_T (температура $T_{згор}$); $P(Q_{\phi в.})$ - втрата ексергії з теплом $Q_{\phi в.}$; $P(\Delta T)$ - втрати ексергії при передачі тепла $Q_{ПГ}$ від продуктів згорання до робочого тіла при різниці температур; $P(\Delta P)$ - втрати ексергії внаслідок тертя в робочому тілі ($P_n < P_{жв.}$).

$$P = \sum P_i = P_{згор} + P(Q_{\phi в.}) + P(\Delta T) + P(\Delta P)$$

Оцінки втрат відповідно до практики використання ПГ наведені нижче.

$$\left. \begin{array}{l} P_{згор} \approx 25...30\% \\ P(\Delta T) \approx 20...25\% \\ P(Q_{\phi в.}) \approx 3...4\% \\ P(\Delta P) \approx 1\% \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Основні} \\ \text{втрати} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} P = \sum P_i = 50...60\% \\ \eta_{ex}^{ПГ} = 40...50\% \end{array} \right.$$

Через ці дві основні необоротності у ПГ втрачається фактично половина ексергії. Це означає, що лише та частина ексергії, що залишилась (40...50%) може бути в принципі перетворена у роботу (Порівняйте з енергетичним ККД ПГ, що рівний 85...95%).

б) Аналіз $\eta_{ПГ}^{ex}$ значно спроститься, якщо знехтувати тертям в робочому тілі $P(\Delta P) = 0$. Тоді приймаючи процес у ПГ по ходу робочого тіла ізобарним ($P = const$), отримуємо для теплоти, отриманої в ПГ,

$$q = \int T ds = T_m (s_n - s_{нв}) = h_n - h_{нв}$$

T_m - середня температура робочого тіла в процесі отримання пари при $P = const$, звідси

$$T_m = (h_n - h_{нв}) / (s_n - s_{нв}).$$

З врахуванням виразу для T_m зміна питомої ексергії дорівнює:

$$e_n - e_{нв} = (h_n - h_{нв}) - T_0 (s_n - s_{нв}) = q_{ПГ} (1 - T_0 / T_m) = q_{ПГ} \cdot \tau_{m(p.t.)},$$

фактор Карно $\tau_{m(p.t.)} = 1 - T_0 / T_m$. При нехтуванні тертям вираз для ексергічного ККД ПГ приймає вигляд:

$$\eta_{ex}^{ПГ} = \frac{D(e_n - e_{нв})}{B \cdot Q_H^P} = \frac{D \cdot q_{ПГ}}{B \cdot Q_H^P} \cdot \tau_{m(p.t.)} = \eta_{ПГ} \cdot \tau_m(T_{m(p.t.)}).$$

В ідеальному випадку $\eta_{нв} = 1$, якщо $Q_{\phi в.} = 0$, але при цьому ексергічний ККД все одно менший від одиниці

$$\eta_{ПГ}^{ex} = \tau_{m(p.t.)} < 1.$$

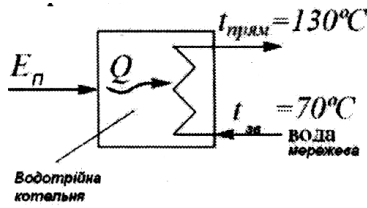
Для водогрійних котлів $\tau_{m(p.t.)} = 0,2...0,25$, що обумовлено низькою температура робочого тіла T_m . Звідси впливає їх низька ексергічна ефективність

$$\eta_{ПГ}^{ex} = (0,85...0,95) \cdot (0,2...0,25) = 0,15...0,25,$$

тобто у водогрійних котлах втрачається приблизно 80% ексергії.

Приклад

Значення середньої температури мережевої води оцінимо приблизною формулою

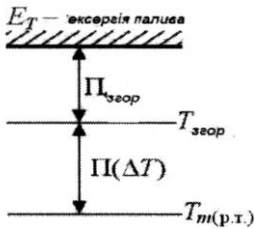


$$T_m = \frac{t_{нр} + t_{обр}}{2} + 273 = \frac{130 + 70}{2} + 273 = 373 \text{ K, при}$$

$$\tau_m = 1 - \frac{T_0}{T_m} = 1 - \frac{273}{373} = 0,27.$$

В енергетичних парогенераторах τ_m робочого тіла значно вищий: ($\tau_m = 0,5...0,6$), бо вища T_m рт. Отже підвищення T_m підвищує τ_m у формулі

$$\eta_{ex}^{ПГ} = \eta_{ПГ} \cdot \tau_{m(р.т.)}$$



Ріст T_m в енергетичних котлах при: $P_1 \uparrow$, $T_1 \uparrow$, досягають проміжним перегрівом пари, регенеративним підігрівом живильної води.

Зауважимо, що $\tau_{m(р.т.)} = f(T_m)$, але не залежить від температури горіння палива $T_{згор}$. Якщо $T_{згор} \uparrow$ (підігрів повітря та палива, зменшення надлишку повітря до оптимального), то $P_{згор} \downarrow$, але при цьому $\Pi(\Delta T) \uparrow$, а в сумі

$$\Pi = \Pi_{згор} + \Pi(\Delta T) = const.$$

Отже підігрів повітря та палива, зменшення коефіцієнту надлишку повітря не збільшують $\tau_{m(р.т.)}$.

в) Особливості регенеративного підігріву живильної води на ТЕС

Регенеративний підігрів підвищує температуру води $T_{ж.в.}$, яка подається у котел, що збільшує T_m рт.

$$\eta_{ex}^{ПГ} = \eta_{ПГ} \cdot \tau_{m(р.т.)}$$

$t_{ж.в.} \uparrow$: } а) $T_m \uparrow$ і $\tau_m \uparrow$ (позитивний вплив на $\eta_{ex}^{ПГ}$)
 б) $t_{від} \uparrow$ (без повітряпідігрівача), як наслідок

$\eta_{ПГ} \downarrow \Rightarrow \eta_{ex}^{ПГ} \downarrow$, (негативний вплив).

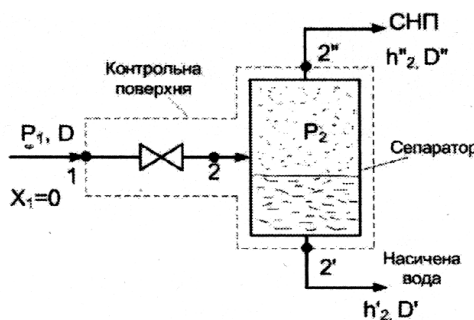
Для зменшення $t_{від}$ застосовують підігрів повітря. **Регенеративний підігрів води в ПГ потрібно завжди комбінувати з підігрівом повітря.**

6.3 Завдання для самостійної роботи

Визначити вихід СНП з сепаратора продувки котла, якщо відомо: тиск насиченої води в барабані котла 10 МПа ; в сепаратор з барабана котла через дросель надходить $D = 3 \text{ м/год}$ води; тиск у сепараторі $0,5 \text{ МПа}$. Обчислити також зміну температури, втрату ексергії у процесі дроселювання, ексергічний ККД дроселя. Параметри довкілля $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_0 = 20^\circ \text{C}$.

Насичена вода
 ($x_1 = 0$);
 $D = 3 \text{ м/год}$;
 $P_1 = 10 \text{ МПа}$;
 $h_2 = h_1$ (адіабатне дроселювання);
 $P_2 = 0,5 \text{ МПа}$.

$D'', \Delta t, \eta_{ex}^{оп}, n - ?$



1) Визначення параметрів:

За таблицями при $P_1 = 10 \text{ МПа}$ для насиченої води знаходимо: $s_1 = 3,3616 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $t_1 = 310,96^\circ\text{C}$; $h_1 = 1408,6 \text{ кДж}/\text{кг}$. Адіабатне дроселювання характеризується умовою $h_1 = h_2$ (енергобаланс дроселя). Використовуючи таблиці і формули змішування, для стану 2 дістанемо:

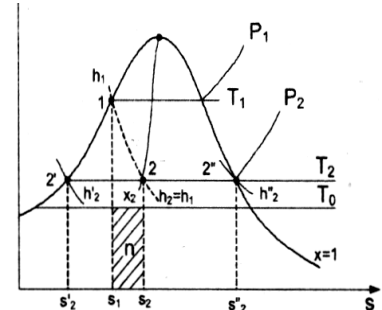
температура пари $t_2 = t_s(P_2) = 151,85^\circ\text{C}$;

$$\text{ступінь сухості } x_2 = \frac{h_2 - h'_2}{h''_2 - h'_2} = \frac{h_2 - h'_2}{r_2} = \frac{1408,6 - 640,1}{2108,4} = 0,3645 \frac{\text{кг СНП}}{\text{кг ВВП}};$$

відповідно, ентропію в точці 2 розраховуємо як,

$$s_2 = s_2' \cdot (1 - x_2) + s_2'' \cdot x_2 = 1,86 \cdot (1 - 0,364) + 6,822 \cdot 0,364 = 3,669 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Процес дроселювання показаний на T-s діаграмі.



2) Вихід СНП

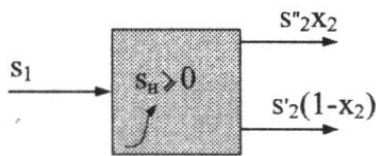
Визначаємо за виразом

$$D'' = D \cdot x_2 = 3 \cdot 0,3645 = 1,0935 \text{ м}/\text{год}, \text{ при цьому } D' = 1,9065 \text{ м}/\text{год}.$$

Зміна температури в процесі дроселювання дорівнює

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 151,85 - 310,96 = -159,1^\circ\text{C}.$$

3) З ентропійного балансу, визначаємо виробництво ентропії та втрату ексергії:



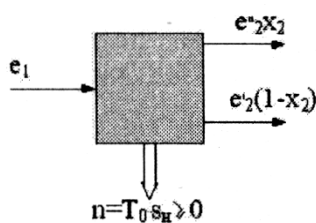
а) $s_1 + s_n = s'_2 \cdot (1 - x_2) + s''_2 \cdot x_2 = s_2$, отже

$$s_n = s_2 - s_1 = 3,6687 - 3,3616 = 0,3071 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

б) Втрату ексергії розраховуємо за рівнянням Гюї - Стодоли

$$n = T_0 \cdot s_n = 293 \cdot 0,3071 = 90 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

4) За ексергічним балансом визначаємо втрату ексергії



а) $e_1 = n + e_2 \Rightarrow e_1 = n + e'_2 \cdot x_2 + e'_2 \cdot (1 - x_2)$;

$$e_1 - e_2 = (h_1 - h_2) - T_0 \cdot (s_1 - s_2) = T_0 \cdot (s_2 - s_1) = 293 \cdot (3,6687 - 3,3616) = 90 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

б) $e_1 = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0) = (1408,6 - 84) - 293 \cdot (3,3616 - 0,2963) = 426,5 \text{ кДж}/\text{кг}$;

$$e_2 = (h_2 - h_0) - T_0 \cdot (s_2 - s_0) = (1408,6 - 84) - 293 \cdot (3,6687 - 0,2963) = 336,5 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$e''_2 \cdot x_2 = [(h''_2 - h_0) - T_0 \cdot (s''_2 - s_0)] \cdot x_2 =$$

$$= [(2748,8 - 84) - 293 \cdot (6,8215 - 0,2963)] \cdot 0,3645 = 274,33 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$e'_2 \cdot (1 - x_2) = [(h'_2 - h_0) - T_0 \cdot (s'_2 - s_0)] \cdot (1 - x_2) =$$

$$= [(640,1 - 84) - 293 \cdot (1,8604 - 0,2963)] \cdot (1 - 0,3645) = 62,17 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

5. Ексергічний ККД дроселя та діаграми потоків енергії і ексергії

$$\frac{e_1}{e_1} = \frac{n}{e_1} + \frac{e''_2 \cdot x_2}{e_1} + \frac{e'_2 \cdot (1 - x_2)}{e_1}$$

$$\eta_{ex}^{op} = \frac{e_2}{e_1} = \frac{336,5}{426,5} = 0,79 \text{ або } 79\%$$

Для побудови смугових діаграм енергії та ексергії потрібно представити відповідні баланси у відносних величинах:

а) енергобаланс у відносних величинах

$$\frac{h_1}{h_1} = \frac{h_2}{h_1} = \frac{h_2'' \cdot x_2}{h_1} + \frac{h_2' \cdot (1-x_2)}{h_1}$$

$$I = 0.711 + 0.289.$$

б) ексергічний баланс у відносних величинах

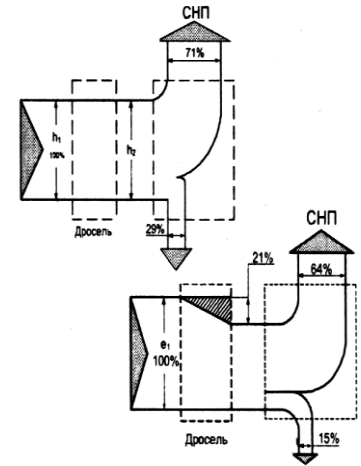
$$I = 0.211 + 0.643 + 0.146.$$

Для самостійної роботи використати алгоритм розв'язку даного завдання. При цьому прийняти, що $P_0 = 0.1 \text{ МПа}$, інші дані для виконання завдання взяти з табл. 4.1.

Таблиця 6.1.

Дані для самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	$P_1, \text{МПа}$	$P_2, \text{МПа}$	$D, \text{м/год.}$	$t_0, \text{°C}$
1	11	0.6	2	7
2	12	0.7	1	8
3	13	0.8	1.5	9
4	14	0.9	2.5	10
5	15	0.5	3	11
6	16	0.4	3.5	12
7	10	0.3	1.7	13
7	12	0.5	1.8	14
9	13	0.6	1.3	15
0	14	0.7	1.9	16



Смугові діаграми потоків енергії та ексергії.

7 ПРОЦЕСИ В ТУРБІНАХ

7.1 Приклад 1

Водяна пара з витратою $D = 85 \text{ кг/с}$, при $P_1 = 10 \text{ МПа}$ і $t = 550 \text{ °C}$ адиабатно розширюється у турбіні до $P_2 = 4 \text{ кПа}$ і $x_2 = 0,885$. Скласти ексергічний баланс цього процесу. Визначити втрату ексергії та ексергічний ККД турбіни.

Адиабатна

турбіна

Вод. пара

$D = 85 \text{ кг/с}$

$P_1 = 10 \text{ МПа}$

$t_1 = 550 \text{ °C}$

$P_2 = 4 \text{ кПа}$

$x_2 = 0,885$

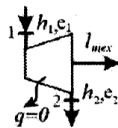
$P_0 = 0,1 \text{ МПа}$

$t_0 = 20 \text{ °C}$

$\eta_{ex}, \Pi - ?$

1) Визначення параметрів

По hs -діаграмі знаходимо

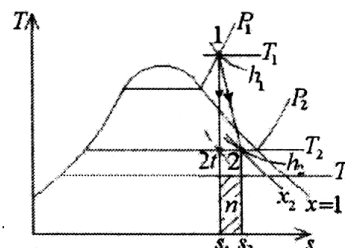
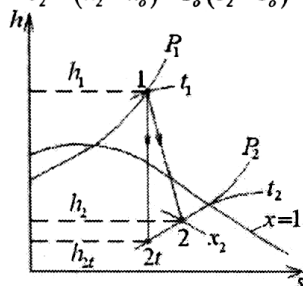


	$h \text{ кДж/кг}$	$s \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	$e \text{ кДж/кг}$
1	3500	6,76	1523
2	2276	7,55	68
2t	2036	6,76	-

По P_0, t_0 в табл. №3: $h_0 = 84 \text{ кДж/кг}$; $s_0 = 0,2963 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

$$e_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) = (3500 - 84) - 293(6,76 - 0,2963) = 1523 \text{ кДж/кг}$$

$$e_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) = (2276 - 84) - 293(7,55 - 0,2963) = 68 \text{ кДж/кг}$$



2) Розрахунки на базі 1-го закону:

$$1-2t: l_1^T = h_1 - h_{2t} = 3500 - 2036 = 1464 \text{ кДж/кг,}$$

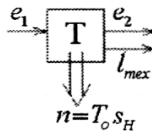
$$1-2: l^T = h_1 - h_2 = 3500 - 2276 = 1224 \text{ кДж/кг,}$$

відносний внутрішній ККД турбіни:

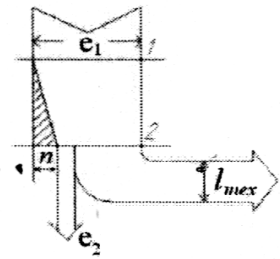
$$\eta_{oi}^T = l^T / l_1^T = 1224 / 1464 = 0,836.$$

3) Ексергетичний ККД турбіни:

$$e_1 - e_2 = l_{mex} + n \Rightarrow \eta_{ex} = \frac{l_{mex}}{e_1 - e_2} = \frac{1224}{1523 - 68} = 0,84 \text{ або } 84\%$$



витрата користь



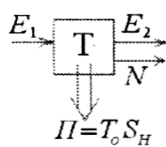
Смугасти графік

а) за рівнянням Гюї-Стодоли $\dot{I} = T_o \cdot \dot{S}_H$ з використанням ентропійного

$$\text{балансу } \dot{S}_H = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 = D(s_2 - s_1)$$

$$\dot{I} = T_o \cdot D(s_2 - s_1) = 293 \cdot 85(7,55 - 6,76) = 20 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

б) із рівняння ексергетичного балансу



$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + N + \dot{I} \Rightarrow$$

$$\dot{I} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - N = D(e_1 - e_2) - D \cdot l_{mex} =$$

$$= 85 \cdot (1523 - 68) - 85 \cdot 1224 = 20 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

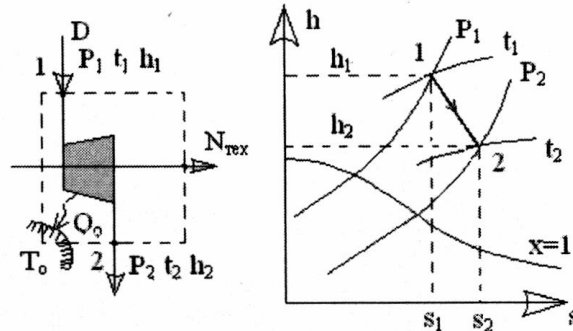
7.2 Приклад 2

У турбіну надходить пара тиском $P_1 = 3 \text{ МПа}$, температурою $t_1 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$, масовою витратою $D = 8 \text{ кг/с}$. На виході з турбіни пара має тиск $P_2 = 0,2 \text{ МПа}$ і температуру $t_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Втрата теплоти навколишньому повітрю, тиск якого $P_0 = 100 \text{ кПа}$, а температура $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, складає $Q_0 = 300 \text{ кВт}$. Нехтуючи зміною кінетичної і потенціальної енергії, визначити:

- потужність турбіни Y ;
- ексергічний ККД;
- втрачену ексергію;
- ексергію пари на вході у парову турбіну.

Водяна пара
 $P_1 = 3 \text{ МПа}$
 $t_1 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$
 $D = 8 \text{ кг/с}$
 $P_2 = 0,2 \text{ МПа}$
 $t_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
 $Q_0 = 300 \text{ кВт}$
 $\Delta k = 0$
 $g\Delta z = 0$

$N, \eta_{ex}, \Pi, E_1 - ?$



1) Визначення параметрів:

Стан на вході: $P_1 = 3 \text{ МПа}$ $h_1 = 3344,4 \text{ кДж/кг.}$
 $t_1 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ $s_1 = 7,0847 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K).}$

Стан на виході $P_2 = 0,2 \text{ МПа}$ $h_2 = 2769,0 \text{ кДж/кг.}$
 $t_2 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ $s_2 = 7,2807 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K).}$

Нульовий стан $P_0 = 100 \text{ кПа}$ $h_0 = 84,0 \text{ кДж/кг.}$
 $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ $s_0 = 0,2963 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K).}$

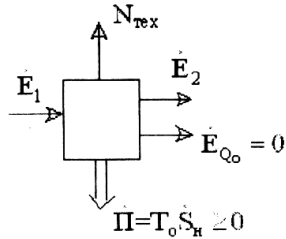
2) Енергобаланс системи:

$$Dh_1 = N_{mex} + Dh_2 + |Q_0|,$$

звідси дійсна технічна потужність турбіни

$$N_{mex} = D(h_1 - h_2) - |Q_0| = 8(3344,4 - 2769,0) - 300 = 4303,2 \text{ кВт.}$$

3) Ексергетичний баланс



$$\dot{E}_1 = N_{mex} + \dot{E}_2 + \dot{E}_{Q_0} + \dot{I}$$

$$\frac{N_{mex}}{\text{польза}} = \frac{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2) - \dot{I}}{\text{затрата}}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_1 - \dot{E}_2 &= D \cdot [(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] = \\ &= 8[(3344,4 - 2769,0) - 293(7,0847 - 7,2807)] = 5062,6 \text{ кВт} \end{aligned}$$

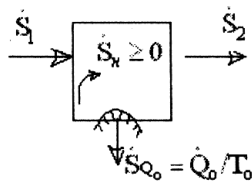
а) Ексергічний ККД турбіни

$$\eta_{ex} = \frac{N_{mex}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} = \frac{4303,2}{5062,6} = 0,85 \text{ або } 85\%$$

б) Втрачена ексергія

$$\dot{I} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) - N_{mex} = 5062,6 - 4303,2 = 759,4 \text{ кВт}$$

4) Ентропійний баланс



$$\dot{S}_1 + \dot{S}_n = \dot{S}_2 + \dot{S}_{Q_0} \Rightarrow$$

$$\text{Створена ентропія } \dot{S}_n = (\dot{S}_2 - \dot{S}_1) + \dot{S}_{Q_0} =$$

$$\begin{aligned} D(s_1 - s_2) + \dot{Q}_0 / T_0 &= 8(7,2807 - 7,0847) + \\ &+ 300/293 = 2,5919 \text{ кВт/К.} \end{aligned}$$

Втрачена ексергія

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_n = 293 \cdot 2,5919 = 759,4 \text{ кВт.}$$

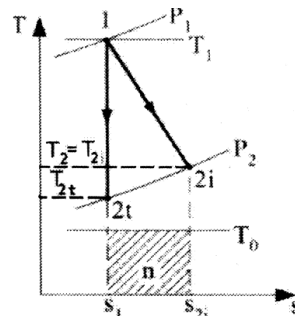
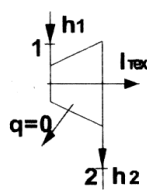
Висновок: ексергічний ККД турбіни 0.85 більший від енергетичного $N_{mex}/Dh_1 = 0.16$.

7.3 Приклад 3

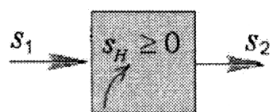
Повітря розширюється в адіабатній турбіні від $P_1 = 3 \text{ бар}$ до $P_2 = 1 \text{ бар}$ з пониженням температури від 425 К до 340 К . Розрахувати: питому втрату ексергії у турбіні, її відносний внутрішній та ексергічний ККД. Прийняти $P_0 = 1 \text{ бар}$, $T_0 = 293 \text{ К}$, $c_p = 1 \text{ кДж/(кг К)}$.

Повітря – ідеал. газ
 $P_1 = 3 \text{ бар}$
 $T_1 = 425 \text{ К}$
 $q = 0$
 $P_2 = 1 \text{ бар}$
 $T_2 = 340 \text{ К}$
 $T_0 = 293 \text{ К}$

 $n, \eta_{oi}^T, \eta_{ex}^T - ?$



1) Питому втрату ексергії за рівнянням Гюї-Стодоли $n = T_0 s_n$,



$$\text{де } s_n = s_2 - s_1,$$

$$\text{а } (s_2 - s_1) = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \text{ - для ідеального газу:}$$

$$n = T_0(s_2 - s_1) = T_0 \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \right) = 293 \cdot \left(1 \cdot \ln \frac{340}{425} - \frac{8,314}{29} \ln \frac{1}{3} \right) = 26,9 \text{ кДж/кг.}$$

2) Відносний внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi}^T = \frac{l_i^T}{l_i^T} = \frac{h_1 - h_{2i}}{h_1 - h_{2i}} = \frac{c_p(T_1 - T_{2i})}{c_p(T_1 - T_{2i})} = \frac{425 - 340}{425 - 310,5} = 0,742,$$

T_{2i} знайдено з рівняння ізоентропи ідеального газу в змінних P, T

$$T_{2i} = T_1(P_2/P_1)^{(\kappa-1)/\kappa} = 425 \cdot (1/3)^{(1,4-1)/1,4} = 310,5 \text{ K}$$

3) Ексергічний ККД турбіни. За схемою для потоків ексергії знаходимо,

$$\underbrace{e_1 - e_2}_{\text{витрата}} = \underbrace{l_{mex}}_{\text{користь}} + n \Rightarrow$$

$$\eta_{ex}^T = \frac{l_{mex}}{e_1 - e_2} = \frac{l_i^T}{l_i^T + n} = \frac{85}{85 + 26,9} = 0,76 > \eta_{oi}^T = 0,742.$$

Висновки

Бачимо, що розширення пари, чи газів, у турбінах процес ефективний щодо перетворення ексергії. Інакше, перетворення початкової ексергії пари чи газу в турбінах у механічну енергію(ексергію) супроводжується невеликими втратами ексергії.

7.4 Завдання для самостійної роботи

Використати алгоритм розв'язку **прикладу 2**. Прийняти, що $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$, інші дані для взяти з табл. 4.1.

Таблиця 7.1.
Дані для самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	$P_1, \text{МПа}$	$P_2, \text{МПа}$	$D, \text{кг/с}$	$Q_0, \text{МВт}$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$
1	11	0.2	2	0.3	7	450	100
2	12	0.3	1	0.35	8	470	120
3	13	0.4	1.5	0.4	9	500	150
4	14	0.5	2.5	0.45	10	550	160
5	15	0.6	3	0.5	11	570	170
6	16	0.4	3.5	0.55	12	580	180
7	10	0.3	1.7	0.25	13	350	100
7	12	0.4	1.8	0.3	14	400	120
9	13	0.1	1.3	0.35	15	500	150
0	14	0.2	1.9	0.4	16	550	160

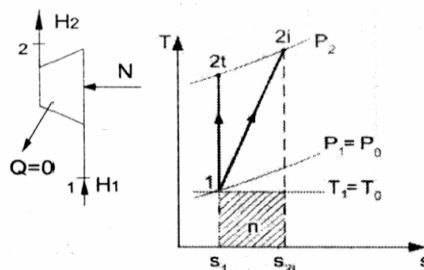
8 ПРОЦЕСИ СТИСНЕННЯ ПОВІТРЯ

8.1 Приклад 1

В адиабатний компресор із зовнішнього середовища всмоктується повітря з параметрами $P_1 = P_0 = 0,1 \text{ МПа}$ і $t_1 = t_0 = 15^\circ\text{C}$. На підвищення тиску до $P_2 = 400 \text{ кПа}$ затрачується потужність 500 кВт при витраті повітря $m = 2,5 \text{ кг/с}$. Визначити втрату ексергії у компресорі та його ексергічний ККД. Зобразити потоки ексергії та енергії у вигляді смугового графіка.

Адиабат. компресор
Повітря – ідеал. газ
 $N = 500 \text{ кВт}$
 $m = 2,5 \text{ кг/с}$
 $P_1 = P_0 = 0,1 \text{ МПа}$
 $t_1 = t_0 = 15^\circ\text{C}$
 $q = 0$
 $P_2 = 400 \text{ кПа}$

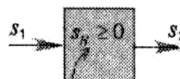
$\Pi, \eta_{ex} - ?$



1) З рівняння енергобалансу процесу 1-2: $H_1 + N = H_2$ знаходимо температуру повітря на виході із компресора,

$$N = m(h_2 - h_1) = mc_p(t_2 - t_1) \Rightarrow t_2 = t_1 + \frac{N}{mc_p} = 15 + \frac{500}{2,5 \cdot 1} = 215^\circ \text{C}.$$

2) Ентропійний баланс $s_1 + s_n = s_2 \Rightarrow$

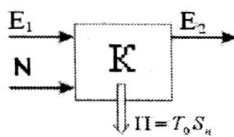


$$s_n = s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} = 1 \cdot \ln \frac{488}{288} - \frac{8,314}{29} \cdot \ln \frac{0,4}{0,1} = 0,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Втрата ексергії за рівнянням Гюї-Стодоли

$$\Pi = T_0 m \cdot s_n = T_0 m (s_2 - s_1) = 288 \cdot 2,5 \cdot 0,13 = 93,6 \text{ кВт}.$$

3) Ексергетичний баланс



$$E_1 + N = E_2 + \Pi, \text{ де } E_1 = 0, \text{ бо } P_1 = P_0 \text{ и } T_1 = T_0;$$

$$E_2 = m[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] = m[c_p(t_2 - t_0) - T_0(s_2 - s_0)] = 2,5[1 \cdot (215 - 15) - 288 \cdot 0,13] = 406,4 \text{ кВт};$$

Втрата ексергії

$$\Pi = N - (E_2 - E_1) = 500 - 406,4 = 93,6 \text{ кВт}.$$

Ексергетичний ККД

$$\underbrace{N}_{\text{витрата}} = \underbrace{E_2 - E_1}_{\text{користь}} + \Pi \Rightarrow \eta_{\text{екс}} = \frac{E_2 - E_1}{N} = \frac{406,4}{500} = 0,812 \text{ або } 81,2\%$$

8.2 Приклад 2

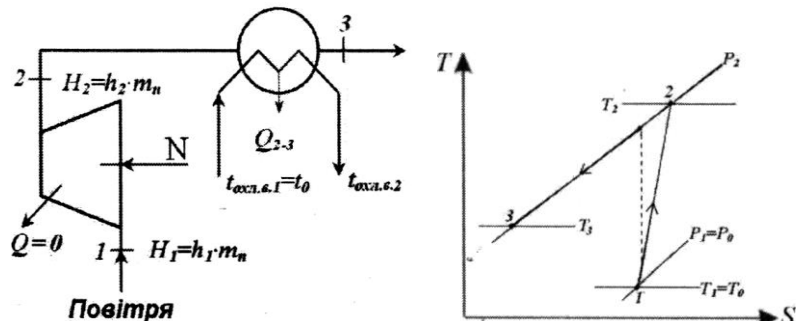
Адіабатний відцентровий компресор потужністю $N=500\text{кВт}$ нагнітає повітря з масовою витратою $m_n=2,5\text{кг/с}$. Параметри повітря на вході у компресор $P_1 = 0,1\text{МПа}$, $t_1=15^\circ\text{C}$, на виході $P_2 = 400\text{кПа}$. Стиснуте повітря охолоджується у теплообмінному апараті поверхневого типу до $t_3 = 35^\circ\text{C}$. Охолодна вода при цьому нагрівається від $t_{\text{охл.в.1}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{охл.в.2}} = 22^\circ\text{C}$ (теплоємність води $c_{pв.} = 4,19\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$). Прийняти, що повітря є ідеальним газом $c_{pн} = 1,004\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. При розрахунках кінетичною та потенціальною енергією повітря знехтувати. Параметри навколишнього середовища: $t_0 = 15^\circ\text{C}$ і $P_0 = 100\text{кПа}$.

1. Розрахувати ексергічний ККД компресора $\eta_{\text{екс}}^k$?
2. Визначити втрату ексергії Π у теплообмінному апараті при адіабатній границі системи.
3. Зобразити в вигляді смугастого графіка зміну ексергії та втрати в системі.

Дано:

Ад. компресор: Повітря $N = 500 \text{ кВт}$ $m_n = 2,5 \text{ кг/с}$ $P_1 = 0,1 \text{ МПа}$ $t_1 = 15^\circ \text{C}$ $q_{12} = 0$ $P_2 = 400 \text{ кПа}$ $c_{p.н.} = 1,004 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	ТО: $t_3 = 35^\circ \text{C}$ $t_{\text{охл.в.1}} = 15^\circ \text{C}$ $t_{\text{охл.в.2}} = 22^\circ \text{C}$ $c_{p.в.} = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ $t_0 = 15^\circ \text{C}$ $P_0 = 100 \text{ кПа}$
--	--

$\eta_{\text{екс}}^k, \Pi_{\text{ТО}} - ?$



Зображаємо технологічну схему компресора та Т-S діаграму процесу стиснення.

1 Аналіз на базі енергобалансів

- а) З рівняння енергобалансу адіабатного компресора

$$H_1 + N = H_2 \Rightarrow N = m_n(h_2 - h_1) = m_n c_{pn}(t_2 - t_1)$$

знаходимо температуру повітря на виході із компресора

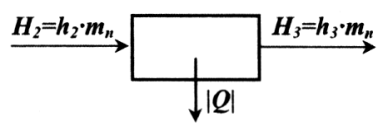
$$t_2 = t_1 + \frac{N}{m_n c_{pn}} = 1,5 + \frac{500}{2,5 \cdot 1,004} = 214 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Зміна ентропії повітря в процесі 1 – 2:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} = 1,004 \cdot \ln \frac{487}{288} - 0,287 \cdot \ln \frac{400}{100} = 0,1294 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Оскільки $\Delta s > 0$, то процес в компресорі 1-2 адиабатний і необоротний

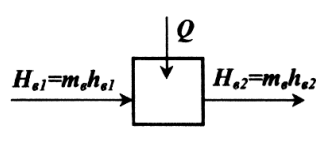
б) Енергобаланс потоку повітря, що проходить через ТО



$$H_2 = Q + H_3 \Rightarrow \text{Тепловий потік}$$

$$|Q| = H_2 - H_3 = m_n(h_2 - h_3) = m_n c_{pn}(t_2 - t_3) = 2,5 \cdot 1,004 \cdot (214 - 35) = 449,3 \text{ кВт}$$

в) Енергобаланс потоку охолодної води, що проходить через



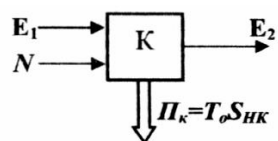
$$H_{e1} + Q = H_{e2} \Rightarrow Q = H_{e2} - H_{e1} = m_e(h_{e2} - h_{e1}) = m_e \cdot c_e \cdot (t_{e2} - t_{e1}).$$

Звідси знаходимо витрату охолодної води

$$m_e = \frac{Q}{c_e(t_{e2} - t_{e1})} = \frac{449,3}{4,187(22 - 15)} = 15,33 \text{ кг/с}$$

2 Аналіз на підставі ексергічних балансів

а) Ексергічний баланс компресора



$$E_1 + N = E_2 + \Pi_K$$

$$E_1 = 0, \text{ оскільки } t_1 = t_0, P_1 = P_2.$$

Ексергія потоку повітря на виході з компресора

$$E_2 = m_n \cdot [(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] = m_n \left[c_{pn}(t_2 - t_0) - T_0 \left(c_{pn} \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0} \right) \right] = 2,5 \cdot \left[1,004 \cdot (214 - 15) - 288 \cdot \left(1,004 \cdot \ln \frac{487}{288} - 0,287 \cdot \ln \frac{4}{1} \right) \right] = 406,2 \text{ кВт}$$

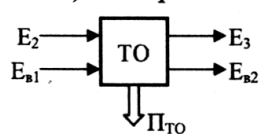
З рівняння ексергічного балансу знаходимо втрату ексергії в компресорі:

$$\Pi_K = E_1^0 - E_2 + N = -406,2 + 500 = 93,8 \text{ кВт}$$

Ексергічний ККД компресора

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_2 - E_1}{N} = \frac{406,2}{500} = 0,812$$

б) Ексергетичний баланс ТО



$$E_2 + E_{н1} = E_3 + E_{н2} + \Pi_{\text{ТО}}$$

$$E_{н1} = 0 \text{ (параметри навколишнього середовища)}$$

$$E_{н2} = m_e \left[c_{pe}(t_{e2} - t_{e1}) - T_0 c_{pe} \ln \frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right] = m_e c_{pe} \left(t_{e2} - t_{e1} - T_0 \ln \frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right) = 15,33 \cdot 4,187 \left(22 - 15 - 288 \cdot \ln \frac{295}{288} \right) = 5,4 \text{ кВт}$$

$$E_3 = m_n \left[c_{pe}(T_3 - T_0) - T_0 \left(c_{pn} \ln \frac{T_3}{T_0} - R \ln \frac{P_3}{P_0} \right) \right] = 2,5 \cdot \left[1,004 \cdot (35 - 15) - 288 \cdot \left(1,004 \cdot \ln \frac{308}{288} - 0,287 \cdot \ln \frac{4}{1} \right) \right] = 288,1 \text{ кВт}$$

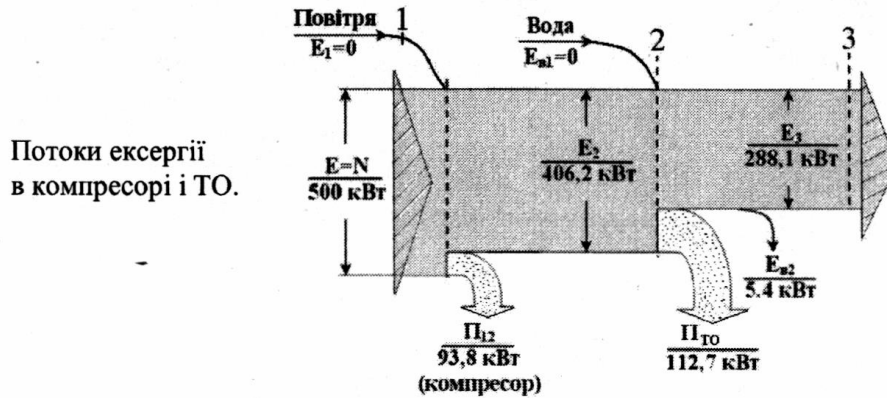
Втрата ексергії в ТО

$$\Pi_{\text{ТО}} = E_2 - E_1 - (E_{\text{в2}} - E_{\text{в1}}) = 406.2 - 288.1 - 5.4 = 112.7 \text{ кВт.}$$

Ексергічний ККД ТО,

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{в2}} - E_{\text{в1}}}{E_2 - E_1} = \frac{5.4}{118.1} = 0.046 \text{ або } 4,6 \%$$

Смуговий графік потоків ексергії в компресорі і в ТО показаний нижче.



8.3 Завдання для самостійної роботи

Для самостійної роботи використати алгоритм розв'язку **прикладу 2**. Прийняти, що $P_0 = 0.1 \text{ МПа}$, $c_n = 1.00 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $c_v = 4.19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Інші дані для завдання взяти з табл. 3.1.

Таблиця 8.1.

Дані для самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	N, кВт	m _п , кг/с	P ₁ , МПа	P ₂ , МПа	t ₁ , °C	t ₃ , °C	t _{1ов} , °C	t _{2ов} , °C
1	500	2.0	0.1	1.5	20	30	15	25
2	400	1.6	0.1	1.0	30	40	15	30
3	450	1.5	0.1	1.1	40	50	15	35
4	620	2.5	0.1	1.4	15	30	15	26
5	550	1.8	0.1	1.2	25	35	15	22
6	600	2.2	0.1	0.9	35	45	15	23
7	570	1.7	0.1	0.8	10	20	15	20
8	680	2.6	0.1	1.6	28	40	15	38
9	640	1.9	0.1	1.7	17	30	15	27
0	700	2.7	0.1	1.9	38	50	15	45

9 ПРОЦЕСИ У ПІДГРІВАЧАХ

9.1 Приклад 1

У нагрівач мережної води подається пара ($D = 15 \text{ т/год.}$) від парового котла ДКВР при $P_1 = 14 \text{ бар}$ і $t_1 = 250 \text{ °C}$. Пара конденсується до стану насиченої рідини, нагриваючи при цьому мережну воду від 70 °C до 150 °C .

Визначити теплову потужність підгрівача Q , витрати мережної води m , виробництво ентропії S_n і втрати ексергії Π , а також скласти ексергічний баланс ТО і знайти його ексергічний ККД $\eta_{\text{екс}}$. Температура довкілля $t_0 = 27 \text{ °C}$.

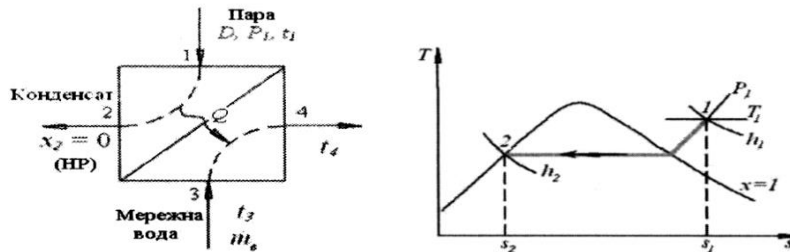
Дано: $P_1 = 14 \text{ бар}$; $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$; $D = 15 \text{ м/год.} = 4.167 \text{ кг/с}$; $t_2 = t_s(P_1 = P_2)$; $P = \text{Const}$; $x_2=0$; $t_3 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_4 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_0 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$.

Визначити: Q , m_e ; S_H ; \dot{I} ; η_{ex} .

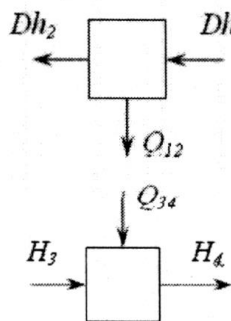
Аналіз

1) Зображаємо схему потоків та T-S діаграму процесу. За таблицями визначаємо параметри точок 1 та 2, див. T-S діаграму.

т.1. $h_1 = 2928 \text{ кДж/кг}$; $s_1 = 6.76 \text{ кДж/(кгК)}$; т.2. $h_2 = h_2' = 830.1 \text{ кДж/кг}$; $s_2 = s_2' = 2.284 \text{ кДж/(кгК)}$.



2) Енергетичні баланси:



а) Потік пари $Dh_1 = Q_{12} + Dh_2 \Rightarrow$

Теплова потужність підігрівача:

$$|Q_{12}| = D \cdot (h_1 - h_2) = \frac{15 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 10^3} \cdot (2928 - 830,1) = 8741,7 \text{ кВт}$$

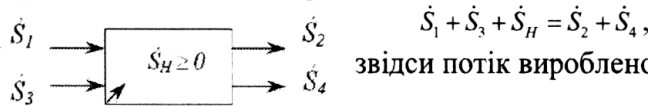
б) Потік мережної води

$$H_3 + Q_{34} = H_4, \text{ где } Q_{34} = |Q_{12}|.$$

$$Q_{34} = m_e \cdot h_e = m_e \cdot c_{pe} \cdot (t_4 - t_3) \Rightarrow$$

$$\text{Витрата мережної води } m_e = \frac{Q_{34}}{c_{pe} \cdot (t_4 - t_3)} = \frac{8741,7}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 26,08 \text{ кг/с}$$

3) Ентропійний баланс підігрівача:



$$\dot{S}_1 + \dot{S}_3 + \dot{S}_H = \dot{S}_2 + \dot{S}_4,$$

звідси потік виробленої ентропії:

$$\dot{S}_H = (\dot{S}_4 - \dot{S}_3) - (\dot{S}_1 - \dot{S}_2) = \dot{m}_e \cdot (s_4 - s_3) - D \cdot (s_1 - s_2).$$

Для води (рідкої фази) зміну питомої ентропії можна оцінити по залежності:

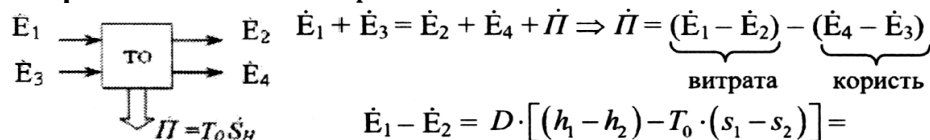
$$s_4 - s_3 = \int_3^4 \frac{\delta q}{T} = \int_3^4 c_{pe} \frac{dT}{T} = c_{pe} \cdot \ln \frac{T_4}{T_3} = 4,19 \cdot \ln \frac{273 + 150}{273 + 70} = 0,8784 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \text{ тоді}$$

$$\dot{S}_H = \dot{m}_e \cdot (s_4 - s_3) - D \cdot (s_1 - s_2) = 26,08 \cdot 0,8784 - 4,167 \cdot (6,76 - 2,2836) = 4,256 \frac{\text{кВт}}{\text{К}}.$$

Втрати ексергії в підігрівачі за рівнянням Гюї-Стодола

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_H = 300 \cdot 4,256 = 1277 \text{ кВт}.$$

4) Ексергічний баланс підігрівача



$$\dot{E}_1 + \dot{E}_3 = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 + \dot{I} \Rightarrow \dot{I} = \underbrace{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2)}_{\text{витрата}} - \underbrace{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)}_{\text{користь}}$$

$$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 = D \cdot [(h_1 - h_2) - T_0 \cdot (s_1 - s_2)] = 4,167 \cdot [(2928 - 830,1) - 300 \cdot (6,76 - 2,2836)] = 3146,4 \text{ кВт};$$

$$\dot{E}_4 - \dot{E}_3 = m_e \cdot [(h_4 - h_3) - T_0 \cdot (s_4 - s_3)] = m_e \cdot [c_{pe} \cdot (t_4 - t_3) - T_0 \cdot (s_4 - s_3)] = 26,08 \cdot [4,19 \cdot (150 - 70) - 300 \cdot 0,8784] = 1869,4 \text{ кВт}.$$

а) Втрати ексергії в підігрівачі за рівнянням ексергічного балансу:

$$\dot{I} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3) = 3146,4 - 1869,4 = 1277 \text{ кВт}$$

б) Ексергічний ККД підігрівача:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} = \frac{1869,4}{3146,4} = 0,594 \text{ або } 59,4\%$$

Відповідь. Розраховані параметри режиму роботи підігрівача такі: $Q = 8742 \text{ кВт}$;

$$m_{\text{в}} = 26,1 \text{ кг/с}; S_H = 4,26 \text{ кВт/К}; \dot{I} = 1277 \text{ кВт}; \eta_{ex} = 59,4\%$$

9.2 Приклад 2

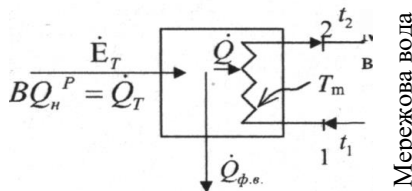
У водогрійній котельні вода, що подається в теплову мережу, нагрівається до $t_2 = 80^\circ\text{C}$, а повертається в котельну установку з температурою $t_1 = 35^\circ\text{C}$. Енергетичний ККД котла при спалюванні природного газу дорівнює $\eta_e = 0,85$. Відношення Q_H^P/e_T для природного газу рівне $0,97$. Визначити втрати ексергії в мережі \dot{I} , ексергічний ККД котельної η_{ex} . Температура оточуючого середовища $T_0 = 270\text{K}$ ($t_0 = -3^\circ\text{C}$).

Дано: $t_1 = 35^\circ\text{C}$; $t_2 = 80^\circ\text{C}$; $\eta_e = 0,85$; $Q_H^P/e_T = 0,97$; $t_0 = 3^\circ\text{C}$.

Визначити: \dot{I} , η_{ex} .

Аналіз

1) Зобразимо схему потоків водогрійної котельні.



2) Ексергія теплоти, що підводиться до мережової води $\dot{E}'[Q(T_m)] = \dot{Q} \cdot \tau_m$, де фактор Карно $\tau_m = 1 - T_0/T_m$. Середня термодинамічна температура T_m води ($c_p = const$) визначається залежністю

$$T_m = \frac{q}{\Delta s} = \frac{c(T_2 - T_1)}{c \ln T_2 / T_1} = \frac{80 - 35}{\ln 353 / 308} = 330\text{K}$$

або наближеною формулою

$$t_m = (80 + 35)/2 = 57^\circ\text{C} = 330\text{K},$$

відповідно

$$\tau_m = 1 - T_0/T_m = 1 - 270/330 = 0,182.$$

3) Втрати ексергії зв'язані з необоротністю процесу теплопередачі між теплоносіями з різними температурами визначимо за формулою Гюї – Стодоли. для цього потрібно визначити величину створеної ентропії.

Зміна питомої ентропії води (рідка фаза)

$$s_4 - s_3 = c_p \ln \frac{T_4}{T_3} = 4,19 \ln \frac{345}{318} = 0,3414 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

$$\text{Тоді } \dot{S}_H = \dot{m}_s(s_4 - s_3) - D(s_1 - s_2) = 24 \cdot 0,3414 - 1,189 \cdot (7,4811 - 1,192) = 0,716 \text{ кВт/К}$$

Загальні втрати ексергії в ТО за рівнянням Гюї-Стодола

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_H = 293 \cdot 0,716 = 210 \text{ кВт}$$

4) Ексергічний ККД котельні

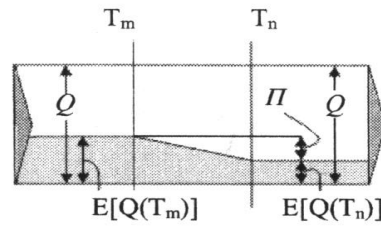
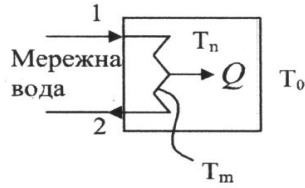
$$\eta_{ex}^{кот.} = \frac{\dot{E}[\dot{Q}(T_m)]}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q} \cdot \tau_m}{B \cdot e_T} = \frac{BQ_H^P \cdot \eta_{КУ} \cdot \tau_m}{B \cdot e_T} = 0,97 \cdot 0,85 \cdot 0,182 = 0,15 \text{ або } 15\%$$

Мала величина ексергічного ККД пояснюється малою ексергією теплоти, що підводиться до мережової води ($\tau_m = 0,182$). Оскільки для теплопостачання ексергія теплоти не важлива, то малий ексергічний ККД котельні не свідчить про недосконалість процесу, а про те, що використовувати теплоту води для перетворень в інші форми не доцільно.

9.3 Приклад 3

В опалювальному пристрої системи опалення приміщення мережна вода охолоджується від $t_1 = 80^\circ\text{C}$ до $t_2 = 35^\circ\text{C}$. Температура повітря у приміщенні підтримується рівною 20°C . Температура оточуючого природного середовища ($t_0 = -3^\circ\text{C}$ ($T_0 = 270\text{K}$)). Знайти ексергічний ККД опалювального пристрою.

Мережна вода
 $t_2 = 35^\circ\text{C}$
 $t_1 = 80^\circ\text{C}$
 $T_n = 293\text{K}$
 $\eta_{ex}^{on} = ?$



Середня термодинамічна температура мережної води (при $c = \text{const}$)

$$T_m = \frac{q}{\Delta s} = \frac{c(T_2 - T_1)}{c \ln T_2 / T_1} = \frac{T_1 - T_2}{\ln T_1 / T_2} = \frac{80 - 35}{\ln 353 / 308} = 330\text{K}$$

(за наближеною формулою

$$t_m = (t_1 + t_2) / 2 = (80 + 35) / 2 = 57^\circ\text{C}.)$$

Фактори Карно для приміщення та мережі,

$$\tau_n = 1 - T_0 / T_n = 1 - 270 / 293 = 0,08;$$

$$\tau_m = 1 - T_0 / T_m = 1 - 270 / 330 = 0,182 .$$

Ексергічний ККД опалювального пристрою

$$\eta_{ex}^{on} = \frac{E[Q(T_n)]}{E[Q(T_m)]} = \frac{Q \cdot \tau_n}{Q \cdot \tau_m} = \frac{\tau_n}{\tau_m} = \frac{0,08}{0,182} = 0,44 \text{ або } 44\%.$$

9.4 Завдання для самостійної роботи

Для самостійної роботи використати алгоритм розв'язку **прикладу 1**. Прийняти, що $P_0 = 0,1\text{МПа}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $c_g = 4,19\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$. Інші дані для виконання завдання взяти з табл. 9.1.

Таблиця 9.1.

Дані для самостійної роботи.

Остання цифра номера ЗК	D, т/год.	P ₁ , МПа	t ₁ , °C	t _{мв1} , °C	t _{мв2} , °C
1	10	1.4	260	50	80
2	12	1.5	280	55	90
3	13	1.6	290	60	90
4	14	1.7	280	65	100
5	15	1.8	285	70	110
6	16	1.9	295	75	115
7	17	2.0	300	80	120
8	12	1.5	240	55	100
9	14	1.4	250	60	105
0	15	1.3	260	70	110

10 РЕКОНСТРУКЦІЯ РАЙОННОЇ КОТЕЛЬНОЇ ДО ТЕЦ

Одним зі шляхів підвищення теплової та економічної ефективності систем тепlopостачання є комбіноване виробництво теплоти та електроенергії для теплових навантажень, які покриваються котельнями. У випадку встановлення парової турбіни в котельні може бути застосована схема, наведена на рис. 1.

Оцінімо, використовуючи поняття ексергічних втрат різницю між опаленням гострою

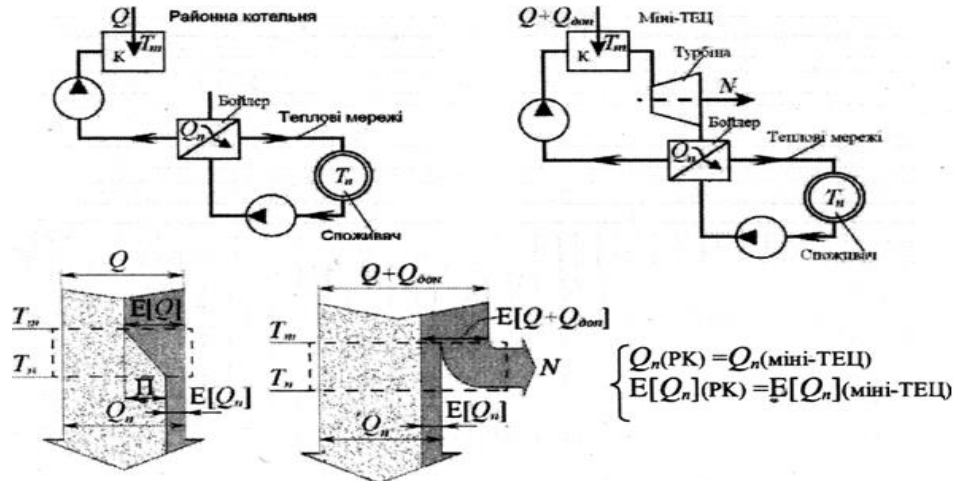


Рис. 1. Схема тепlopостачання від РК та міні ТЕЦ на базі котельні. парю (опалювальна парова котельня) і теплофікацією (міні-ТЕЦ на базі котельні).

Енергетичні баланси при однакових Q_n :

$$\text{для РК: } Q = Q_{cn}; \quad \text{для міні ТЕЦ: } Q = Q_{cn} + N = Q + Q_{dod}.$$

Ексергічні баланси:

$$\text{для РК: } E[Q(T_m)] = E[Q_{cn}(T_{cn})]; \quad \text{для міні ТЕЦ: } E(Q + Q_{dod}) = E[Q_{cn}(T_{cn})] + N.$$

З рівняння енергетичного балансу для районної котельні (РК) і ТЕЦ випливає, що на виробництво теплофікаційним потоком пари потужності N додатково затрачається (порівняно з РК) кількість теплоти,

$$Q_{dod} \sim N.$$

Звідси можна зробити помилковий висновок про те, що додатково витрачена теплота дає можливість одержати роботу з ефективністю 100% незалежно від досконалості процесів у турбіні. Проте за якістю (ексергії) величини Q_{dod} та N різні. Відповідно до ексергічних балансів РК і міні ТЕЦ, перехід від опалення гострою парю до опалення відпрацьованою в турбіні парю дає додаткову роботу, рівну N , але це вимагає додаткову витрату ексергії,

$$E_{dod} = E(Q + Q_{dod}) - E(Q) = N - \Pi.$$

Звідси витікає, що N більше додаткової витрати ексергії E_{dod} на величину Π . Отже, **виграш від теплофікації дорівнює Π .**

У чому ж причина зникнення Π при переході до теплофікації?

При опаленні гострою парю в РК існує кінцева різниця температур між гарячою парю (середня термодинамічна температура T_m) і температурою в приміщенні T_n , що обов'язково веде до виникнення ексергічної втрати Π .

Можна запитати, чому не можна одержати $\Pi = 0$ у котельні, якщо знизити параметри гострої пари так, щоб вона віддавала теплоту при температурі близькій до T_n . Але зниження параметрів гострої пари, як було показано раніше, викличе збільшення втрат ексергії в котлі на величину Π . Отже, втрати ексергії не можна усунути принципово (власні втрати системи тепlopостачання від РК).

10.1 Приклад 1

Сформулювати залежність ексергічного ККД РК від температур горіння палива та температури теплоносія у приміщенні. Порівняти енергетичні та ексергічні ККД РК та міні-ТЕЦ при однакових умовах споживача. Прийняти електричний ККД міні-ТЕЦ $\eta_e = 0.4$, температуру доквілля $t_0 = -6^\circ\text{C}$, температуру в приміщенні $t_{cn} = 17^\circ\text{C}$, середню температуру горіння палива $t_m = 750^\circ\text{C}$, коефіцієнт втрат подачі теплоти від котельні до споживача $k_{em} = 0.2$, температуру теплоносія в приміщенні $t_{np}^{mn} = 60^\circ\text{C}$.

Дано: $t_m = 750^\circ\text{C}$; $t_{np} = 60^\circ\text{C}$; $t_{cn} = 17^\circ\text{C}$; $t_0 = -6^\circ\text{C}$; $\eta_e = 0.4$; $k_{em} = 0.2$.

Визначити: $\eta_{ex}/\eta_{en}|_{PK}$, $\eta_{ex}/\eta_{en}|_{\text{міні-ТЕЦ}}$ та $\eta_{ex}|_{PK}$ і $\eta_{ex}|_{\text{міні-ТЕЦ}}$.

Аналіз.

Переведемо температури в шкалу Кельвіна: $T_m = 1023\text{K}$; $T_{np}^{mn} = 333\text{K}$; $T_0 = 266\text{K}$.

1) Ексергічний ККД РК за аналогією з енергетичним представимо у вигляді,

$$\eta_{ex} = (\text{використана ексергія})/(\text{затрачена ексергія}).$$

Зауважимо, якщо джерелом тепла є КУ, визначаючи її ККД, ми фактично розглядаємо коефіцієнт корисного використання палива (ККВП) КУ. Для ексергічного ККД РК маємо,

$$\eta_{ex}|_{PK} = \frac{Ex(T_{np}^{mn})}{Ex(T_m)} = \frac{(1 - k_{em}) \cdot Q_{ку} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{np}^{mn}}\right)}{Q_{ку} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)} = (1 - k_{em}) \cdot \frac{T_{np}^{mn} - T_0}{T_m - T_0} \cdot \frac{T_m}{T_{np}^{mn}},$$

$$\eta_{ex}|_{PK} = (1 - k_{em}) \frac{T_{np}^{mn} - T_0}{T_m - T_0} \cdot \frac{T_m}{T_{np}^{mn}} = 0.8 \cdot \frac{333 - 267}{1023 - 267} \cdot \frac{1023}{333} = 0.21.$$

2) Енергетичний ККД котельні (її ККВП),

$$\eta_{en}|_{PK} = \frac{Q_{np}^{mn}}{Q_{ку}} = \frac{(1 - k_{em}) \cdot Q_{ку}}{Q_{ку}} = (1 - k_{em}); \quad \eta_e|_{PK} = 0.8.$$

3) Відповідно, $\eta_{ex}/\eta_{en}|_{PK} = 0.21/0.8 = 0.26$.

Велика різниця між енергетичним ККД та ексергічним зв'язана з тим, що порівнюються дві **різні** величини, **кількість** енергії (в енергетичному ККД) та **якість** енергії (її здатність до подальших перетворень). Внаслідок суттєвого зниження температури теплоносія, що подається у приміщення його теплова енергія втрачає ексергію (фактор Карно).

4) Робота міні-ТЕЦ при однаковому тепловому навантаженні Q_T з котельнею, як обговорювалося вище, вимагає додаткових затрат теплоти $Q_{доd}$ на генерацію електроенергії. Розрахуємо цю величину, використавши означення електричного ККД ТЕЦ та прийнявши, що $Q_{доd} = Ne$, тобто що додаткове тепло повністю перетворюється в електроенергію,

$$\eta_{el}|_{MT} = \frac{Q_{доd}}{Q_{ку} + Q_{доd}} = 0.4.$$

Звідси знаходимо $Q_{доd} = 0.67Q_{ку}$, відповідно, величина теплопродуктивності КУ зростає до $Q_{ку}^{MT} = 1.67Q_{ку}$.

Отже енергетичний ККД міні-ТЕЦ щодо затрат тепла на споживачів стає рівним,

$$\eta_{en}|_{MT} = \frac{(1 - k_{em}) \cdot Q_{ку}}{1.67 \cdot Q_{ку}} = \frac{0.8}{1.67} = 0.48.$$

Ексергічний ККД міні-ТЕЦ щодо споживачів тепла (приміщення) визначається як і раніше,

$$\eta_{ex} |_{MT} = \frac{Ex(T_{np}^{mn})}{Ex(T_m)} = \frac{(1-k_{em}) \cdot 1.67 \cdot Q_{ky} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{np}^{mn}}\right)}{1.67 \cdot Q_{ky} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)} = (1-k_{em}) \cdot \frac{T_{np}^{mn} - T_0}{T_m - T_0} \cdot \frac{T_m}{T_{np}^{mn}}$$

і залишається незмінним $\eta_{ex} |_{MT} = 0.21$.

Загальний ексергічний ККД міні-ТЕЦ визначаємо з врахуванням генерації електроенергії (чистої ексергії), прийнявши, що $Ne = Q_{dod} = 0.67Q_{ky}$,

$$\eta_{ex}^{zag} |_{MT} = \frac{Ex(T_{np}^{mn}) + Ex(Q_{dod})}{Ex(Q_{ky}^{MT})} = \frac{(1-k_{em}) \cdot Q_{ky} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{np}^{mn}}\right) + Ne}{1.67 \cdot Q_T \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right)} = \frac{(1-k_{em})}{1.67} \cdot \frac{T_m}{T_m - T_0} \cdot \frac{T_{np}^{mn} - T_0}{T_{np}^{mn}} + \frac{0.67 \cdot T_m}{1.67 \cdot (T_m - T_0)}$$

Підставивши числові значення, отримуємо: $\eta_{ex}^{zag} |_{MT} = 0.67$.

Тобто **загальний ексергічний** ККД міні-ТЕЦ (*ЕхККВП* щодо ексергії) зростає внаслідок виробництва електроенергії, **чистої ексергії**. Енергетичний ККВП когенераційної установки

$$E_{нККВП} = \eta_{en}^{zag} |_{MT} = \frac{(1-k_{em}) \cdot Q_{ky} + Q_{dod}}{Q_{ky}^{MT}} = \frac{(1-k_{em}) \cdot Q_{ky} + 0.67 \cdot Q_{ky}}{1.67 \cdot Q_T} = 0.88$$

Бачимо, що використання когенерації підвищує енергетичний ККВП, а, значить ефективність використання початкового палива.

Зауважимо, що використання ТЕЦ робить вигідною низьку температуру теплоносія в радіаторі опалювального приладу, оскільки таким чином знижуються параметри пари відбору з турбіни, і т.ч. зростає виробництво N .

10.2 Завдання для самостійної роботи

Для самостійної роботи використати алгоритм розв'язку **прикладу 1**. Прийняти, що $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $c_g = 4.19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$. Інші дані для виконання завдання взяти з табл. 10.1.

Таблиця 10.1.

Дані для самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{сп}, ^\circ\text{C}$	$t_{пр}^{тн}, ^\circ\text{C}$	$t_m, ^\circ\text{C}$	η_e	$k_{вт}$
1	-3	17	50	700	0.35	0.08
2	-5	18	60	650	0.37	0.09
3	-7	20	70	750	0.38	0.10
4	-10	21	80	800	0.39	0.12
5	0	22	50	550	0.40	0.13
6	5	23	55	600	0.43	0.10
7	15	24	65	780	0.45	0.12
8	20	25	40	800	0.38	0.14
9	22	19	45	900	0.35	0.15
0	10	22	50	850	0.37	0.17

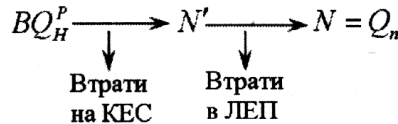
11 ОПАЛЕННЯ ЕЛЕКТРОКОТЕЛЬНЕЮ

11.1 Аналіз ситуації

Схема енергетичних потоків для електростанції має вигляд.



1. Енергетичний аналіз:



Відповідно, коефіцієнт корисного використання палива дається виразом,

$$ККВ = \frac{Q_n}{BQ_H^p} = \frac{N'}{BQ_H^p} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{Q_n}{N} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \eta_{ЕН=1}$$

Енергетичний ККД електронагрівача за 1-м законом термодинаміки

$$\eta_{ЕН} = Q_n/N = 1, \text{ або } 100\%.$$

Наприклад, для електростанції з параметрами: $\eta_{КЕС} = 0,38$; $\eta_{ЛЕП} = 0,92$, отримуємо

$$ККВП = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} = 0,38 \cdot 0,92 = 0,35, \text{ або } 35\%.$$

2. Ексергічний аналіз роботи електронагрівача:



Споживачу (у приміщення) надходить ексергія

$$Ex[Q_n(T_n)] = Ex_n = Q_n \cdot \tau_n \text{ де } \tau_n = 1 - T_0/T_n.$$

Тут T_n – температура поверхні електронагрівача у приміщенні.

При цьому до системи “електронагрівач + споживач ” підводиться (витрачається) ексергія, що дорівнює N . У відповідності з 1-м законом термодинаміки тут $Q_n = N$.

Звідси **ексергічний ККД системи “електронагрівач + споживач ”**

$$\eta_{Е-С}^{ex} = \frac{E[Q_n(T_n)]}{N} = \frac{E_n}{N} = \frac{Q_n \cdot \tau_n}{Q_n} = \tau_n.$$

Наприклад, при:

$$T_n = 313\text{К} \text{ и } T_0 = 270\text{К}, \quad \eta_{Е-С}^{ex} = \tau_n = 0,14 \text{ або } 14\%.$$

Отже з ексергічної т.з. опалення електростанцією **термодинамічно неефективне**. Електронагрівач служить прикладом реалізації необоротного нагріву. При цьому з електроенергії - чистої ексергії електронагрівач в необоротному процесі створює енергію.

Загальний ексергічний ККД аналізованої системи тепlopостачання, що включає джерело електропостачання (у нашому випадку КЕС), буде дорівнювати

$$\eta_{EH}^{ex} = \eta_{KES}^{ex} \cdot \eta_{ЛЕП}^{ex} \cdot \eta_{E-C}^{ex} = \eta_{KES}^{ex} \cdot \eta_{ЛЕП}^{ex} \cdot \tau_n = \underbrace{\eta_{KES} \cdot \eta_{ЛЕП}}_{ККВ} \cdot \tau_n,$$

тому що $\eta_{ЛЕП}^{ex} = \eta_{ЛЕП}$ а при $E_T \approx BQ_H^p$ $\eta_{KES}^{ex} = \eta_{KES}$, для нашого прикладу

$$\eta_{EK}^{ex} = \eta_{KES} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \tau_n = 0,38 \cdot 0,92 \cdot 0,14 = 0,05 \text{ або } 5\%;$$

тоді як при теплопостачанні від РК (див. тему 10) $\eta_{PK}^{ex} = 21\%$.

Порівнюючи ЕнККВП для РК та ЕК за прийнятих умов, бачимо, що РК витрачає палива у 2.3 раз менше (0.8/0.35) порівняно з електроопаленням від КЕС.

Загалом, системи теплопостачання від РК на органічному паливі та від електронагрівачів, що споживають електроенергію від КЕС, мають малий ексергічний ККД.

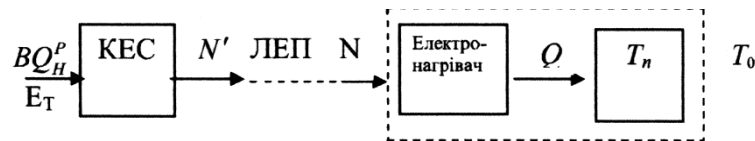
Такі системи неефективно використовують ексергію первинних енергоресурсів, що пояснюється втратами ексергії, пов'язаними з процесом горіння і теплопередачею при значних різницях температур.

11.2. Приклад 1

Знайти загальний ексергічний ККД системи опалення від електричних нагрівачів при електропостачанні від КЕС з енергетичним ККД КЕС $\eta_{KES} = 0.38$. Прийняти: $Q_H^p/e_T = 1$, електроенергія підводиться з ККД лінії електропередачі (ЛЕП) $\eta_{ЛЕП} = \eta_{ЛЕП}^{ex} = 0,92$. Температура повітря у приміщенні $T_n = 293 \text{ K}$. Температура середовища $T_c = 270 \text{ K}$. Зобразити потоки ексергії та енергії в електричному нагрівачі у вигляді смугового графіку.

Аналіз:

1) Зображаємо схему потоків енергії системи опалення,



2) Загальний ексергічний ККД системи опалення:

$$\eta_{ex}^{EO} = \frac{E[Q(T_n)]}{E_T} = \frac{N'}{E_T} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{Q \cdot \tau_n}{N} = \eta_{KES} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \tau_n.$$

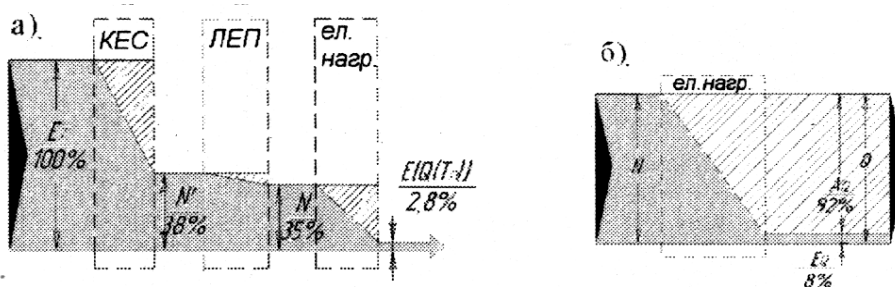
Тут $N'/E_T = \eta_{KES}$ при $BQ_H^p = E_T$, оскільки $Q_H^p/e_T = 1$; $N/N' = \eta_{ЛЕП}$; $Q/N = 1$,

фактор Карно $\tau_n = 1 - \frac{T_0}{T_n} = 1 - \frac{270}{293} = 0,08$.

$$\eta_{ex}^{EO} = \eta_{KES} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \tau_n = 0,38 \cdot 0,92 \cdot 0,08 = 0,028 \text{ або } 2,8\%.$$

3) При цьому **коефіцієнт корисного використання теплоти палива** (загальний енергетичний ККД опалення):

$$\eta_{EO} = \frac{Q}{BQ_H^p} = \frac{N'}{BQ_H^p} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{Q}{N} = 0,38 \cdot 0,92 \cdot 1 = 0,35 \text{ або } 35\%$$



4) На рис. зображено смугові графіки перетворення ексергії повного процесу опалення. З рисунку бачимо: а) лише 2.8% ексергії теплоти зберігається, останнє перетворюється в

анергію. Рис. б) показує, яка частина ексергії від КЕС перетворюється в анергію теплоти в приміщенні, а яка зберігається (8%).

11.3 Завдання для самостійної роботи

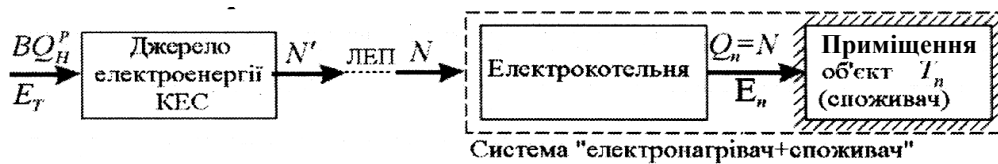
Приміщення опалюється електроротельною від КЕС з електричним ККД бруто $\eta_b = 39\%$. Втрати електроенергії в ЛЕП становлять $k_{em} = 8\%$. Температура поверхонь нагрівного приладу $t_{nn} = 60^\circ\text{C}$, температура оточення $t_0 = -13^\circ\text{C}$. Визначити ККВ палива, ексергічний ККД системи КЕС → ЛЕП → приміщення та питомі (віднесені до одиниці потужності) втрати ексергії. Числові дані для виконання завдання взяті з табл. 3.1.

Дано: $t_{nn} = 60^\circ\text{C}$; $t_0 = -13^\circ\text{C}$; $\eta_b = 0.39$; $k_{em} = 0.08$.

Визначити: ККВ; η_{ex} ; та Δe_{ex} .

Аналіз.

1. Технологічна схема електроротельні показана на рисунку,



а її математична модель така:

$$\eta_{EH}^{ex} = \eta_{KES}^{ex} \cdot \eta_{ЛЕП}^{ex} \cdot \eta_{E-C}^{ex} = \eta_{KES}^{ex} \cdot \eta_{ЛЕП}^{ex} \cdot \tau_n = \underbrace{\eta_{KES}^{ex} \cdot \eta_{ЛЕП}^{ex}}_{ККВ} \cdot \tau_n$$

2. Відповідно, можемо записати

$$ККВ = \eta_b \cdot (1 - k_{em}) = 0.39 \cdot 0.92 = 0.36.$$

3. Ексергічний ККД системи КЕС → ЛЕП → «приміщення»

$$\eta_{ex} = ККВ \cdot (1 - T_0/T_{nn}) = 0.36 \cdot (1 - 260/333) = 0.36 \cdot 0.22 = 0.08.$$

4. Питомі втрати ексергії від палива (котел) до приміщення знаходимо за означенням,

$$\Delta e_{ex} = \eta_b - \eta_{ex} = 1.0 - 0.08 = 0.92.$$

Бачимо, що практично вся початкова ексергія палива перетворюється в анергію.

Таблиця 11.1.

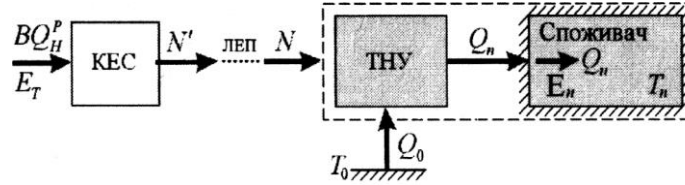
Дані до самостійного завдання .

Остання цифра номера ЗК	η_b	$k_{вт}$	$t_{nn}, ^\circ\text{C}$	$t_0, ^\circ\text{C}$
1	0.35	0.05	50	0
2	0.37	0.07	60	10
3	0.36	0.08	70	15
4	0.30	0.1	80	12
5	0.34	0.06	70	-10
6	0.39	0.09	65	-20
7	0.33	0.12	55	5
8	0.38	0.11	75	-23
9	0.37	0.08	60	11
0	0.40	0.15	75	-16

12 ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

12.1 Аналіз режиму роботи

Для роботи теплонасосної установки (ТНУ) використовується електроенергія, що виробляється на КЕС. Холодним джерелом теплоти для ТНУ прийнято навколишнє середовище. Схема роботи СТП обладнаної ТНУ з електроприводом показана нижче.



а) Енергетичний аналіз

Відповідно до схеми ККВП ТНУ може бути змодельований так,

$$ККВ = \frac{Q_n}{B Q_H^p} = \frac{N'}{B Q_H^p} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{Q_n}{N} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi$$

φ – опалувальний коефіцієнт.

Звертаємо увагу, що ККВП системи тепlopостачання від “ТНУ+КЕС” у φ раз вищий, ніж ККВП при електроопаленні.

б) Ексергічний аналіз:

Ексергічний ККД системи “ТНУ+КЕС” моделюється подібно до енергетичного,

$$\eta_{(ТНУ+КЕС)}^{ex} = \frac{E_n}{E_T} = \frac{E[Q_n(T_n)]}{E_T} = \frac{N'}{E_T} \cdot \frac{N}{N'} \cdot \frac{E[Q_n(T_m)]}{N} \cdot \frac{E[Q_n(T_n)]}{E[Q_n(T_m)]} = \eta_{КЕС}^{ex} \cdot \eta_{ЛЕП}^{ex} \cdot \eta_{ТНУ}^{ex} \cdot \eta_n^{ex}$$

1. Розрахунок ексергічного ККД передачі енергії від КЕС

Енергія палива на КЕС (ТЕС) перетворюється в електроенергію з ексергічним ККД КЕС (коефіцієнт перетворення теплоти палива в електроенергію).

$$\eta_{КЕС}^{ex} = \frac{N'}{E_T} \approx \frac{N'}{B \cdot Q_H^p} = \eta_{КЕС}, \text{ де } \eta_{КЕС} = \frac{N'}{B \cdot Q_H^p}$$

$B \cdot Q_H^p$ - швидкість виділення тепла внаслідок горіння палива, кількісно рівна ексергії палива, Q_H^p – нижча теплота горіння.

Електроенергія передається до ТНУ з ККД ЛЕП

$$\eta_{ЛЕП}^{ex} = \eta_{ЛЕП}$$

При $\eta_{ЛЕП}^{ex} = 0,92$ та $\eta_{КЕС} = 0,38$ загальний ексергічний ККД виробництва й передачі електроенергії становить

$$\eta_{КЕС}^{ex} = 0,38 \cdot 0,92 = 0,35 \text{ або } 35\%$$

Таким чином, у нашому прикладі електроенергія, що підводиться до ТНУ, в ексергічному балансі становить приблизно 35% ексергії палива, а в енергетичному балансі - 35% його теплоти.

2. Розрахунок ексергічного ККД ТНУ

Ексергічний ККД ТНУ

$$\eta_{ТНУ}^{ex} = \frac{E[Q_n(T_m)]}{N} = \frac{Q_n \cdot \tau_m}{N} = \varphi \cdot \tau_m,$$

φ - опалювальний коефіцієнт, який для реальної ТНУ можна оцінити по формулі

$$\varphi = (0,5 \dots 0,6) \cdot \frac{T_m}{T_m - T_0}. \quad \text{При} \quad \tau_m = 1 - \frac{T_0}{T_m} = \frac{T_m - T_0}{T_m}$$

одержуємо

$$\eta_{ТНУ}^{ex} = \varphi \cdot \tau \approx 0,5 \dots 0,6.$$

3. Ексергічний ККД опалювального приладу

$$\eta_{II}^{ex} = \frac{E[Q_n(T_n)]}{E[Q_n(T_m)]} = \frac{Q_n \cdot \tau_n}{Q_n \cdot \tau_m} = \frac{\tau_n}{\tau_m}$$

Якщо у ТНУ нагрівається, наприклад, мережева вода до

$t_2 = 80^\circ C$ від $t_1 = 40^\circ C$ ($T_m = 330K$), то при $T_0 = 270K$ $\tau_m = 1 - T_0/T_m = 1 - 270/330 = 0,18$,

то при $T_0 = 293K$ отримуємо $\tau_n = 1 - T_0/T_n = 1 - 270/293 = 0,08$.

Отже ексергічний ККД опалювального приладу

$$\eta_n^{ex} = \tau_n/\tau_m = 0,08/0,18 = 0,44.$$

4. Ексергічний ККД системи «ТНУ + опалювальний прилад»

$$\eta_{ТНУ}^{ex} \cdot \eta_n^{ex} = \varphi \cdot \tau_m \cdot \frac{\tau_n}{\tau_m} = \varphi \cdot \tau_n$$

5. Ексергічний ККД всієї системи теплопостачання від «КЕС + ТНУ» приймає вид

$$\eta_{(ТНУ+КЕС)}^{ex} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \eta_{ТНУ}^{ex} \cdot \eta_n^{ex} = \underbrace{\eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi}_{ККВП} \cdot \tau_n$$

З наведеного виразу виходить, що на відміну від РК енергетична ефективність розглянутих систем теплопостачання залежить від ефективності опалювального приладу.

Оцінка ексергічного ККД системи «ТНУ+КЕС» для прийнятих нами даних

$$\eta_{(ТНУ+КЕС)}^{ex} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi \cdot \tau_n = 0,35 \cdot 0,92 \cdot 3,0 \cdot 0,08 = 0,077 \text{ або } 7,7\%,$$

при ККВП, що дорівнює :

$$ККВП = \eta_{(ТНУ+КЕС)}^{ex} / \tau_n = 0,077/0,08 = 0,96 \rightarrow 96\%.$$

12.2 Приклад 1

Для опалення використовують ТНУ яка підігріває мережеву воду від $t_{M1} = 35^\circ C$ до $t_{M2} = 65^\circ C$. Опалювальний коефіцієнт ТНУ $\varphi = 2,8$, споживана електрична потужність $N = 200кВт$. Розрахувати ексергічний ККД «ТНУ+КЕС», ЕхККВП системи та витрату мережевої вод $G_{МВ}$, якщо ККД ТЕС $\eta = 0,35$, втрати енергії в ЛЕП $k_{em} = 0,07$, температура середовища $t_0 = -10^\circ C$.

Дано: $t_0 = -10^\circ C$; $t_{M1} = 35^\circ C$; $t_{M2} = 65^\circ C$; $\varphi = 2,8$; $\eta = 0,35$; $k_{em} = 0,07$; $N = 200кВт$.

Визначити: ЕхККВП; η_{ex} та $G_{МВ}$.

Аналіз:

1) Розраховуємо ККВП відповідно до формули

$$EнККВП = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi = 0,35 \cdot (1 - 0,07) \cdot 2,8 = 0,91.$$

2) Визначаємо ексергічний ККД ТНУ

$$\eta_{ТН}^{ex} = \varphi \cdot \tau_m; \quad \tau_m = \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right); \quad T_m = 0.5 \cdot (T_{m1} + T_{m2}) = 323; \quad \tau_m = 0.18.$$

$$\eta_{ТН}^{ex} = 2.8 \cdot 0.18 = 0.50.$$

3) Розраховуємо ексергічний ККД системи «ТНУ+КЕС»

$$\eta^{ex}_{(ТНУ+КЕС)} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi \cdot \tau_n; \quad \tau_n = (1 - T_0/T_{m2}) = 0.22.$$

$$\eta^{ex}_{(ТНУ+КЕС)} = 0,35 \cdot 0,93 \cdot 2.8 \cdot 0.22 = 0,20 \text{ або } 20\%.$$

4) Знаходимо величину $E_{xККВП}$,

$$E_{xККВП} = \eta_{КЕС} \cdot \eta_{ЛЕП} \cdot \varphi = 0.91.$$

Величина ексергічного ККВП співпадає з енергетичним ККВП.

5) Визначаємо витрату водного теплоносія в мережі,

$$Q_{мв} = G_{мв} \cdot c_v \cdot (T_{m2} - T_{m1}); \quad Q_{мв} = \varphi \cdot N = 200 \cdot 2.8 = 560 \text{ кВт}.$$

$$G_{мв} = Q_{мв} / c_v \cdot (T_{m2} - T_{m1}) = 560 / (4.19 \cdot 30) = 4.46 \text{ кг/с} \rightarrow 16 \text{ т/год}.$$

12.3 Завдання для самостійної роботи

Для самостійної роботи використати алгоритм розв'язку *прикладу 1*. При цьому прийняти, що $c_v = 4.19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$. Інші дані для виконання завдання взяти з табл. 12.1.

Таблиця 12.1.

Дані до самостійного завдання.

Остання цифра номера ЗК	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{m1}, ^\circ\text{C}$	$t_{m2}^{ТН}, ^\circ\text{C}$	$k_{вт}$	η_e	$N, \text{кВт}$
1	-3	30	60	0.08	0.35	350
2	-5	35	65	0.09	0.37	380
3	-7	40	70	0.10	0.38	400
4	-10	45	80	0.12	0.39	250
5	0	30	60	0.13	0.40	340
6	5	35	65	0.10	0.43	450
7	15	40	70	0.12	0.45	470
8	20	45	75	0.14	0.38	500
9	22	35	95	0.15	0.35	550
0	10	50	90	0.17	0.37	520

13 ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналізуючи режими роботи теплоенергетичних систем потрібно завжди мати на увазі їх призначення (мету застосування). Наприклад, генерація ексергії (енергії придатної для подальших перетворень) чи теплоти для опалювання. Звичайно, спільним для цих випадків є максимально ефективне (найбільший результат при найменших затратах) використання початкового енергетичного ресурсу, яким може бути викопне паливо, ядерні реакції чи відновлювальні джерела. Якщо розглядаються опалювальні котельні (ОК), то цільовим ресурсом є теплота, що використовується для створення комфортної температури в приміщеннях. При цьому розуміємо, що використовуваний потік теплоти розсіюється в оточенні, перетворюється в анергію і оцінювати ефективність використання палива з т.з.

ексергії не має змісту. Проте можна формулювати завдання щодо мінімізації питомих затрат первинного палива, використовуючи когенераційний процес (див. тему 10), то в цьому випадку для порівняння різних схем когенерації оправдано застосовувати ексергічний аналіз.

Інакше, метод аналізу повинен відповідати кінцевій меті використання палива. При генерації тепла (спалювання палива) для опалювання логічно застосовувати енергетичний підхід і оцінювати процес на підставі енергетичних балансів чи енергетичних коефіцієнтів корисного використання палива (ЕнККВП). Якщо ж розглядаються процеси зі зміною форм енергії, метою яких є максимальне збереження працездатності ресурсу, то доцільно застосовувати ексергічні коефіцієнти корисного використання палива (ЕксККВП).

Загалом щодо систем теплопостачання можна зробити такі висновки:

- для теплопостачання доцільно використовувати ОК, які мають ЕнККВП в межах 0.7...0.85. Оцінювати роботу ОК з т.з. ЕксККВП не має змісту, оскільки отримана ексергія в цьому випадку повністю втрачається;

- при використанні когенераційних опалювальних систем ефективність процесів доцільно оцінювати обома показниками як ЕнККВП, так і ЕксККВП. У нашому випадку використання когенерації, тема 10, ми отримали ЕнККВП = 0.88, а ЕксККВП = 0.67. Тобто когенераційна схема теплопостачання більш вигідна з т.з. використання первинного палива;

- порівнюючи ЕнККВП для РК та ЕК за прийнятих умов, бачимо, що РК витрачає первинного палива у 2.3 раз менше (0.8/0.35) порівняно з електроопаленням від КЕС і електроопалення є енергетично не вигідним;

- за витратою палива система «ТНУ+КЕС» у $0.96/0.8 = 1.2$ рази ефективніша від системи з РК і у $0.96/0.35 = 2.74$ рази від «ЕО + КЕС»; за ЕксККВП «ТНУ+КЕС» та ЕК співмірні, маючи за наших умов ЕксККВП ≈ 0.08 .

2. У реальних умовах переваги того чи іншого варіанту, теплопостачання визначаються техніко-економічною оптимізацією, де істотну роль відіграють ексергічні втрати і капітальні витрати, пов'язані зі здійсненням кожного варіанту.

14 ЛІТЕРАТУРА

1. П. П. Куделя. Методи термодинамічного аналізу установок і систем. Київ: НТУ КПП. 2010. 115 с.
2. Алабовский А. Н., Недужий И. А. Техническая термодинамика и теплопередача. Київ : Вища школа, 1990. 255 с. ISBN-5-11-001997-5
3. Крутов В. И. Техническая термодинамика. Москва: Высшая школа, 1981. 439 с.
4. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. Москва. Энергоатомиздат. 1988. 288 с. ISBN 5-283-00152-0.
5. Сорин М. В., Бродянский В. М. Методика однозначного определения эксергетического КПД технических систем преобразования энергии и вещества. *Изв. вузов. Сер. Энергетика*. 1985, № 3. С. 78–88.
6. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М. : Энергия, 1973. 148 с.
7. Эксергетические расчеты технических систем : справочное пособие / Под ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского / Бродянский В.М. и др. / Київ : Наукова думка, 1991. 359 с.
8. Кочмарський В. З. Методичні вказівки 01-06-49 «Методи термодинамічного аналізу систем і установок Ч.1. Перше і друге начала термодинаміки та поняття ексергії». Рівне : НУВГП. 2019. 47 с.
9. Никитин Е. Е. Оптимальное распределение установленной мощности в системах теплоснабжения с базовым и пиковым источниками тепловой энергии. *Промышленная теплотехника*. 2010. Т. 32, № 3. С. 64–72.
10. Эль-Саид И., Эванс Р. Термoeкономика и проектирование тепловых систем/ Энергетические машины и установки. Москва : Мир. 1970. № 1. (Тр. американского об-ва инженеров-механиков).